

# FAT-Schriftenreihe 365

Fahrwiderstand von Lenk- und Liftachsen in Kurven und auf gerader Strecke unter realen Umgebungsbedingungen



# **Fahrwiderstand von Lenk- und Liftachsen in Kurven und auf gerader Strecke unter realen Umgebungsbedingungen**

## **Forschungsstelle**

IPW automotive GmbH  
Hannover

## **Autor**

Dr.-Ing. Otto Bode

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

# Inhaltsverzeichnis

<b>Inhaltsverzeichnis .....</b>	<b>3</b>
<b>Bildverzeichnis .....</b>	<b>5</b>
<b>Formelzeichenverzeichnis .....</b>	<b>6</b>
<b>1 Einleitung .....</b>	<b>8</b>
<b>2 Veranlassung- Konzept – Umsetzung.....</b>	<b>11</b>
<b>3 Fahrwiderstand.....</b>	<b>15</b>
3.1 Reifenrollwiderstand .....	15
3.1.1 Standardisierte Prüfmethode.....	16
3.2 Fahrzeugrollwiderstand .....	18
3.3 Kurvenwiderstand .....	19
3.4 Luftwiderstand .....	22
<b>4 Grundsteine des Fahrversuchs .....</b>	<b>24</b>
4.1 Testprozedur RS-CT .....	24
4.2 Testprozedur CST_3 .....	26
4.3 Versuchsfahrzeug .....	30
4.3.1 Liftachsen .....	32
4.3.2 Nachlauf lenkachse .....	33
4.3.3 Bereifung .....	37
4.4 Versuchstechnik .....	39
4.4.1 Messeinrichtungen .....	40
<b>5 Versuchsprogramm .....</b>	<b>43</b>
5.1 Testblock I Kurvenwiderstand .....	43
5.2 Testblock II Fahrwiderstand geradlinig .....	46
<b>6 Ergebnisse – Zugrollwiderstand auf GP-Kurs .....</b>	<b>48</b>
6.1 Querschleunigungsfreie Fahrt .....	50
6.2 Kurvenkombination.....	53
6.3 Kurvensegmente.....	57
6.4 Kreisbahn .....	60
6.5 Einordnung der Ergebnisse .....	62

---

<b>7</b>	<b>Ergebnisse – Fahrwiderstand geradlinig</b> .....	<b>65</b>
7.1	Evaluierte Widerstandskennungen .....	67
7.2	Theoretisch begründeter Zugrollwiderstand .....	69
7.3	Evaluiertes Zugrollwiderstand.....	72
<b>8</b>	<b>Resümee</b> .....	<b>74</b>
<b>9</b>	<b>Zusammenfassung</b> .....	<b>78</b>
	<b>Anhang</b> .....	<b>81</b>
	<b>Literaturverzeichnis</b> .....	<b>83</b>

## Bildverzeichnis

BILD 1: KONZEPTIONELLE ZWEIGE DES FORSCHUNGSPROJEKTES .....	9
BILD 2: KOMPONENTEN DES ÄUßEREN FAHRWIDERSTANDS .....	12
BILD 3: TROMMELPRÜFSTAND FÜR ROLLWIDERSTANDSMESSUNG .....	17
BILD 4: REIFENSCHRÄGLAUF ALS URSACHE FÜR KURVENWIDERSTAND .....	20
BILD 5: ÜBERLAGERUNG VON KURVEN- UND ROLLWIDERSTAND BEI REIFENSCHRÄGLAUF [2] .....	21
BILD 6: TESTSZENARIO >SATTELZUG AUF GP-STRECKE< - AUTOMATISCH SPURGEFÜHRT .....	25
BILD 7: PATH-FOLLOWING-METHOD – KURSVERLAUF-TEACH-IN (LENKROBOTER) .....	26
BILD 8: CONSTANT-SPEED-TEST – STRUKTUR DES VERFAHRENS CST_3 .....	27
BILD 9: HAUPTGEOMETRIE DES SATTELZUGES .....	30
BILD 10: VERSUCHSTRÄGER SATTELZUGMASCHINE .....	30
BILD 11: VERSUCHSTRÄGER SATTELANHÄNGER .....	31
BILD 12: LENKUNGSZENTRIERUNG – SCHEMA KONSTRUKTIV UND WIRKUNGSTECHNISCH .....	35
BILD 13: BEREIFUNGSANGABEN VERSUCHSTRÄGER .....	37
BILD 14: TEMPERATURMESSUNG IM REIFENMATERIAL ZWISCHEN GÜRTELLAGEN .....	38
BILD 15: AUSRÜSTUNG DES VERSUCHSTRÄGERS MIT MESSTECHNIK .....	40
BILD 16: TESTAREAL LAUSITZRING GP-STRECKE .....	43
BILD 17: ZUSAMMENSETZUNG DES VERSUCHSPROGRAMMS IM TESTBLOCK I (GP-STRECKE) .....	44
BILD 18: ZUSAMMENSETZUNG DES VERSUCHSPROGRAMMS IM TESTBLOCK II (STRECKE GERADLINIG) .....	46
BILD 19: KENNZEICHEN EINZELNER KURVENSEGMENTE AUF DEM GP-KURS .....	48
BILD 20: DETAILANGABEN ZU DEN KURVENSEGMENTEN 1 BIS 5 .....	49
BILD 21: LOW-SPEED-DRIVE ‘OHNE’ REIFENSCHRÄGLAUF – KINEMATIK-GRUNDANALYSE .....	50
BILD 22: MITTLERE RADNABENLEISTUNG BEI LANGSAMER FAHRT (3 LASTFÄLLE, AGGREGATEKONFIGURATION ALS PARAMETER) .....	53
BILD 23: DEM ROLLWIDERSTAND ÜBERLAGERTER KURVENWIDERSTAND ERHÖHT DEN ZUGROLLWIDERSTAND .....	55
BILD 24: EINZELKURVENANALYSE – GEGENÜBERSTELLUNG DER ANTRIEBSLEISTUNG .....	58
BILD 25: STATIONÄRE KREISFAHRT R16 GEGENÜBERSTELLUNG: LEISTUNGSBEDARF VON REFERENZ- UND VERGLEICHSAGGREGAT (LENKACHSE POS. T3) BEI $v=15\text{km/h}$ .....	60
BILD 26: STATIONÄRE KREISFAHRT R26 GEGENÜBERSTELLUNG: TRIEBKRAFTBEDARF IN 3 LASTFÄLLEN BEI $v=15\text{km/h}$ , PARAMETER: AGGREGATAUSFÜHRUNG .....	61
BILD 27: ABHÄNGIGKEIT DES ENERGIEBEDARFS VOM KURVENRADIUS, REFERENZ- VS. LENK-AGGREGAT, PARAMETER $A_Q$ .....	62
BILD 28: ABHÄNGIGKEIT DES ENERGIEBEDARFS VOM KURVENRADIUS, REFERENZ- VS. LIFT-AGGREGAT, PARAMETER $A_Q$ .....	64
BILD 29: OVALRUNDKURS MIT LANGEN GERADEN AUF DEM DEKRA-TESTGELÄNDE IN KLETTWITZ .....	65
BILD 30: WÄGUNG DES SATTELZUGES - GEWICHTE UND STATISCHE ACHSLASTEN .....	66
BILD 31: EVALUIERTE FAHRWIDERSTANDSKENNUNGEN DES SATTELZUGES .....	67
BILD 32: EMPIRISCHE FESTGESTELLTE LASTABHÄNGIGKEIT DES REIFENROLLWIDERSTANDS (TRAILERBEREIFUNG) .....	69
BILD 33: SEMI-EMPIRISCH BASIERTE MODELLRECHNUNG ZUR PROGNOSE VON ZUGROLLWIDERSTANDSKOEFFIZIENTEN .....	70
BILD 34: GEGENÜBERSTELLUNG DER ERMITTELTEN ZUGROLLWIDERSTÄNDE $RRC_{ZUG}$ VON REFERENZ- UND VERGLEICHSFALL .....	72
BILD 35: ERGEBNISÜBERSICHT – WO KONNTE DER ENERGIEAUFWAND BEI WELCHER QUOTE VERRINGERT WERDEN? .....	75
BILD 36: DAS KURSPROFIL BESTIMMT ZUM SCHLUSS DEN NUTZEN BZW. DIE REALE EFFIZIENZ EINER BESONDEREN AGGREGATAUSFÜHRUNG .....	76

## Formelzeichenverzeichnis

Zeichen	Bedeutung	Einheit
$a_q$	Querbeschleunigung	[m/s <sup>2</sup> ]
$c_{R\_ISO}$	Reifen-Rollwiderstandskoeffizient, Betonung liegt auf Bedingungen nach ISO (Trommelprüfstand)	[-]
$c_\alpha$	Cornering Stiffness (Reifen)	[N/°]
$c_R$	Reifen-Rollwiderstandskoeffizient, Bedingungen ggfs. <u>abweichend</u> zu ISO	[-]
$F_{An}$	Antriebskraft ( $\sum$ Räder Lu.R)	[N]
$F_R$	Reifen-Rollwiderstandskraft	[N]
$F_{Rad}$	Radwiderstand	[N]
$F_{RW}$	Radwiderstandskraft ( <i>rolling resistance wheel</i> )	[N]
$f_{RW}$	Radwiderstandskoeffizient ( <i>rolling resistance wheel</i> )	[-]
$F_X$	Kraftkomponente Messnabe, (Koordinatenlängsachse)	[N]
$F_Z$	Radlast	[N]
$F_{ZW}$	Zugrollwiderstand	[N]
$K$	Normierungsfaktor Trommeldurchmesser	[-]
$p$	Fülldruck Reifen	[bar]
$p_{ISO}$	Fülldruck Reifen auf Trommelprüfstand nach ISO	[bar]
$P_{RN}$	Radnabenleistung	[W]
$RR$	Rolling Resistance (Reifen)	[N]
$RR_{Zug}$	Zug-Rollwiderstand	[N]
$RRC$	Rolling Resistance Coefficient (Reifen)	[-]
$RRC_{Zug}$	Zug-Rollwiderstandskoeffizient	[]
$T_L$	Temperatur Luftanströmung	[°C]
$T_F$	Fahrbahnoberflächentemperatur	[°C]
$T_G$	Materialtemperatur Gürtelkante (Kerntemperatur)	[°C]

## **Verwendete Abkürzungen**

ABD	-	AB Dynamics (Unternehmen)
AK-4	-	Arbeitskreis 4
C1-tyres	-	Reifen der Kategorie ‘passenger car tyres‘
C3-tyres	-	Reifen der Kategorie ‘heavy commercial vehicle tyres‘
CAN	-	Controller Area Network (Bussystem)
CFD	-	Computational Fluid Dynamics
CO <sub>2</sub>	-	Kohlenstoffdioxid
CPC	-	ContiPressureCheck©
CST	-	Constant Speed Test
DAQ	-	Datenerfassung
DOT	-	Reifenidentifikationsnummer
FAT	-	Forschungsvereinigung Automobiltechnik
GG40	-	Lastzustand (40t Gesamtgewicht)
ISO28580	-	Prüfspezifikation Reifenrollwiderstand (single speed)
IPW	-	IPW automotive GmbH, Hannover
LI	-	Lastindex
MTL	-	Mobile Tire Lab (Rollwiderstandsmessfahrzeug für LKW Reifen)
RDC	-	Regional Delivery Cycle
RS-CT	-	Robot Steering on Curved Track
SCB	-	Schmitz Cargobull (Unternehmen)
T1,T2,T3	-	Achspositionen am Sattelaufleger
WFT	-	Wheel Force Transducer (Radmessnabe)
WL	-	Warmlauf

# 1 Einleitung

Der vorliegende Bericht dokumentiert die experimentellen Ergebnisse und Erfahrungen aus zwei von der Forschungsvereinigung Automobiltechnik e.V. (FAT) beauftragten, nacheinander vom Forschungsnehmer IPW AUTOMOTIVE GMBH im Jahr 2021 durchgeführten Forschungsprojekten, die vom Arbeitskreis AK-4 der FAT initiiert waren und zur Klärung von im Themenblock >Effizienz< angesiedelten Fragestellungen beitragen sollen.

Es handelt sich bei diesem Block um einen Forschungsschwerpunkt im Cluster Nutzfahrzeug, wobei im AK-4, unter Führung des Obmanns, Herrn Bernd Lange, der Nutzfahrzeugreifen mit seinen diesbezüglich relevanten Eigenschaften sowie seinen Einflüssen auf das Gesamtsystem 'Fahrzeug' im Zentrum von Forschungsaktivitäten und den gemeinsam mit den AK-Mitgliedern verfolgten Arbeitszielen steht.

