

FAT-Schriftenreihe 386

Energieverluste infolge von Rad-/Achsfehlstellungen am schweren
Sattelzug bei realen Umgebungsbedingungen



n

Energieverluste infolge von Rad-/Achsfehlstellungen am schweren Sattelzug bei realen Umgebungsbedingungen

Forschungsstelle

IPW automotive GmbH
Hannover

Autor

Dipl.-Ing. Matthias Bode

**Das Forschungsprojekt wurde mit Mitteln der Forschungsvereinigung
Automobiltechnik e.V. (FAT) gefördert.**

Inhaltsverzeichnis

Inhaltsverzeichnis	3
Bildverzeichnis	4
Formelzeichenverzeichnis	5
1 Einleitung	7
2 Veranlassung – Konzept – Umsetzung	10
3 Fahrwiderstand.....	15
3.1 Reifenrollwiderstand	17
3.2 Fahrzeugrollwiderstand.....	21
3.2.1 Spurwiderstand	21
3.3 Luftwiderstand	24
4 Grundsteine des Fahrversuchs.....	26
4.1 Versuchsmethode	26
4.2 Identifizierung der Zielgrößen	27
4.3 Versuchsträger.....	29
4.4 Stellantriebe.....	31
4.5 Messeinrichtungen	34
5 Versuchsprogramm.....	36
5.1 Einmessung Referenzzustand.....	39
6 Ergebnisse	42
6.1 Fahrversuch - Großsignal	43
6.1.1 Pretest auf Rundkurs.....	43
6.1.2 Vorspurinduzierter Fahrwiderstand	47
6.1.3 Achsenschiefstand – “Low speed“	50
6.1.4 Achsenschiefstand – “High speed“	52
6.2 Simulation – Kleinsignal.....	55
6.2.1 Toleranzen – Verlusteinflüsse systematisch zugeordnet	56
7 Resümee.....	59
8 Zusammenfassung	62
Literaturverzeichnis	65

Bildverzeichnis

BILD 1: MIT IDENTISCHEN LASTZUGKONFIGURATIONEN HINTERFRAGTE EINSPARMÖGLICHKEITEN [12]	12
BILD 2: GEDANKLICHER ANSATZ FÜR DAS GRUNDKONZEPT DER FORSCHUNGSARBEIT	13
BILD 3: METHODISCHES VORGEHEN MIT SYSTEMATISCHEN FAHRVERSUCHEN ALS GRUNDLAGE DER ERHEBUNG.....	14
BILD 4: CHARAKTERISIERUNG DES ENERGIEBEDARFS DURCH TEILWIDERSTÄNDE.....	15
BILD 5: AUFSCHLÜSSELUNG DES ÄUßEREN FAHRWIDERSTANDS IN 4 HAUPTANTEILE	16
BILD 6: STANDARISIERTER ROLLWIDERSTANDSPRÜFUNG AUF ROTIERENDER STAHLTROMMEL	18
BILD 7: DER REIFENROLLWIDERSTAND DOMINIERT DEN RADWIDERSTAND UMSO MEHR, JE BESSER DAS ALIGNMENT IST	21
BILD 8: SPURGEOMETRIE - TYPISCHE RADSTELLUNGEN EINER LENKACHSE (VORSPUR).....	22
BILD 9: SPURGEOMETRIE – FEHLSTELLUNG VON STARRACHSEN (CRAB)	23
BILD 10: EINZELHEITEN DER KONZIPIERTEN VERSUCHSMETHODIK “FPC”	27
BILD 11: GRUNDABMESSUNGEN DES HDV-VERSUCHSTRÄGERS	29
BILD 12: VERWENDETE ZUGMASCHINE (ACTROS 1844)	29
BILD 13: BEIGESTELLTER PLANENAUFLEGER (SCB)	30
BILD 14: LINEARAKTUATOR ZUR VARIATION DER GESAMTSPUR AN DER LENKACHSE DER SZM	31
BILD 15: ELEKTROMECHANISCHER SPINDELANTRIEB ZUR ERZEUGUNG VON CRAB	33
BILD 16: AUSZUG AUS DER PALETTE EINGESETZTER MESSEINRICHTUNGEN	34
BILD 17: TECHNISCHE ANGABEN ZU DEN BEREIFUNGSVARIANTEN	36
BILD 18: LASTANGABEN ZU BEIDEN BELADUNGSZUSTÄNDEN	37
BILD 19: VORGEZOGENE STATIONÄRE ALIGNMENT-UNTERSUCHUNG MIT SPEZIFISCHEN MESSEINRICHTUNGEN	39
BILD 20: ALS REFERENZ ZUGELASSENE SPUR- UND CRAB-TOLERANZEN FÜR SZM	40
BILD 21: ALS REFERENZ ZUGELASSENE SPUR- UND CRAB-TOLERANZEN FÜR DAS TRAILERAGGREGAT	41
BILD 22: KOMPLEMENTÄRES SIMULATIONSMODELL ZUR STEIGERUNG DER TRENNSCHÄRFE	42
BILD 23: UNTERSUCHTE GEOMETRIE-KONSTELLATIONEN UND BETRIEBSVARIANTEN	43
BILD 24: RUNDKURSOVAL ALS BASIS FÜR STATIONÄRE BETRIEBSPUNKTE.....	43
BILD 25: AUSZUG AUS MESSSERIE “STREUUNG DER ANSTRÖMBEDINGUNGEN”	44
BILD 26: AUSZUG AUS MESSSERIE “KRAFTSTOFFVERBRAUCH ALS FAHRWIDERSTANDSINDIKATOR”	45
BILD 27: AUSZUG AUS MESSSERIE “GIERWINKEL-BEEINFLUSSUNG”	45
BILD 28: AUSZUG AUS MESSSERIE “ANTRIEBSKRAFT-STREUUNGEN”	46
BILD 29: ABROLLEN MIT REIFENSCHRÄGLAUF ERHÖHT PRINZIPIELL DEN BEWEGUNGSWIDERSTAND	47
BILD 30: PROGRESSIVE WIDERSTANDSZUNAHME ÜBER SPURWINKEL ALS HAUPTMERKMAL.....	48
BILD 31: BEITRAG DER VORDERACHSE AM ENERGIEVERLUST INFOLGE VORSPUR.....	48
BILD 32: EXEMPLARISCHE ÜBEREINSTIMMUNG ZWISCHEN FAHRVERSUCH UND SIMULATION IM TESTFALL II	50
BILD 33: DURCH GIERREAKTION AUSGELÖSTE FAHRWIDERSTANDSERHÖHUNG.....	52
BILD 34: MITTELS CRAB GEZIELT MANIPULIERTER AERO-WIDERSTAND.....	53
BILD 35: SEPARIERUNG DES AERODYNAMIKEinFLUSSES	54
BILD 36: KRÄFTE UND ENERGIEVERLUSTE INFOLGE SPURWIDERSTAND AM BEISPIEL VON 4 TOLERANZEINSTUFUNGEN	56
BILD 37: ALIGNMENT-MUSTERFALL ZUR ABSCHÄTZUNG DES VERLUSTPOTENTIALS BEI TOLERANZÜBERSCHREITUNGEN	57

Formelzeichenverzeichnis

Zeichen	Bedeutung	Einheit
a_q	Querbeschleunigung	$[m/s^2]$
$c_{D,0}$	Luftwiderstandskoeffizient (frontal)	$[-]$
c_R	Rollwiderstandskoeffizient (Reifen)	$[N]$
$c_{R,ISO}$	Rollwiderstandskoeffizient (Reifen), ISO-Bedingungen	$[-]$
$c_{R,Zug}$	Rollwiderstandskoeffizient (Fahrzeug)	$[N]$
c_α	Reifenschräglaufsteifigkeit (Cornering Stiffness)	$[N/^\circ]$
$c_{\alpha,A}$	Achsschräglaufsteifigkeit	$[N/^\circ]$
F_{ACC}	Beschleunigungswiderstand (Kraft)	$[N]$
F_{Air}	Luftwiderstand (Kraft)	$[N]$
$F_{Air,0}$	Luftwiderstand (Kraft) bei frontaler Anströmung	$[N]$
F_{AN}	Antriebskraft ($\sum \text{Rad L} + \text{R}$)	$[N]$
F_α	Reifenseitenkraft	$[N]$
F_{Fahr}	Fahrwiderstand (Kraft)	$[N]$
F_{Incl}	Steigungswiderstand (Kraft)	$[N]$
F_R	Reifenrollwiderstand (Kraft)	$[N]$
$F_{R,Zug}$	Zugrollwiderstand (Fahrzeug)	$[N]$
F_{Rad}	Radwiderstand (Kraft)	$[N]$
f_{Rad}	Radwiderstandskoeffizient	$[-]$
F_{Spur}	Spurwiderstand	$[N]$
f_{Spur}	Spurwiderstandskoeffizient	$[-]$
δ_G	Gesamtspurwert	$[mm]$
δ_V	Gesamtspurwinkel (Vorderachse)	$[^\circ]$
δ_V	Gesamtspurwinkel (Vorderachse) im Bogenmaß	$[rad]$
δ_{VR}	Einzelspurwinkel (Vorderrad rechts)	$[^\circ]$

Verwendete Abkürzungen

CA	- crab angle (Winkelangabe) abgekürzt auch als crab
Crab-gear	- Krebsgang (Schräglauf)
CSE	- ‘Constant Speed Test Evaluation-Tool‘
FPC	- Fluent Parameter Change (Versuchsmethode)
FRW	- Radwiderstand (resultierend)
FSR	- Spurkraft (Rad R)
FSW,A	- Spurwiderstand (Achse A)
GG33	- Lastzustand ‘Teilbeladen‘ (33 t Gesamtgewicht)
HDV	- Heavy Duty Vehicle (Schwere Nutzfahrzeugklasse)
ISO	- International Standard Organisation
RR	- Rolling Resistance (Reifen)
RRC	- Rolling Resistance Coefficient (Reifen)
T1, T2, T3	- Trailerachsen (Dreieraggregat)
TOE	- Gesamtspur
VECTO	- Vehicle Energy Consumption Calculation Tool

1 Einleitung

Der vorliegende Bericht dokumentiert die experimentellen Ergebnisse und Erfahrungen aus einer von der Forschungsvereinigung Automobiltechnik e.V. (FAT) beauftragten zweiteiligen Untersuchung, welche vom Arbeitskreis AK-4 initiiert war und vom Forschungsnehmer IPW AUTOMOTIVE GMBH in den Jahren 2022-2023 bearbeitet wurde.

Das dem Arbeitstitel übergeordnete Themenfeld >Energie-Effizienz< bezeichnet beim Verband der Automobilindustrie (VDA) einen Forschungsschwerpunkt im Cluster >Nutzfahrzeuge<, wobei der Nutzfahrzeugreifen in dem von Herrn Bernd Lange geführten Arbeitskreis AK-4 im Vordergrund aktueller Forschungsaktivitäten steht. Von herausragendem Interesse sind dabei all jene Eigenschaften, welche auf den Energiebedarf straßengebundener Transportfahrzeuge Einfluss nehmen.

Gemeinhin wird Effizienz als Fähigkeit interpretiert, aufwandsarm oder gar minimalistisch ein gewünschtes Ergebnis zu erreichen, ohne dabei Material, Energie und Zeit zu verschwenden – ein in der Gegenwart bedeutender Leitgedanke, welcher sowohl ökologische als auch ökonomische Interessen tangiert und diese bestenfalls optimal vereinen sollte. Im Kontext von im Straßengütertransport eingesetzten schweren Nutzfahrzeugen geht es bei dieser Maxime in vorderster Linie um eine Minimierung des Energieverbrauchs, was bislang - unter der Vorherrschaft des Verbrennungsmotors als Antriebsquelle – durch den zentralen Maßstab Kraftstoffverbrauch und davon abgeleitete spezifische Verbrauchswerte leicht verständlich interpretierbar war.

Während bei einem Effizienzvergleich der Kategorie ‘*Well-to-Wheel*‘ alle Verluste innerhalb der Gesamtkulisse ‘*Energieverbrauch des Objekts Fahrzeug*‘ bilanziert werden – somit angefangen von der primären Energiequelle bis hin zum Rad - bezeichnet die Systematik ‘*Tank-to-Wheel*‘ per se nachvollziehbar denjenigen Abschnitt der verlustbehafteten Wirkungskette, welcher die antriebstechnisch beeinflussbaren Akzente setzt.

Als Leitidee der aktuellen Untersuchung steht allerdings nicht die ‘innere Effizienz‘ des sogenannten Antriebsstrangs im Fokus, sondern der gedankliche Schwerpunkt richtet sich auf eine Minimierung jener Energieverluste, welche sich im Bewegungsfall des Fahrzeugs als “Äußerer Fahrwiderstand“ bemerkbar machen. Insofern darf im Folgenden sowohl der Wirkungsgrad der Energiewandlung innerhalb der imaginären Hülle um das System ‘Fahrzeug‘ herum unbeachtet bleiben, wie auch die Art und konzeptionelle Ausführung der Antriebsmaschine in diesem Zusammenhang keine Bedeutung hat.

Einen sehr wesentlichen Beitrag im Komplex “Äußerer Fahrwiderstand“ leistet der Reifenrollwiderstand; ein allgemein bekanntes Phänomen, dessen Abhängigkeit von diversen Betriebsparametern u.a. in sehr praxisbezogenen Forschungsarbeiten des Arbeitskreises AK-4 intensiv verfolgt wurde [1,2,3]. Als stark verbrauchsprägende Reifeneigenschaft wird der objektiven Feststellung des Reifenrollwiderstands schon immer besondere

Aufmerksamkeit zuteil, jedoch erst seit der Einführung des sogenannten EU-Reifenlabels im Jahr 2012 handelt es sich um eine verpflichtende Kennzeichnung herstellerseits. Veröffentlichte Klassifizierungen, inzwischen auch Piktogramme zu weiteren Kriterien, sollen dem Verbraucher dabei helfen, fundierte Entscheidungen in Bezug auf reifenbezogene Verkehrssicherheit, geringere CO₂-Emissionen und höhere Kraftstoffeinsparungen zu treffen.

Der Schwerlastverkehr verursacht heute rund 30 Prozent der CO₂-Emissionen auf europäischen Straßen. Ein niedriger Kraftstoffverbrauch wirkt sich positiv auf die CO₂-Bilanz eines Fahrzeugs aus, insbesondere bei schweren Nutzfahrzeugen ist dies ein bedeutender Fakt. Europas erste Kohlenstoffdioxidverordnung für schwere Nutzfahrzeuge trat im August 2019 in Kraft (EU Regulation 2019/1242). Vom erklärten Motiv, eine radikale Senkung der CO₂-Emissionen im Verkehrssektor herbeizuführen, waren später leichtere Nutzfahrzeuge, auch Busse, Reisebusse und Anhängfahrzeuge betroffen. Die EU-Verordnung verlangt von den Fahrzeugherstellern, dass sie flottenweise vorgegebene CO₂-Emissionsziele für ihre Fahrzeuge nachweisen. OEM's, deren durchschnittliche Emissionen das Zielfeld überschreiten, werden mit Abgaben belegt.

CO₂-Emissionen lassen sich durch das von der Europäischen Kommission zum Zweck einer objektiven Bewertung neu entwickelte Simulationstool VECTO vergleichen. Das Vehicle Consumption Calculation Tool berücksichtigt relevante Konfigurations-, Nutzungs- und Fahrzeugdaten, wobei sich der Reifenrollwiderstand als wichtiger Parameter des Modellinputs darstellt. Zu dessen Quantifizierung dienen stationäre Reifenprüfeinrichtungen, welche auf der Grundlage des standardisierten Verfahrens ISO 28580 einen zuverlässigen Absolutwert für einen einzelnen Betriebsfall (Single Point Test) beziffern können. Der absolute Maßstab setzt eine hohe Messqualität voraus, welche durch zertifizierte Prüfeinrichtungen, dezidiert festgelegte Prüfbedingungen und mittels Kontrollmaßnahmen sichergestellt werden kann – hervorzuheben sind diesbezüglich vorgeschriebene Abgleiche in einem Referenz-Labornetzwerk.

Anders als auf dem Prüfstand rollt der Reifen bei Geradeausfahrt auf der Straße nicht zwingend unter den spezifizierten geometrischen Bedingungen des Standard-Messverfahrens, wo *eine unbewegliche Radanbindung, ein Spurwinkelwert von Null* und ebenso *ein Sturzwinkelwert von Null eine eindeutig gekennzeichnete starre Referenz-Radstellung deklarieren*, sondern abhängig von der konstruktiven Spurgeometrieauslegung des Fahrzeugs sind von dieser Spezifikation abweichende Radstellungen relativ zur Fahrbahn real möglich., beispielsweise durch die konstruktiv installierte Vorspurgeometrie.

Erst wenn die Einstelltoleranzen des Fahrzeugherstellers überschritten sind, im Zentrum der Spezifikation steht generell ein Sollwert bzw. Sollbereich, handelt es sich eindeutig um eine Fehlstellung von Rad und/oder Fahrzeugachse. Sichtbares Merkmal geometrisch fehlerhaft justierter Fahrwerke ist grundsätzlich ein ungleichmäßiger Reifenabrieb.

Weniger offensichtlich, jedoch ebenfalls störend wie auch betriebskostenrelevant, ist die damit verbundene Zunahme des Fahrzeugrollwiderstandes. Die Höhe der daraus resultierenden Verlustleistung steht im Mittelpunkt der auf Fahrversuchen basierenden experimentellen Untersuchungen innerhalb der vorliegenden Forschungsarbeit.

2 Veranlassung – Konzept – Umsetzung

In den USA, wo große Transportunternehmen zuhause sind, ist **axle alignment**, wenn es um Dreiachs-Zugmaschinen und Trailer geht, ein bekanntes Schlagwort, wobei sich die praktische Bedeutung durch die Attribute “to get best tire life and best traction“ sofort erschließt.

Schwere Fahrzeugachsen müssen auf allen Kontinenten mehr als nur hauptsächlich hohe Lasten tragen können, sondern als robuster Fahrwerksbestandteil dabei immer auch die zentralen Anforderungen zuverlässiger Radführung übernehmen. Erfüllen sie bei letzterem Aspekt den Anspruch besonderer Exaktheit, dann leisten sie damit einen grundlegenden Beitrag sowohl für einen geringen Reifenverschleiß als auch eine hohe Fahrsicherheit – jene Eigenschaften, welche im Vordergrund der oben zitierten englischen Formulierung stehen.

Eine elementare Voraussetzung dafür ist in jedem Fall eine exakte Justierung; von der Herstellung bis zur Montage bedarf es der Einhaltung enger geometrischer Toleranzen. Kernmerkmale der sogenannten Achsgeometrie sind die Radstellung zur Fahrbahn und achsweise auch die Stellung der Räder zueinander. Wesentliche Geometrieparameter sind die Größen

- *Radstand*
- *Spurweite*
- *Spur(winkel)*
- *Sturz(winkel)*

Bei einer Lenkachse bestimmt vorrangig die Lenkinematik die Radstellung, zusätzlich sind zudem noch die Parameter Nachlauf, Spreizung, Lenkrollradius zu erwähnen.

Innerhalb der aufgelisteten Positionen kennzeichnen die Größen Spur und Sturz Winkelstellungen des Rades, zum einen als Drehung um die Hochachse gegenüber der Fahrbahnebene, zum anderen - bei Sturz - als Neigung der Radmittelebene relativ zum Fahrbahnlot. Bei ‘Vorspur‘ ist der Abstand der Felgenränder in Höhe der Radmitte in Fahrtrichtung vorn enger als hinten, die Räder am Achsenende stehen somit antiparallel zueinander. Über die Maßdifferenz kann der Spurwert direkt in der Einheit mm beschrieben werden; die allgemein übliche, bevorzugte Winkelangabe setzt dann lediglich noch den Felgenradius als Bezug für die Umwandlung voraus.

Vorspur generiert ebenso wie Radsturz Reifenseitenkräfte, welche zwar einen auf das Fahrverhalten (Geradauslauf, Lenkansprechen) positiven Vorspanneffekt ausüben können, indem u.a. labile Zustände und unkontrollierte Radbewegungen (Flattern) vermieden werden, jedoch bedeuten diese Lateralkräfte generell zusätzlichen Fahrwiderstand und ggfs. auch irregulären Reifenabrieb.

Vor dem diffizilen Hintergrund unterschiedlichster Betriebsparameter, Elastizitäten sind dabei ein bedeutender Einfluss, entsteht beim Hersteller in Bezug auf eine ausgewogene Abstimmung prinzipiell Entwicklungsaufwand, was insbesondere für Lenkachsen gilt - letztlich ist in jedem Fall ein Auslegungskompromiss unausweichlich.

Inwieweit ein zumeist unbekannter IST-Geometriezustand den vom OEM spezifizierten Geometriewerten ‘After-Sales‘ wirklich entspricht, lässt sich bei einer Achsvermessung mittels spezieller technischer Einrichtungen nach Richtlinien [10] kontrollieren. Geometrie-Kontrollen und auch Einstellungen am Fahrwerk basieren auf einem statischen Prozedere (static alignment). Allerdings nicht alle der an der Radführung beteiligten Geometrieparameter sind nachträglich am Objekt veränderbar, so sind per se konventionelle Spureinstellungen einzelner Räder bei einer Starrachse unrealisierbar.

Der Anstoß der vorliegenden Forschungsarbeit ist auf intensivierete Anstrengungen zur Reduktion von Energieverlusten zurückzuführen; selbst nur geringe Energiesparpotentiale gilt es inzwischen im Sinne zertifizierter Emissionsziele möglichst hoch auszunutzen. Zwar ist den Betreibern schwerer Nutzfahrzeuge der grundsätzlich negative Einfluss deutlich überhöhter Rad- und Achsfehlstellungen seit jeher bekannt, dennoch verlangt der hohe Stellenwert des Merkmals ‘Verbrauchseffizienz‘ heute sehr präzise Antworten; insbesondere dann, wenn die real auftretende Abhängigkeit des Fahrwiderstands von der Spurlaufgeometrie für den spezifischen Fall kleiner Fehlstellungen zur Diskussion steht.

Wie ist in diesem Zusammenhang das Adjektiv ‘klein‘ einzuordnen? Eine eindeutige Bezugsmarke für eine ‘mangelfreie Einstellung‘ ergibt sich aus der vom OEM für sein Produkt bezifferten Spurtoleranz. Dabei handelt es sich um fahrzeug- und achsspezifische Angaben, welche in Bezug auf Achsversatz, Parallelität, Achsenschrägstand, Einzel- und Gesamtspur den Soll-Zustand eindeutig und verbindlich beschreiben und sich damit als Basismaßstab für eine korrekte Einordnung eignen.

Abweichungen von diesem Referenz-Niveau sind beim Neufahrzeug inakzeptabel, weshalb störende Geometriefehler schon bei der Herstellung über sichere Fertigungsprozesse und unbedingt beherrschte geringe Einbautoleranzen ausgeschlossen werden müssen. Anders als im Ur-Stadium der Justierung, somit noch vor Auslieferung an den Kunden, hängt der technische ‘Gebraucht-Zustand‘ von der im Einsatz erfahrenen Fahrzeugabnutzung (Verschleiß) und auch Wartung (Pflege) ab. Erfahrungsgemäß offenbaren sich bei Kontrollen an Fahrzeugen mit langer Beanspruchungsdauer eher mehr oder minder deutliche Achsfehlstellungen [8]; ganz abgesehen von jenen Extremen aus der Kategorie Unfallfolge- oder auch Misuse-Schäden, welche im Folgenden keine Beachtung erfahren.

Wie sich Geometriefehler, im Besonderen Spur/Sturz, unter realen Bedingungen typischerweise verteilen, speziell bei den HDVs im alltäglichen Straßengüterverkehr, ist statistisch nicht bekannt. Diesbezügliche Annahmen, wie auch Einschätzungen auf der Grundlage von nicht als repräsentativ bewerteten Stichproben, bleiben häufig

umstritten [14]. Wegen zu beachtender struktureller Differenzierungen (Herstellermix, Fahrzeugkategorie, Fahrzeugtyp, Antriebsformel, Lastzustand etc.) sind breitangelegte, über einzelne Flotten hinausgehende, totale Erhebungen schon allein aus organisatorischen Gründen kaum darstellbar, zumal aus Genauigkeitsgründen die Beprobung auf ein und derselben Einrichtung stattfinden müsste und hohen Zeitaufwand bedeutet.

Welches Sparpotential kann auf der Grundlage von Spurlauffehlern realistischer Größenordnung überhaupt angenommen werden, wieviel Optimierungsspielraum steht in der Praxis zur Verfügung? Auf diese Kernfragen des Forschungsvorhabens finden sich in Fachmagazinen gelegentlich Informationen in Form von Pressemitteilungen, welche teilweise ungewöhnlich starke Effekte reklamieren. Wengleich es zu den klassischen PR-Methoden gehört, die Vorteile eines Produkts übertrieben zu promoten, so hat schließlich die in einer wissenschaftlich begleiteten Verbrauchsstudie [12] aufgestellte explizite These

Fehlstellung von 1mm → Verbrauchsanstieg von bis zu 2,5% (Bild 1)

die Motivation geliefert, den Effizienz-Zusammenhang als wissenschaftliche Herausforderung zu begreifen und in eigener experimenteller Form ergebnisoffen neu und unabhängig aufzuarbeiten.



THESE

*“... bereits
Fehlstellungen von nur
einem Millimeter
treiben den Verbrauch
um bis zu 2,5% und den
Reifenverschleiss gar
um bis zu 30% in die
Höhe ...“*

Bild 1: Mit identischen Lastzugkonfigurationen hinterfragte Einsparmöglichkeiten [12]

Zu dieser Veranlassung hat allerdings nicht zuletzt auch eine modelltheoretische Forschungsarbeit mit dem Titel “Sensitivitätsanalyse rollwiderstands-relevanter Einflussgrößen bei Nutzfahrzeugen“ beigetragen, welche vormals vom AK-9 initiiert worden war und nach Publikation in der FAT-Schriftenreihe [11] fachliches Interesse und Aufmerksamkeit erlangt hatte.

Wie in **Bild 2** plakativ skizziert, steht im Zentrum des aktuellen, hier berichteten Forschungsansatzes ein Standard-Sattelzug als reales Objekt. Das entworfene Konzept ist auf einen gewöhnlichen Versuchsträger zugeschnitten, dessen technische Besonderheiten erst nach erfolgter Fahrzeugbeistellung vom Forschungsnehmer mit dem Ziel eingerichtet wurden, damit im Fahrversuch die Wechselwirkungen zwischen einer definiert verursachten Spurfehlstellung und den daraus resultierenden Veränderungen des äußeren Fahrwiderstands evaluieren zu können.



Ziel: Objektive Bewertung der durch Spurfehler hervorgerufenen Energieverluste

Bild 2: Gedanklicher Ansatz für das Grundkonzept der Forschungsarbeit

Auf der Grundlage von in das Fahrwerk zu integrierenden, fernbedienbaren Stellaktuatoren berücksichtigt das Testdesign (**Bild 3**) den für den Ablauf des Versuchsprozesses als notwendig erachteten, eigens kreierten methodischen Ansatz eines ‘Fluent Parameter Change’. Hinter dieser Formulierung verbirgt sich ein besonderes Testvorgehen, bei dem beabsichtigte Spur-Einstellungen an den Achsen ohne störende Zwischenstopps für Justierungen und somit vor allem ohne thermisch verzerrende Pausenzeiten während des Fahrens aus dem Fahrerhaus heraus unmittelbar vorgenommen werden können - bei gleichzeitiger exakter, elektronischer Kontrolle.

**Methodischer Ansatz**

→ *Fluent Parameter Change*

a) Erzeugung von Spurfehlern mittels Stellaktuatoren

Gesamtspur Vorderachse SZM

Crab angle Aufliegerachsen **T1 & T3**

b) Erfassung relevanter Kräfte und Bewegungsgrößen mittels hochwertiger Messtechnik

Aufgabe: Untersuchung der Fahrwiderstandsbeeinflussung durch definierte Spurfehler

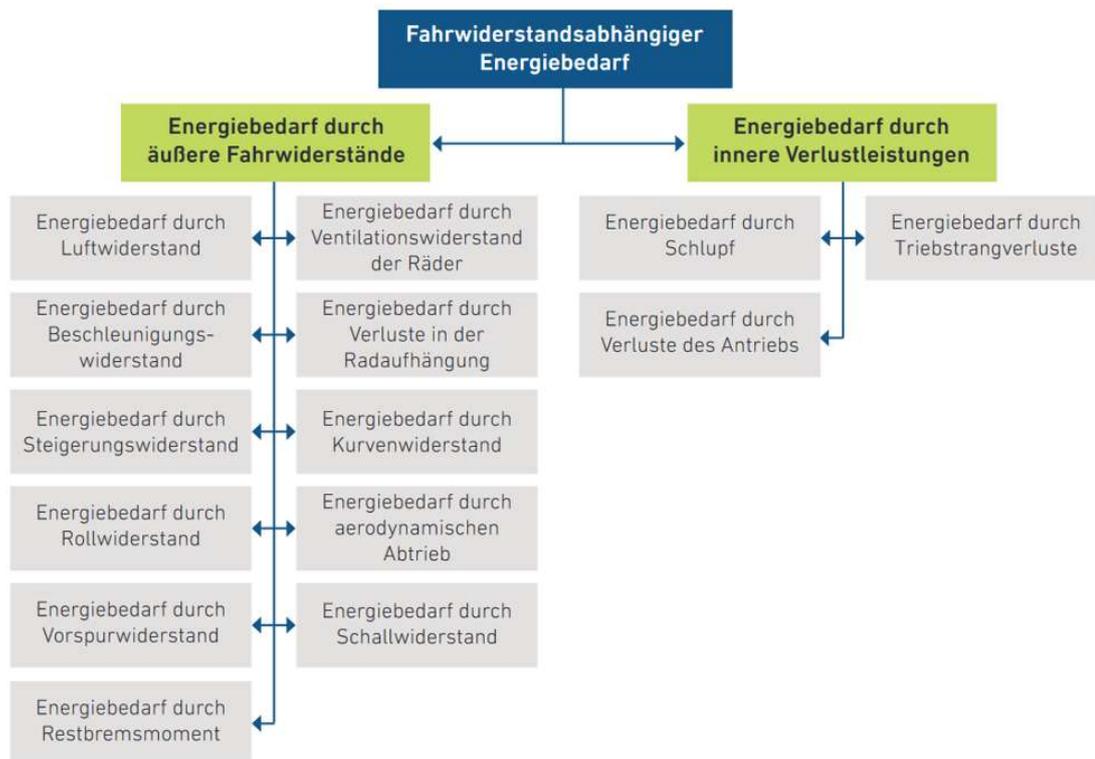
Bild 3: Methodisches Vorgehen mit systematischen Fahrversuchen als Grundlage der Erhebung

Hierzu gehört nicht allein die Erfassung von Bewegungsgrößen, dargestellt in hoher Auflösung mittels geeigneter messtechnischer Geräte an Bord des Versuchsträgers, sondern unbedingt auch eine zuverlässige Feststellung der kausal ausgelösten Kraftreaktionen. Diesen Interaktionen und den Herausforderungen bei der Testabwicklung wird im folgenden Kapitel ausführlich nachgegangen.

3 Fahrwiderstand

Der beim Gütertransport mit einem schweren Sattelzug anfallende Energiebedarf wird grundsätzlich durch innere und äußere Verlustleistungen bestimmt, wobei die von außen auf den Fahrzeugkörper einwirkenden Bewegungswiderstände den sogenannten “Äußeren Fahrwiderstand“ prägen. Wie zuvor dargelegt, steht nur dieser im Folgenden im Blickfeld.

Neben den beiden bekannten Hauptkomponenten des äußeren Fahrwiderstands, dem Luft- und Rollwiderstand, können Fahrbahnsteigungen, ungleichförmige Bewegungsabläufe und einige weiterer Einflussparameter (**Bild 4**) den Energiebedarf mehr oder weniger beeinflussen, graduell immer abhängig von den jeweiligen Bedingungen.



Energiebedarf eines Fahrzeugs

(Quelle: FAT Schrift 300, Berlin 2017)

Bild 4: Charakterisierung des Energiebedarfs durch Teilwiderstände

Während der Beschleunigungswiderstand bei den auf einem Prüfgelände vorgesehenen Fahrversuchen aufgrund stationärer Testbedingungen ($v=\text{const.}$) als irrelevant angenommen werden kann, verdient der Steigungswiderstand trotz einer weitgehend ebenen Geländetopologie unbedingt Beachtung beim Aufstellen der äußeren Kräftebilanz.

Auf der rechten Seite der Fahrwiderstandsgleichung (**Bild 5**) befinden sich die 4 Hauptglieder, zu denen der Summand F_{Rad} gehört.

Die in Wissenschaft und Lehre als Radwiderstand bezeichnete Komponente umfasst mehrere Effekte, es gehen darin sowohl die akkumulierten Reifenrollwiderstände sämtlicher Radpositionen ein als auch jeweils überlagerte Nebenwiderstände verschiedener Ursache.

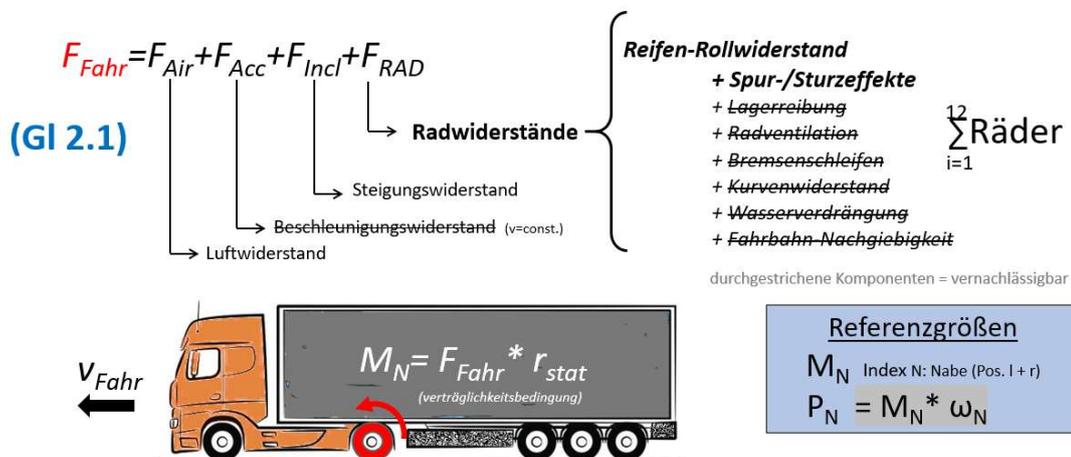


Bild 5: Aufschlüsselung des äußeren Fahrwiderstands in 4 Hauptanteile

Fallweise können bestimmte nebensächliche Wirkungen (parasitäre Effekte) als nicht auflösbar und auch als vernachlässigbar eingestuft werden. Deshalb entfallen z. B. in dieser Untersuchung aufgrund des Fahrmanövers ‘Geradausfahrt auf trockener Fahrbahn‘ von vornherein der ‘Kurvenwiderstand‘ und ein ‘Zwischenmedium-Verdrängungswiderstand‘. Demgegenüber steht mit dem im Versuchsprogramm vorgesehenen Haupt-Variationsparameter ‘Spurlauf-Geometrie‘ außer Frage, dass F_{Spur} aus aktueller Sicht eine vorrangig relevante Größe ist. Erhofft wird eine Antwort auf die Frage des tatsächlichen Beitrages zu einem spezifisch erhöhten Rollwiderstand des Fahrzeugs.

Wie kann es gelingen, aus der messbaren Gesamtkraft F_{Fahr} die von überlagerten Effekten beigesteuerten Teilkräfte zu differenzieren? Das dafür notwendige Entschlüsseln lässt sich bereits im Versuchsvorfeld durch Anwendung des Ausschlussprinzips erheblich vereinfachen, indem z.B. Störeffekte, wie Bremsenschleifen, Achsgeometriefehler, Radlager-Schwergängigkeit, rechtzeitig aufgespürt und abgestellt werden und zudem problematische Umgebungseinflüsse, wie Fahrbahnnässe, Windböen, Temperaturschwankungen, beim Fahrversuch strikt vermieden werden.

Bei bekannter Fahrzeugmasse und engmaschig vorhandenen topologischen Daten des Fahrkurses ist der Steigungswiderstand fortlaufend bekannt, er kann als Korrekturgröße dank moderner Positionsmesstechnik treffsicher berücksichtigt werden.

Zusammengefasst verbleiben auf der rechten Seite von Gl. 2.1 zwei unbekannte Variablen, welche als Kernwiderstände bezeichnet werden:

- Radwiderstand F_{Rad} , zusammengesetzt aus Reifenrollwiderstand und Spurlwiderstand

- Luftwiderstand F_{Air}

Wegen ihrer Bedeutung wird auf diese besonderen Größen nachfolgend vertieft eingegangen.

3.1 Reifenrollwiderstand

Auf der Grundlage bewährter Prüfspezifikationen, z.B. entsprechend dem Standard ISO 28580, ist der Reifen-Rollwiderstand eine zuverlässig messbare Reifeneigenschaft. Ablauf und Testbedingungen sind darin vollständig spezifiziert, der Prozess ist jederzeit nachvollziehbar und auch die Anforderungen sind eindeutig festgelegt. Das am einzelnen Objekt in Form eines Messwertes festzustellende Laborergebnis ermöglicht eine quantitative Bewertung hoher Zuverlässigkeit.

Die Reifeneigenschaft Rollwiderstand ist im Wesentlichen geprägt durch die unter Radlast bei Bodenkontakt auftretende Reifenverformung, wobei erst beim Rollvorgang fortlaufend Energie von außen aufgewendet werden muss, um Verluste durch innere Verformungsarbeit zu ersetzen. Hierbei handelt es sich vorrangig um Abflüsse bei Karkasse, Gürtellagen und Laufstreifen - wobei sich der Entzug als absorbierte Hysterese-Energie darstellt, welche auf Grundlage der viskoelastischen Materialeigenschaften erzeugt wird.

Die Absorption und damit der Wärmeeintrag ist per se sehr inhomogen auf einzelne Reifenzonen verteilt, wobei der Anteil des sogenannten Walkwiderstands am gesamten Rollwiderstand des Reifens bei ca. 95% liegt. Zwei weitere, davon unabhängige Widerstandskomponenten entstehen a) infolge von Reibungsverlusten zwischen Wulst und Felge bzw. als Mikroschlupf zwischen Reifenlatsch und Fahrbahn und b) durch aerodynamische Wechselwirkungen bei Rotation des Radkörpers.

Zu Letzteren ist anzumerken, dass das Standard-Prüfverfahren diese mit dem Namen Lüfterwiderstand oder auch Ventilationswiderstand bezeichnete Komponente über eine sogenannte SKIM-Prozedur gezielt ausschließt, ebenso auch Verfälschungen durch Lagerreibung. Der Lüfterwiderstand ist aerodynamischer Natur und wird daher prinzipiell dem Luftwiderstand des Fahrzeugs zugeordnet, er schlägt sich somit nicht im Zahlenwert des Rollwiderstandskoeffizienten nieder.

Rollwiderstand beinhaltet zwar ursächlich einen wegabhängigen Energieverlust beim Rollvorgang, jedoch bezeichnet der Begriff im Allgemeinen die daraus resultierende Kraftwirkung (F_R), welche messbar und mittels standardisierter Prüfverfahren weltweit einheitlich bestimmbar ist. Dieser physikalische Widerstand ist der Bewegung des rollenden Rades entgegen gerichtet, wobei der Widerstandswert von der vertikalen Radlast (F_Z) maßgeblich beeinflusst wird. Die direkte und ausgeprägte Abhängigkeit eignet sich hervorragend für eine Normierung, welche in bekannter Relation

$$c_R = \frac{F_R}{F_Z} \quad \text{Gl. 3.1}$$

den Rollwiderstandskoeffizienten definiert, hier mit dem üblichen Kurzzeichen c_R bezeichnet. Im internationalen SI-Einheiten-System als dimensionslose Größe definiert, lässt sich c_R in Prozent oder Promille ausdrücken; etabliert ist die Angabe in N/kN.

Standardisierte Prüfmethode

Angaben zum Rollwiderstand von Reifen basieren im Normalfall auf verbindlichen Prüfergebnissen, die unter den Bedingungen eines spezifizierten Prüfverfahrens entstanden sind. Zu den etablierten Verfahren gehören Labor-Messungen auf speziellen Trommelprüfanlagen (**Bild 6**) - spezifiziert in Standards, wie z.B. ISO 28580 [9].



Bild 6: Standardisierte Rollwiderstandsprüfung auf rotierender Stahltrommel

Hierbei rollt der fixierte Prüfreifen ohne Schräglauf und ohne Radsturz unter definierter Belastung auf einer Außentrommel mit einem Mindestdurchmesser von 1,7 m. Da sich das Verhältnis der Krümmungsradien zwischen den Kontaktpartnern Trommel/Reifen im Reifen-Rollwiderstand niederschlägt, wird ein einheitlicher Bezug mittels Korrekturformel nachträglich hergestellt. Als Referenzwert ist hierfür ein Rollendurchmesser von 2 m angesetzt.

Im Gegensatz zu 'Outdoor'-Messverfahren bietet allein die 'Indoor'-Methode die grundlegenden Voraussetzungen, um unter stabilen und vor allem definierten Umgebungsbedingungen reproduzierbar zu prüfen. So ist die Lufttemperatur der Umgebung in ISO 28580 mit 25°C spezifiziert. Abweichungen von diesem Referenzwert werden mit $\pm 5^\circ\text{C}$ toleriert und mittels Korrekturformel verrechnet.

Mit einer vorangestellten Warmlaufphase von 3 Stunden Dauer soll erreicht werden, dass der große Nutzfahrzeugreifen (C3) sein thermisches Gleichgewicht sowohl im Inneren als auch mit der Umgebung auf jeden Fall erreicht hat; erst in diesem Zustand verharrt der Rollwiderstand auf einem konstanten Niveau.

Zwar schließt die Spezifikation raue Laufflächen nicht aus, jedoch soll die Stahltrommel bevorzugt eine glatte Oberfläche aufweisen, ansonsten ist diese Abweichung im Prüfergebnis extra zu vermerken. Analog hierzu ist der Textureinfluss bei realen Fahrbahnoberflächen bemerkenswert.

Innerhalb der Regulierung [9] sind nur eine Geschwindigkeits- und eine Laststufe für den Reifentest vorgesehen, daraus ergibt sich auch die international verstandene Benennung 'Single Point Test'.

Als Prüflast ist eine Radlast von 85% der maximalen Tragfähigkeit für Lkw- und Busreifen definiert – unabhängig vom Trommeldurchmesser! Für Reifen mit einem Lastindex $LI < 121$ ist eine Prüfungsgeschwindigkeit von 80 km/h festgelegt - unabhängig vom Speed-Index. Der zu berücksichtigende Fülldruck leitet sich aus dem der maximalen Tragfähigkeit zugeordneten Druckwert ab.

Standardisierte Prüfverfahren, wie die Methode nach ISO 28580, sind darauf festgelegt, den im Beharrungszustand auftretenden Rollwiderstand zu ermitteln, unbedingte Voraussetzung dafür ist das Erreichen eines thermischen Gleichgewichts. Transientes Verhalten und zeitveränderliche Zustände sind hierbei mit Bedacht ausgeschlossen.

Der Rollwiderstandskoeffizient eines Reifens ist selbst unter stationären Randbedingungen keinesfalls eine Objektkonstante, sondern ein von den Zustandsvariablen (Betriebs- und Umweltbedingungen) abhängiger Zahlenwert.

Sehr zu betonen ist die hohe Sensitivität des Reifenrollwiderstands in Bezug auf den thermischen Zustand von Reifen und Umgebung [4], weshalb der eng definierte thermische Bezugszustand bei den standardisierten, laborgestützten Prüfverfahren als

Rahmenbedingung wesentlich ist. Auch die Kontaktfläche Stahltrommel/Reifen befindet sich damit annähernd auf dem Soll-Temperaturniveau von 25°C, was eigene Kontrollmessungen bestätigt haben.

Zur Vermeidung von Missverständnissen unterscheidet der Verfasser zwischen regulär nach ISO-Definition ermittelten Werten und jenen, die abweichend zu den darin festgelegten Bedingungen gewonnen wurden.

Neben dem gewohnten Symbol c_R für den Rollwiderstandskoeffizienten wird im Folgenden auch das international bekannte Akronym RRC verwendet, wobei diese Buchstabenkombination für 'Rolling Resistance Coefficient' steht. Auch unter dieser Kurzbezeichnung kann der bezifferte Wert prinzipiell immer nur dann aussagekräftig sein, wenn die Rahmenbedingungen der Messung nachvollziehbar beschrieben und vollständig bekannt sind.

3.2 Fahrzeugrollwiderstand

Der in dieser Arbeit als Synonym benutzte Begriff ‘Zug-Rollwiderstand’, bezeichnet ebenso wie der eingeführte Terminus ‘Fahrzeugrollwiderstand’ grundsätzlich den beim Rollen auf natürlich texturierter, ebener Fahrbahn erzeugten kumulierten Radwiderstand – darin sind alle in Bodenkontakt stehenden Räder des betrachteten Fahrzeugs berücksichtigt.

Gegenüber dem Reifenrollwiderstand konventioneller Definition bedeutet Fahrzeugrollwiderstand grundsätzlich eine aus dem Abrollen der Räder resultierende, über alle Radpositionen aufsummierte spezifische Widerstandskraft. Deren Betrag wird zwar im Wesentlichen vom vorab dargelegten zentralen Wirkmechanismus Reifenverformung@Dissipation bestimmt, jedoch werden darin auch Einflüsse überlagerter Verlustquellen (**Bild 5**) zusätzlich berücksichtigt.

3.2.1 Spurwiderstand

Vor dem Hintergrund einer sorgfältig eingerichteten Testkonfiguration beinhaltet der Radwiderstand unter Vernachlässigung schwacher Störeffekte, welche als Sekundäreffekte in **Bild 7** bezeichnet sind, nur zwei relevante Komponenten:

Reifenrollwiderstand und **(Vor)spurwiderstand**.

Statt des klassischen Begriffs Vorspurwiderstand wird im Folgenden der ‘neutrale’ Begriff Spurwiderstand bevorzugt, weil dieser nicht von vornherein impliziert, dass der geometrische Spurwinkel nur einen Quadranten besetzt. Für Vorspurwinkel gilt per gewohnter Definition ein positives Vorzeichen – bei Nachspur ein negatives.