Gemeinhin wird Effizienz als eine Fähigkeit interpretiert, aufwandsarm oder gar minimalistisch ein gewünschtes Ergebnis zu erreichen – ohne dabei Material, Energie, Geld und Zeit zu verschwenden. Im Kontext von im Straßengütertransport eingesetzten schweren Nutzfahrzeugen geht es in der aktuellen Arbeit konkret um eine objektive Feststellung des energetischen Nutzens von Sonderausführungen des Trailer-Achsaggregates mit Lenk- und/oder Liftachsen in definierten Verkehrssituationen.

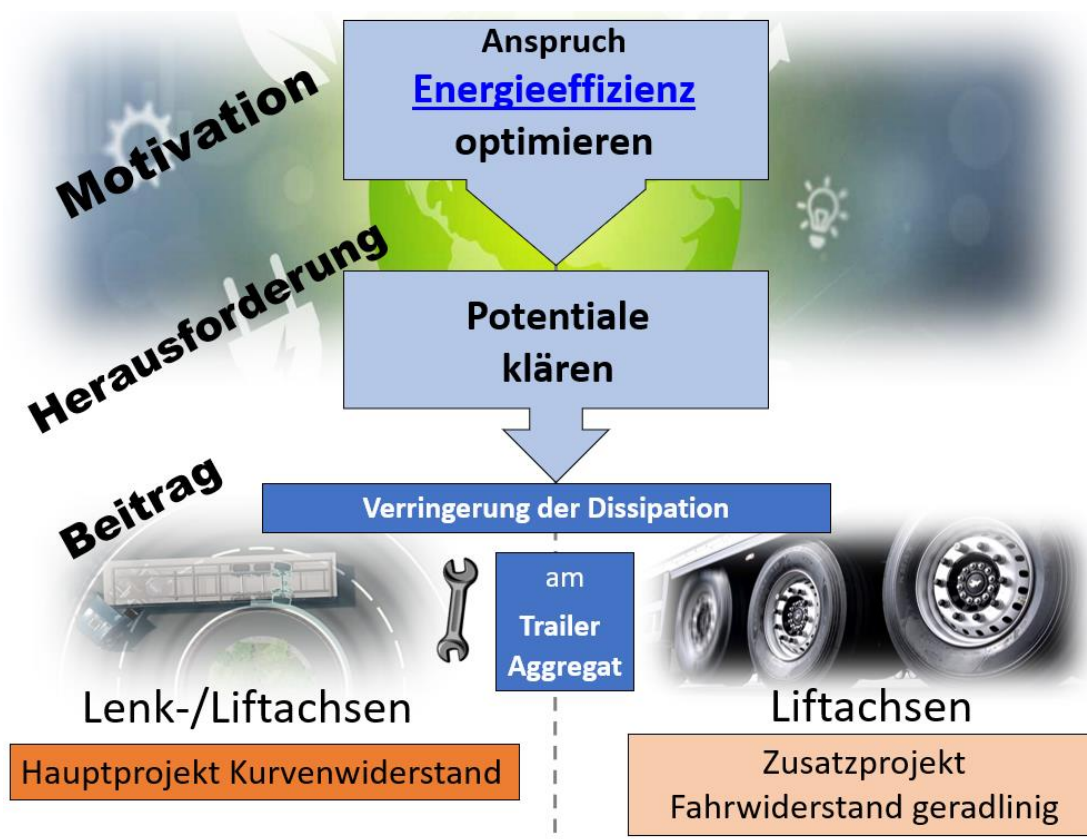
Liftachsen an Nutzfahrzeugen gehören seit vielen Jahren zum Alltag auf den Straßen, was bei Teilbeladung für den aufmerksamen Verkehrsteilnehmer anhand der während der Fahrt stillstehenden Räder leicht erkennbar ist. Hinter dieser Fahrwerksvariante steht zuvorderst die Absicht, den Reifenverschleiß und den Rollwiderstand des Transportmittels im Fall von Teilbeladung bzw. Leerfahrt zu reduzieren. Als sekundäres Motiv wird allerdings auch die zudem in Ausnahmesituationen nutzbare Funktion angeführt, dass mittels einer angehobenen Achse Traktionsschwächen vorübergehend überbrückt werden können, indem die Antriebsachse der Zugmaschine kurzzeitig höher belastet wird.

Der Standard-Fernverkehrs-Sattelanhänger ist heute luftgefedert und mit einem starren Dreifach-Achsaggregat ausgerüstet, wobei das Adjektiv starr sich auf das Kernmerkmal der Starrachse bezieht, dass die beiden radführenden Achsschenkel über den Achskörper miteinander starr verbunden sind. Anders als bei vielen im Verteilerverkehr eingesetzten Sattelanhängern ist keine dieser Achsen lenkbar. Aber auch für die im Fernverkehr eingesetzten Sattelzüge bietet sich eine verfügbare Kombination aus Starrachsen und Lenkachse an, wobei üblicherweise eine Nachlauflenkachse das Tridem-Achsaggregat an der letzten Achsposition komplettiert. Eine solche sich selbst einstellende Lenkachse kann (automatisch) arretiert werden - dann verhält sie sich in Bezug



auf die Seitenführung genauso wie die beiden Starrachsen davor – sie kann jedoch darüber hinaus im nicht gesperrten Zustand durch eine selbsttätig wirksame, seitenkraftgenerierte Lenkfunktion grundsätzlich die Wendigkeit des Fahrzeugs verbessern, Reifenbeanspruchungen reduzieren und damit gleichzeitig eine Scherbelastung der Fahrbahnoberfläche verringern. Jede Kurvenfahrt und jedes Wendemanöver erzwingt Schräglauf an den Reifen des Aggregates, was bei gesperrter Lenkfunktion sowohl Reifenverschleiß durch eben diese Scherwirkungen als auch hohe mechanische Belastungen der Tragstrukturen nach sich zieht, zudem aber prinzipiell Energieaufwand und somit auch eventuell vermeidbare Dissipationsverluste aus technischer Sicht bedeutet.

Dass mit einer Lenkachse bei Kurvenfahrt auch der Bedarf an Straßenbreite verringert werden kann, ist fallweise ein Zulassungsaspekt, der sachlich in dieser Arbeit unbeachtet bleibt.



**Bild 1:** Konzeptionelle Zweige des Forschungsprojektes

Was können die heute verfügbaren, technisch ausgereiften Sonderausstattungen mit Nachlauflenkachse und/oder Liftachse für einen Beitrag leisten, wenn im Vordergrund der Betrachtung allein das Minimieren von Energieverlusten mittels zielführender Beeinflussung des Fahrwiderstandes bei Nutzung dieser Achsausführungen steht? Diese

Kernfrage bezeichnet nicht zuletzt das Motiv der durchgeführten experimentellen Untersuchung: Das Aufspüren nicht ausgeschöpften Potentials zur Minderung des ‘äußeren Energiebedarfs‘ beim Gütertransport (**Bild 1**).

Die gewählte Formulierung schließt in modelltheoretischem Sinne den Krafterzeuger, die inneren Kraftübertrager und Verbraucher vollständig aus, ausschließlich die Kraftabnehmer bzw. Energieübertrager an der Schnittstelle zur Fahrbahn stehen unter Beobachtung - es sind die Antriebsräder der Zugmaschine.

Auf der Grundlage von zwei separat betrachteten Bewegungsszenarien:

*- Geradeausfahrt und Kurvenfahrt*

richtet sich der Fokus der verrichteten Arbeiten auf die im Fall der Fortbewegung generierten Antriebsmomente an den angetriebenen Radnaben der Zugmaschine, welche dort zur Überwindung der äußeren Fahrwiderstände aufgebracht und an die Antriebsreifen weitergegeben werden.

Unabhängig vom Konzept des Antriebsstrangs und seiner Kraftmaschine, ob klassischer Verbrennungsmotor, Hybrid- oder Elektroantrieb, der beim Gütertransport anfallende, von den Antriebsrädern auf die Fahrbahn übertragene Energiebedarf wird grundsätzlich durch die von außen auf den Fahrzeugkörper einwirkenden Fahrwiderstände bestimmt. Während der innere Systemaufbau und somit auch das Wissen um Komponenten-Wirkungsgrade dann von elementarer Bedeutung wäre, wenn eine sogenannte “Tank-to-Wheel-Betrachtung“ verfolgt würde, bzw. Verbrauchs- und Emissionseffekte modelliert werden sollten, besitzt jedwede Ausgestaltung des krafterzeugenden Systems innerhalb der Fragestellungen dieser Arbeit physikalisch keine Relevanz.

Aus dem Forschungsansatz ergibt sich allerdings die technische Herausforderung, die an einem 40 t-Sattelzug tatsächlich wirksamen, bewegungshemmenden äußeren Kräfte möglichst präzise und in zuverlässiger Weise zu evaluieren. Das hierfür verwendete Konzept, die Strukturen des weiteren Vorgehens und die auf zwei unterschiedliche Testszenarien differenziert zugeschnittenen Verfahrenswege werden im Folgenden vorgestellt.

## 2 Veranlassung- Konzept – Umsetzung

Der beim Gütertransport mit einem schweren Sattelzug anfallende, von den Antriebsrädern zu übertragende Energiebedarf wird grundsätzlich durch die von außen auf den Fahrzeugkörper einwirkenden Fahrwiderstände bestimmt. Als Hauptkomponenten des äußeren Fahrwiderstandes werden im Allgemeinen als Erstes Luft- und Rollwiderstand angeführt, aber auch Fahrbahnsteigungen und ungleichförmige Bewegungsabläufe sind bemerkenswerte Urheber von Fahrwiderstand innerhalb dieser Kategorie.

Während der Beschleunigungswiderstand bei den in diesem Vorhaben vorgesehenen Fahrversuchen auf einem Prüfgelände aufgrund der gewählten Testbedingungen ( $v=\text{const.}$ ) als obsolet angenommen werden kann, verdient der Steigungswiderstand trotz einer weitgehend ebenen Geländetopologie prinzipiell Aufmerksamkeit und Beachtung beim Aufstellen von Kraftbilanzen.

$$F_{\text{Fahr}} = F_{\text{Roll}} + F_{\text{Air}} + F_{\text{Incl}} + F_{\text{Acc}} + F_{\text{Curve}} + F_{\text{Para}} + F_{\text{Track}} \quad (\text{Gl.2.1})$$

$F_{\text{Roll}}$  Rollwiderstand (Reifen)

$F_{\text{Air}}$  Luftwiderstand

$F_{\text{Incl}}$  Steigungswiderstand

$F_{\text{Acc}}$  Beschleunigungswiderstand

$F_{\text{Curve}}$  Kurvenwiderstand

$F_{\text{Para}}$  Parasitäre Effekte (Bremsenschleifen, Radlagerreibung, Spurgeometriefehler)

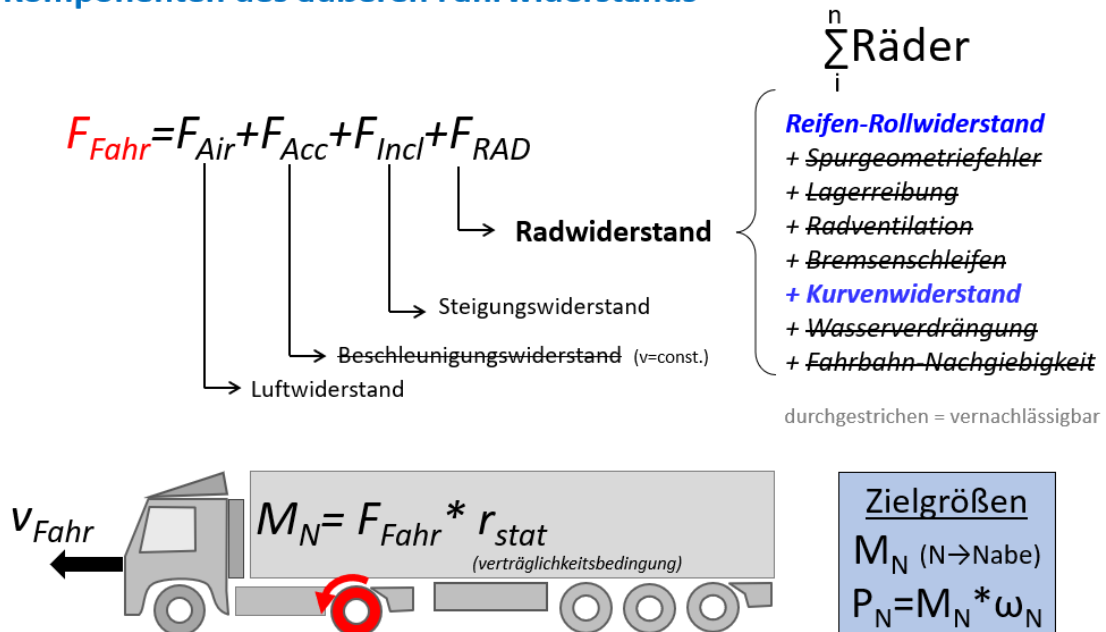
$F_{\text{Track}}$  Fahrbahneffekte (Schwallwiderstand bei Nässe, Decken-Verformung, -rauigkeit)

In der für ein Straßenfahrzeug allgemein gültigen Fahrwiderstandsformel (**Gl.2.1**) mit  $F_{\text{Fahr}}$  als abhängiger Variable auf der linken Seite der Gleichung werden nicht nur die beiden zuvor erwähnten Hauptkomponenten des äußeren Fahrwiderstands berücksichtigt, sondern es kommen auch überlagerte, fallweise mehr oder minder einflussreiche Teilkräfte darin zum Ausdruck.