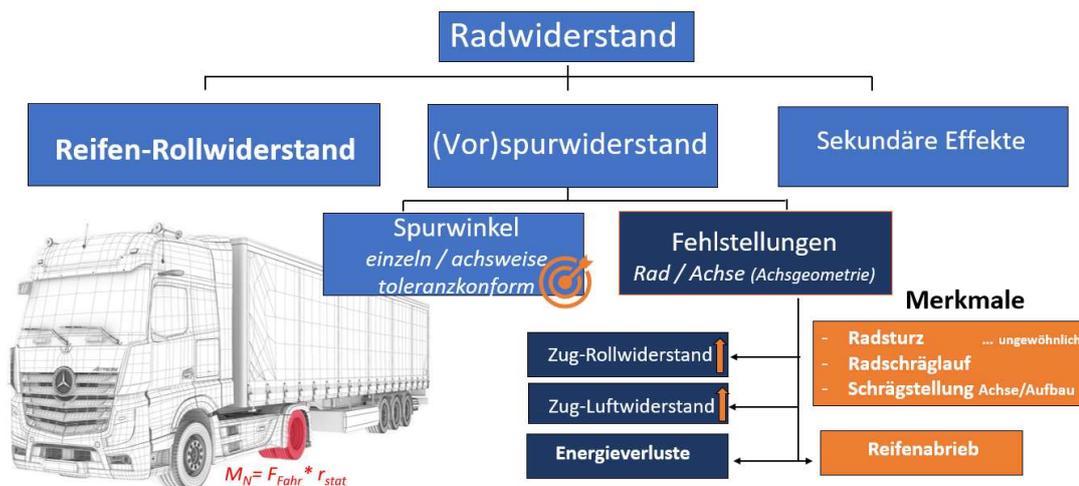


Bild 7: Der Reifenrollwiderstand dominiert den Radwiderstand umso mehr, je besser das Alignment ist

Traditionell verbindet sich mit dem Einstellen eines Vorspurwinkels eine Maßnahme zur Optimierung des Fahrverhaltens. Der Gesamt-Spurwinkel bezeichnet den Winkel zwischen den beiden Radmittelebenen einer Fahrzeugachse in der Fahrbahnebene. Nur im Symmetriefall sind die Einzel-Spurwinkel der Räder achsweise identisch und dabei halb so groß wie der Gesamt-Spurwinkel (**Bild 8**).

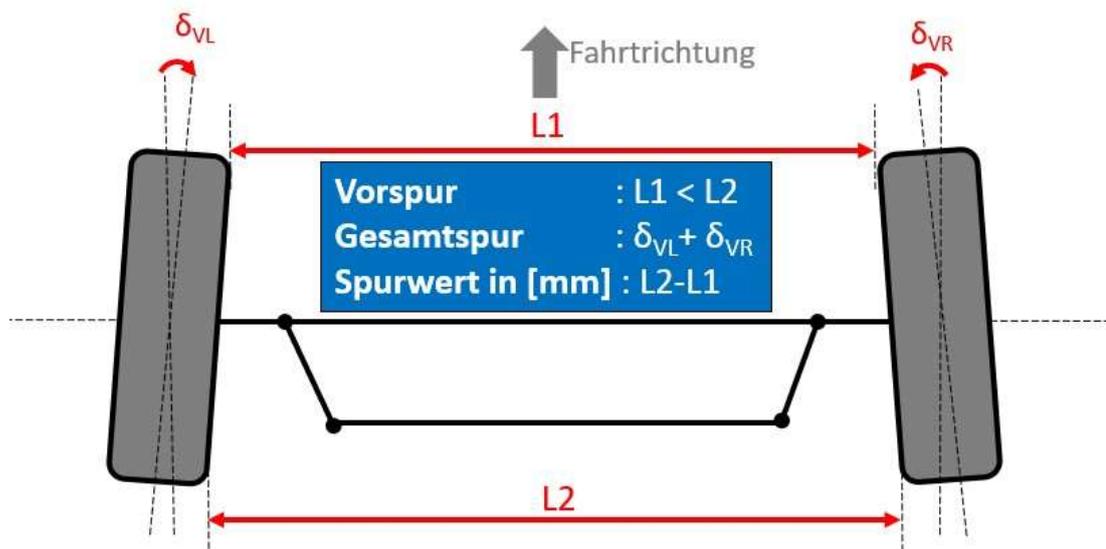


Bild 8: Spurgeometrie - typische Radstellungen einer Lenkachse (Vorspur)

Weichen die Spurwerte bei einer statischen Spurvermessung von verbindlich festgelegten Toleranzen ab, handelt es sich um eine Fehlstellung, die im Normalfall beseitigt werden muss - im Gegensatz zum Testvorgehen und den innerhalb dieser Untersuchung verfolgten Zielen.

Die kinematische Größe ‘Spurwinkel’ ist außer bei Nullspur prinzipiell mit einer zur Längsmittlebene des Fahrzeugs schrägen Radstellung verknüpft, woraus sich beim Geradeausrollen Reifenseitenkräfte generieren. Aus der Kraftwirkungslinie parallel zur Radachse ergibt sich eine Kraftkomponente gegen die Fahrtrichtung, welche als Bewegungswiderstand unmittelbar relevant ist und als Spurwiderstand bezeichnet wird.

Dass diesem spezifischen Widerstand in der Vergangenheit keine nennenswerte energetische Bedeutung beigemessen wurde, veranschaulicht der nachfolgend frei zitierte Text aus einer vormals (80er Jahre) gehaltenen studentischen Lehrveranstaltung.

Zitat: *“Bei korrekt eingestellter Spur macht der Vorspurwiderstand nur wenige Prozent des Rollwiderstands aus. Was den Kraftstoffverbrauch betrifft, lässt die einflusssschwache Beziehung eine Vernachlässigung zu“.*

Der Schrägstand eines einzelnen Rades, wie auch der von starren Einzelachsen/Mehrfachachsen löst (verdeckte) Verspannungen aus. Zudem können sich über Kraftauswirkungen zwischen Reifen und Fahrbahn spürbare/sichtbare Lenktendenzen bemerkbar machen. Als originäre Fehlergründe für Spurlaufmängel kommen Produktionstoleranzen in Frage, zunächst im Stadium der technischen Herstellung und danach bei Einbau und Montage, nachgelagert sind dann Betriebsumstände bedeutsam, wie zuvor bereits erwähnt.

Ein besonders augenfälliges Merkmal einer Achsfehlstellung ist der sogenannte Dackellauf oder auch Hundegang. Ein Phänomen, welches im englischen Sprachraum als **crab gear** (Krebsgang) geläufig ist. In einem solchen Fall fluchten Fahrzeuginnenachse und Bewegungsrichtung nicht miteinander, sondern schließen einen Winkel ein, der sich als Schwimmwinkel darstellt. Bei stationärer Geradeausfahrt ist dafür ebenfalls die Bezeichnung Gierwinkel verwendbar.

Steht eine einzelne Starrachse im Blickfeld, bezeichnet 'crab angle' den geometrischen Schrägstand der Achse in Bezug auf die Querkoordinate des Fahrzeugkörpers in Form einer Winkelangabe (**Bild 9**). Die gleiche Fehlerauswirkung, Schiefelauf infolge Schrägstellung des Achskorpus, kann sich physikalisch ebenso entfalten, wenn die Radmittelebenen zu beiden Seiten der Achse eine Stellung einnehmen, bei der die geometrische Fahrachse – definiert als Winkelhalbierende der Gesamtspur – mit der Fahrzeuginnenachse nicht fluchtet. Dies ist bei achsweise gegenläufigen Spurfehlern der Fall.

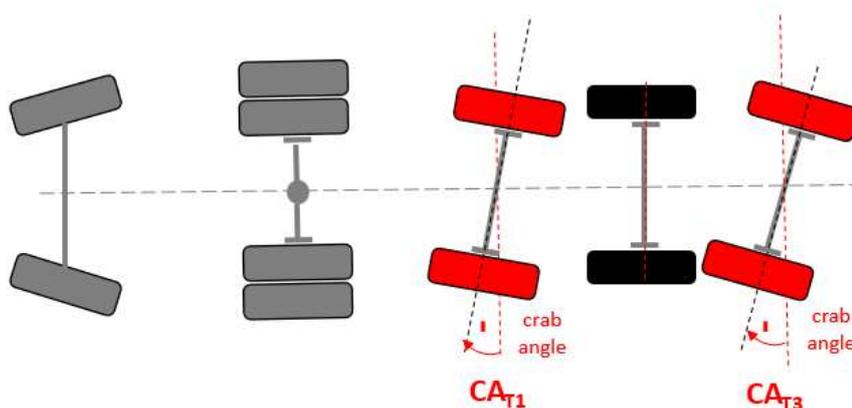


Bild 9: Spurgeometrie – Fehlstellung von Starrachsen (Crab)

Im Weiteren wird ein Schwerpunkt die Beantwortung der Frage sein, welche Steigerung der Gesamtfahrzeug-Rollwiderstand real erfährt, wenn sich alle zuvor angesprochenen Ausprägungen von Rad und Achsfehlstellungen

- a) innerhalb zugelassener Toleranzen befinden und
- b) in ungünstiger Kombination außerhalb davon.

3.3 Luftwiderstand

An einem Sattelzug im Fernverkehr entfällt etwa ein Drittel der von der Antriebsachse abgegebenen Energie auf den Luftwiderstand. Im Allgemeinen entsteht dieser durch Reibungs- und Druckkräfte, die bei Bewegung eines Körpers durch eine Atmosphäre verursacht werden. Während Überdruckgebiete an der Fahrzeugfront existieren, können durch Strömungsablösung auch Unterdruckgebiete hervorgerufen werden, was bei einem Körper mit stumpfer Endung der Normalfall ist. Turbulenzen im Heckbereich eines Sattelanhängers können deshalb ausgeprägt sein - Merkmale eines Energieverlustes.

$$F_{Air,0} = c_{D,0} * A_{Stirn} * \frac{\rho_{Air} * v_{x,Air}^2}{2} \quad \text{Gl. 3.2}$$

Der Luftwiderstand F_{Air} errechnet sich aus dem Flächenintegral aller auf das Fahrzeug einwirkenden Druck- und Scherkräfte. In der Praxis werden zur Berechnung des Luftwiderstandes $F_{Air,0}$ entsprechend Gl. 3.2 der Luftwiderstandswert bei frontaler Fahrzeuganströmung, die Stirnfläche des Fahrzeugs, die Dichte der Luft bei Referenzbedingungen sowie die Anströmgeschwindigkeit der Luft $v_{x,air}$ herangezogen. Eine frontale Anströmung der Fahrzeuge stellt einen Idealfall dar, der in der Praxis nur bei Windstille oder bei Windrichtung axial zur Fortbewegung auftritt. Der Index 0 in Gl. 3.2 bezeichnet diesen frontalen Anströmzustand. Bei seitlichem Wind erfahren die Fahrzeuge eine Schräganströmung, durch die der Luftwiderstandsbeiwert sich ändert, i.d.R. steigt er dadurch.

Im Luftwiderstandsbeiwert drückt sich die aerodynamische Güte eines Fahrzeugs aus [7]. Bei Sattelkraftfahrzeugen liegen die Zahlenwerte auf einer Skala zwischen 0,5 – 0,75. Der exakte Wert eines Transportfahrzeuges, genauer einer definierten Kategorie, unterliegt einer intensiven Beobachtung von Fahrzeugherstellern und Politik, womit auf die von der EU gesetzlich installierte CO₂-Zertifizierung und das dafür als Bewertungsgrundlage geschaffene Airdrag-Prüfverfahren inhaltlich abgehoben wird.

Hinter dem Akronym VECTO [15] verbirgt sich ein gewichtiges Simulationswerkzeug, dessen Verwendungsschwerpunkt und Zweck aus der ungekürzten Bezeichnung >Vehicle Energy Consumption Calculation Tool< unmittelbar hervorgeht. Zu der Palette zahlreicher Inputdaten, die das "Tool" zur Kalkulation des Ressourcenverbrauchs im Segment 'Schwere Nutzfahrzeuge' (HDV) elementar benötigt, zählt der Fahrzeug-Luftwiderstand bzw. der in einem verbindlich geregelten Prüfverfahren am Testobjekt ermittelte, konsolidierte Kombinationswert $c_{D,0} * A$.

Der zentrale Versuchsprozess, der diese Evaluierung und den damit verbundenen Nachweis ermöglicht, ist als Constant Speed Test (CSE)¹ bekannt, wobei es sich um ein exakt spezifiziertes Outdoor-Testverfahren auf der Basis stationärer Betriebsbedingungen und nicht um Modell-Untersuchungen im Windkanal handelt.

Im Zentrum des Verfahrens steht eine 2-Punkt-Fahrwiderstandsfunktion zur Identifikation von Fahrzeug-Rollwiderstand einerseits und Luftwiderstandskraft andererseits. Eine Methode, die ebenfalls in dieser Arbeit ein wesentlicher Ansatz zur Identifikation von Teilwiderständen bei Geradeausfahrt ist. Wie nachfolgend vorgestellt, beruht die aktuell angepasste Form auf einem 3-Punkte-Funktionsmuster und einem gegenüber der VECTO-Prozedur auch veränderten Testablauf.

¹ Auswertetool = Evaluation Tool

4 Grundsteine des Fahrversuchs

4.1 Versuchsmethode

Es gehört zum Grundkonzept der ausgerichteten, experimentellen Untersuchung, dass die Versuchsplanung keinen Duo-Betriebsfall mit zeitsynchronen Abläufen vorsieht – abweichend zu dem im Fall präziser Verbrauchsgegenüberstellungen gewohnten Standardverfahren mit 2 Objekten und einem definierten Strecken-/Fahrprofil als Vergleichsbasis. Vielfach erfordert ein hoher Differenzierungsanspruch genau diese Dualität im Ablauf, wozu im Fahrversuch dann ein Primär- und ein Referenzobjekt eingesetzt werden, welche eine festgelegte Fahrprozedur zeitlich synchron absolvieren (Konvoi-Prinzip).

Auf Grundlage der Idee, für die Evaluation der im Mittelpunkt stehenden, abhängigen Variablen unbedingt nur einen einzelnen, hinsichtlich Zustand und Fahreigenschaften umfassend bekannten Versuchsträger zu nutzen – ergänzt durch eine von den spezifischen Herausforderungen abgeleitete, besondere versuchstechnische Ausstattung – ist schon in einer frühen Definitionsphase der Untersuchung eine Bevorzugung der Versuchsmethode ‘Parametervariation am Einzelobjekt‘ beschlossen worden.

Bei dem dafür genutzten Fahrzeug handelt es sich um einen schweren Sattelzug, welcher beim Forschungsnehmer mit fernbedienbaren Stellaktuatoren zur Spurvariation ausgerüstet wurde. Die technischen Einrichtungen dienen dem Zweck, Parameteränderungen der Spurgeometrie nicht im Stillstand, sondern während der Fahrt zu ermöglichen. Einige der wesentlich am Zugrollwiderstand beteiligten, unabhängigen Variablen lassen sich auf diese Weise gezielt manipulieren.

Der methodische Ansatz ‘*Fluent Parameter Change*‘ wurde gewählt, um selbst kleinste Effekte unter vergleichbaren Actio-Bedingungen aufzulösen, was einen zeitnahen Wiederholungsfall voraussetzt. Nicht zuletzt bei inkonstanten natürlichen Umgebungsbedingungen ist die in jedem Fall reproduzierbar angelegte Vorgehensweise prinzipiell vorteilhaft. Von vornherein ohnehin sehr nützlich ist sie vor allem, weil die geforderten Spurmanipulationen hochgenaue Justierungen erfordern, welche dank der hier unkonventionellen Spureinstellungsmethode ohne störende Zwischenstopps während des Fahrens durchführbar sind. Dadurch lassen sich u.a. Reifentemperaturschwankungen innerhalb eines Parameterblocks weitestmöglich vermeiden.

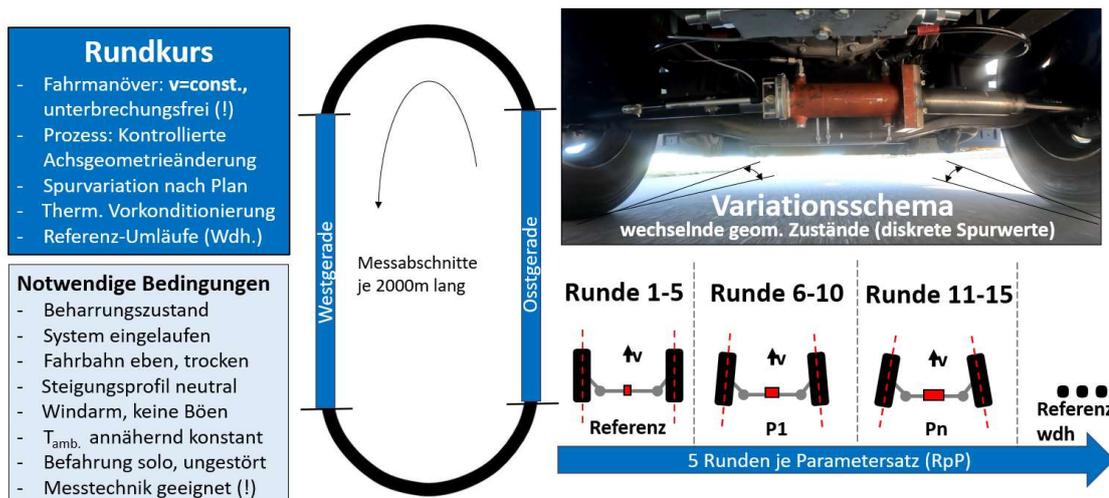


Bild 10: Einzelheiten der konzipierten Versuchsmethodik ‘‘FPC’’

Der praktische Bezug der Methode wird durch Einzeldarstellungen, welche eine reale Anwendung skizzieren, veranschaulicht (**Bild 10**). Zur Durchführung der Fahrversuche stand das wegen seiner langen Geraden hervorragend geeignete Testgelände der DEKRA am Lausitzring zur Verfügung². Wie in der Bildlegende mit dem Begriff Beharrungszustand gekennzeichnet, gehört zur festgelegten Fahrprozedur als Hauptbedingung eine unbedingt konstante Fahrgeschwindigkeit. Zur Verdeutlichung des Variationsschemas ist im abgebildeten Beispielfall eine Gesamtspuränderung an der Vorderachse als Stellgröße angenommen, welche etappenweise beim Befahren des Rundkurses gezielt manipuliert wird. Der definierte Referenzzustand wird nach einer begrenzten Sequenz an Festeinstellungen erneut reproduziert, wodurch die Replizierbarkeit des Fahrwiderstandsergebnisses objektiv nachvollziehbar ist; der anzulegende Maßstab für die Einstufung der Testqualität sind objektiv die objektiv bezifferbaren Widerstandsstreuungen.

4.2 Identifizierung der Zielgrößen

Die zuvor in Kapitel 3 vorgestellte Fahrwiderstandsgleichung (Bild 5) berücksichtigt auf der rechten Seite vier unabhängige Variablen, aus deren Summe sich die abhängige Variable F_{Fahr} ergibt. Um diese bestimmen zu können, erfolgt in schon bewährter Weise eine hochauflösende Messgrößenerfassung an der Antriebsachse der Zugmaschine, wobei die über Achswellen und Radnaben an beide Zwillingsreifen weitergeleiteten Drehmomente im Blickfeld stehen. Die hierfür eingesetzte Mess- und Versuchstechnik geht aus später mitgeteilten Informationen hervor.

² Hierfür an dieser Stelle ein besonderer Dank des Forschungsnehmers an die Verantwortlichen in der DEKRA Zentrale (Stuttgart) und nicht zuletzt an die freundlich gesonnenen Unterstützer vor Ort in Klettwitz.

Bei bekanntem Reifenwirkradius erschließt sich aus den Drehmomenten an den Radnaben beider Achszweige eine resultierende Traktionskraft, welche sich mit dem äußeren Fahrwiderstand F_{Fahr} dann im Kräftegleichgewicht befindet, wenn beide Beträge identisch sind. Da diese Verträglichkeitsbedingung erfüllt wird, besteht ein direkter Zugang zur Basis-Zielgröße F_{Fahr} .

Wie gelingt es nun, die solide festgestellte Gesamtkraft aufzuspalten? Von den beteiligten Teilkräften F_{AIR} , F_{ACC} , F_{INCL} , F_{RAD} entfällt auf Grund der Versuchsbedingungen von vornherein F_{ACC} , während sich F_{AIR} über eine separate Testprozedur entschlüsseln lässt – wie in Kap. 3.3 vorgestellt. Da die Topografie des Versuchsgeländes ebenso bekannt ist, wie das Fahrzeuggewicht und zudem eine kontinuierliche örtliche Zuordnung der Fahrzeugposition (RTK-System) besteht, lässt sich auch der lokale Steigungswiderstand F_{INCL} grundsätzlich zuverlässig und präzise beziffern.

Die angestrebte Identifizierung konzentriert sich somit im Wesentlichen auf die Komponente Radwiderstand F_{RAD} , wobei dieser in der besonderen Konfiguration des Versuchsträgers primär durch den Reifenrollwiderstand und sekundär durch den überlagerten, anteilig geringen Spurwiderstand definiert ist.

Im Bewegungsfall ‘Stationäre Geradeausfahrt’ besteht auf dem Rundkursgelände die Möglichkeit, in einem engen zeitlichen Zusammenhang die Auswirkungen von zwei oder auch mehreren unterschiedlichen Spureinstellungen auf den gesamten Fahrwiderstand objektiv zu kontrollieren. Einen solchen diskreten Vorher-/Nachher-Vergleich sollen die steuerbare Spureinstellung (an 3 verschiedenen Achsen) erlauben- allerdings können nach erstmaliger Versuchsdurchführung erst Testergebnisse unter Beweis stellen, welche Aussagekraft und Differenzierbarkeit sich aus diesem methodischen Vorgehen tatsächlich erschließt.

4.3 Versuchsträger

Die Durchführung der Fahrversuche erfolgte mit einem Standard-Sattelzug aus der Kategorie 'Fernverkehr'. Die Fahrzeugkombination aus Zweiachs-Zugmaschine und Dreiachs-Sattelanhängers ist schematisch in **Bild 11** dargestellt, mit Angabe der äußeren Hauptabmessungen.

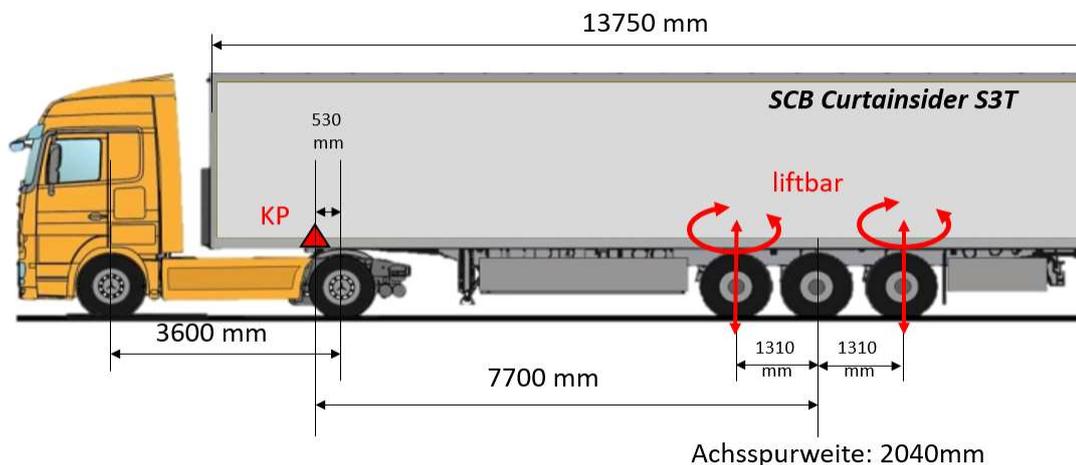


Bild 11: Grundabmessungen des HDV-Versuchsträgers

Sichtbare Merkmale der vom Unternehmen Continental beigestellten Zugmaschine vom Typ Actros 1844 sind die für den deutschen Fernverkehr typische Achsformel 4x2, die Ausstattung mit geräumigem Megaspaces-Fahrerhaus, Dachspoiler, klappbare Seitenflaps und feste Seitenverkleidungen zwischen den Achsen zur Erzielung verbrauchsgünstiger Aerodynamik-Eigenschaften (**Bild 12**).

(H-O 1517) Erprobungsfahrzeug - Baureihe MP III (Actros) - Megaspaces-Fhs.



Actros 1844 LS 4x2 Euro V - Modelljahr 2012

Motor: OM 501 LA / BlueTec 5 / V6 Diesel - 11.946 cm³
320 kW / 1800 min⁻¹ - 2100 Nm/1080 min⁻¹

FIN: WDB 934032 1L 730219

EZ: 20.12.2012

Laufleistung: 20585 km (5.8.21)

Radstand: 3600 mm

Sattelvormaß: 530 mm

Zul. Achslasten: 7,5 t / 11,5 t # zul. GG. 18 t # zul. ZGG 40 t

Mercedes PowerShift G211-12/14,93-1,0

Achsübersetzung: i=3,077

Bild 12: Verwendete Zugmaschine (Actros 1844)

Bei dem in **Bild 13** vorgestellten Curtainsider-Sattelanhänger handelt es sich um den vom Unternehmen Schmitz Cargobull (SCB) beigestellten Standard-Semitrailer des Typs SCB*S3T mit den üblichen Außenabmessungen und Aufbau-Luftfederung. Fahrzeugtypisch ist das Dreiachs-Aggregat, welches auch als Tridem-Fahrwerk bezeichnet wird und mit Scheibenbremsen ausgestattet ist.

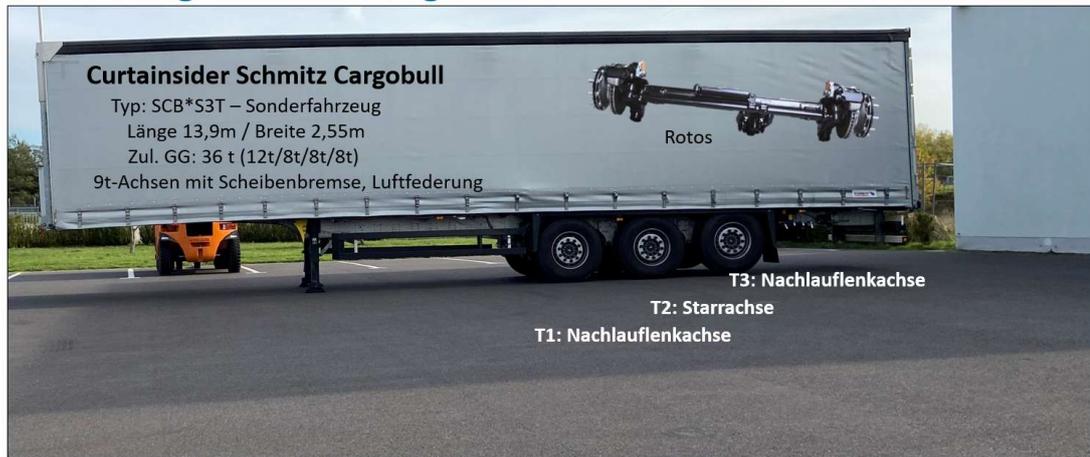


Bild 13: Beigestellter Planenaufliieger (SCB)

In der vom Forschungsnehmer bedarfsdefinierten Sonderausführung sind die erste Achse (T1) und die dritte Achse (T3) ausgetauscht worden; diese Achspositionen wurden vom Fahrzeughersteller durch liftbare Nachlaufkachsen ersetzt.

Bei den in der Fahrzeugwerkstatt des Forschungsnehmers getroffenen technischen Erweiterungen handelt es sich nicht nur wie üblich um Installationen messtechnischer Geräte und Sensoren, sondern hervorzuheben sind spezifische Zusatzeinrichtungen, welche Spureinstellungen mittels Fernbedienung (Remote-Control Toe) ermöglichen. Diese außergewöhnliche Sonderausstattung wird unter 4.4 vorgestellt.

4.4 Stellantriebe

Die beim Forschungsnehmer zur stillstandsfreien Beeinflussung der Spurgeometrie entwickelten und realisierten Stelleinrichtungen beinhalten zwei Varianten

- i) *Gesamtspur-Steller*
- ii) *Crab-Aktuator (2 Exemplare).*

Die technische Lösung zum Einstellen der Gesamtspur betrifft allein die Lenkachse der Zugmaschine. Sie basiert auf einem elektro-hydraulischen Systementwurf, bei dem die Spurstange geteilt ist und ein zwischengeschalteter, spezifisch dimensionierter Hydraulik-Gleichgangzylinder eine erwünschte Längenänderung nach manueller Vorgabe stufenlos bewerkstelligen kann (**Bild 14**).

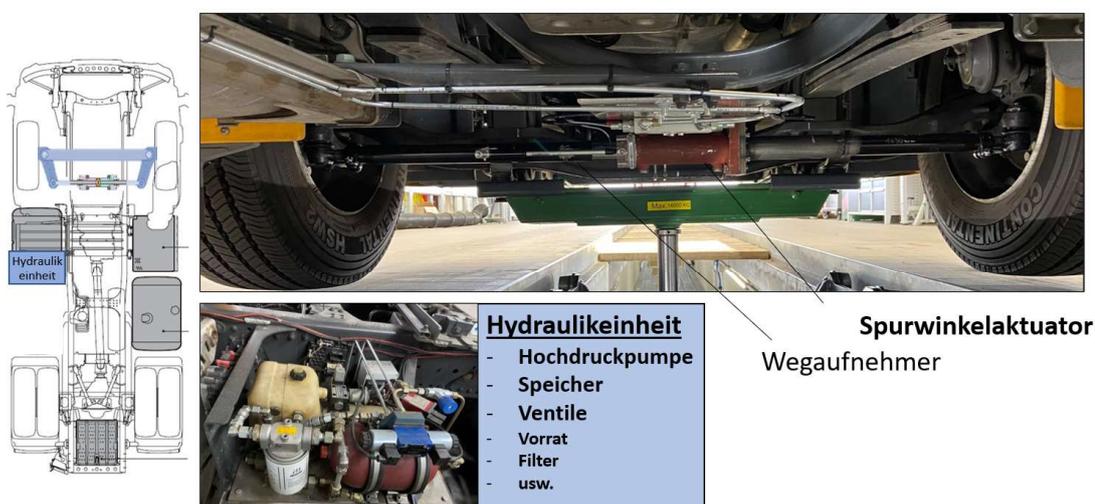


Bild 14: Linearaktuator zur Variation der Gesamtspur an der Lenkachse der SZM

Eine dafür am Fahrzeugrahmen installierte zentrale Hydraulikeinheit fasst verschiedene Elemente (Pumpe, Speicher, Ventile etc.) kompakt zusammen, die Energieversorgung erfolgt elektrisch über das Bordnetz. Hervorzuheben ist ein bemerkenswertes technisches Feature. Damit gemeint ist eine im Hydrauliknetz integrierte hydraulische Verriegelung, welche bei ferngeschalteter Aktivierung für eine starre Verbindung der beiden Spurstangenhälften sorgt. Von der erzwungenen Spielfreiheit profitiert auch die Fahrsicherheit.

Die zentrale Stellgröße, der Kolbenhub, welcher eine Längenänderung der Spurstange reflektiert, wird mit geeigneten Wegsensoren permanent kontrolliert. Sowohl direkt sichtbar als Grafik auf einem Monitor des technischen Bedieners als auch offline, indem die Daten auf einem Speichermedium fortlaufend verfügbar sind.

Statt eines Regelkreises ist eine auf den Verwendungszweck zugeschnittene elektronische Steuerung installiert, welche aufgrund der sehr geringen Dynamikanforderungen auf

statischen Betrieb ausgelegt ist. Die Bedienung erfolgt manuell, jegliche Stelloperationen sind überzeugend erfüllt worden. Eine zwecks zügiger Abläufe antrainierte Bediener-Routine sowie Hilfsmittel zur Zustandsvisualisierung (Abweichung IST-Wert) sind hierbei von Nutzen gewesen.

Der Verstellweg des sehr steifen Hydraulikzylinders wurde durch Anschläge mechanisch begrenzt. Zugelassen ist ein Verstellweg von maximal ± 15 mm, woraus sich in direktem Zusammenhang mit der konstruktiven Lenkgeometrie der Zugmaschine ein außerordentlich breites Variationspotential von $-3,7^\circ < \delta_{g,vZM} < 3,7^\circ$ für den Gesamtpurwert der Vorderachse ableitet.

Bei den Trailerachsen T1 und T3 handelt es sich originär um Nachlauflenkachsen bekannter Bauform. In der aktuell veränderten Ausführung, mit vom Forschungsnehmer realisierten Crab-Aktuatoren ausgestattet, handelt es sich begrifflich korrekt um eine Zwangslenkung, welche ohne mechanische Zentriereinrichtung auskommt.

Dadurch, dass an beiden Lenkachsen die vorgerüsteten Achsenlifte unverändert erhalten werden konnten, steht diese Zusatzfunktion weiterhin in vollem Umfang zur Verfügung.

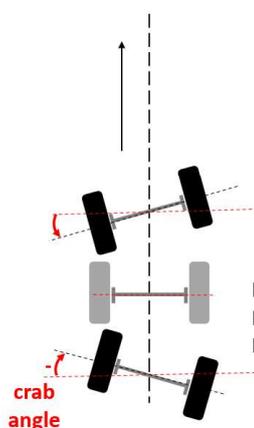
Die in [6] vorgestellte mechanische Lenkachsensperre der Nachlauflenkachse konnte beim Umbau erhalten werden. Aus Sicherheitsgründen ist der Verbleib berechtigt, um weiterhin eine Lenkfunktion bei Nichtbedarf absolut ausschließen zu können.

Wie durch Teilabbildungen in **Bild 15** dokumentiert, bleibt das konstruktive Lenktrapez von der umgesetzten technischen Lösung unbeeinflusst; die einteilige Spurstange kann weiterhin gegenüber dem Achsrohr verschoben werden. Aufgebracht wird die dafür erforderliche Kraft von einem entsprechend den Auslegungsanforderungen konfektionierten Spindeltrieb-Elektrozylinder. Während das Gehäuse des hochübersetzten Spindeltriebs sich am Achsrohr spielfrei abstützt, ist das leichtere, bewegliche Schubelement (Kolbenstange) mit der Spurstange über eine Klemmkörperverbindung gekoppelt. Bei aktiviertem Antrieb bewirkt der auf langsamen Vorschub ausgelegte Getriebemechanismus eine ruhige axiale Verschiebung der Spurstange; zwangsläufig drehen sich infolgedessen beide Achsschenkel synchron mit einer gleichsinnigen Lenkbewegung um ihre Führungsachsen.

Das adaptive Layout der Zwangslenkung mit nur einem Bewegungs-Freiheitsgrad ist als elektrische Zusatzlenkung bekannt -z.B als Active Reverse Control (BPW) - alternativ war als Lösung auch eine Ausführung mit jeweils einem Stellzylinder pro Lenkhebel entworfen worden. Auf eine Zwei-Freiheitsgrad-Variante konnte jedoch verzichtet werden, da im Versuchsprogramm keine Einzelspur-Variationen vorgesehen waren.

Das Einstellen der Gesamspur erfolgt auf konventionelle Weise manuell bei Fahrzeugstillstand, falls erforderlich wird dabei die Länge der Spurstange über ein Gewinde am Spurstangenkopf entsprechend statisch eingestellt.

Crab – Aktuator Trailerachse T1 & T3



Installation an
Rotos -
Nachlaufachsen

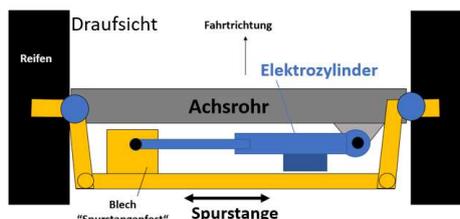


Bild 15: Elektromechanischer Spindeltrieb zur Erzeugung von Crab

Anders als am Beispiel der ‘Achsen-schrägstellung’ skizziert (Bild 15), wird real kein Schrägstand des Achsrohrs zur Fahrzeuglängsachse ausgelöst, der Blick auf die Räder zeigt aber, dass grundsätzlich beide Räder der Achse im Lenkfall (frei von Vorspur) parallel zueinander stehen, der Effekt ist ein und derselbe.

Wie bereits in Kap. 3.2.1 beschrieben, ergibt sich als Wirkung eine spezifische Lenkten- denz, welche u.a. als ‘Krebsgang’ bezeichnet wird. Prinzipiell durch gegensinnige Spur- fehler an einer Achse ausgelöst, ist es bei der kleinen Größenordnung der beteiligten Radschrägstellungen unerheblich, welche von beiden Anordnungen kausal zugrunde ge- legt wird, allein die halbe Differenz der an der betreffenden Achse auftretenden Einzel- spurwerte bestimmt den graduellen Lenkeinfluss eines crab angle (CA).

$$CA = \frac{\delta_R - \delta_L}{2} \quad \text{Gl. 4.1}$$

Die im späteren Fahrbetrieb am Stellzylinder-Steuerungsport zum Anfahren definierter Spurwinkel einzustellenden elektrischen Werte sind aus einer Hubweg- und Drehwinkel- Kalibrierung auf elektronischen Drehplatten im Fahrzeuglabor hervorgegangen – unter Beteiligung der fertiggestellten kompletten Fahrzeug-Messkette.

Da das agierende System für einen betont langsamen Stellprozess bzw. quasistatischen Betriebsfall ausgelegt ist, konnte auch bei diesem Komplex auf ein Regelkreiskonzept verzichtet werden. Besonderer Wert wurde aus Sicherheitsgründen auf hohe Zuverlässig- keit, Kontrollinstrumente und eine stabile mechanische Ausführung der Gesamtmechanik gelegt.

4.5 Messeinrichtungen

Nur die wesentlichen Elemente der verwendeten Messausrüstung fasst die Darstellung ‘Messtechnik‘ (**Bild 16**) als visuelle Übersicht zusammen. Ohne im Weiteren auf einzelne Geräte, Instrumente und Sensoren tiefer einzugehen, verlangt die besondere Bedeutung der Zielgröße ‘Äußerer Fahrwiderstand‘ einige Anmerkungen.

Messtechnik

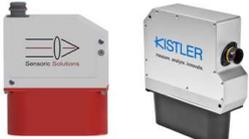
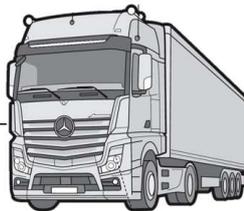
Kräfte & Momente	Bewegungsgrößen	Sonstige
<p>Drehmoment Antriebsräder Kistler ‘P1HT’</p>  <p>Gelenkwellenmoment HBM Flansch + IPW DMS Applikation</p> 	<p>ADMA-G (Genesys) Automotive Dynamic Motion Analyzer</p>  <p>Schwimmwinkel Aufleger+SZM Optisch, korrelativ: 2 x Kistler S-HR 1x Sensoric Solution</p> 	<p>Ultraschall-Anemometer Winkelgenauigkeit 1°</p>  <ul style="list-style-type: none"> - div. Temperaturen (Fahrbahn, Umgebung, Reifen) - Reifenfülldrucke (Conti CPC) - Fzg. CAN-Bus - Knickwinkel
		  <p>DAQ – Dewetron 24bit</p>

Bild 16: Auszug aus der Palette eingesetzter Messeinrichtungen

Zur Erfassung der Drehmomente an den Antriebsrädern kam bei zahlreichen Vorversuchen die bekannte ‘Gelenkwellenmoment-Messmethode‘ mit befriedigendem Ergebnis zum Einsatz. Verfahrenstechnisch ließen sich hiermit erwartungsgemäß nicht die sehr hohen Qualitätsansprüche decken, welche sich anhand bestimmter Anforderungen der Untersuchung auf dem Prüfgelände stellten. Dementsprechend erfolgte am späteren Versuchsort Lausitzring eine vorab eingeplante Umstellung auf zertifizierte Drehmoment-Messräder, welche als Paar angemietet waren und, um Umbauten zu vermeiden, mit bereits montierten Felgen und abgerauten Antriebsreifen in Zwillingausführung verwendet wurden. Als Besonderheit der P1HT-Messräder ist sowohl die Kombination aus mechanischer Robustheit, breitem Messbereich und dennoch hoher Signalaufösung zu benennen, als auch die gelöste Driftunterdrückung (Nullpunktstabilität).

Nicht nur zur Kontrolle des Fahrzeugknickwinkels, sondern auch zur Beschreibung des Gierwinkels bei Geradeausfahrt haben sich die an Zugmaschine und Trailer unterwärts installierten optischen Sensoren der Hersteller Kistler und Sensor Solution Wetzlar hervorragend bewährt. Präzision und Auflösungsvermögen der berührungsfrei arbeitenden Messgeräte haben einen positiven Eindruck bei der Erfassung jener interessierender Bewegungsgrößen hinterlassen. Vorab war beim Forschungsnehmer besonderer Wert auf eine geeignete Ausrichtung der Messgeräte in Bezug auf das Koordinatensystem der Fahrzeuge gelegt worden.

5 Versuchsprogramm

Das hier vorgestellte Programm bezieht sich auf tatsächlich durchgeführte Untersuchungsumfänge, die unter Nutzung des in Kap. 4.3 vorgestellten Versuchsträgers zum überwiegenden Teil als Fahrversuch auf dem Rundkurs des DEKRA-Prüfgebietes in Klettwitz erfolgten.

Der ursprünglichen Versuchsplanung entsprechend kamen dabei 2 verschiedene Reifensätze am Sattelzug zum Einsatz, in **Bild 17** als Standardfall vs. Sonderfall betitelt. Der strategische Hintergrund sind deutliche Differenzen hinsichtlich der jeweils bezifferten Schräglaufsteifigkeitswerte. Um diese Aussage treffen zu können, war eine Untersuchung im Reifenprüflabor erforderlich gewesen.

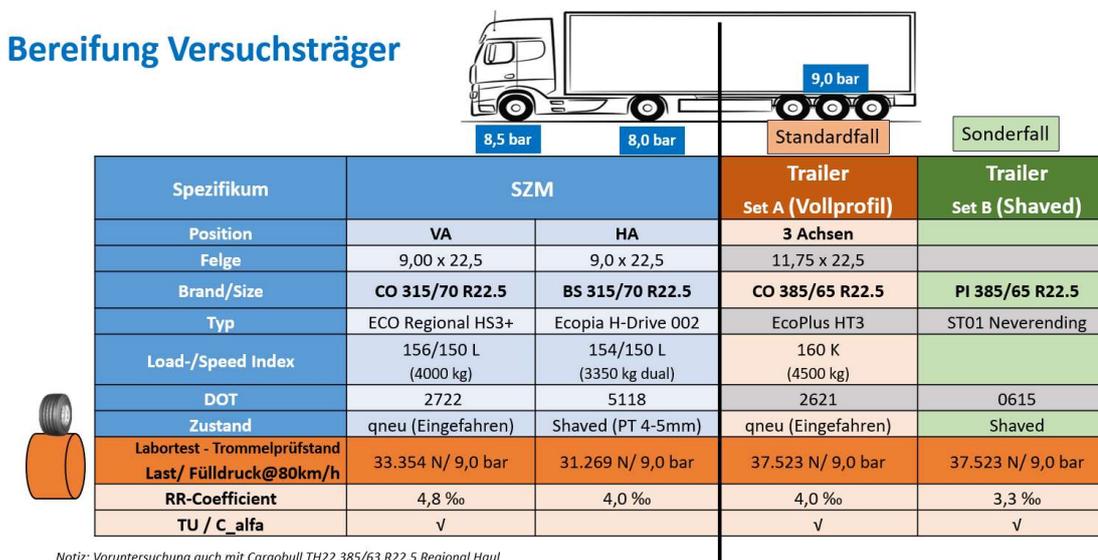


Bild 17: Technische Angaben zu den Bereifungsvarianten

Ein ebenfalls zu variierender Betriebsparameter war die Beladungssituation bzw. der Lastzustand, wobei die schon im Entwurf eingeplanten Varianten 1) LEER und 2) TEIL-BELADEN berücksichtigt wurden, wie in **Bild 18** fotografisch dokumentiert. Auch hierbei ist die bekannte Radlastabhängigkeit der Schräglaufsteifigkeit ein Hauptmotiv der aufgerufenen Variation.

Als überaus wichtiger Programmpunkt in der frühen Vorbereitungsphase der finalen Fahrversuche soll die Einmessung des geometrischen Referenzzustandes am Sattelzug angeführt werden; dieser Arbeitsschritt konnte in der Fahrzeughalle des Forschners mit den dafür erforderlichen technischen Einrichtungen von versiertem Personal zuverlässig erledigt werden.

Beladungsvarianten

Leer & Teilbeladen



Bild 18: Lastangaben zu beiden Beladungszuständen

Zu den eingeplanten Vorversuchen zählten auch Fahrten im öffentlichen Straßenverkehr, z.B. auf ebenen oder 'hängenden' Fahrbahngeraden, um das technische Potential der berührungslosen Knickwinkel- bzw. Gierwinkelmessung abschätzen zu können, so auch im Besonderen für Schiefelaufbeobachtungen.

Der eindeutige Programmschwerpunkt ist unter der Überschrift 'Fahrversuch Klettwitz' auf dem genannten Testgelände angesiedelt, wobei die nachfolgende Programm-Verzweigung in zwei Hauptäste vor der Bearbeitung entworfen war.

- A) Konstantfahrt: 40 km/h const. – stationäre Fahrwiderstandsmessung
- B) Konstantfahrt: 85 km/h const. – stationäre Fahrwiderstandsmessung

Die beiden auf dem Ovalrundkurs gefahrenen CSE-Testreihen beinhalten Variationen von:

- Gesamtspurwert (VA Zugmaschine) u.
- Crab angle (T1, T3 Aggregat Trailer).