Inhaltlich gleichwertig, jedoch durch Verwendung des in der Lehre gewohnten Oberbegriffs Radwiderstand nur formal umstrukturiert, skizziert die schematische Darstellung (**Bild 2**) den in diesem Vorhaben gewählten Lösungsansatz, mittels einer empfindlichen Drehmomentenerfassung an den Antriebsrädern der Zugmaschine den real wirksamen Fahrwiderstand  $F_{\text{Fahr}}$  exakt zu evaluieren. Ein ergänzender Teil dieses Verfahrens ist die Feststellung von Fahrgeschwindigkeit und Raddrehzahlen, wodurch Rückschlüsse zum Leistungs- und Energieabfluss an beiden Achsausgängen getrennt möglich sind - res-

pektive sich Leistungs- und Energiebedarfe des kraftabnehmenden Systems präzise beschreiben lassen.

## Komponenten des äußeren Fahrwiderstands



**Bild 2:** Komponenten des äußeren Fahrwiderstands

Wie kann es gelingen, die als  $F_{Fahr}$  in ihrer Gesamtheit zwar messbaren, jedoch akkumuliert in einem Einzelwert sich niederschlagenden Teilkräfte zu differenzieren? Das notwendige Entschlüsseln einzelner Kraftkomponenten lässt sich bereits im Versuchsvorfeld durch Anwendung des Ausschlussprinzips erheblich vereinfachen, indem z.B. Störeffekte wie Bremsenschleifen, Spur- und Achsgeometriefehler, Radlager-Schwergängigkeit, Fahrbahnässe, Windböen strikt vermieden werden und auf eine optimale Eignung des Versuchsgeländes sowie geeignete Wetterbedingungen geachtet wird. Vorbeugende Kontroll- und Planungsmaßnahmen sind ein elementarer Teil des beim Forschungsnehmer entwickelten Verfahrenslayouts, wie auch dezidierte Vorgaben zur dringenden Vermeidung schwankender thermischer Bedingungen bezüglich Reifen und Umgebung während des Fahrversuchs.

Ein maßgeblicher Grundstein ist das unterbrechungsfreie Fahren mit konstanter Fahrgeschwindigkeit. Mit  $v=const.$  erfüllen beide (später vorgestellten) Testmethoden den Anspruch eines stationären Bewegungszustandes, womit ein Streichen des Terms ‘Beschleunigungswiderstand’ in Gl. 2.1 zulässig ist. Bei bekannter Fahrzeugmasse und engmaschig vorhandenen topologischen Daten des Fahrkurses ist der Steigungswider-

stand fortlaufend bekannt, er kann als Korrekturgröße dank moderner Positionsmesstechnik genügend genau berücksichtigt werden, falls das Geländeprofil diese Maßnahme voraussetzt.

Zusammengefasst verbleiben auf der rechten Seite von Gl. 2.1 drei unbekannte Variablen, die sogenannten Kernwiderstände:

- *Rollwiderstand*

- *Luftwiderstand*

- *Kurvenwiderstand*

welche unter dem Titel ‘Fahrwiderstand‘ einzeln in Kapitel 3 vorgestellt und vertieft werden.

Entsprechend den Schwerpunkten der zweigeteilten Forschungsaufgabe – plakativ formuliert geht es um eine objektive Feststellung der energetischen Transporteffizienz in den Fällen

- *Geradeausfahrt* → *Achsaggregat mit/ohne Liftfunktion*

- *Kurvenfahrt* → *Achsaggregat mit/ohne Liftfunktion, respektive Nachlauflenkfunktion*

steht im Block ‘Geradeausfahrt‘ als Hauptkriterium der *Rollwiderstand* im Vordergrund der Bewertung, während im Block ‘Kurvenfahrt‘ das Potential der Kombination aus *Roll- und Kurvenwiderstand* summarisch im Fokus steht.

Um im Block ‘Geradeausfahrt‘ die erforderliche Abtrennung der Luftwiderstandskraft aus den Rohdaten vornehmen zu können, berücksichtigt das hierbei angewandte Testverfahren CST\_3 alle Spezifikationen der schon im FAT-Vorgängerprojekt [1] erfolgreich eingesetzten Methode *Quadratische Fahrwiderstandsparabel ohne Linearterm*, wie in Kapitel 4 später beschrieben.

Gegenüber diesem Verfahren basiert der Testfall ‘Kurvenfahrt‘ auf einem Low-Speed-Verfahrensansatz, für den es unter Ausschluss von kritischen Windeinflüssen als zulässig gilt, den überlagerten, relativ schwachen Beitrag von Airdrag-Kräften bei  $v_{\text{Fahr}}=20$  km/h (const.) nicht gesondert zu identifizieren. Weil alle Ergebnisbewertungen sich methodisch auf dem Vergleichsprinzip abstützen und der Referenzzustand sich auf ein und dieselbe Fahrzeughülle bezieht, kann eine Separation ausdrücklich entfallen - allein die jeweiligen Windbedingungen, welche am Fahrzeug mittels Anemometer permanent überwacht werden, sollten dauerhaft ohne nennenswerten Einfluss sein.

Als Besonderheit im Komplex ‘Kurvenfahrt‘ ist sowohl die dafür seitens der DEKRA freundlicherweise ermöglichte, für einen schweren Sattelzug ungewöhnliche Nutzung des kurvenreichen GP Kurses auf dem Lausitzring zu nennen, als auch die im Fahrbetrieb erfolgreich durchgeführte Umsetzung der ebenso im Konzept des Forschungsneh-

mers hinterlegten Roboter-Path-Following-Versuchsmethode – die in Kapitel 4. als Testverfahren RS-CT beschrieben wird.

Das im Mittelpunkt der Untersuchung stehende Versuchsobjekt wurde von Firmen aus dem FAT-Mitgliederkreis zur Verfügung gestellt, hierfür richtet sich an dieser Stelle ein Dank des Forschungsnehmers an die Unternehmen Continental AG, Hannover (Beistellung Zugmaschine und Reifen) und SCB Schmitz Cargobull (Beistellung Sattelaufleger).

Als eine motivierende Quelle, die eine experimentell ausgeprägte und zwecks Verifikation erforderliche praxisnahe Untersuchung angetrieben hatte, ist die vor einer Dekade in der FAT-Schriftenreihe publizierte *Sensitivitätsanalyse rollwiderstandsrelevanter Einflussgrößen bei Nutzfahrzeugen* anzuführen. Diese modelltheoretische Forschungsarbeit [2] war vom AK-9 veranlasst und fachlich betreut worden.

### 3 Fahrwiderstand

Analog zu der üblichen Differenzierung von Verlustleistungen eines Straßenfahrzeugs in

*- Innere und äußere Verlustleistungen*

werden die Fahrwiderstände übergeordnet in zwei Hauptgruppen eingeteilt:

*- Äußere Fahrwiderstände*

*- Innere Fahrwiderstände.*

Mit Blick auf den Titel der Forschungsarbeit, insbesondere aber aus den vorangestellten Ausführungen, leitet sich ab, dass der Fokus der Untersuchung ausschließlich auf die Gruppe der äußeren Fahrwiderstände gerichtet ist. Innere Verlustleistungen und Fahrwiderstände werden im Weiteren nicht thematisiert, sie sind konzeptionell bedingt keinesfalls relevant.

Eine der zuvor in der Fahrwiderstandsgleichung (Gl. 2.1) unpräzise benannten Kerngrößen ist der Rollwiderstand. Während der Reifen-Rollwiderstand im Verständnis anerkannter Prüfstandards eine einwandfrei messbare Reifeneigenschaft darstellt, die auf der Grundlage definierter Prüfspezifikationen wie z.B. dem Reglement ISO 28580 sich eindeutig erfassen, präzise beziffern und nachvollziehbar einem Objekt zuordnen lässt, bietet die allgemeine Bezeichnung Rollwiderstand – falls nicht weiter erläutert - sehr viel Spielraum für missverständliche Interpretationen. Um dem vorzubeugen, wird im Folgenden mit den beiden Begriffen Reifen-Rollwiderstand und Fahrzeug-Rollwiderstand auf eine inhaltliche Unterscheidung hingewiesen.

#### 3.1 Reifenrollwiderstand

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 - hierbei handelt es sich vorrangig um die von Karkasse, Gürtellagen und Laufstreifen aufgrund viskoelastischer Materialeigenschaften absorbierte Hysteresenergie – zu ersetzen. Die Absorption und damit der Wärmeeintrag ist per se sehr inhomogen auf die einzelnen Reifenzonen verteilt, wobei der Anteil des sogenannten Walkwiderstands am gesamten Rollwiderstand des Reifens bei über 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.

Zu Letzteren ist anzumerken, dass das Standard-Prüfverfahren diese mit dem Namen Lüfterwiderstand oder auch Ventilationswiderstand bezeichnete Komponente gezielt ausschließt. Der Lüfterwiderstand ist aerodynamischer Natur und wird daher seit jeher prinzipiell dem Luftwiderstand des Fahrzeugs zugeordnet. Er findet somit auch im Zahlenwert angegebener Rollwiderstandskoeffizienten keinen Niederschlag.

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 – aber auch die ältere Deklaration kg/t ist noch nicht vollständig abgelöst.

### 3.1.1 Standardisierte Prüfmethode

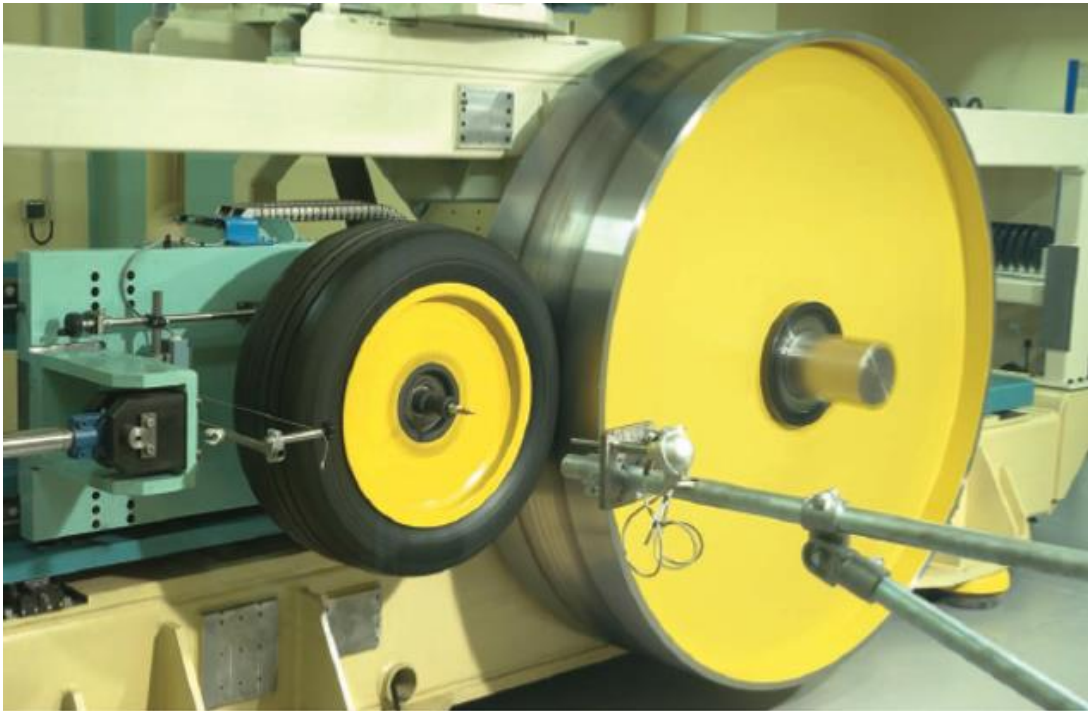
Angaben zum Rollwiderstand von Reifen basieren im Normalfall auf verbindlichen Prüfergebnissen, die unter den Bedingungen eines spezifizierten Prüfverfahrens entstanden sind. Zu den etablierten Verfahren gehören 'Indoor'-Messungen auf speziellen Trommelprüfanlagen – wie exemplarisch in **Bild 3** dargestellt - spezifiziert in Standards, wie z.B. in ISO 28580 [3].