Elementares Ziel ist die Ermittlung der dabei ausgelösten Fahrwiderstandskräfte, in einzelner und kombinierter Form. Es ist zu berücksichtigen, dass die im Fahren eingeleiteten Spurmanipulationen zahlreiche Stellprozesse hoher Exaktheit bedingen, welche teilweise singulär aber auch in Kombination an mehreren Achsen stattfinden. Die Anzahl an erforderlichen Kursumrundungen wird durch die spezifische Parameterkonstellation und den darauf getrimmten Ablaufzyklus bestimmt. Auch über die Anzahl der Wiederholkontrollen und nicht zuletzt die Eignung der Wetterbedingungen (Wind, Temperatur) ergibt sich der vor Ort letztlich entstehende Aufwand.

Mit der Aufspaltung in deutlich auseinanderliegende Geschwindigkeitsstufen wird der quadratisch ansteigenden Luftwiderstandskraft Rechnung getragen, was innerhalb dieser Untersuchung dann von hervorstechender Bedeutung ist, wenn bestimmte Spureinstellungen am Dreiachs-Aggregat den Spurlauf des Aufliegers durch offensichtlichen Krebsgang beeinträchtigen. In welchem Maße sich durch die dabei veränderten An- und Umströmungsbedingungen der aerodynamische Fahrwiderstand erhöht, ist eine der Fragen, auf welche durch besondere Experimente im Block B (85km/h) eine Antwort erhofft wird.

Eng zusammengefasst und auf 2 Begrifflichkeiten konzentriert, bilden 2 Versuchsstränge das Rückgrat der Untersuchung. Dabei im Fokus, der Fahrwiderstand bei:

- *Nullspur-Abweichungen, graduell unterschiedlich manipuliert und*
- *spurlaufbedingte aerodynamische Effekte.*

In Kapitel 7 wird aufgrund der achsweise ermöglichten und auch entsprechend veranlassenen Spurwertmanipulation zwischen den damit ausgelösten Effekten am Zugfahrzeug und Achsaggregat unterschieden, wobei die eingangs genannten Betriebsparameter einfließen.

5.1 Einmessung Referenzzustand

Der Forschungsnehmer hat auf eine dynamische Kontrolle von Rad-/Achsstellungen bewusst verzichtet. Entsprechende versuchstechnische Einrichtungen und Erfahrungen gehören bei Entwicklungsarbeiten auf dem ‘Gebiet Fahrwerk/Lenkung’ prinzipiell mit dazu, beim Schwerpunktthema dieses Projekts stand hingegen ausschließlich der konventionelle, statische Bezugszustand wichtiger Geometrie Größen im Blickfeld. Betriebsfaktoren erfordern im Beisein von Elastizitäts-, Reibungs-, Spiel- und Lasteinflüssen bestimmte Toleranzen, welche im Normalfall der Achsen- bzw. Fahrzeughersteller definiert.

Zur Eingangsuntersuchung des Sattelzuges gehörte eine professionelle Achsvermessung unter Berücksichtigung der üblichen Größen, wie Radsturz, Spur, Achsversatz, Schrägstellung, welche mit einem TruckCam-Achsvermessungssystem erfolgte (**Bild 19**). Auch die Positionsvermessung des Königszapfens stand auf der Agenda.



Bild 19: Vorgezogene stationäre Alignment-Untersuchung mit spezifischen Messeinrichtungen

Da anhand der Ergebnisse auf Korrekturstellungen verzichtet werden konnte, blieb bei allen späteren Geometrieprüfungen der Radsturz ohne jegliche Beachtung, zumal dieser bekanntlich als Seitenkraftgenerator erheblich unwirksamer ist als ein Schräglaufwinkel gleicher Dimension – die Relevanz von Sturz für den Geradeauslauf (Lenkachse) soll aber nicht bestritten werden.

Auf die an der Sattelzugmaschine durchgeführten Spurlaufkontrollen und die dabei zugelassenen Werte der Einstellparameter ‘Gesamtspur‘ und ‘Schrägstand‘ weisen die Darstellungen in **Bild 20** hin. Unter Berücksichtigung einer Einzel-Messgenauigkeit von 2 Winkelminuten wurden alle aufgeführten Einstelltoleranzen (grün hinterlegt) an jeder Radposition eindeutig eingehalten.

SZM: Spurlaufkontrolle statisch

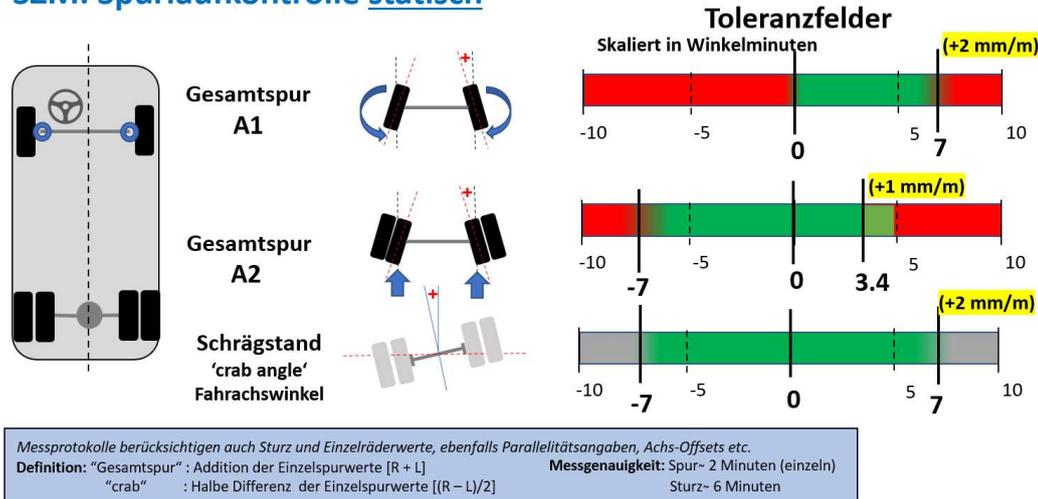


Bild 20: Als Referenz zugelassene Spur- und Crab-Toleranzen für SZM

Ein diskutierter Gedanke, zwecks Referenzdefinition eine Justage in engster Nullnähe auszuführen, wurde, abgesehen vom Parameter ‘Schrägstand‘, verworfen. Dagegen spricht die keinesfalls starre Spurlage der Räder beim Übergang vom statischen Ruhemodus (Messung) in den Bewegungsmodus (Fahrbetrieb). Verständlich wird dieser Einstellaspekt bei Gegenüberstellung der Gesamtspur-Toleranzen von Vorder- und Hinterachse. Da liegt einerseits die Toleranz eindeutig im Vorspurbereich, während an der Triebachse - aufgrund zu berücksichtigender Antriebskräfte - auch eine deklarierte Nachspurlage (Bild 20) zulässig ist.

Die ebenfalls statisch durchgeführte Spurlaufkontrolle am angekoppelten Anhänger wird durch **Bild 21** dokumentiert. Auch hier kennzeichnen die grün unterlegten Felder die zulässigen Werte-Korridore, wobei ein Gesamtpurwert von ± 5 Winkelminuten nicht nur für die Starrachse T2, sondern auch für die Lenkachsen T1 und T3 spezifiziert wurde.

Einheitlich für alle 3 Achsen war als Richtwert ein zulässiger Achsenschrägstand von ebenso ± 5 Winkelminuten festgelegt.

Trailer: Spurlaufkontrolle statisch

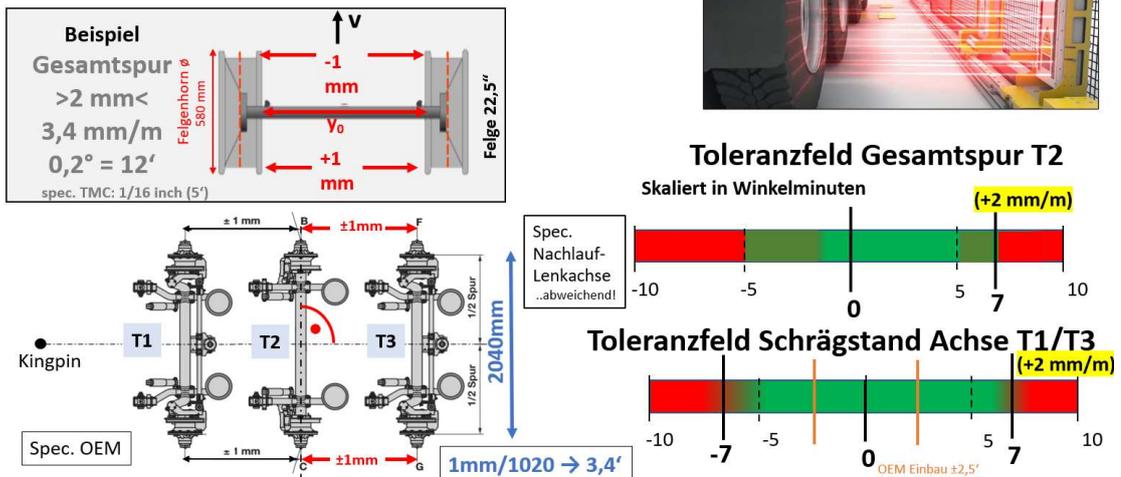


Bild 21: Als Referenz zugelassene Spur- und Crab-Toleranzen für das Traileraggregat

6 Ergebnisse

Während der Hauptaufwand der experimentellen Untersuchung sich in der Durchführung von Fahrversuchen und insbesondere den damit erforderlichen technischen Vorbereitungs- und Erprobungsarbeiten am realen Versuchsträger begründet, war auch Arbeitsaufwand damit verbunden, ein flankierend eingesetztes Simulationsmodell den aktuellen Anforderungen anzupassen. Dieses zuvor unerwähnte Hilfswerkzeug war auf der Grundlage von Kontrollen mittels abgesicherter Ergebnisse als effizient und zuverlässig eingestuft worden, dementsprechend wird es im Folgenden zur semi-empirischen Einordnung ermittelter Zusammenhänge unterstützend hinzugezogen.

Die schematische Darstellung (**Bild 22**) beschreibt plakativ mit den Worten >Vom Großsignal zum Kleinsignal<, das Ziel des frühzeitig eingeplanten strukturierten Vorgehens, wobei sich der unbedingte Bedarf aus der Unschärfe unter natürlichen, somit streuenden Rahmenbedingungen herleitet. Die kombinierte Methode Versuch & Simulation verbessert grundlegend die Aussagekraft der Ergebnisse, was sich im Weiteren erkennen lässt.

Vom Experiment [Großsignal]

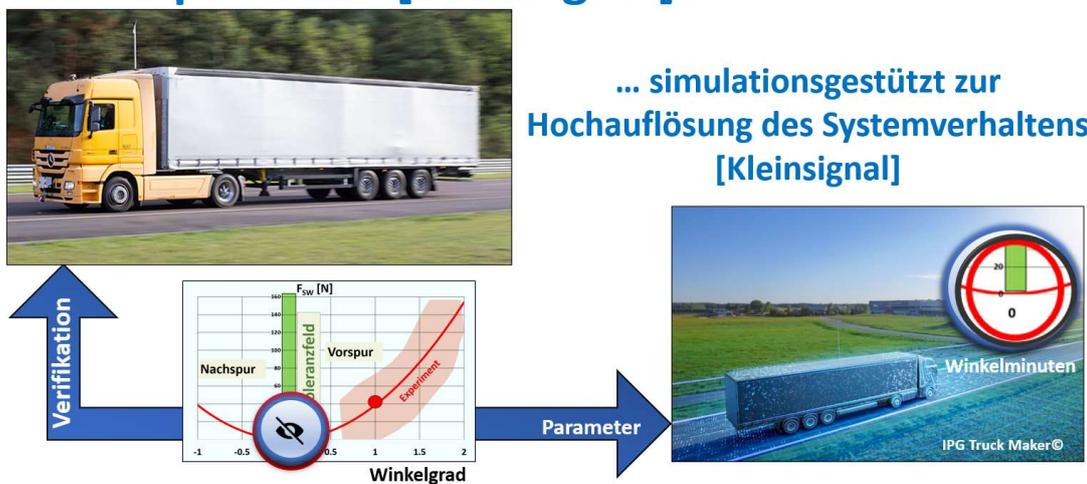


Bild 22: Komplementäres Simulationsmodell zur Steigerung der Trennschärfe

6.1 Fahrversuch - Großsignal

In diesem Kapitel werden Beobachtungen und Ergebnisse in Bezug auf die in **Bild 23** skizzierten Betriebskonstellationen Fall I, Fall II, Fall III vorgestellt.

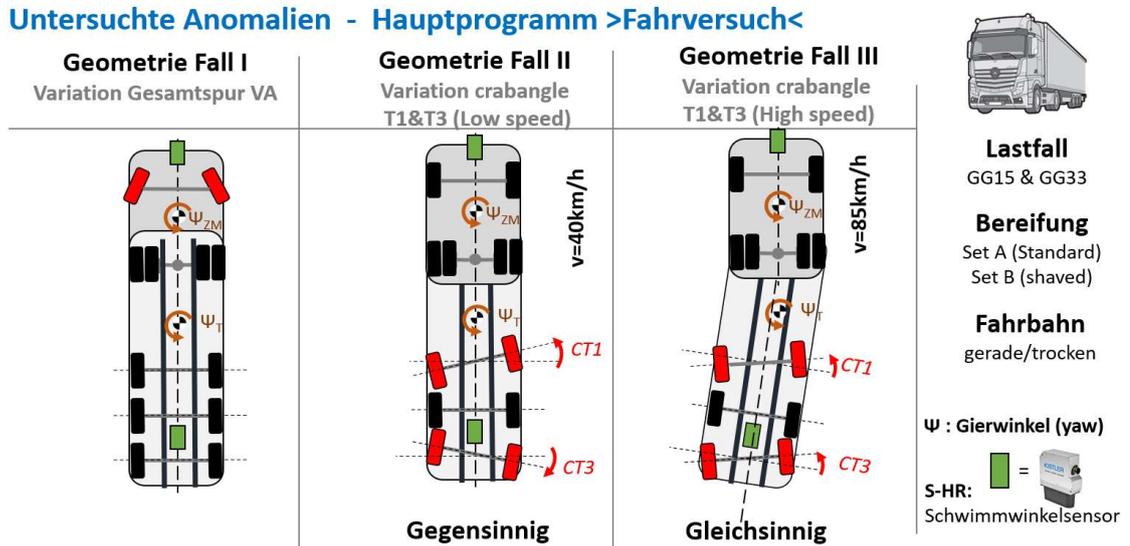


Bild 23: Untersuchte Geometrie-Konstellationen und Betriebsvarianten

6.1.1 Pretest auf Rundkurs

Der als Oval angelegte Rundkurs auf dem genutzten Testgelände (**Bild 24**) ist wegen der beiden über 2 km langen Geraden und aufgrund seiner genau bekannten Bahn-Topologie hervorragend für Constant-Speed-Tests geeignet. Bei exklusiver Nutzung und trockener

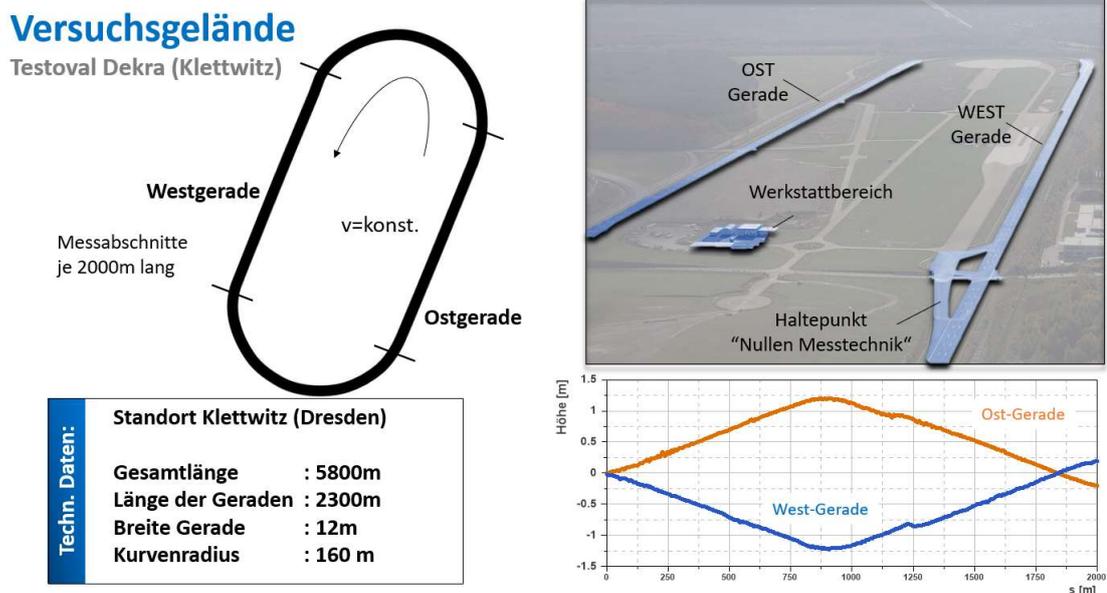


Bild 24: Rundkursoval als Basis für stationäre Betriebspunkte

Fahrbahn beschränken sich die möglichen Störeinflüsse bei diesem Stationär-Fahrmanöver ggfs. nur auf Temperaturwechsel von Umgebung und Fahrbahnoberfläche, aber auch schädliche Windeinwirkungen, wie z.B. Windböen und intensive Windstärken sind an manchen Tagen unvermeidbar.

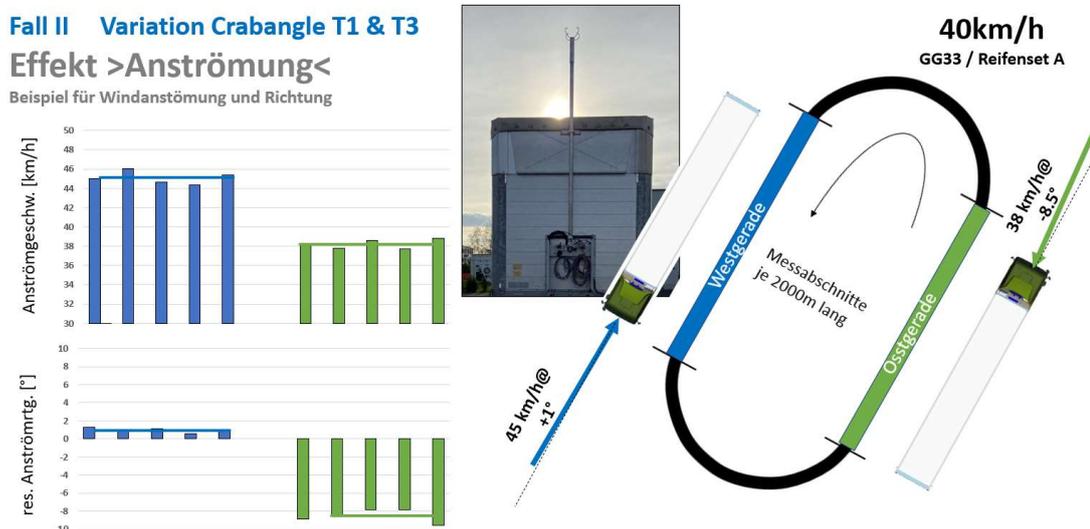


Bild 25: Auszug aus Messserie “Streuung der Anströmbedingungen“

Ein anschauliches Beispiel für typische, fahrtrichtungsabhängige Differenzen der Anströmbedingungen, den Zug betreffend,- bei niedriger Fahrgeschwindigkeit von 40 km/h und günstigen Windbedingungen - liefern die Darstellungen in **Bild 25**. Aus wiederholten Umläufen (Laps) lassen sich bezüglich Betrag und Richtung der Anströmung Streuungen wahrnehmen, die graduell gering sind, hingegen treten zwischen den beiden richtungsgebundenen Gruppen erhebliche Unterschiede hervor. Dieses Grundmuster kann von einer zur nächsten Testsequenz mehr oder weniger variieren, die Stabilität ist grundsätzlich von den jeweiligen Wetterbedingungen vor Ort abhängig. Schon allein deshalb setzt die Outdoor-Methode von vornherein geeignete Umgebungsbedingungen als Qualitätsprinzip zwingend voraus.

Abseits des fokussierten Fahrwiderstandsvergleichs, werden in **Bild 26** beispielhaft Ergebnisse einer flankierenden Verbrauchsmessung wiedergegeben. Als Variationsparameter wird hierbei die Schrägstellung der Achsen T1 und T3 eingesetzt. Auch in dieser zeitlich noch relativ kompakten Messserie zeichnen sich graduelle Differenzen zwischen beiden Kursrichtungen ab, sowie auch Streuungen innerhalb der 5-teiligen Stell-Sequenzen. Die Variationskoeffizienten, als relative Standardabweichung vermerkt, beziffern mit 0,2

Fall II Variation Crabangle T1 & T3
Effekt >Kraftstoffverbrauch<

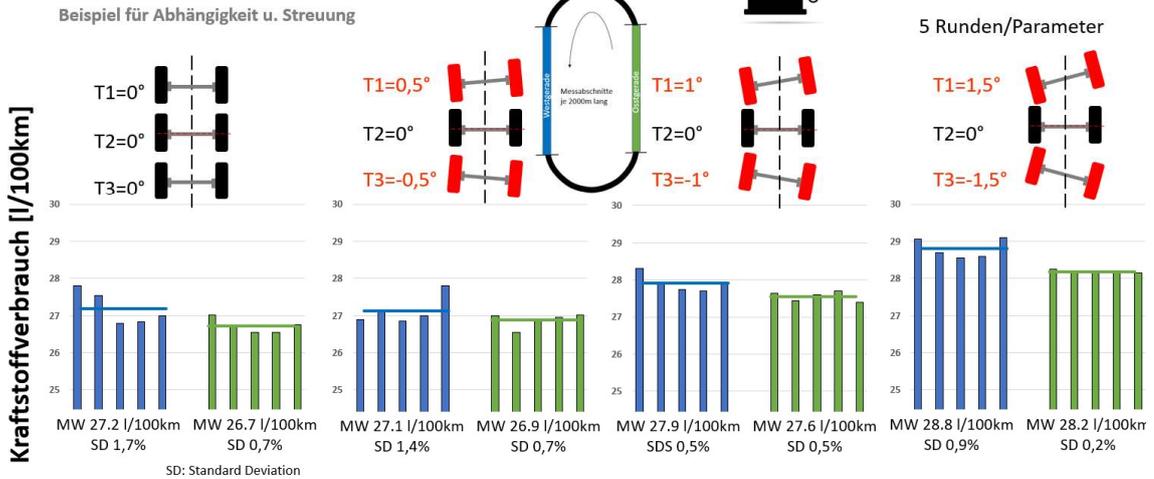


Bild 26: Auszug aus Messserie “Kraftstoffverbrauch als Fahrwiderstandsindikator“

..1,7 % günstigerweise geringe Streuungen. Exemplarisch attestiert die Übersicht einen feststellbaren inneren Zusammenhang von Fahrwiderstand und Verbrauch; numerische Korrelationsbetrachtungen wurden jedoch nur für den internen Gebrauch angestellt.

In analoger Weise, allerdings bei schneller Fahrt (85 km/h), wurden Begleiteffekte der Beeinflussung des Trailer-Gierwinkels durch Achsenschrägstellung untersucht (**Bild 27**) Die hohen Gierwinkelwerte resultieren aus Schrägstellungen der Achsen T1 und T3, denen in dieser Konfiguration der hinsichtlich Schiefelauf intensive Lenkungsmodus “Gleichsinniger Lenkfehler“ zugrunde liegt.

Fall III Variation Crabangle T1 & T3
Effekt >Gierwinkel<

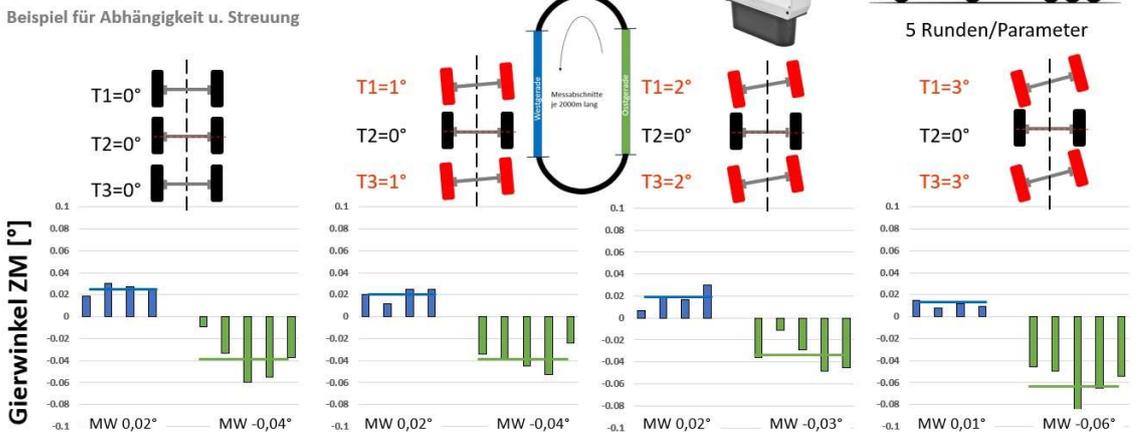


Bild 27: Auszug aus Messserie “Gierwinkel-Beeinflussung“

Wenngleich das optische High-Resolution-Messsystem hierbei z.T. außerhalb der technischen Spezifikation betrieben wurde, so erscheinen dennoch selbst sehr geringe Winkel als sinnfälliges Ergebnis. Variationskoeffizienten sehr geringer Größe beschreiben eine stabile Lage der Fahrzeuglängsachse, wobei die nur geringen Unterschiede zwischen den Kursrichtungen sowohl auf Anströmeinflüsse zurückführbar sind als auch auf ungleiche Fahrbahnquerneigungen.

Mit welcher Eindeutigkeit hat sich bei diesem Pretest-Prozedere die mittels hochwertiger Drehmomentmessräder ermittelte abhängige Variable der Fahrwiderstandsgleichung betragsseitig dargestellt? Die bei niedriger Geschwindigkeit (40 km/h) festgestellten Antriebskräfte gehen aus **Bild 28** hervor, wobei sich die mehrteilige Darstellung auf den am Trailer initiierten Lenkungsmodus “Gegensinniger Lenkfehler“ bezieht.

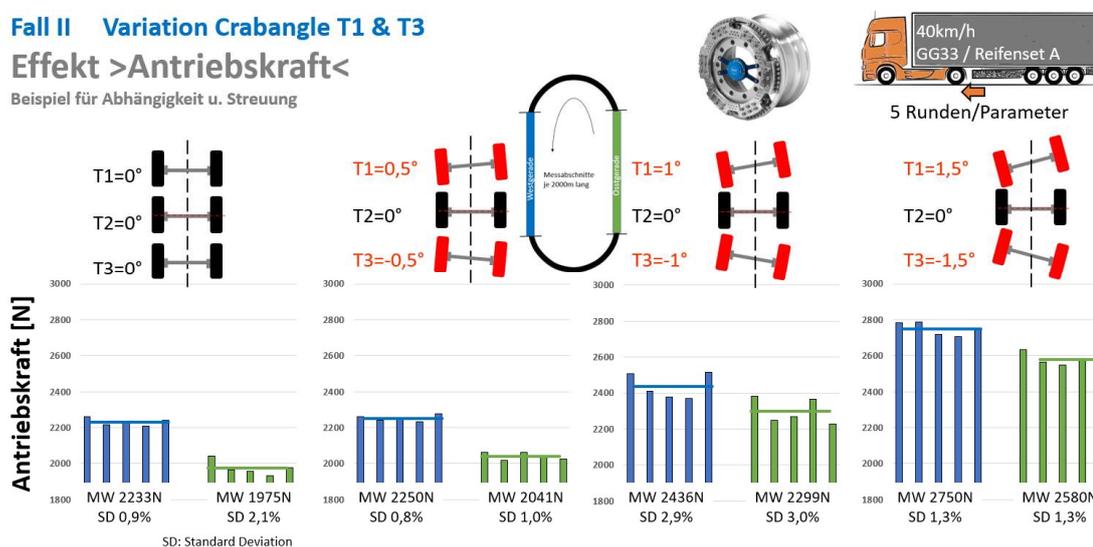


Bild 28: Auszug aus Messserie “Antriebskraft-Streuungen“

Infolge der von der Kursrichtung abhängigen, unterschiedlicher Anströmung des Fahrzeugkörpers ist offensichtlich der Kraftbedarf auf dem in der Skizze grün unterlegten Streckenteil grundsätzlich niedriger ausgefallen als auf dem gegenüber liegenden. Auf beiden Abschnitten streuen die Einzelwerte der Antriebskraft erwartungsgemäß in jeder Gruppe um einen spezifischen Mittelwert herum, welcher folgerichtig mit zunehmendem Fahrwiderstand ansteigt.

Variationskoeffizienten mit Werten von bis zu 3% drücken objektiv aus, dass die erwarteten konstanten Versuchsbedingungen in der spezifischen Outdoor-Umgebung tatsächlich nur vorübergehend bzw. zeitweise nur wenig schwankend zur Verfügung standen – unabhängig von der örtlichen Lage beider Bahnabschnitte.

6.1.2 Vorspurinduzierter Fahrwiderstand

Für den durch Vorspur hervorgerufenen Radwiderstand existiert ein elementarer, in Lehre und Praxis bekannter Zusammenhang, wiedergegeben in **Bild 29**. Infolge der beim Abrollen vom Einzel-Spurwinkel δ_{VR} verursachten Seitenkraft F_α entsteht als Längskomponente die Spurkraft F_{SR} , welche gemeinsam mit dem größeren Rollwiderstand die Resultierende F_{RW} bildet.

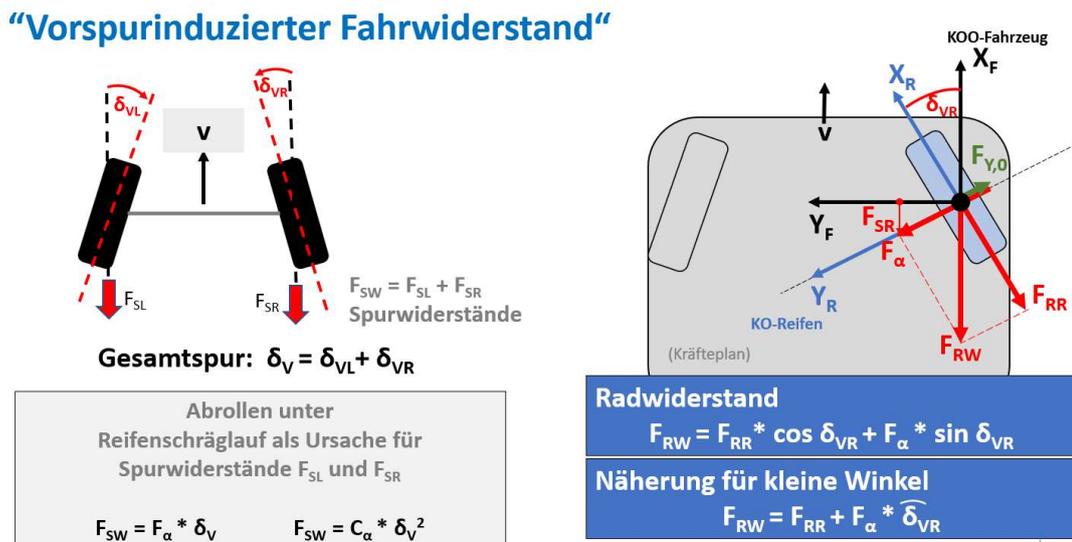


Bild 29: Abrollen mit Reifenschräglauf erhöht prinzipiell den Bewegungswiderstand

Bei aufsummiertem Gesamt-Spurwinkel δ_V besteht achsweise in guter Näherung nachfolgender Zusammenhang zum Gesamt-Spurwiderstand der Achse:

$$F_{SW,A} = \frac{1}{4} * c_{\alpha A} * \hat{\delta}_V^2 \quad \text{Gl. 6.1}$$

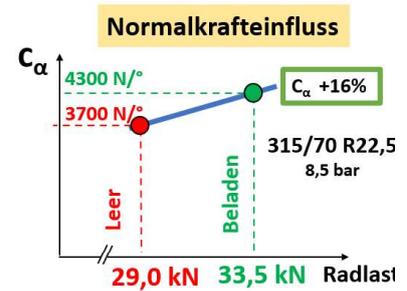
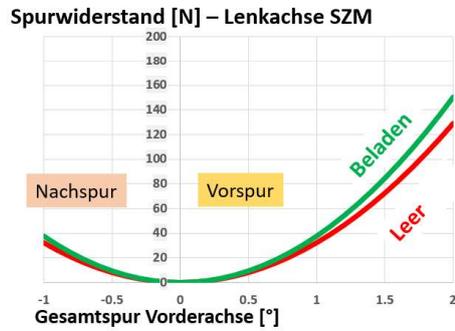
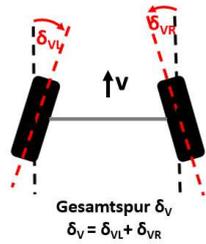
Die progressive Abhängigkeit vom Spurwinkel ist das Kernmerkmal des Funktionsverlaufs. Der Parameter Achsschräglauftsteifigkeit $c_{\alpha A}$ berücksichtigt in dieser Beziehung den doppelten Zahlenwert der am Einzelreifen abgeprüften Größe. Als Proportionalitätsfaktor wird dessen Einfluss erst bei höheren Abszissenwerten visuell deutlich (**Bild 30**).

Fahrdynamisch zwar eine Schlüsselgröße, bedeutet eine Anhebung der Steifigkeit für den Spurwiderstand im absoluten Maßstab zumeist nur eine geringe Kraftauswirkung – vorausgesetzt (!), die Spurwerte befinden sich auf niedrigem Niveau. Mit diesem strikten Vorbehalt soll das zulässige Toleranzfenster in Nähe des Koordinatenursprungs besonders betont werden, der progressive Bereich bei hohen Spurwerten ist hingegen prinzipiell schädlich in Bezug auf Dissipation und Reifenverschleiß.

“Vorspurinduzierter Fahrwiderstand“

Reifenschräglauflöst Seitenkraft aus $\rightarrow F_{\alpha} = c_{\alpha} * \alpha$
 - wodurch Spurwiderstand F_{sw} erzeugt wird

Schlüsselgröße: cornering stiffness c_{α} (Reifenschräglauflsteifigkeit)
 $c_{\alpha} = f$ (Radlast, Fülldruck, Profiltiefe, Radsturz, Fahrbahntemperatur, -oberfläche, Speed)



Spurwiderstand – Lenkachse SZM

$$F_{sw,A1} \approx 0.5 * c_{\alpha} * \delta_v^2$$

Bild 30: Progressive Widerstandszunahme über Spurwinkel als Hauptmerkmal

So bedeutet die vorgestellte Steifigkeitserhöhung von c_{α} um 16% bei einer realistisch angenommenen Gesamtspur von 10 Winkelminuten eine Veränderung der Widerstandskraft von 0,9 N auf 1,04 N (Einzelachse). Im absoluten Maßstab erscheint der geringe Zuwachs von 0,14 N eher unbedeutend, wenngleich dieser am fahrenden Fahrzeug permanent verlustwirksam ist.

Testfall I Vorspurinduzierter Energieaufwand

Reifenset A /GG 33/36 km/h const./ c_{α} 4.300 N/°

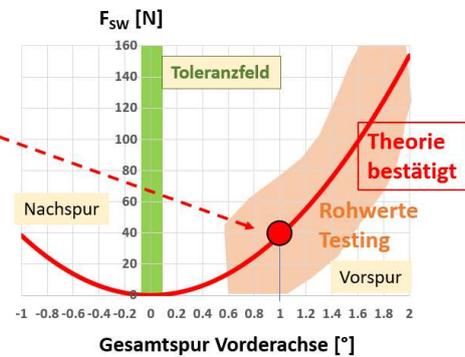
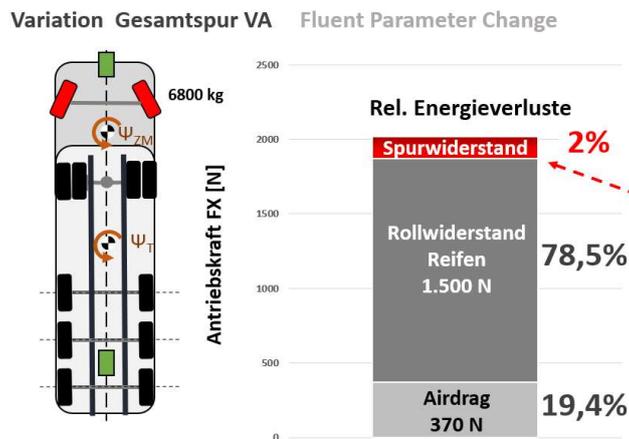


Bild 31: Beitrag der Vorderachse am Energieverlust infolge Vorspur

Basierend auf den experimentellen Ergebnissen des Fahrversuchs allein, lässt sich eine derart feine Differenzierung keinesfalls vornehmen. Selbst im höheren Wertebereich zwischen $0,6^\circ \dots 2,0^\circ$ Gesamtpur sind Streuungen der Kraftgröße erwartungsgemäß unvermeidbar, wie beispielhaft in **Bild 31** dokumentiert. Für den Sonderfall von 1° Gesamtpur ließ sich allerdings über zahlreiche statistisch abgesicherte Wertepaare im oberen Kurvenverlauf exemplarisch abschätzen, dass Theorie und Experiment überzeugend übereinstimmen.

Genaue Kenntnisse von Abhängigkeiten der Schräglaufsteifigkeiten waren hierbei ebenso hilfreich wie auch die Erfahrungen aus mehreren Airdrag-Tests (Versuchsträger), welche ein Ergebnis-Tracking erst ermöglichten. Der Anteil des Vorspurwiderstands am Gesamtwiderstand – die Trailerlenkachsen waren vorspurfrei eingestellt - beträgt in dieser (extremen) Konstellation ca. 2% (gerundet), wobei naheliegenderweise diese Angabe nur als Größenordnung bewertet werden kann.

Bezogen auf den Zugrollwiderstand erzeugt allein der Spurwiderstand an der Lenkachse der Zugmaschine in dieser Stellung einen Anteil von 2,5% der anfallenden Verlustenergie.

6.1.3 Achsenschiefstand – “Low speed“

Von den zuvor in schematisch gegenübergestellten 3 Grundkonfigurationen - als Versuchsfälle I-III deklariert (Bild 23) - wird in diesem Kapitel der Geometriezustand Fall II angesprochen, bei dem die Ausrichtung der Trailerlenkachsen T1 vs. T3 in Form einer gegensinnigen Schrägstellung manipuliert wurde.

Hierbei sind zum Teil offensichtlich anomale Winkelfehler erzeugt worden, was aber bei den im Fahrversuch forschungshalber vorgenommenen Variationsaktivitäten ausdrücklich als notwendige Extrembedingung für die Fahrwiderstandsidentifikation vorgesehen war.

Aus der gegensinnigen Schrägstellung der Achsen resultieren gegenläufige Reifenseitenkräfte zwischen den Achsen T1 und T3, deren Beträge vom jeweiligen Reifenschräglaufwinkel, Radlast etc. geprägt sind. An jeder Radposition folgert sich der Reifenschräglaufwinkel bei stationärer Geradeausfahrt aus der Überlagerung von Gier- und Spurwinkel. Bedingt durch die Vorzeichenkonventionen sind die Lateralkraft-relevanten Winkelsummen und damit auch wirksamen Lateralkräfte an der linken und rechten Achsenseite verschieden groß, wenn Spursymmetrie besteht. Identisch groß sind sie z.B. dann, wenn die Gesamtspur auf Null eingestellt ist.

Auch im Fall, dass sich freie, gegenläufige Seitenkräfte zwischen beiden Achsen total aufheben (verdeckter Fehler), wodurch ein Schiefziehen abgewendet scheint, kann das an den Achsen verbleibende Kräftepaar ein Moment um die Anhängerhochachse und damit Querkräfte am King Pin bewirken, welche den Geradeauslauf der Zugmaschine empfindlich stören können.

Testfall II Achse T1 & T3 in Schrägstellung (gegennsig)

Vollprofil

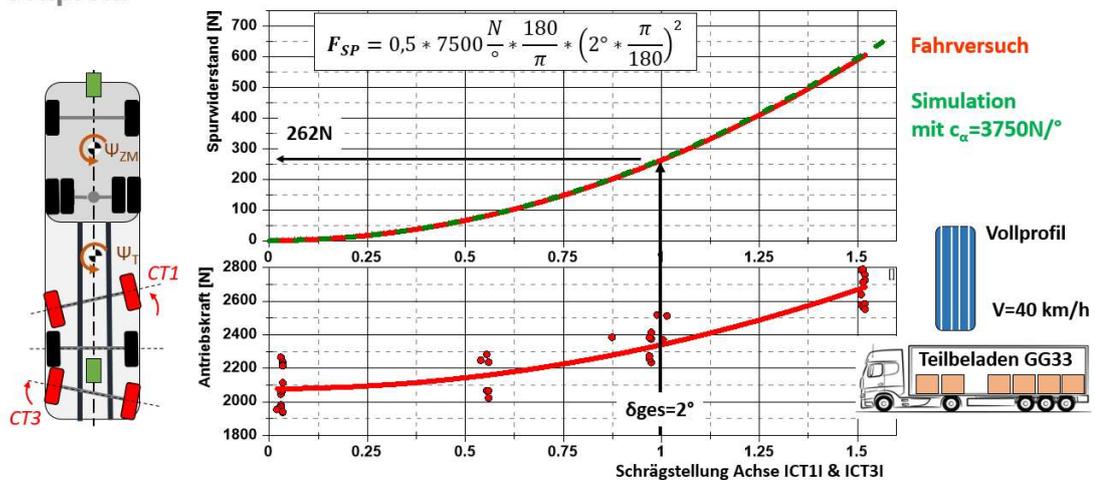


Bild 32: Exemplarische Übereinstimmung zwischen Fahrversuch und Simulation im Testfall II

Die in **Bild 32** exemplarisch vorgestellten Verläufe von Antriebskraft und Spurwiderstand beziehen sich auf den Lastzustand GG33 (teilbeladen). Die Achsenschrägstellung ist bei diesem Test während des Fahrens betragsgleich, jedoch gegensinnig ausgeführt worden. Dabei wurden in jedem der 4 beobachteten Zustände mehrere Zyklen (Laps) kontrolliert. Die erkennbar geringe relative Streuung der aufgezeichneten Antriebskraft einerseits und direkt verwertbare Ergebnisse von Luft- und Rollwiderstandsseparierungen andererseits haben in diesem Beispielfall eine mustergültige Übereinstimmung bei der Identifikation des Spurwiderstands ermöglicht. Auch die hervorgerufene Schiefstellung des Aufliegers und die dabei ausgelöste Gierreaktion der Zugmaschine konnte die Modellrechnung überzeugend präzise widerspiegeln.

6.1.4 Achsenschiefstand – “High speed“

Die Ausrichtung der Trailerlenkachsen T1, T3 in Form einer gleichsinnigen Schrägstellung und die damit bei hoher Fahrgeschwindigkeit gewonnenen Erfahrungen stehen im Folgenden im Zentrum. Ein Hauptmotiv dieser Teiluntersuchung war es zu versuchen, die von einem fehlerhaften Spurlauf ausgehenden aerodynamischen Rückwirkungen auf dem Wege einer Fahrwiderstandskontrolle grundsätzlich einzuordnen oder besser gar, objektiv mit Kraftwerten beziffern zu können.

Testfall III Achse T1 & T3 in Schrägstellung (gleichsinnig) Aerodynamikeinfluss

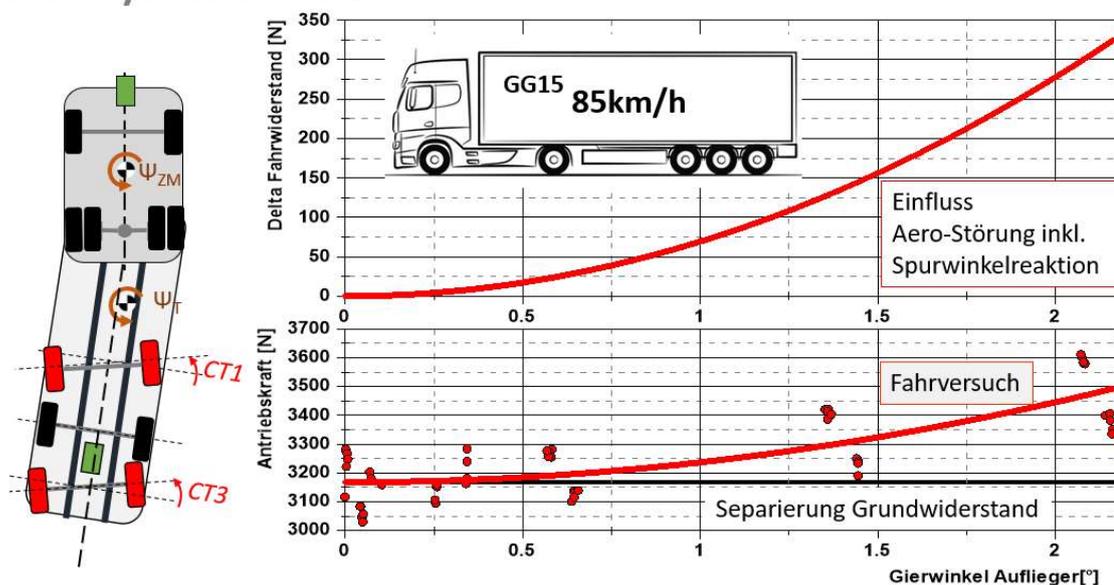


Bild 33: Durch Gierreaktion ausgelöste Fahrwiderstandserhöhung

Die schematisch in **Bild 33** angedeutete gleichsinnige Schrägstellung wurde auch hier während der Fahrt durch elektro-mechanische Manipulation beider Zwanglenkungen erreicht, wobei die Verstellung nicht kontinuierlich, sondern wie gewohnt zyklisch, mit steigender Amplitude und dem Kursverlauf angepassten Unterbrechungen erfolgte.

Auf den langen Geraden des Rundkurses wurden partiell Videoaufzeichnungen zur Dokumentation des Spurlaufs vorgenommen. Wie der Blick auf eine ausgewählte Aufnahmeserie (**Bild 34**) erkennen lässt, sind diese Bilder entgegen der Fahrtrichtung aus der fahrzeugfesten Perspektive des auf der Beifahrerseite installierten Außenspiegels entstanden.