Hierbei rollt der fixierte Prüfreifen ohne Schräglauf und 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.



**Bild 3:** Trommelprüfstand für Rollwiderstandsmessung

Mit einer vorangestellten Warmlaufphase von 3 Stunden Dauer soll erreicht werden, dass der große Nutzfahrzeugreifen (C3) sein thermisches Gleichgewicht im Inneren und 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.

Innerhalb der Regulierung 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  $LI \leq 121$  ist eine Prüfgeschwindigkeit 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 überprüfen, Voraussetzung dafür ist das Erreichen thermischen Gleichgewichts. Transientes Verhalten und zeitveränderliche Zustände sind hierbei mit Bedacht ausgeschlossen.

Der Rollwiderstandskoeffizient eines Reifens ist aber selbst unter stationären Randbedingungen keinesfalls eine Objektkonstante, sondern ein von den Zustandsvariablen (Betriebs- und Umweltbedingungen) abhängiger Zahlenwert. Zur Vermeidung von Missverständnissen unterscheidet der Verfasser deshalb bei der Wiedergabe zwischen regulär nach ISO-Definition ermittelten Werten und jenen, die abweichend zu den darin festgelegten Bedingungen gewonnen wurden.

*a)  $c_{R,ISO}$  - per Standardtestmethode nach ISO 28580 ermittelt, d.h. exakt reglementierte, übertragbare Bedingungen (Trommelkontakt gekrümmt, Oberflächentextur glatt, Umgebungstemperatur 25°C, Prüflast 85 % etc.)*

*b)  $c_R$  - unter von a) abweichenden (freien) Bedingungen festgestellt - offene Methode.*

Neben dem Symbol  $c_R$  wird 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 werden und demzufolge vollständig bekannt sind.

Sehr zu betonen ist die hohe Sensitivität des Reifenrollwiderstands in Bezug auf den thermischen Zustand von Reifen und Umgebung, weshalb der streng 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.

## 3.2 Fahrzeugrollwiderstand

Der in dieser Arbeit als Synonym benutzte Begriff Zugrollwiderstand ( $F_{ZW}$ ) bezeichnet ebenso wie der eingeführte Terminus Fahrzeug-Rollwiderstand grundsätzlich den beim Rollen auf natürlich texturierter, ebener Fahrbahn erzeugten Radwiderstand in kumuliertem Maßstab – damit sind alle in Bodenkontakt stehenden Räder des betrachteten Fahrzeugs in ‘ $F_{ZW}$ ‘ inkludiert.

Bei der im Weiteren bevorzugten Fahrwiderstandsgleichung mit einem Splitting von Korpus- und Radkräften - gemäß Darstellung in Bild 2- beinhaltet der Radwiderstand  $F_{Rad}$  bei Vernachlässigung schwacher Störeffekte zwei wesentliche Komponenten: Reifenrollwiderstand und Kurvenwiderstand. Letzterer entfällt bei geradliniger Fortbewe-

gung des Fahrzeugs per se von selbst, auf die Ursachen und Wirkmechanismen von Kurvenwiderstand wird im Nachfolgekapiel eingegangen.

Gegenüber dem Reifenrollwiderstand konventioneller Definition bedeutet Fahrzeugrollwiderstand grundsätzlich eine über alle Radpositionen aufsummierte Widerstandskraft. per Definition geht deren Beitrag nicht zwingend allein auf den vorab dargelegten, zentralen Wirkmechanismus *Reifenverformung/Dissipation* zurück, sondern zusätzlich zu den dafür maßgeblichen Walkarbeitsverlusten können sowohl die parasitären Verlustwirkungen verdeckter Störquellen (z.B. Spurfehler) darin eingeschlossen sein, wie auch aus wissenschaftlichem Interesse bewusst und gezielt überlagerte Widerstandskräfte anderer Provenienz, beispielsweise durch Achsvorspur oder Kurvenfahrt hervorgerufene.

Aus der teilweise hohen Sensitivität bestimmter Parameter auf die Höhe des generierten Fahrwiderstandes heraus, ergibt sich die Forderung, die jeweiligen Versuchs- und Rahmenbedingungen möglichst umfassend zu erfassen. Anders als bei den standardisierten Reifentests in definierter Temperaturumgebung - die gekrümmten Kontaktflächen sind dadurch ebenfalls temperiert - hängt der am Fahrzeug erzeugte Rollwiderstand spürbar vom Zufallsparameter >Wetterlage< ab, hierzu zählt auch die variable, mit der Luftanströmung und Oberflächentemperatur der Fahrbahn zusammenhängende Kühlung des Reifens. Diese Aspekte erfordern Aufmerksamkeit und Beachtung.

### 3.3 Kurvenwiderstand

Auf einer gekrümmten Bahnkurve kann sich ein 2-achsiges Zweispurfahrzeug fortbewegen, ohne dass an den 4 Rädern Schräglaufwinkel auftreten. In diesem Sonderfall existieren keine Seitenkräfte und somit auch keine daraus generierten tangentialen Reifenkräfte, allein der zu überwindende Reifen-Rollwiderstand bedingt den zu leistenden Energieaufwand.

Voraussetzung für dieses idealisierte Verhalten ist, wie in **Bild 4** skizziert, dass die klassische Ackermann-Bedingung bezüglich der Lenkachskinematik erfüllt ist und der Momentanpol der Bewegung auf dem Krümmungszentrum ruht – was de facto jedoch nur für den querbeschleunigungsfreien Bewegungszustand möglich ist.

Immer dann, wenn ein oder mehrere Reifen eines Fahrzeugs bei Kurvenfahrt unter Schräglauf abrollen, sei es

*a) kinematisch bedingt oder*

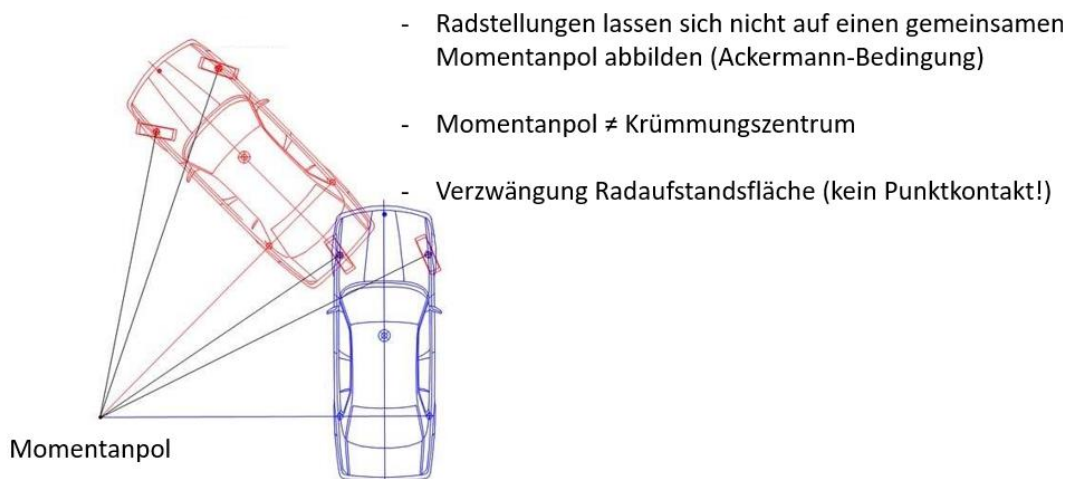
*b) aufgrund von Querbesehleunigung,*

entsteht zusätzlich zum Reifen-Rollwiderstand eine überlagerte, tangentiale Widerstandskomponente, welche traditionell als Kurvenwiderstand bezeichnet wird. Entspre-

chend der formalen Beschreibung und Definition in der Darstellung von **Bild 5** bestimmen Schräglaufwinkel und Schräglaufsteifigkeit dessen Betrag.

### Was ist Kurvenwiderstand?

#### Generierung von tangentialen Reifenkräften auf gekrümmter Bahnkurve infolge von.....



**Bild 4:** Reifenschräglauf als Ursache für Kurvenwiderstand

Aufgrund des quadratischen Zusammenhangs hängt das Niveau der durch Reifenschräglauf induzierten Lateralkräfte überproportional vom Betrag des Schräglaufwinkels ab, während sich eine zentrale Reifeneigenschaft, die Schräglaufsteifigkeit  $c_\alpha$ , proportional auswirkt. Dieser Kennwert ist allerdings von Betriebsparametern wie Fahrbahngriffigkeit, Radlast, Fülldruck, Profilhöhe, Boden- und Reifentemperatur etc. abhängig, was im Testdesign und bei Analysen zu berücksichtigen ist.

Wenngleich es auf Basis eines einfachen, linearisierten Einspur-Fahrdynamik-Modells zwar möglich ist, den in bestimmten Situationen an Vorder- und Hinterachse auftretenden Reifenschräglauf abzuschätzen – hierfür und auch für den resultierenden Kurvenwiderstand existieren in Lehre und Fachliteratur z.T. Gleichungen mit expliziter Abhängigkeit – so sind geschlossene Lösungen einfachster Art strukturell nicht geeignet, den Kurvenwiderstand eines mehrachsigen Gelenkfahrzeuges auf theoretischer Ebene wirklichkeitsnah zu entschlüsseln.

Zielführend kann dafür jedoch ein Simulationsprozess mit Nutzung komplexerer Modelle sein, die entsprechend validiert sein sollten. Bei dem für einen Nachweis in Frage kommenden Fahrversuch ist allerdings der bei kurvigem Verlauf im Mix mitwirkende,

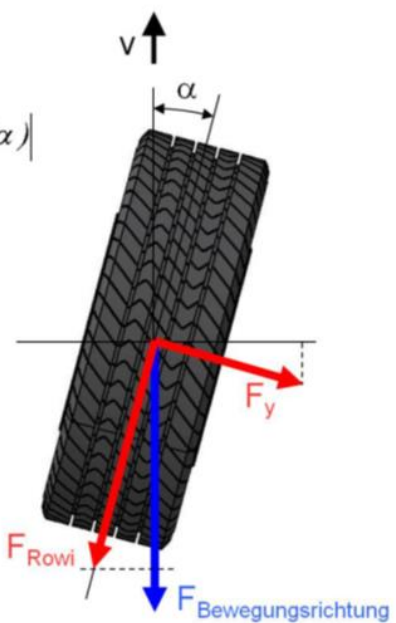
dem Reifenrollwiderstand überlagerte Kurvenwiderstand untrennbar im Betrag des evaluierten Radwiderstandes mit enthalten.

$$|F_{\text{Bewegungsrichtung}}| = |F_{\text{Rowi}} \cdot \cos(\alpha)| + |F_y \cdot \sin(\alpha)|$$

$$\approx |F_{\text{Rowi}}| + |C_\alpha \cdot \alpha^2|$$

Vorspur- bzw. Kurvenwiderstand

\*)  $C_\alpha$  = Schräglauftiefe



**Bild 5:** Überlagerung von Kurven- und Rollwiderstand bei Reifenschräglauf [2]

### 3.4 Luftwiderstand

An einem Sattelzug im Fernverkehr entfällt etwa ein Drittel der von der Antriebsachse abgegebene 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.

$$F_{Air,0} = cd_o * A_{Stirn} * \frac{\rho_{Air} * v_{x,Air}^2}{2} \quad \text{Gl. 3.1}$$

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. 3.1 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. 3.1 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 [4]. Bei Sattelkraftfahrzeugen liegt die Zahlenwerte auf einer Palette zwischen 0,5 – 0,75. Der exakte Wert eines Transportfahrzeuges, genauer einer definierten Kategorie, unterliegt gegenwärtig einer intensiven Beobachtung von Fahrzeugherstellern und Politik, womit auf die von der EU angestrebte, erst seit wenigen Jahren gesetzlich installierte CO<sub>2</sub>-Zertifizierung und im Besonderen auf das dafür als Bewertungsgrundlage geschaffene Werkzeug eines *Airdrag-Prüfverfahrens* inhaltlich abgehoben wird.

Hinter dem Akronym VECTO [5] verbirgt sich ein gewichtiges Simulationswerkzeug, dessen Verwendungsschwerpunkt bzw. 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 Evaluation Tool (CSE-Tool) 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 zwecks Identifikation der Widerstände bei Geradeausfahrt ist, allerdings wie nachfolgend vorgestellt, in aktueller Form auf einem 3-Punkte-Funktionsmuster und einem 3-stufigen Testablauf beruht.

## 4 Grundsteine des Fahrversuchs

Wie eingangs bereits konzeptionell vorgestellt, gliedert sich die Forschungsarbeit unter dem Dachbegriff Fahrzeug-Rollwiderstand in zwei eigenständige Themenblöcke:

- *Hauptprojekt KURVENWIDERSTAND*
- *Zusatzprojekt FAHRWIDERSTAND AUF GERADER FAHRBAHN.*

Trotz einer hohen inhaltlichen Affinität setzen diese beiden direkt nacheinander bearbeiteten Teilprojekte versuchstechnisch deutlich unterschiedliche Schwerpunkte. Gleichwohl ist ein strikt angepasstes Testvorgehen erforderlich, um die jeweils interessierenden Zusammenhänge unter Outdoor-Bedingungen auf echter Fahrbahn zielführend evaluieren bzw. verlässlich auflösen zu können.

### 4.1 Testprozedur RS-CT

Die in der Überschrift benutzte Abkürzung RS-CT steht für Robot-Steering on Curved Track. Hinter dieser Bezeichnung verbirgt sich als besonderes Merkmal die zwecks exakter Spurführung im Hauptprojekt *Kurvenwiderstand* realisierte Nutzung eines Lenkroboters beim Fahrversuch. In Interaktion mit spezifischer Hard- und Software ist ein automatisiertes Lenksystem die zentrale technische Voraussetzung zur Praktizierung der favorisierten Path-Following-Methode. Aus Gründen hoher Anforderungen an die Testreplizierbarkeit wurde manuelles Lenken schon vorkonzeptionell ausgeschlossen und der maschinellen Methode ausdrücklich der Vorzug vor einem Lenken-von-Hand beim Befahren des kurvigen Rundkurses gegeben, welcher nachfolgend vorgestellt ist.

Das eigentliche Testszenario wird schematisch durch die Darstellungen in **Bild 6** umrissen, wobei die dort eingefügte Schlagzeile >Low-Speed-Fahrversuch auf Endlos-Kurvenstrecke mit Kursführungssystem< das auf der GP Strecke am Lausitzring in die Praxis umgesetzte Konzept einer lokal ungewöhnlichen Fahrprozedur mit wenigen Worten prägnant ausdrückt.

Bei der entwickelten Versuchsprozedur handelt es sich um einen Constant Speed Test mit niedriger Fahrgeschwindigkeit, wobei der Wert von 20 km/h so bemessen ist, das sämtliche Kurvenabschnitte des Rundkurses ohne Fahrgeschwindigkeitsänderung - bei beabsichtigt geringster Radialbeschleunigung - mit einem schweren Sattelzug passiert werden können und die Rundenzeit mit rund 12 Minuten für die Testabfolge dennoch akzeptabel kurz bleibt.

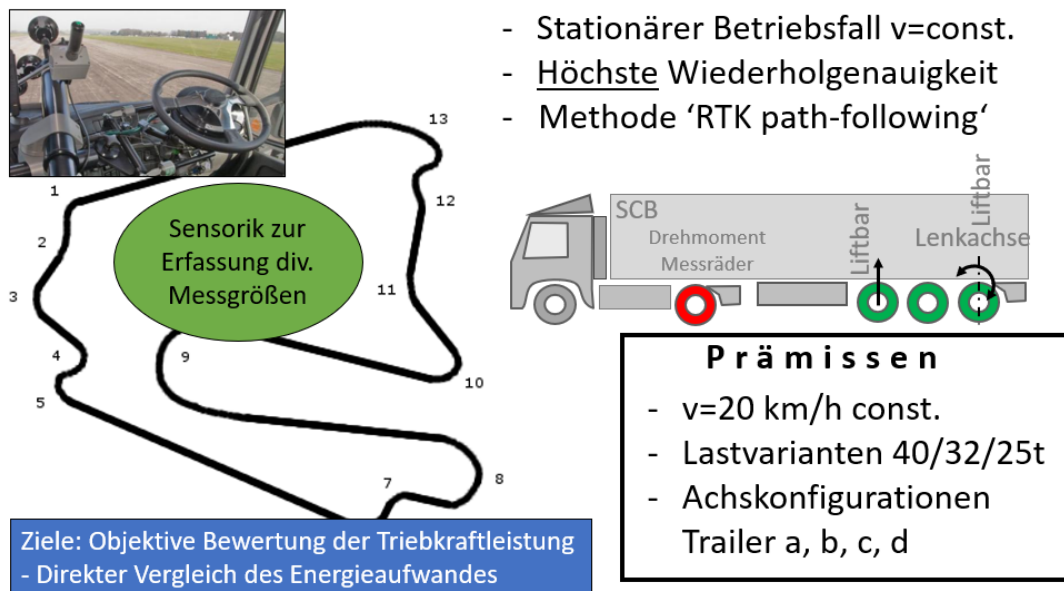
Bei der Durchführung der Testprozedur wird die zu Beginn eingelegte Gangstufe nicht gewechselt, der Fahrer wird zudem durch die Geschwindigkeitsregelanlage der verwen-



deten Sattelzugmaschine entlastet. Ihm obliegt die Wahrnehmung wichtiger Kontrollfunktionen und die Aufgabe spontan einzugreifen, falls es hierfür einen ‘triftigen Bedarfsfall‘ während des Fahrens geben sollte.

### Konzept des Testverfahrens:

#### > Low-Speed-Fahrversuch auf Endlos-Kurvenstrecke mit Kursführungssystem<



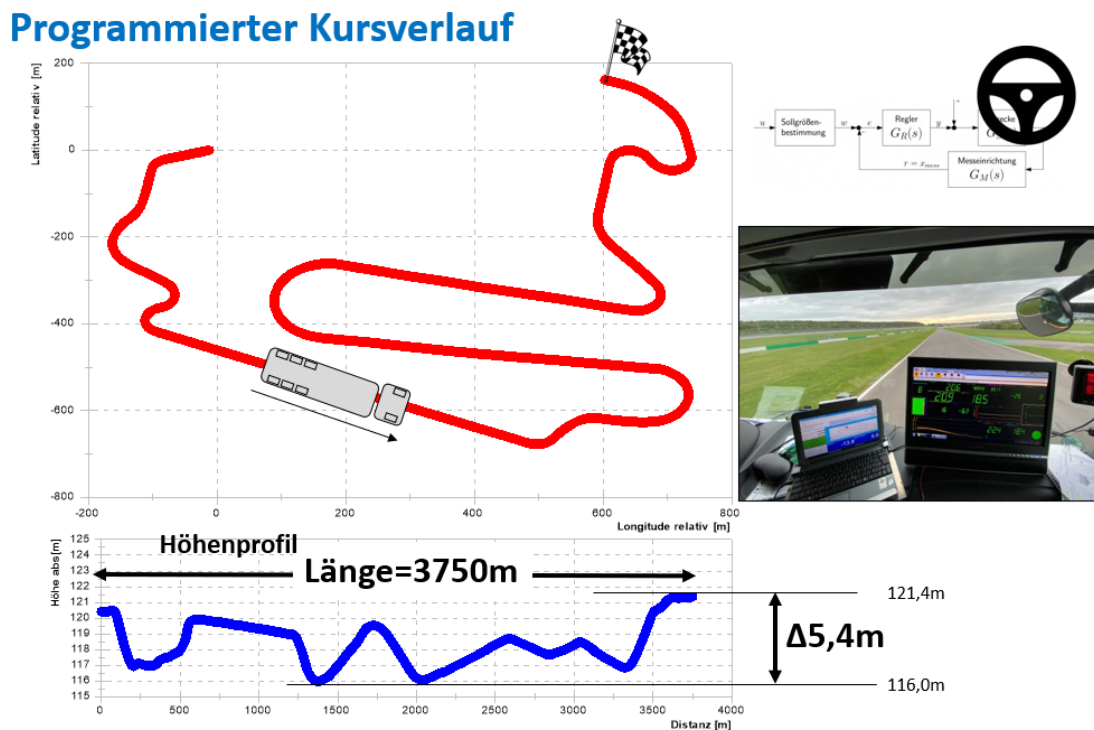
**Bild 6:** Testszenario >Sattelzug auf GP-Strecke< - automatisch spurgeführt

Zur Versuchsprozedur gehört vorab als einmalige Maßnahme das Anlernen des Lenkroboters. Hierfür steuert der Fahrer das Fahrzeug manuell auf dem vorgesehenen Sollkurs, wie in **Bild 7** angedeutet, wobei die momentanen Kursdaten inklusive der Höhenlage über die fest am Fahrzeug installierte DGPS-Inertialplattform zur Verfügung stehen und in hoher Qualität aufgezeichnet werden.

Mit der Durchführung der Versuchsprozedur strikt verbunden und somit ein wesentlicher Teil des Testverfahrens ist die Erfassung von ausgewählten Bedarfs-Messgrößen, welche im Kapitel Versuchstechnik (4.4) zusammengefasst und vorgestellt sind.

Als maßgebliche Messgröße für die Bewertung der zu überwindenden Fahrwiderstandskräfte ist die an den Antriebsrädern der Zugmaschine aufgewendete Antriebskraft anzusehen, welche mittels hochwertiger Drehmoment-Radmessnaben, die in einem relativ empfindlichen Messbereich operieren, fortlaufend ermittelt wird. Hierbei darf wegen des Genauigkeitsanspruchs idealerweise keine störende Nullpunktdrift auftreten. Mittels geeigneter Kontrollaktionen, welche u.a. Achsenabheben und kontaktloses Räderdrehen am Ende einer festen, geringen Rundenanzahl beinhalten, erfolgt eine systematische Driftüberwachung bei Fahrzeugstillstand. Die real existierende Nullpunktstabilität muss

ermittelt werden, um kritische Grenzüberschreitungen abseits der zulässigen Toleranz zu erkennen und diese notwendigerweise auch zeitnah abzuwenden.



**Bild 7:** Path-Following-Methode – Kursverlauf-Teach-In (Lenkroboter)

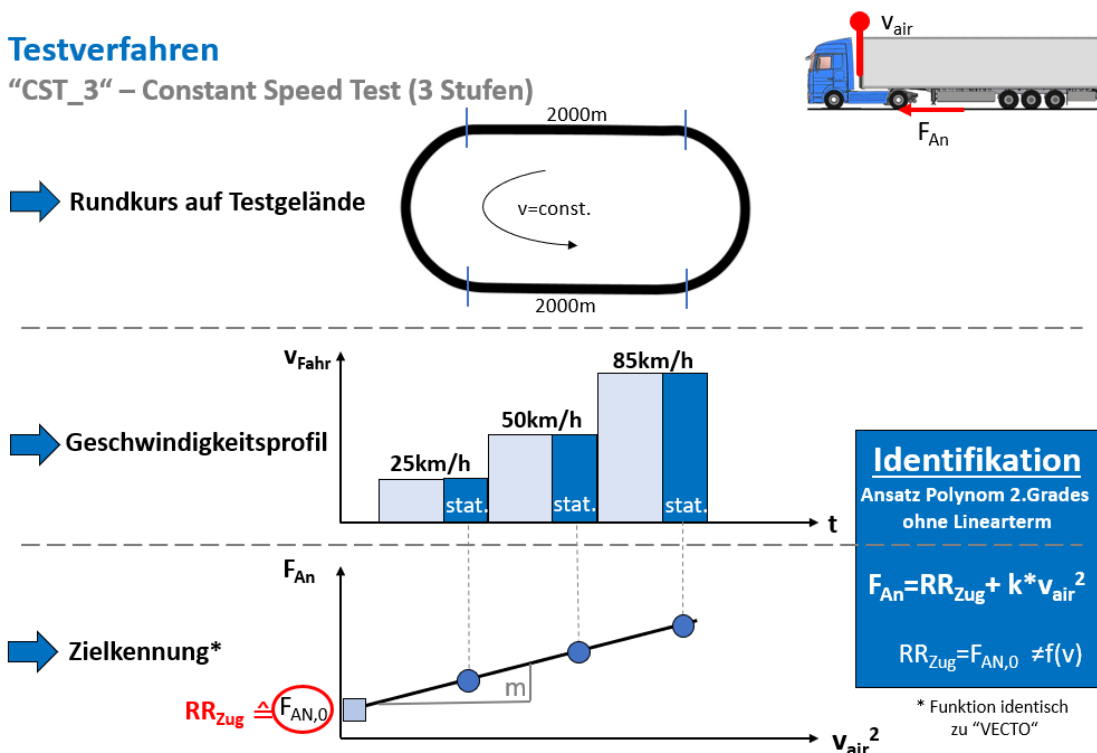
Bei der offline-Weiterverarbeitung der aufgezeichneten Zeitreihen-Datenfiles entstehen unter Anwendung vorbereiteter Auswertungsroutinen aus den Rohdaten bereinigte Datensätze, die sich durch definierte Korrekturen der Störeinflüsse von Fahrtwind, Fahrbahnsteigung etc. auszeichnen. Nach Plausibilitätschecks sind Zuordnungen verifizierter Datensequenzen zu einzelnen Segmenten des Gesamtkurses möglich, um bspw. in numerischer sowie grafischer Form die objektive Bewertung des Fahrwiderstandes lokal-spezifisch vornehmen zu können, aber ebenso lassen sich damit auch Analysen auf Basis von Rundenmittelwerten von Kraft-, Energie-, und Leistungsaufwand erzeugen.