In der Bildfolge von links nach rechts tritt gut erkennbar die rechte Seitenwand des Trailers zunehmend deutlich in Erscheinung, zweifellos zeigt sich dem Fahrer sogar die zunächst unsichtbare vertikale Heckabschlusskante unübersehbar im Rückspiegel. In

diesem final abgelenkten Zustand steht die Trailer-Längsachse zwar erkennbar schief zur Bewegungsrichtung, jedoch beziffert sich der ermittelte Gierwinkel in dieser Fahrsituation auf ‘nur‘ $2,11^\circ$. Auf eine noch höhere laterale Auslenkung wurde verzichtet, weil von den Versuchsbeteiligten als praxisfern bzw. als unrealistisch im Straßenverkehr eingestuft.

Testfall III Achse T1 & T3 in Schrägstellung (gleichsinnig) Aerodynamikeinfluss

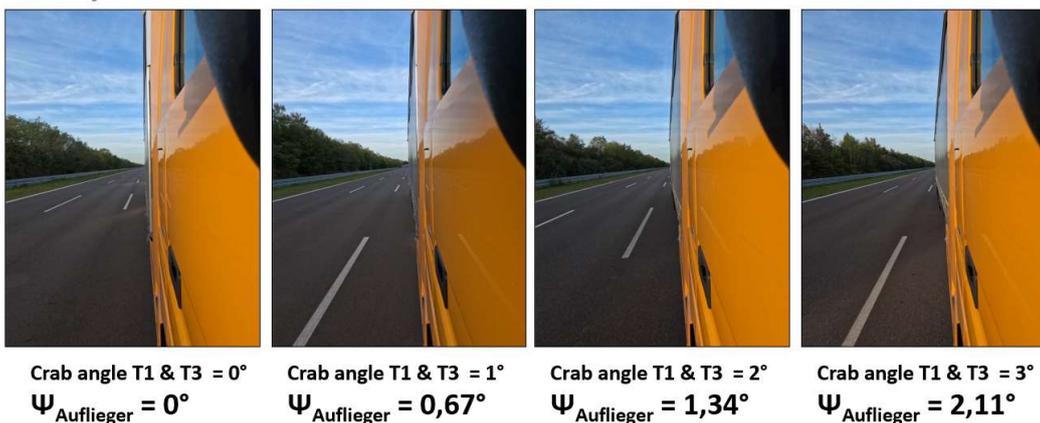


Bild 34: Mittels Crab gezielt manipulierter Aero-Widerstand

Welche Schlussfolgerung lässt sich aus der Beobachtung ziehen? Die Fahrwiderstandszunahme als Folge der Schrägstellung des Fahrzeugkorpus beinhaltet zwei Komponenten:

- *Reifenschräglauf*
- *Anströmungsverluste*

Beide Wirkungen treten im Fahrversuch zwar überlagert auf, die Verbindung ist jedoch in Kombination mit einer nachträglich durchgeführten Simulation des Spurwiderstandes trennbar. Hinter der Abhängigkeit des Spurwiderstandes vom Gierwinkel (**Bild 35**) stehen ausschließlich Reifenschräglaufeffekte, welche sich auf der Abszisse oberhalb von Null zunehmend entfalten und den Widerstand auf der Ordinate progressiv ansteigen lassen.

Von der berechtigten Annahme ausgehend, dass bei der Durchführung des Blocks >Fahrversuche, Gierwinkel als Variable< der Reifenrollwiderstand keine relevante Veränderung infolge eines thermisch abweichenden stationären Zustands erfuhr, können unmittelbar festgestellte graduelle Veränderungen bei den aufgezeichneten Antriebskräften dem Zuwachs an Luft- und Spurwiderstand kausal zugeordnet werden. Aus dem Differenzergebnis von Versuch und Simulation geht der Aerodynamikeinfluss hervor, den die

Schrägstellung des Trailers bei hoher Fahr- und Anströmgeschwindigkeit als Widerstandserhöhung hinterlassen hat.

Testfall III Achse T1 & T3 in Schrägstellung (gleichsinnig)

Aerodynamikeinfluss

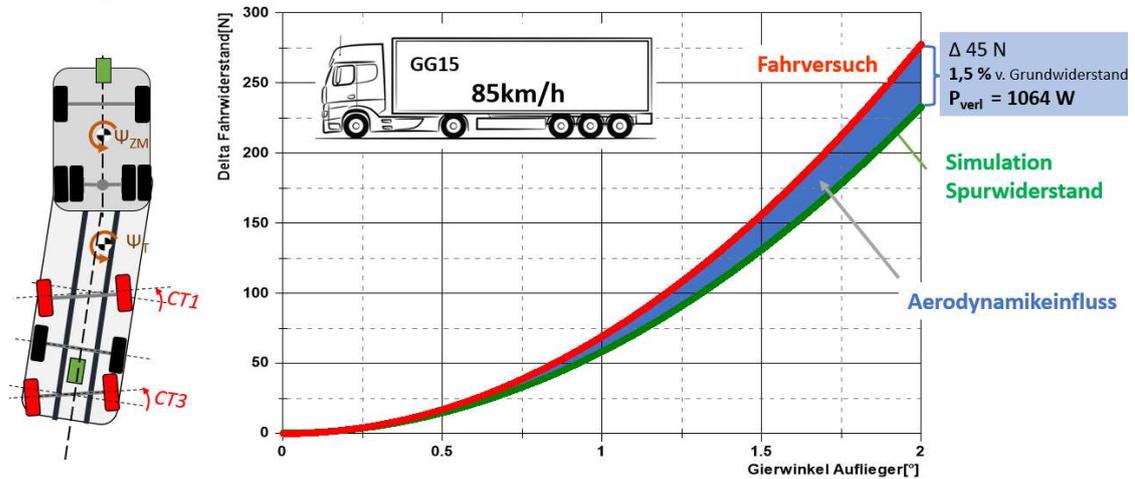


Bild 35: Separierung des Aerodynamikeinflusses

Der als Leistungsverlust bei hoher Fahrgeschwindigkeit festgestellte Wert von 1064 W bezieht sich auf einen Gierwinkel von 2° , welcher schon in dieser Größe das unerwünschte Merkmal eines 'crab gear' (Krebs-/Hundegang) deutlich sichtbar verkörpert. Im Normalfall wäre ein Fahrzeug in diesem Zustand auffällig und würde vermutlich so nicht weiter am Verkehr teilnehmen.

6.2 Simulation – Kleinsignal

Die vorangestellten Erfahrungen und Ergebnisse des Fahrversuchs haben sichtbar werden lassen, dass die Validität der Messsignale trotz eines hohen experimentellen Aufwands an natürliche Grenzen stößt, wenn

- a) die messbare abhängige Variable nur in geringem Maße von der Parametervariation beeinflusst wird und
- b) die äußeren Versuchsbedingungen schwanken oder sich nur teilweise, evtl. nur unvollständig bis ungeeignet reproduzieren lassen.

Unter a) wird das Kernmerkmal, die relativ >schwache Sensitivität< angesprochen, welche im Fahrversuch dadurch erfolgreich kompensiert werden konnte, dass mit ungewöhnlich hohen Spurwerten und auch überhöhten Achsen-Schrägstellungen operiert wurde, also in den Bereichen, wo überhaupt erst die gesuchten Effekte und Reaktionen in nachvollziehbarer Weise und Größe hervortreten.

In den regulären Bereichen der Spurtoleranz mit einstelligen Winkelwerten auf der Winkelminutenskala lässt der Outdoor-Versuch eine zuverlässige Bewertung der kausalen Zusammenhänge keinesfalls zu - was zuvor anschaulich (Bild 22) hervorgehoben wurde.

Mit den gewonnenen praktischen Erfahrungen zu den Wirkmechanismen des äußeren Fahrwiderstands, den geometrischen Bewegungszuständen, den relevanten Reifenkräften war die Validierung des versuchsbegleitend benutzten Mehrkörper-Simulationsmodells (TruckMaker©) eine für den geübten Anwender gewohnte Herausforderung. Sorgfältig abgeglichene Eingabedaten, auch in Form abgesicherter Prüfstandergebnisse (Reifen), erwiesen sich für die mit dem Werkzeug erzielte Qualität der Resultate von besonderem Nutzen.

6.2.1 Toleranzen – Verlusteinflüsse systematisch zugeordnet

Als Bewertungshintergrund für die energetische Betrachtung der Spurlaufeigenschaften dienen definierte Geometriezustände; Datengrundlage der Einstufung sind Werte, welche für den Betriebsfall “Stationäre Geradeausfahrt“ als reale IST-Bedingungen angenommen sind.

Unterschieden werden 4 Qualitätsklassen. Als Idealfall gilt die Konstellation

- *Spurgeometrie aller Radpositionen auf Nullspur*
- *Achsenschrägstand an allen Achsen in Winkellage Null,*

welche dementsprechend in der ersten Spalte der Tabelle (**Bild 36**). mit “Spurwert im Ziel“ überschrieben ist. In dieser Referenz-Klasse ist als zulässige Toleranz ein geringer Wert von 3,4 Winkelminuten deklariert, der den zugehörigen Modellrechnungen dort zugrunde liegt.

Weil vernachlässigbar gering, ist das ermittelte Kraftniveau in der ersten Spalte nicht angegeben, erst in der Rubrik >an Toleranzgrenze (7‘)<, erreichen die Kräfte durch Vorspur und Crab ein Niveau, welches eine überhaupt nennenswerte Verlustleistung beziffert.

Spurwiderstand - relative Energieverluste (ohne Aero-Störeffekt)

Lastfall GG33 V _F : 80 km/h	Spurwerte im "Ziel" 1 mm/m (3,4')	.. an Toleranzgrenze 2 mm/m (7')		ausserhalb Toleranzzone 3 mm/m (10')		Alignment extrem 10 mm/m (34')		Bereifung	
								SET A	SET B
	δ_{ges} only [N]	0.5	0.5	1.1	1.1	12.2	12.2	Steer Standard	Steer Standard
	ohne Vorspur, kein crab —	—	—	—	—	—	—	Drive Shaved	Drive Shaved
	crab only T1 & T3 [N]	—	4 6.8	7.9 12.6	—	86.7	142	Standard Shaved	Standard Shaved
	ohne Vorspur	—	—	—	—	—	—		
	Σ Verlustleistung [W] @80km/h	—	101 166	202 313	—	2227	3516		

Bild 36: Kräfte und Energieverluste infolge Spurwiderstand am Beispiel von 4 Toleranzeinstufungen

Zwecks systematischer Gegenüberstellung der graduellen Beeinflussung bei höheren Toleranzen sind in den Spalten 2, 3, 4 zunehmend höhere Zahlenwerte berücksichtigt worden, wobei als zulässige Toleranz ein Wert von 7 Winkelminuten (Spalte 2) definiert ist. Erst darüber hinaus, somit oberhalb dieser Toleranzschwelle, ist eine Klassifizierung unter dem Oberbegriff Spurfehler(!) zutreffend.

Grundlegend betrachtet ergibt sich aus der exemplarischen Darstellung (Bild 36) der Hinweis, dass die Summe an kombinierten Geometriefehlern sich in der Verlustleistung erst dann erheblich niederschlägt, wenn diese Abweichungen deutlich oberhalb der angenommenen Toleranzschwelle von 7 Winkelminuten auftreten. So beziffern sich die Verlustleistungen erst im worst-case (34‘) auf gravierend hohe Werte - mit schräglaufsteifer Bereifung sind es 3516 W – was insofern noch keine Extremsituation darstellt, weil die Modellrechnung einerseits nur den Lastfall GG33 widerspiegelt und andererseits nur einige von mehr möglichen Spurlauf-Fehlerquellen darin eingebunden sind.

Der eigens untersuchte Alignment-Sonderfall, bei dem alle Räder des Zuges auf Vorspur stehen und 2 von 4 Starrachsen eine Schrägstellung aufweisen (**Bild 37**), bezieht sich auf ein reguläres Gesamtgewicht des Zuges von 40t - aerodynamische Einflüsse sind unberücksichtigt. Ein Motiv für die Analyse genau dieser Variante ist die eingangs der Forschungsarbeit zitierte These zum Zusammenhang von geometrischer Fehlstellung und Verbrauchsanstieg, wobei diesbezüglich eine Äquivalenz von 1 mm zu 2,5% deklariert wurde.

Spurkraftanteil am Zugrollwiderstand

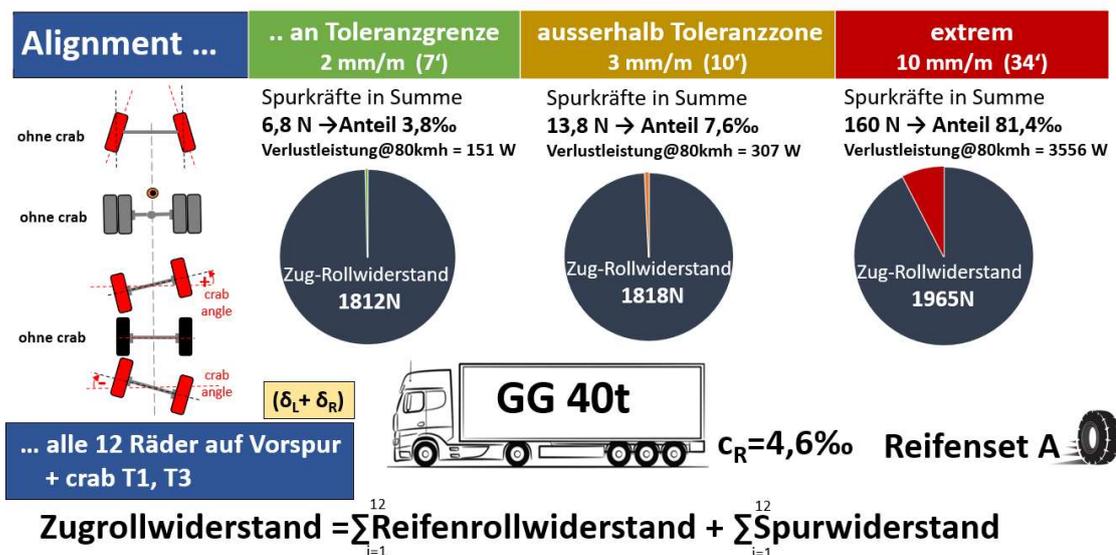


Bild 37: Alignment-Musterfall zur Abschätzung des Verlustpotentials bei Toleranzüberschreitungen

Wenngleich sich aus der aktuellen Darstellung (Bild 37) keine direkte Verbrauchsbeziehung ableiten lässt, so ist dennoch eine belastbare Abschätzung möglich, indem zur Konvertierung die für diesen Zweck als Näherung geeignete, bekannte Relation

Rolling resistance accounts up to 30% of a vehicles fuel consumption and CO2 emissions als Schlüssel herangezogen wird.

Basiert auf diesem Zusammenhang würde der als These formulierte Verbrauchsanstieg von 2,5 % eine Rollwiderstandszunahme von ca. 8,3 % bedingen.

Mit Blick auf die als extremes Alignment bezeichnete Konfiguration (Bild 37) ließe sich eine derartige Zunahme zwar aus der Datenlage erklären, allerdings nur vor dem Hintergrund eines deutlichen Sprungs auf der Spurwerteskala mit einer Änderung von 2 mm/m (Toleranzbezug) auf 10 mm/m (Spurfehler).

In der als Referenz definierten geometrischen Konstellation von Achsen- und Radstellungen bewirkt das angenommene Missalignment von 34 Winkelminuten (10 mm/m) für das betrachtete Fahrzeug eine begründete Zunahme des Zugrollwiderstandes, wobei sich der Beitrag der Spurkräfte auf einen Anteil von 8,1 % im Vergleich zum dominierenden Reifenrollwiderstand beziffert.

Die bei einer Fahrgeschwindigkeit von 80 km/h in dieser Konstellation durch geometrische Fehlstellungen generierte Verlustleistung in Höhe von 3,6 kW fällt prinzipiell dann sogar noch höher aus, wenn Reifenobjekte mit höherer Schräglaufsteifigkeit an dem an diversen Radpositionen aufgezwungenen Reifenschräglauf unmittelbar beteiligt sind.

7 Resümee

Die Ausführung der Achsgeometrie bestimmt die Stellung der Räder zueinander und zur Fahrbahn. Sie ist damit von grundlegender Bedeutung für wichtige Fahreigenschaften, wie Richtungsstabilität und Lenkverhalten, zudem aber auch für den Verschleiß von Reifen.

Wie vorgesehen, ist Reifenabrieb in dem 2-jährigen Forschungsprojekt unbeachtet geblieben, ebenso haben fahrdynamisch bedingte Einflüsse keinerlei Rolle gespielt, da im Themenfokus der kausale Zusammenhang zwischen geometrischen Spurfehlern einerseits und den dadurch hervorgerufenen Energieverlusten andererseits stand – allerdings ausschließlich in Annahme stationärer Betriebsbedingungen ohne dynamische Effekte.

Weitere getroffene Festlegungen waren:

- *Fahrmanöver -> Geradeausfahrt als Constant Speed Test auf Ovalrundkurs*
- *Justierung der Geometrieparameter -> soweit einstellbar, wie üblich statisch unter Maßgabe von Herstellerspezifikationen (Toleranzen) und Richtlinien (Achsvermessung)*
- *Referenzfall -> Achsen/Aufbau/Lenkung im RUHEZUSTAND, Einhaltung aller definierten Geometrie-Toleranzen im Rahmen der statischen Achsvermessung*
- *Fehlstellung -> Toleranz-Überschreitungen (Radspurwinkel, Achsenschrägstellung im Ruhezustand) werden als Fehlstellung interpretiert.*

Die Versuchsmethode “Parametervariation am Einzelobjekt“ hat unter Outdoor-Bedingungen dadurch überzeugt, dass grundlegende stationäre Zusammenhänge zwischen Spurbwinkelvariation und Fahrwiderstandsänderung zuverlässig am Versuchsträger identifiziert werden konnten; was jedoch nur auf der Verfahrensgrundlage des angewandten Prinzips >Fluent Parameter Change< und der entsprechend an drei Achspositionen installierten, fernsteuerbaren Verstelleinrichtungen erfolgreich möglich war.

Erwartungsgemäß erwies sich die geringe Größenordnung regulärer Spurbwerte (Kleinbereich) als eindeutig restriktiv, erst im ‘Großbereich‘ mit höheren zweistelligen Winkelwerten auf der Winkelminutenskala war der als Constant Speed Test gestaltete Outdoor-Versuch geeignet, um solide Eckpunkte zur Aufschlüsselung der kausalen Zusammenhänge beizusteuern.

Mit Hilfe der evaluierten Stützwerte konnte ein Simulationsmodell validiert werden, zu dessen Hauptinput spezifische Reifendaten gehörten, welche im Prüflabor auf Trommelprüfständen auf Basis standardisierter Prozesse erzeugt wurden. Als dabei maßgeblicher Einflussparameter ist die Schräglaufsteifigkeit intensiv kontrolliert worden, was wegen der multiplen Abhängigkeit und der Menge an Reifenvarianten relativ aufwändig war.

Ebenfalls untersuchte Geradeauslauf-Eigenschaften, hiermit sind jene Reifenkräfte angesprochen, die als Struktur- und Konuskraft Einfluss ohne Schräglauf ausüben können,

sind bei dem hier analysierten, im Vordergrund stehenden Zusammenhang nach systematischer Abwägung nicht als Variable bzw. Einflussparameter einbezogen worden.

Bei den im Fahrversuch in den Lastzuständen a) Volllast und b) Teillast untersuchten Szenarien i) low speed und ii) high speed wurde das höhere Niveau der Fahrgeschwindigkeit gezielt dafür benutzt, um nicht nur Fahrwiderstandsauswirkungen bei verschiedenen, achsenweise kombinierten Spurfehlern festzustellen, sondern insbesondere auch überlagerte Aero-Effekte zu identifizieren. Diejenigen im Fall eines ausgeprägten Schief- laufs, phänomenologisch bekannt als Hunde- oder auch Krebsgang (crab gear), waren von vorrangigem Interesse.

Ohne äußeren Windeinflüssen ausgesetzt zu sein, verändern sich bekanntlich im Windkanal bei schrägem Anströmwinkel geringer Größe ($<5^\circ$) die Umströmungsverhältnisse in nicht vernachlässigbarer Weise. In dem durchgeführten Outdoor-Test hat der aus gleichsinnigen Achsfehlstellungen erzeugte Gierwinkel des Trailers in Höhe von 2° - welcher im Rückspiegel deutlich wahrnehmbar ist - nur zu einem geringen Grad den Aero-Widerstand erhöht; jedoch beläuft sich der dadurch induzierte Leistungsverlust auf immerhin 1064 W – nachgewiesen bei einer Fahrgeschwindigkeit von 85 km/h.

Als Sinnbild für den zusätzlichen Kraftaufwand bei einer Vorspur-Radstellung steht die aus Forschung und Lehre bekannte elementare Widerstandsparabel, welche den überproportionalen Kraftbedarf mit zunehmendem Reifenschräglauf hervorhebt und damit indirekt auf das mit wachsendem Spurwinkel entsprechend steigende Energieverlustpotential verweist.

Die achsweise variierten Gesamtspurwerte – ausschließlich Vorspureinstellungen – haben sich innerhalb einer Spurtoleranz von 10 Winkelminuten als bedeutungsarm dargestellt; erst bei größeren Vorspurwerten wurden sie, wie zu erwarten, als zunehmend verlustintensiv indiziert.

An der Lenkachse der Zugmaschine generieren z.B. 34 Winkelminuten Gesamtspur dauerhaft eine Verlustleistung von ca. 290 W bei Annahme einer Fahrgeschwindigkeit von 85 km/h. Insbesondere dann, wenn Reifen hoher Schräglaufsteifigkeit beteiligt sind – eine geringe Profilhöhe ließe sich hierfür u.a. anführen - kann die Verlustleistung deutlich darüber angesiedelt sein. Analog ist diese Aussage für hohe Radlasten gültig; denn auch hier ist die Zunahme der Verlustleistung eine Konsequenz ansteigender Reifen-Schräglaufsteifigkeit. Wenn sich diese von mittlerer zu hoher Radlast verdoppelt, steigt der Verlust um 100 Prozent.

Ausgehend von den vor Testbeginn an der Zugmaschine auf konventionelle Weise statisch kontrollierten Achsstellungen konnten beide Achsen als unauffällig befundet werden. Die durch geringen Crab-Winkel gekennzeichneten Schrägstellungen waren mit

jeweils 7 Winkelminuten tolerabel, wobei auch der mittels Simulation überprüfte Energieverlust die daraus anzunehmende Einflussnahme als geringfügig bestätigte.

Zu welchem Grad ein Achsenschrägstand (crab angle T1, T3) am Dreiachsaggregat des Trailers eine Fahrwiderstandszunahme auslösen kann, konnte anhand entsprechend manipulierter Fehlstellungen evaluiert werden. Während bei gegensinnigem Schrägstand der Achsen T1 und T3 - in einer Größe von jeweils 10 Winkelminuten - eine Verlustleistung von ca. 190 Watt (85 km/h) zu beziffern ist, erhöht sich dieser Wert um mehr als das Zehnfache bei einem angenommenen Alignment von 34 Winkelminuten. Infolge der Progression ist eine deutliche Zunahme zu erwarten. Auch hierbei ist noch kein worst-case berücksichtigt, weil nur moderate Schräglaufsteifigkeiten zugrunde gelegt sind und auch der Lastfall GG33 nicht die volle Auslastung repräsentiert.