## 4.2 Testprozedur CST\_3

Bei dem als CST\_3 bezeichneten Testverfahren handelt es sich vom Typ her um einen Constant Speed Test, der nach Spezifikation des Forschungsnehmers in den Fahrgeschwindigkeitsstufen 25, 50, 85 km/h zur diskreten Ermittlung der stationären Fahrwiderstände bei Geradeausfahrt benutzt wird. Als Prozedur ist der CST\_3 der Grundbaustein jener bewährten Versuchsmethode, welche im Zusatzprojekt ‘Fahrbahn geradlinig‘

benutzt wurde und im Folgenden erläutert wird. Darin steht als Objekt ebenfalls nicht der singuläre Reifen im Fokus, sondern das Fahrzeug als Ganzes – unter realen Umgebungsbedingungen.

Ohne im Detail auf die Abwicklung der Testprozedur, die dabei zu beachtenden Rahmenbedingungen oder bestimmte Anforderungen an Gelände und Technikausstattung einzugehen, übernimmt das in **Bild 8** kompakt dargestellte Prozessschema an dieser Stelle eine übersichtliche Veranschaulichung der elementaren Vorgehensweise.



**Bild 8:** Constant-Speed-Test – Struktur des Verfahrens CST\_3

Bei der angesetzten Zielkennung handelt es sich um eine quadratische Fahrwiderstandsfunktion ohne Linearterm, wobei sich der Zusammenhang in der skizzierten Darstellung nicht in konventioneller Parabelform abbildet, sondern als Gerade – was aufgrund der gewählten nichtlinearen Abszissenteilung mit der Variablen  $(v_{Air})^2$  sich zwangsläufig ergibt.

Zur Identifikation des Fahrzeugrollwiderstands wird mittels Approximation aus den drei abschnittsweise versammelten Datenpaaren eine Gerade erzeugt, welche als Fahrwiderstandsfunktion den Zusammenhang zwischen Fahrwiderstand und Anströmgeschwindigkeit unmittelbar abbildet. Exakt ausgedrückt sollte hier  $v_{x,air}$  ausgewiesen sein, da nur

die Längskomponente der weit oberhalb der Anhängerstirnseite ermittelten Anströmgeschwindigkeit in den DV-Prozess einfließt.

Die Gleichsetzung von eruiertem Antriebskraft  $F_{An}$  und Fahrwiderstand  $F_{Fahr}$  ist verträglich, weil der skalierte Messwert  $F_{An}$  - der aus dem quasistatischen Reifenhalbmesser und der Drehmomentmessung beidseitig der Antriebsachse summarisch hervorgeht - zwingend mit dem Betrag des entgegengesetzten Zugrollwiderstandes identisch sein muss, bedingt durch das Messprinzip von Actio et Reactio.

Aus dem Schnittpunkt der Geraden mit der Ordinate geht als Kraftgröße der Zugrollwiderstand  $RR_{Zug}$  hervor. Wie beim Airdrag-Verfahren nach VECTO-Standard auch, berücksichtigt der Lösungsansatz keine Geschwindigkeitsabhängigkeit, was durch den Typ der quadratischen Fahrwiderstandsgleichung - ohne Linearglied - zwangsläufig vorgegeben ist. Somit wird von vorn herein auch der Rollwiderstand als unabhängig von der Fahrgeschwindigkeit angenommen.

Auch beim CST-Verfahren ist ebenfalls auf die aus Präzisionsgründen verstärkt notwendigen Nullabgleich-Wiederholungen hinzuweisen, was insbesondere die Drehmomentmesstechnik betrifft, um bei dieser zentralen Prozessgröße inakzeptable Fehler infolge unzulässig hoher Signaldrift auszuschließen. Kontrollen finden nicht nur vor und nach Versuchsbeginn statt, sondern auch zwischen den Fahrgeschwindigkeitsstufen, was kurze Stopps bedeutet und spezielles Equipment zum zügigen Abheben der Antriebsachse erfordert. Für die Drehmoment-Messkette wird über die gesamte Testdauer eine Nullpunktstabilität von kleiner 20 Nm gefordert, was sich in der Praxis mit den als Messwerkzeug benutzten  $>WFTs<$  einhalten ließ.

Ein weiterer Schritt, um zuverlässige Ergebnisse einzufahren, ist die Konditionierung des Reifens auf den jeweiligen thermischen Beharrungszustand, was in jeder Geschwindigkeitsstufe durch einen hinreichend langen Reifenwarmlauf und dabei kontinuierlich beobachtete Reifentemperaturverläufe erfüllt wird. Erst nach eingetretenem Gleichgewichtszustand der Wärmeflüsse eignen sich die Messwertaufzeichnungen, um die während der Kursumrundungen auf dem Testoval fortlaufend erfassten Daten als Stationärgrößen einzustufen, die später (offline) definierten Teilsektionen lokal zugeordnet werden.

Die Weiterverarbeitung beinhaltet u.a. eine gravimetrische Kompensation des Höhenprofils, sowie eine Plausibilitätsüberwachung aller Datenkanäle mittels Kontrollmechanismen, um Fehler durch Störungen, wie insbesondere Windeffekte oder auch Schwankungen der Fahrgeschwindigkeit etc. im Vorfeld ausschließen zu können.

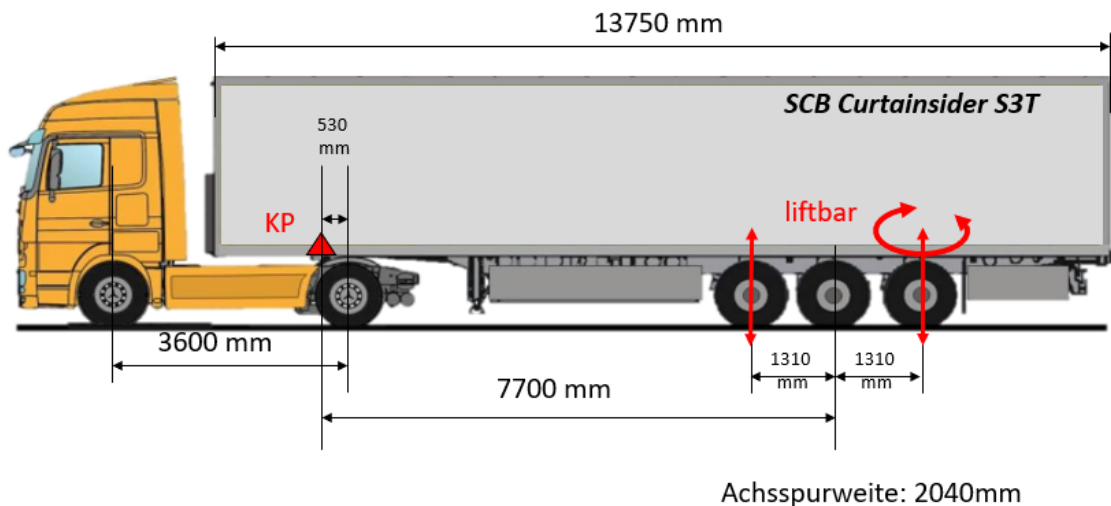
Jede der 2x15 definierten Kurssektionen steht einzeln unter Kontrolle, wobei u.a. die Fahrgeschwindigkeit, Temperaturwerte, Fahrzeuganströmung, Drehzahlen und auch div. Parameterwerte kontrolliert werden. Nach Abschluss der Datenbereinigung muss zwingend in jeder Geschwindigkeitsstufe noch eine definierte Mindestmenge an vali-

dierten Datensätzen verfügbar sein. Um das Prozedere der Identifikation des Fahrzeugrollwiderstandes konform zu eigenen, hohen Verfahrensansprüchen abschließen zu können, müssen die Daten ähnlichen Qualitätsanforderungen genügen, wie es die beim VECTO CSE-Tool festgelegten Grenzen zulassen.

### 4.3 Versuchsfahrzeug

In jedem der beiden Teilprojekte kam als Versuchsträger ein und derselbe schwere Standard-Sattelzug zum Einsatz, welcher in **Bild 9** schematisch mit seinen Hauptabmessungen dargestellt ist und ein maximales Gesamtgewicht von 40 t aufweisen darf.

#### Hauptgeometrie des Sattelzuges (Versuchsträger)



**Bild 9:** Hauptgeometrie des Sattelzuges

Elementare Informationen zu der vom Unternehmen Continental (Conti) beigestellten Zugmaschine vom Typ Actros 1844 gehen aus der Legende des in **Bild 10** abgebildeten Fahrzeugs hervor.

#### Versuchsträger Sattelzugmaschine

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



**Actros 1844 LS 4x2** Euro V - Modelljahr 2012

Motor: OM 501 LA / BlueTec 5 / V6 Diesel - 11.946 cm<sup>3</sup>  
320 kW / 1800 min<sup>-1</sup> - 2100 Nm/1080 min<sup>-1</sup>

FIN: WDB 934032 1L 730219

EZ: 20.12.2012

Laufleistung: 20585 km (5.8.21)

Radstand: 3600 mm

Sattelvormmaß: 530 mm

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

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

Achsübersetzung: i=3,077

**Bild 10:** Versuchsträger Sattelzugmaschine

Es handelt sich hierbei um eine im deutschen Fernverkehr typische 4x2 Sattelzugmaschine mit geräumigem Megaspaces-Fahrerhaus, Dachspoiler, klappbaren Seitenflaps hinter der Kabine und festen Seitenverkleidungen zwischen den Achsen zur Erzielung verbrauchsgünstiger Aerodynamik-Eigenschaften.

### Versuchsträger Sattelanhänger



- Fabrikat >Schmitz Cargobull<
- Curtainsider mit EDSCHA-Verdeck
- ROTOS SCB 3achs-Fahrwerksystem - luftgefedert – Scheibenbremse
- ABS und EBS
- Reifen 385/65 R 22,5
- Alu-Doppelflügeltüren
- Außenmaße (L B H)  
13620/2480/3000 mm
- Schmitz Cargobull Boden umlaufend
- Ladungssicherung: Aufbau  
zertifiziert nach EN 12642 XL
- zul. Gesamtgewicht 36000 kg

#### Curtainsider Schmitz Cargobull

Typ: SCB\*S3T – Sonderfahrzeug  
 ID: WSM 00000003239559  
 Länge 13,9m / Breite 2,55m  
 Zul. GG: 36 t (12t/8t/8t/8t)  
 9t-Achsen mit Scheibenbremse, Luftfederung

**Max. Nutzlast 27000 kg**

**Bild 11:** Versuchsträger Sattelanhänger

Bei dem in **Bild 11** vorgestellten Curtainsider Sattelanhänger handelt es sich um den vom Unternehmen Schmitz Cargobull (SCB) aus der eigenen Produktpalette zur Durchführung von Fahrversuchen beigestellten Standard Semitrailer des Typs SCB\*S3T mit üblichen Außenabmessungen. Der Anhänger mit dem im Fernverkehrseinsatz typisch luftgefederten Dreiachs-Aggregat wird in der Bildlegende deshalb als Sonderfahrzeug bezeichnet, weil – wie im Folgenden noch näher erläutert – es sich hierbei nur annähernd um das mehrheitlich verbreitete Tridem-Fahrwerk mit starren Achsen handelt. In der vom Forschungsnehmer bedarfsdefinierten Sonderausführung des Aggregats sind 2 Achsen (T1 u. T3) liftbar gestaltet, zudem ist die hintere Achsposition mit einer Nachlaufenkachse besetzt.



### 4.3.1 Liftachsen

Dreiaxelige Sattelanhänger, deren erste oder letzte Achse liftbar ist, sind für verschiedene Einsatzzwecke bekannt. Bei geringer Beladung des Aufliegers kann mittels Betätigung eines Pneumatik-Ventilschalters eine Liftachse angehoben werden, um dadurch Reifen zu schonen und Kraftstoffkosten zu senken. Ein Überlastschutz kann dafür sorgen, dass sich bei zu hohem Luftfederbalgdruck die Liftachse automatisch absenkt.

Eine Aktivierung der Achsliiftvorrichtung aus dem Fahrerhaus des Motorwagens ist dann zweckmäßig, wenn eine Traktionshilfe bei ungünstigen Straßenbedingungen erwünscht ist. Ein Anheben der Achse soll eine höhere Achslast auf der Triebachse bewirken, was beispielsweise als Anfahr- oder Traktionshilfe im Gelände oder bei Schnee und Eis von Nutzen sein kann. In diesem Fall ist gesetzlich vorgeschrieben, das entweder zeitabhängig, beispielsweise nach 90 Sekunden, oder geschwindigkeitsabhängig, oberhalb einer Geschwindigkeit von 30 km/h, die Liftachse automatisch wieder abgesenkt wird – was nicht zuletzt der Fahrbahnschonung dienen soll.

In gleicher Weise kann bei naturgemäß langsamem Befahren sehr enger Kurvenradien eine vorübergehend eingerichtete Änderung der Achslastverteilung die Wendigkeit deutlich verbessern. Dazu muss allerdings nicht zwangsläufig eine Achse geliftet werden, sondern an der dabei relevanten hinteren Achse muss lediglich der Balgdruck herabgesetzt werden. Damit übernehmen dann vorübergehend zwei Achsen eine erhöhte Belastung, was jedoch nur eingeschränkt erlaubt ist.

Die vordere Trailerachse (T1) und auch die dritte Achse (T3) des eingesetzten Versuchsträgers sind vor Beginn der Fahrversuche im Unternehmen SCB auf Liftachsbetrieb umgerüstet worden. Bei dieser Ausführung existiert keine Verbindung zum Motorwagen. Um die Liftachse anzuheben bzw. abzusenken, muss die Hubeinrichtung bei stehendem Fahrzeug manuell aktiviert werden, wofür ein Pneumatik-Schaltventil am Anhänger zu betätigen ist.

Bei abgesenkter Liftachse entspricht aufgrund pneumatischer Kopplung das Druckniveau der beiden zugehörigen Luftfedern dem Balgdruck der übrigen, nicht liftbaren Achsen des Dreiachs-Aggregates, während beim Anheben der Liftachse die Verbindung durch Abtrennung des pneumatischen Zweiges aufgehoben ist und ein Entlüften der beiden Tragbälge erfolgt. Hierdurch wird der Liftmechanik beim Hubvorgang der geringstmögliche Widerstand entgegengesetzt, wobei zwei Aktuatoren – es handelt sich um jeweils eine am linken/rechten Achsbock installierte Balgzylinder-Luftfeder (Twinlift) - die für das Heben erforderlichen Druckkräfte aufbringen. Das Mehrgewicht der Achse durch die nachrüstbare, kompakte Liftmechanik ist dem Verfasser nicht genau bekannt, es wird aufgrund der gewichtsoptimierten Bauweise als relativ gering eingeschätzt.



Ausschließlich die zuvor beschriebenen Systemkonfigurationen “Achse geliftet vs. Achse tragend“ sind am Versuchsträger technisch eingerichtet – davon abweichende Zwischenzustände mit geminderten Balgdrücken etc. waren sowohl an den Positionen T1 wie auch T3 nicht freigeschaltet und auch nicht im Versuchsbetrieb vorgesehen

### 4.3.2 Nachlauflenkachse

Innerhalb eines starren Dreiachs-Agregats entstehen beim Befahren enger Kurvenradien infolge dabei auftretender Reifenlateralkräfte u.U. sehr hohe Verspannungen, die aus naheliegenden Gründen möglichst vermieden bzw. gemindert werden sollten. Unbestritten ist, dass sich diesbezüglich schon bei Einbau nur einer gelenkten Achse deutliche Vorteile ergeben, dennoch stellt dieser Achsentyp bei der Ausstattung von zum Gütertransport im Fernverkehr eingesetzten Sattelzügen gegenwärtig noch eher eine Ausnahme dar.

Bei einem geführten Rad wird als kinematischer Nachlauf der geometrische Abstand zwischen dem Schnittpunkt der Lenkachse mit der Fahrbahnfläche (Spurpunkt) und dem Radaufstandspunkt der Vertikalen durch die Raddrehachse bezeichnet; präziser ist hierfür der Ausdruck Nachlaufstrecke. Demgegenüber ist der existierende, sogenannte Reifennachlauf variabel und von deutlich geringerer Größe. Er tritt überlagert auf und wird bei vereinfachter Betrachtung des Komplexes zumeist vernachlässigt bzw. bleibt unerwähnt.

Ein Hauptmerkmal der im Folgenden beschriebenen Achsschenkellenkung ist wegen der passiven Ausführung als Nachlauflenkachse eine allein seitenkraftinduzierte Lenkbewegung. Anders als bei einer Zwangslenkung kommt eine Nachlauflenkachse ohne eine fortlaufend in Bereitschaft stehende aktive Stellaktorik aus; den Lenkeinschlag und ein (nahezu) schräglauffreies Reifenabrollen im Falle einer Kurvenbahn ermöglicht primär der konstruktiv gezielt eingesetzte Radführungsparameter Nachlauf.

Zum Wirkmechanismus eines präzisen Spurlaufs gehören prinzipiell auch Achsseitenkräfte, welche nur dann in geringer Stärke einwirken, wenn der Bewegungswiderstand des Lenkmechanismus‘ in Form hemmender Reibungs- und Rückstelleffekte schwach ausgeprägt ist. Vor diesem physikalischen Hintergrund können Reifen, Fahrwerk und schließlich auch die Fahrbahndecke (Schubbelastung) bei Kurvenfahrt entsprechend geschont werden.

Zwangsläufig kann eine Nachlauflenkachse bei zügiger Kurvenfahrt allerdings nur dann die aus Gründen der Fahrstabilität hochwichtige Seitenkraftführung des Achsaggregates intensiv unterstützen, wenn die Lenkfunktion in dieser Fahrsituation nicht freigegeben, sondern arretiert bzw. gesperrt ist. Wenngleich die Gesetzgebung keine Lenkachsen-sperre vorsieht, handelt es sich hierbei durchaus um eine sicherheitsrelevante Option, die zudem grundsätzlich für ein gerades Rückwärtsfahren notwendig ist.

Im Rangierbetrieb ist das Sperren der Lenkung zwangsläufig notwendig; die Voraussetzung für ein bequemes Handling bieten automatisch ausgelöste Ver- und Entriegelungen, die sich sowohl über die Fahrgeschwindigkeit als auch über das Rückfahrsignal aktivieren lassen.

Die am Versuchsträger installierte einfache Ausführung mit manueller Betätigung bei Fahrzeugstillstand hat im Rahmen der durchgeführten Fahrversuche den vorgesehenen Zweck technisch gleichermaßen einwandfrei erfüllen können.

Das Blockieren der Lenkfunktion setzt zusätzlich eine Zentriereinrichtung voraus, welche vor Aktivierung der Sperrung die notwendige Zentrierung auf die Mittellage der Lenkung bei Geradeausfahrt zuverlässig ausführt - weitere Informationen hierzu im Folgenden.

In beabsichtigter Weise als Liftachse ausgeführt, hatte die von SCB nachgerüstete, an Position T3 des Dreiachs-Aggregats installierte ROTOS-Nachlauf Lenkachse einen im Versuchsbetrieb genutzten, erweiterten Funktionsumfang:

*Lenkung gesperrt oder frei – wenn Achse abgesenkt,*

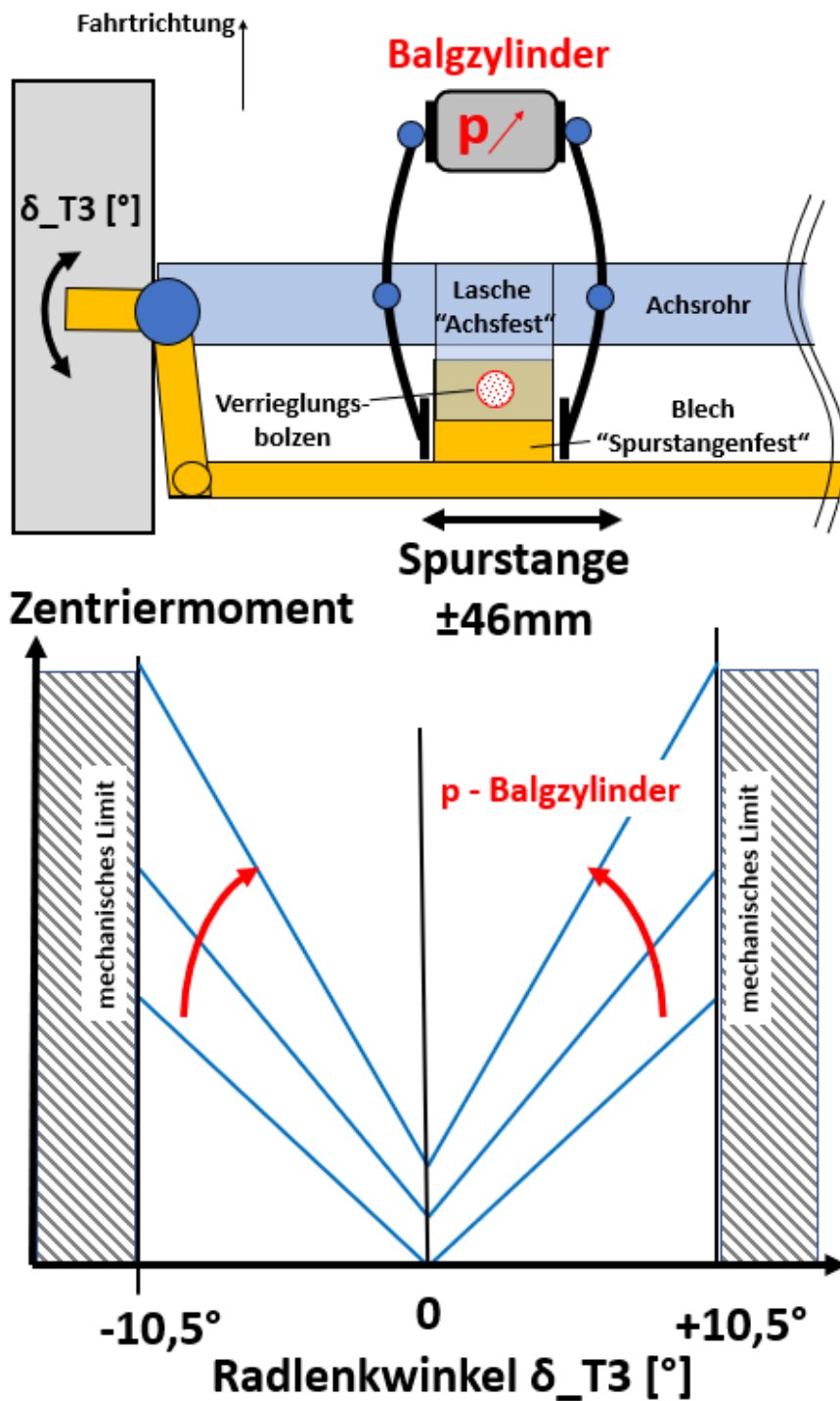
*Achse ohne Lenk- und Tragfunktion – wenn Achse angehoben.*

Die Ausführung der selbstlenkenden dritten Achse ist kompatibel zur verwendeten Radgröße 22,5“ - bei kleineren Rädern könnte die Installation durch eine andere Ausführung der Lenkerfeder der verfügbaren Bauhöhe angepasst werden.