Einzelne, wie auch mehrere schräggehende Achsen erzeugen über den Reifen-Fahrbahnkontakt prinzipiell Lateralkräfte, welche über das Fahrwerk am Fahrzeugkorpus angreifen und mehr oder minder intensive Lenktendenzen auslösen. So war am Versuchsträger in bestimmten Fehlstellungs-Konstellationen (T1, T3) zu beobachten, dass am Dreiachsaggregat auch ein aus achsweise gegensinnigen Seitenkräften resultierendes Moment die Kurshaltung der Zugmaschine beeinflussen kann; begründet durch vom King-Pin auf die Sattelplatte übertragene Querkräfte. Die durch diese diskrete Krafteinleitung bedingten Lenkreaktionen sind in Simulationsrechnungen ebenso berücksichtigt worden, wie insbesondere die auf Schräglaufeffekten zurückführbaren Energieverluste aller Radpositionen.

So wie zuvor in der finalen Darstellung (Bild 37) am Beispiel des konfigurierten 40t-Sattelzugs dokumentiert, lassen sich bei Einhaltung enger Spurtoleranzen (7°) nur geringste Energieverluste gegenüber dem Idealzustand (0°) ausweisen. Der Anteil beträgt hier nur 0,4 % vom Zugrollwiderstand.

Mit der fiktiven Annahme, dass im Betriebsszenario 'Stationäre Geradeausfahrt' die definierten Toleranzfelder an einzelnen Radpositionen eindeutig überschritten werden, ist abschließend ein exemplarisches Beispiel mit deutlichem Missalignment (34°) angeführt worden. In diesem Musterfall hat mit 290 W Verlustleistung weniger der Vorspurlauf der Vorderachse der Zugmaschine den Energieverlust diktiert als vielmehr der Schräglauf der Anhängerachsen – wodurch nahezu 3,4 kW Verlustleistung abgeführt werden.

Bei einer derartigen Konstellation mit kombinierten, additiven Geometriefehlern genannter Größe kann der Spurkraftanteil am Zugrollwiderstand prinzipiell eine Größenordnung von 10 % annehmen, wobei sich eine hohe cornering stiffness der zum Schräglauf gezwungenen Reifen nachteilig erweisen kann. Wenngleich grundsätzlich zu beachten ist, dass der lineare Einfluss dieser Größe in Bezug auf den Fahrwiderstand gegenüber dem Winkelfehler mit seiner progressiven Wirksamkeit stets zweitrangig ist!

8 Zusammenfassung

Der Arbeitskreis AK-4 der Forschungsvereinigung Automobiltechnik, der die vorliegende Arbeit initiiert hat, widmet sich im Cluster 'Nutzfahrzeuge' unter dem Hyperonym *Energieeffizienz* den technischen Herausforderungen eines wirkungsvollen Energieeinsatzes im Transportwesen. Losgelöst von der Antriebsart stehen dabei nicht die Eigenschaften des Antriebstrangs von Nutzfahrzeugen im Vordergrund, sondern vielmehr gilt das Interesse noch ungenutzten Potentialen bei Reifen und Fahrwerk - aus einer praxisbezogenen, technisch-wissenschaftlichen Perspektive.

Vor diesem Hintergrund hat die aus einer Veröffentlichung bekannte These, dass an einem schweren Sattelzug eine Verbrauchseinsparung von bis zu 2,5 % möglich sein soll, wenn Spurfehler in einer Größe von nur 1 mm korrigiert werden, Aufmerksamkeit gefunden. Die damit ausgelöste technische Diskussion hat das hier beschriebene Forschungsvorhaben angestoßen. Die Antragsfreigabe durch den Beirat erfolgte am Sitz in Berlin am 29.02.2022.

Der vom Forschungsnehmer für die Themenbearbeitung ausgearbeitete empirische Ansatz zielt darauf ab, die Wechselwirkungen zwischen einer definiert verursachten Spurfehlstellung und den daraus resultierenden Veränderungen des äußeren Fahrwiderstands im Fahrversuch zu evaluieren, um diesen energetisch wichtigen, elementaren Zusammenhang objektiv und realitätsnah bewerten zu können.

Angeichts des Faktums, dass bei der Kontrolle von Rad- und Achsfehlstellungen auf stationären Achsmessanlagen infolge der geringen Größenordnung der geometrischen Variablen bekanntermaßen hohe Anforderungen an den Messprozess bestehen, erschien es schon beim Verfahrensentwurf, des methodischen Schwerpunkts Fahrversuch wegen, zwingend notwendig, sämtliche Geometrieveränderungen auf Basis des Prinzips >Fluent Parameter Change< kontrolliert und präzise abwickeln zu können.

Zu diesem Zweck wurde der Versuchsträger, ein schwerer konventioneller Sattelzug (40t), mit fernbedienbaren Stellaktuatoren an drei Achspositionen ausgestattet: An der Lenkachse der Zugmaschine mit einem elektro-hydraulischen Gesamspur-Steller, an den beiden Lenkachsen des Trailer-Aggregates (T1, T3) mit Elektrozylindern zur Spurstan- genverschiebung.

Die Achsen T1 und T3 konnten so weiterhin in gewohnter Weise statisch in Bezug auf die Gesamspur eingestellt werden, als aber auch während der Fahrt stufenlos im Lenkeinschlag. Kleine Lenkwinkel simulieren eine Achsenschrägstellung (crab angle). Die damit am Fahrzeug ausgelöste spezifische Lenktendenz wird als Krebsgang (crab gear) bezeichnet.

Das Versuchsprogramm wurde als Rundkurs-Fahrversuch mit Parametervariation aufgesetzt. Messtechnisch beobachtet und registriert wurden kausale Zusammenhänge

zwischen manipulierten Spurwinkeln (Ursache) und ausgelöster Fahrwiderstandsänderung (Wirkung). Für die Erfassung der Wirkkraft waren hochwertige Drehmomentmessräder an der Antriebsachse der Zugmaschine montiert, womit die abhängige Variable der Fahrwiderstandsgleichung – der aus mehreren Komponenten bestehende äußere Fahrwiderstand - exakt bestimmbar war.

Das im Zentrum stehende stationäre Fahrmanöver >Geradeausfahrt<, als Constant Speed Test bezeichnet, wurde bei geeigneten Wetterbedingungen (trocken, windarm) in zwei Beladungszuständen, mit zwei Reifensets und zwei Fahrgeschwindigkeiten (40/85 km/h) durchgeführt. Mit der hohen Geschwindigkeit sollten aerodynamische Effekte eines gestörten Spurlaufs berücksichtigt werden, deren Einfluss erfolgreich identifiziert werden konnte.

Sämtliche Parametervariationen und Kombinationen von Spurgeometrie und Achsen-schrägstellung konnten verfahrenstechnisch planmäßig vollzogen werden, wozu eine hohe Zuverlässigkeit und technische Verfügbarkeit beigetragen haben.

Die Erfahrungen des Fahrversuchs haben sichtbar werden lassen, dass die Validität der Messsignale nur dann ausreichend hoch ist, wenn mit überhöhten Spurwerten operiert wird. Infolge des dann höheren Widerstandanteils im Kraft-Rohsignal wird das physikalische Sensitivitätsproblem drastisch verringert.

In den regulären Bereichen der Spurtoleranz, im Kleinbereich mit einstelligen Winkelwerten auf der Winkelminutenskala, lässt der Outdoor-Versuch zwar, wie zu erwarten, keine zuverlässige Bewertung der kausalen Zusammenhänge zu, jedoch haben solide Stützpunkte im Großbereich wichtige Akzente für die versuchsbegleitende Modellrechnung gesetzt. Bei der Mehrkörper-Simulation und deren Abgleich konnte auf Messergebnisse aus dem Reifenlabor zurückgegriffen werden, wobei das Merkmal ‘Schräglaufsteifigkeit‘ - unter Berücksichtigung zahlreicher Abhängigkeiten – im Fokus stand.

Bei den durch Radspurwinkel $\neq 0$ hervorgerufenen Energieverlusten wird kategorisch unterschieden. Die statischen Einstellwerte liegen entweder

- a) in vom Fahrzeughersteller definierten Toleranzfeldern oder
- b) außerhalb davon.

Erst im zweiten Fall wird von einer Geometrie-Fehlstellung gesprochen. Wenngleich Toleranzvorgaben der OEM darauf abzielen, unter verschiedenen Betriebsumständen ein in jedem Fall optimales Fahrverhalten bei gleichzeitig geringem Reifenverschleiß zu gewährleisten, so konnte ein diesbezüglich interessierender Randaspekt - die Statistik von Streuungen (Fehlerverteilung) markanter Spurgrößen in der Gütertransportrealität von HDV's - mangels Datengrundlage thematisch nicht aufgegriffen werden.

Differenzen zwischen statisch justierten SOLL-Werten einerseits und den zum anderen im regulären Fahrbetrieb tatsächlich erzeugten Spureffekten sind prinzipiell verlustrelevant. Die Höhe möglicher Energieverluste ist von der spezifischen geometrischen Konfiguration und dem Betriebszustand geprägt.

Aus der Kombination von Fahrversuch und Simulation sind valide Feststellungen in Bezug auf die durch Spurfehler erzeugten Energieverluste hervorgegangen. So konnte auf semi-empirischer Basis am Beispiel eines 40t-Sattelzuges nachgewiesen werden, dass sich bei moderat manipulierten Spurfehlern, kombiniert an mehreren Achspositionen, ein nur schwacher Anstieg des Zugrollwiderstands in einer Größe von ca. 0,4 % begründet, während die Zunahme bei einem deutlichen Missalignment von 34 Winkelminuten bereits mehr als das Zehnfache betragen kann. Dementsprechend liegen dann die bei hoher Fahrgeschwindigkeit generierten Verlustleistungen auf einem Niveau von bis zu 3,6 kW.

Bedingt durch die grundlegende progressive Abhängigkeit des Spurwiderstands vom Winkelbetrag des Radschräglaufs erklären sich drastische Widerstandszunahmen bei geometrischen Fehlstellungen von Achsen und Rädern dadurch, dass sich der quadratische Einfluss insbesondere bei hohem Abstand vom Toleranzbereich intensiv niederschlägt. Aus diesem Grund sollten ausgeprägte Winkelfehler unbedingt ausgeschlossen werden, was gelegentliche Achsvermessungen erfordert.

In diesem Zusammenhang sind allerdings auch Reifenkontrollen unbedingt erwähnenswert, da sich in der Praxis ein sichtbarer, irregulärer Reifenverschleiss schon immer als zuverlässiger Indikator für eine fehlerhafte Achsgeometrie erweist

Literaturverzeichnis

- [1] Bode, M.: "Der Rollwiderstand von Nutzfahrzeugreifen unter realen Umgebungsbedingungen", FAT-Schriftenreihe 304 (2018)
- [2] Bode, M.: "Der Rollwiderstand von Nutzfahrzeugreifen unter zeitvarianten Betriebsbedingungen", FAT-Schriftenreihe 308 (2018)
- [3] Bode, O., Bode, M.: "Untersuchung des Rollwiderstands von Nutzfahrzeugreifen auf echten Fahrbahnen", FAT-Schriftenreihe 255 (2013)
- [4] Bode, O.: "Der Einfluss von Wärmeverlusten auf den Rollwiderstand von Reifen", FAT-Schriftenreihe 325 (2020)
- [5] Bode, O.: "Ganzheitliche Betrachtung von Rollwiderstandsverlusten an einem schweren Sattelzug unter realen Umgebungsbedingungen", FAT-Schriftenreihe 345 (2021)
- [6] Bode, O.: "Fahrwiderstand von Lenk- und Liftachsen in Kurven und auf gerader Strecke unter realen Umgebungsbedingungen", FAT-Schriftenreihe 365 (2022)
- [7] Frank, Th.: "Aerodynamik von schweren Nutzfahrzeugen", FAT-Schriftenreihe 241 (2012)
- [8] IPW: "Achsgometrie-Reihenuntersuchung an schweren Nutzfahrzeugen mit einem x-wheel truck d Fahrwerkstand", unveröffentlichte Forschungsstudie, durchgeführt von IPW automotive GmbH, Isernhagen, Germany (2012)
- [9] ISO 28580: "Passenger car, truck and bus tyres–Methods of measuring rolling resistance - Single point test and correlation of measuring results", ISO (2009)
- [10] Josam: "Richtlinien zur Allgemeinen Achsvermessung, www.josam.se (2021) <https://NFZ-Werkstattausruestung.de>
- [11] Krantz, W.: "Sensitivitätsanalyse rollwiderstandsrelevanter Einflussgrößen bei Nutzfahrzeugen – Teile I und II", FAT-Schriftenreihe 258 (2013)
- [12] Löck, A.: "LKW-Reifen – Studie von Volvo und Michelin", Neue Reifenzeitung 01/2012 <https://Reifenpresse.de/2012/01/05/lkw-reifen-studie-von-volvo-und-michelin/>
- [13] Neubeck, J. et al.: "Thermisches Rollwiderstandsmodell für Nutzfahrzeugreifen zur Prognose fahrprofilspezifischer Verbräuche", FAT-Schriftenreihe 300 (2017)
- [14] Rosenberger, Th.: „Dackel unterwegs – Achsvermessung an LKW und Trailer“, Lastauto Omnibus 12/2011 S.28-32 (Bericht vom Zukunftskongress 2011 Lastauto Omnibus in Ludwigsburg)
- [15] VECTO: "Vehicle Energy Consumption Calculation Tool" Simulation Tool for Heavy Duty Vehicles (HDVs) (2023)

Bisher in der FAT-Schriftenreihe erschienen (ab 2020)

Nr.	Titel
324	Methodische Aspekte und aktuelle inhaltliche Schwerpunkte bei der Konzeption experimenteller Studien zum hochautomatisierten Fahren, 2020
325	Der Einfluss von Wärmeverlusten auf den Rollwiderstand von Reifen, 2020
326	Lebensdauerberechnung hybrider Verbindungen, 2020
327	Entwicklung der Verletzungsschwere bei Verkehrsunfällen in Deutschland im Kontext verschiedener AIS-Revisionen, 2020
328	Entwicklung einer Methodik zur Korrektur von EES-Werten, 2020
329	Untersuchung zu den Einsatzmöglichkeiten der Graphen- und Heuristikbasierten Topologieoptimierung zur Entwicklung von 3D-Rahmenstrukturen in Crashlastfällen, 2020
330	Analyse der Einflussfaktoren auf die Abweichung zwischen CFD und Fahrversuch bei der Bestimmung des Luftwiderstands von Nutzfahrzeugen, 2020
331	Effiziente Charakterisierung und Modellierung des anisotropen Versagensverhaltens von LFT für Crashsimulation, 2020
332	Charakterisierung und Modellierung des Versagensverhaltens von Komponenten aus duktilem Gusseisen für die Crashsimulation, 2020
333	Charakterisierung und Meta-Modellierung von ungleichartigen Punktschweißverbindungen für die Crashsimulation, 2020
334	Simulationsgestützte Analyse und Bewertung der Fehlertoleranz von Kfz-Bordnetzen, 2020
335	Absicherung des autonomen Fahrens gegen EMV-bedingte Fehlfunktion, 2020
336	Auswirkung von instationären Anströmeffekten auf die Fahrzeugaerodynamik, 2020
337	Analyse von neuen Zell-Technologien und deren Auswirkungen auf das Gesamtsystem Batteriepack, 2020
338	Modellierung der Einflüsse von Mikrodefekten auf das Versagensverhalten von Al-Druckgusskomponenten mit stochastischem Aspekt für die Crashsimulation, 2020
339	Stochastisches Bruchverhalten von Glas, 2020
340	Schnelle, breitbandige Datenübertragung zwischen Truck und Trailer als Voraussetzung für das hochautomatisierte Fahren von Lastzügen, 2021
341	Wasserstoffkompatibilität von Aluminium-Legierungen für Brennstoffzellenfahrzeuge, 2021
342	Anforderungen an eine elektrische Lade- und Wasserstoffinfrastruktur für gewerbliche Nutzfahrzeuge mit dem Zeithorizont 2030, 2021
343	Objective assessment of database quality for use in the automotive research and development process, 2021
344	Review of non-exhaust particle emissions from road vehicles, 2021
345	Ganzheitliche Betrachtung von Rollwiderstandsverlusten an einem schweren Sattelzug unter realen Umgebungsbedingungen, 2021
346	Studie zur Abschätzung der Anwendungspotentiale, Risiken und notwendigen Forschungsbedarfe bei der Verwendung von Glashohlkugeln in Kombination mit thermoplastischem Schaumspritzguss, 2021

- 347 Typgenehmigungsanforderungen an Level-3-Autobahnssysteme - Hintergrundbetrachtungen zu technischen Anforderungen für eine automatisierte Fahrfunktion, 2021
- 348 Einfluss der Kantenbearbeitung von Aluminiumblechen auf das Restumformvermögen sowie die Festigkeitseigenschaften unter quasistatischer und schwingender Beanspruchung, 2021
- 349 Verstärkung dünner formgehärteter Bauteile mittels FVK-Verrippungen, 2021
- 350 HMI Anforderungen für den automatisierten Individualverkehr unter Berücksichtigung von Leistungsmöglichkeiten und -grenzen älterer Nutzer, 2021
- 351 Compatibility of polymers for fuel cell automobiles, 2021
- 352 Entwicklung einer gewichtsoptimierten Batteriegehäusestruktur für Volumenfahrzeuge, 2021
- 353 Charakterisierung und Modellierung des Deformations- und Versagensverhaltens von nicht-faserverstärkten Thermoplasten unter mehrachsiger Crashbelastung, 2021
- 354 Untersuchung zum thermischen Komfort im Pkw für den Grenzbereich des Luftzugempfindens, 2021
- 355 Anforderungen an die Güte, Verfügbarkeit und Vorausschau einer Reibwertschätzung aus Funktionssicht, 2021
- 356 Entwicklung einer standardisierten Prüfanordnung zur Bewertung der Übernahmeleistung beim automatisierten Fahren, 2022
- 357 Vorstudie zu Verkehrsemissionen - Räumlich und zeitlich aufgelöste Daten durch Schwarmmessungen, 2022
- 358 Produktivitätssteigerung und Kostensenkung der laser-additiven Fertigung für den Automobilbau, 2022
- 359 Analyse der Einflussfaktoren auf die Abweichung zwischen CFD und Fahrversuch bei der Bestimmung des Luftwiderstands von Nutzfahrzeugen mit Fokus auf den Ventilationswiderstand von Nfz-Rädern, 2022
- 360 Werkstoffmodelle und Kennwertermittlung für die industrielle Anwendung der Umform- und Crash-Simulation unter Berücksichtigung der thermischen Behandlungen beim Lackieren im Prozess bei hochfesten Werkstoffen, 2022
- 361 Compatibility of polymers for fuel cell automobiles, 2022
- 362 Ermüdung kurzfaserverstärkter thermoplastischer Polymerwerkstoffe, 2022
- 363 Market research and definition of procedure to comparison of comfort measuring systems for a vehicle cabin, 2022
- 364 Methodische Ansätze zur Auswahl von Bordnetzstrukturen mit erhöhten Zuverlässigkeitsanforderungen, 2022
- 365 Fahrwiderstand von Lenk- und Liftachsen in Kurven und auf gerader Strecke unter realen Umgebungsbedingungen, 2022
- 366 Klimadaten und Nutzungsverhalten zu Auslegung, Versuch und Simulation an Kraftfahrzeug-Kälte-/Heizanlagen, 2022
- 367 Experimentelle und numerische Untersuchung des selbsttätigen Losdrehens von Schraubenverbindungen mit konstanten und variablen Amplituden und Entwicklung einer Bewertungsmethode, 2022
- 368 Objective assessment of database quality for use in the automotive research and development process – Part 2, 2023
- 369 Level 2 hands-off – Recommendations and guidance, 2023
- 370 Funktionale Sicherheitsbewertung und Cybersecurity Analysen relevanter Use Cases für die Datenübertragung zwischen Truck und Trailer als Voraussetzung für das hochautomatisierte Fahren von Lastzügen, 2023

- 371 Study on the technical evaluation of decentralization based de-identification procedures for personal data in the automotive sector, 2023
- 372 Legal evaluation of decentralization based de-identification procedures for personal and non-personal data in the automotive sector, 2023
- 373 Quantifizierung der mechanischen Belastbarkeit von Infrarot-Schweißverbindungen in zyklisch belasteten Thermoplast-Bauteilen, 2023
- 374 Lebensdauerbewertung von geschweißten Verbindungselementen unter Montagevorspannung, 2023
- 375 Einfluss verschiedener Scherschneidparameter auf die elektro-magnetischen Eigenschaften von NO-Elektroblech automobiler Traktionsantriebe, 2023
- 376 Automatisierte Demontage von Traktionsmotoren der E-Mobilität - Eine Studie zur Optimierung der Demontage, 2023
- 377 Untersuchungen zum Einfluss von feuchtem Wasserstoff auf die Spannungsrisskorrosionsempfindlichkeit von Aluminium-Legierungen für den Einsatz in Brennstoffzellenfahrzeugen, 2024
- 378 Diagnosekonzepte für zonale und teilredundante Bordnetzarchitekturen, 2024
- 379 Dynamische Erfassung und Beurteilung von Situationsbewusstsein im Kontext des automatisierten Fahrens, 2024
- 380 Charakterisierung zukunftssträchtiger Zellmaterialien im Hinblick auf deren Anforderungen an das Batteriepack, 2024
- 381 Fahrdynamik des Automatisierten Fahrens, 2024
- 382 Forschungsperspektiven für Mobilität in klimaneutralen Städten 2045 - Explorative Szenarioanalyse und innovationspolitische Handlungsempfehlungen, 2024
- 383 Codierung und Analyse der AO-Klassifikation für Fuß- und Sprunggelenksverletzungen zur Evaluation potentieller Langzeitfolgen, 2024
- 384 EMV-Nachweis der Störfestigkeit auf Komponenten- und Systemebene für FailOp ab Level 3 im Hinblick auf die Funktionssicherheit - Erster Projektteil, 2024
- 385 Retrospektive Berechnung des Crashpulses aus Fahrzeugdeformationen basierend auf EES-Berechnung von Fahrzeug-Voxelmodellen unter Berücksichtigung des zeitlichen Verlaufes, 2024
- 386 Energieverluste infolge von Rad-/Achsfelstellungen am schweren Sattelzug bei realen Umgebungsbedingungen, 2025

Impressum

Herausgeber	FAT Forschungsvereinigung Automobiltechnik e.V. Behrenstraße 35 10117 Berlin Telefon +49 30 897842-0 Fax +49 30 897842-600 www.vda-fat.de
ISSN	2192-7863
Copyright	Forschungsvereinigung Automobiltechnik e.V. (FAT) 2025

Verband der Automobilindustrie e.V. (VDA)
Behrenstraße 35, 10117 Berlin
www.vda.de
Twitter @VDA_online

VDA | Verband der
Automobilindustrie

Forschungsvereinigung Automobiltechnik e.V. (FAT)
Behrenstraße 35, 10117 Berlin
www.vda.de/fat

FAT | Forschungsvereinigung
Automobiltechnik