Im Betriebsmodus >Lenkung frei< verhindert ein in horizontaler Lage zwischen Spurstange und Achskörper fixierter hydraulischer Dämpfer selbsterregte, oszillierende Radlenkwinkel. Jener unerwünschte Effekt ist als Radflattern bekannt; ein konventionelles Gegenelement, um einen ruhigen Spurlauf zu erzielen, ist der erwähnte Lenkungsdämpfer.

Anders als bei der bekannten Ausführung der Lenkungsrückstellung durch Gewichtseinfluss und Kurvenscheibentechnik (Patent BPW Bergische Achsen) erfolgt bei der ROTOS-Nachlauf Lenkachse das Rücklenken zwar ebenfalls selbsttätig, dabei jedoch technisch unterstützt durch eine mechanische Zentriereinrichtung. Als Kraftquelle für die Rückstellfunktion sorgt ein integriertes Luftbalg-Federelement, welches naturgemäß nur Druckkräfte aufbauen kann.

Der bewegliche Teil der am Achskörper fixierten Mechanik der Zentriereinrichtung stützt sich mittels Klemmverband an der einteilig ausgeführten Spurstange ab, der feste Teil am Achsrohr. Immer dann, wenn axiale Bewegungen der Spurstange abseits der Lenkungsmittellage durch von außen verursachte Lenkmomente ausgelöst werden, hemmt der Mechanismus diese Verschiebungen nicht nur, sondern er erzeugt mittels des (eingeklemmten) pneumatischen Kraftglieds selbsttätig eine Rückstellung der beiden Räder.



**Bild 12:** Lenkungszentrierung – Schema konstruktiv und wirkungstechnisch

Nur bei Geradeausfahrt ist die Zielmarke der Lenkungsrückstellung unbedingt die Mittellage, anders während einer Kurvenfahrt. Dabei ist eine selbsttätige Lenkungsrückstellung zwar prinzipiell erwünscht, jedoch sind generierte Rückstellkräfte bezüglich des erzeugten Fahrwiderstandes dann kontraproduktiv, wenn nennenswerter Reifenquerschlupf erzwungen und der gewollte 'neutrale Spurlauf' unterdrückt wird.

Aufgrund der ausschließlich reaktiven Wirksamkeit des Kraftstellers muss für eine optimale Lösung ein geeigneter Kompromiss für die Betriebskennung der Zentriereinrichtung gefunden werden, welche in allen Fahrsituationen das bestmögliche Potential praktisch nutzbar macht, und zugleich die vom Hersteller vertretene Grundphilosophie bei der Auslegung von Fahrwerkseigenschaften berücksichtigt.


Als geeigneter Stellparameter kommt der pneumatische Vordruck des Faltenbalg-Federelements in Frage, sein Druckniveau ist variabel steuerbar. Durch eine Verbindung mit den beiden Rollbalg-Tragfedern der Achse lässt sich eine lastabhängige Beeinflussung gestalten, was am beigestellten Trailer seitens SCB auch in dieser Form verbaut war und als technisches Merkmal aus der Produktpromotion von ROTOS unter der Bezeichnung >Lastabhängige Hemmung< bekannt ist.

Das vom Forschungsnehmer für unterschiedliche Betriebsdrücke aufgenommene Zentrier-Kennfeld ist nur auszugsweise in **Bild 12** skizziert. Exemplarisch ist darin dargestellt, dass der Radlenkwinkel symmetrisch auf ein Maximum von  $10,5^\circ$  mechanisch begrenzt war und beide Äste des auf den Achsschenkelbolzen bezogenen Zentriermomentes aus der Mittellage heraus linear ansteigen. Diese Charakteristik verändert sich nicht mit dem Vordruck des Balgzylinders, jedoch verlaufen die Kurven erwartungsgemäß umso steiler, desto höher das Niveau des Vordrucks eingestellt war. Die Behauptung, *‘der Bewegungsspielraum des Radlenkwinkels ist bei dieser Zentrierlösung enger als es die mechanischen Lenkansschläge zulassen’* konnte bei hoher Last (mit hohem Vordruck) anhand von Messungen im Fahrversuch zwar nicht vollständig widerlegt werden, jedoch haben sich die in engsten Kurven verbleibenden Schräglauffeffekte als sehr gering bzw. marginal herausgestellt.


### 4.3.3 Bereifung

Vor seinem Einsatz auf dem Versuchsgelände wurde der Versuchsträger komplett umbereift, wofür im Reifenprüflabor rollwiderstandsuntersuchte Reifenexemplare mit nachgerüsteten CPC-Modulen zur Erfassung von Fülldruck und Gastemperatur verwendet wurden. Abgesehen von den Zwillingsreifen an der Antriebsachse der Zugmaschine handelt es sich um auf der Straße auf mehr als 1000 km Strecke eingefahrene Neureifen aus dem Lieferprogramm des Herstellers Continental. Die am Tridem-Aggregat und an der Lenkachse der SZM installierten Reifen hatte das Unternehmen in Form von Kompletträdern leihweise beige stellt.

**Bereifung/ Fülldruck**  
Versuchsträger



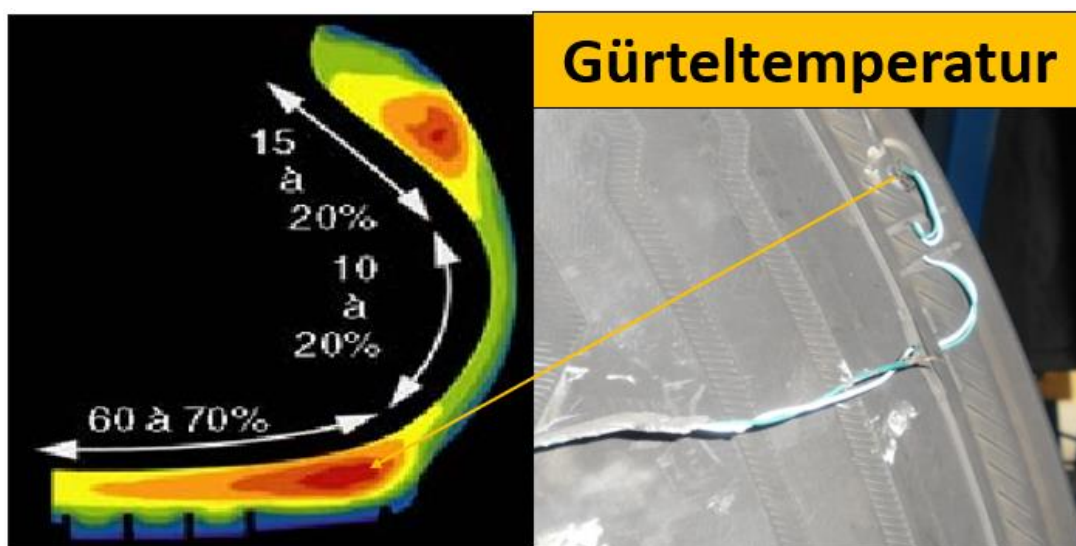
Spezifikum	SZM		Trailer
Position	VA	HA	3 Achsen
Felge	9,00 x 22,5	9,0 x 22,5	11,75 x 22,5
Brand/Size	CO 315/70 R22.5	BS 315/70 R22.5	CO 385/65 R22.5
Typ	EfficientPro S	Ecopia H-Drive 002	EcoPlus HT3
Load-/Speed Index	156/150 L (4000 kg)	154/150 L (3350 kg dual)	160 K (4500 kg)
DOT	2621	5118	2621
Zustand	Neu (Eingefahren)	Shaved (PT 4-5mm)	Neu (Eingefahren)
Labortest - Trommelprüfstand Last/ Fülldruck@80km/h	33.354 N/ 9,0 bar	31.269 N/ 9,0 bar	37.523 N/ 9,0 bar
RR-Coefficient	4,0 ‰	4,0 ‰	4,0 ‰



**Bild 13:** Bereifungsangaben Versuchsträger

Gegliedert nach Achspositionen gehen aus der Aufstellung in **Bild 13** technische Einzelheiten der Bereifung hervor; so ist z.B. mit der Bezeichnung >shaved< ein hervorstechendes Merkmal der vier Antriebsreifen der Marke Bridgestone erwähnt: Eine künstlich minimierte Profilhöhe. Als Grund für diese Besonderheit muss im Vorgriff auf das Kapitel Messtechnik die Nutzung von angemieteten, zertifizierten Drehmoment-Messrädern hervorgehoben werden, welche für Airdrag-Testzwecke mit den bezeichneten Reifen bereits auf speziellen Leichtmetallfelgen in Zwillingsanordnung vormontiert und spezifisch validiert waren und aus Präzisionsgründen keinen zusätzlichen Montageeinflüssen unterliegen sollten.

Ähnlich wie bei vorangegangenen Rollwiderstandsuntersuchungen des Forschungsnehmers wurde in den beiden hier berichteten Teilprojekten erneut Wert auf eine erweiterte Temperaturmessung gelegt. Wie aus dem Bildausschnitt (**Bild 14**) erkennbar, ist prinzipiell im Randbereich zwischen den Gürtellagen mit erhöhter thermischer Belastung zu rechnen, weshalb die Temperatur im Material des Laufstreifens an der Gürtelkante erfasst wird.



**Bild 14:** Temperaturmessung im Reifenmaterial zwischen Gürtellagen

Bei der im Reifenprüflabor nach den Vorgaben des Standards ISO 28580 für den regulären Lastfall (85 %) auf einem Trommelprüfstand vorgenommenen Single-Speed Rollwiderstandsuntersuchung sind niedrige Koeffizientenwerte von jeweils nur 4,0 Promille festgestellt worden (Bild 13). Die hierbei normgerecht definierten Fülldrücke von 9,0 bar wurden im späteren Fahrversuch an der Zugmaschine auf das im Betrieb gewohnte (übliche) Druckniveau herabgesetzt, womit, so der bekannte Trend, eine relativ geringe Anhebung des Rollwiderstandes anzunehmen ist.

Mit den niedrigen Werten der Reifen-Rollwiderstandskoeffizienten ist die Erwartung verknüpft, dass sich somit jeglicher, zusätzlicher Kurvenwiderstand innerhalb der Messgröße Gesamtfahrwiderstand deutlich bemerkbar macht.

Der beschriebene Rädersatz mit 12 Reifen insgesamt wurde während des Fahrversuchs nicht ausgetauscht; eine Reifenvariation war in beiden Teilprojekten vorrangig aus Gründen einer erforderlichen Aufwandslimitierung nicht vorgesehen, wenngleich Wechselbeziehungen zwischen den Einflussgrößen *Schräglauftsteifigkeit* und *Kurvenwiderstand* einen interessanten, hierbei nicht verfolgten Aspekt darstellen.

## 4.4 Versuchstechnik

Der als Versuchsträger beigestellte Sattelzug ist beim Forschungsnehmer mit der erforderlichen versuchstechnischen Ausrüstung ausgestattet worden, um die in beiden Teilprojekten mit den Schwerpunkten

- *KURVENWIDERSTAND*
- *FAHRWIDERSTAND AUF GERADER FAHRBAHN*

vorgesehenen Fahrmanöver und Testreihen in hoher Qualität umsetzen zu können. Da es sich hierbei um ein rein objektives Testszenario handelt, genießen die Messgrößen und die dazugehörigen Einrichtungen von vornherein einen sehr hohen Stellenwert. Dabei lautet die Kernfrage: Welche Informationen sind unverzichtbar? Der Grundbedarf an Messgrößen und eine gegebenenfalls erweiterte Auswahl leiten sich im günstigsten Fall aus Vorerfahrungen und zudem in Kenntnis von wesentlichen physikalischen Zusammenhängen ab, in jedem Fall sollten schon im Vorstadium des Versuchs alle als unbedingt notwendig erachteten Datenquellen in geeigneter Weise berücksichtigt sein.

In Bezug auf möglichst reibungslose Versuchsabläufe auf dem Prüfgelände ist ein wichtiger Teil der auszuführenden Koordination nicht zuletzt die Verfügbarkeit von erforderlichen Hilfseinrichtungen, wozu z. B. schwere Lastenheber im Fall der Beladungsvariation gehören, ebenfalls geeignete mobile Lifteinrichtungen zum zügigen Anheben von Fahrzeugachsen, aber auch Kontroll-Equipment, beispielsweise Präzisions-Radlastwaagen etc., muss unmittelbar vor Ort bereitstehen.

Die als Ladegut vom Forschungsnehmer beigestellten Gitterboxen waren mit Ballastmaterial (Kies) befüllt, einzeln gewogen und mittels Gabelstapler auf dem Aufliegerboden abgestellt – vorschriftsgemäß abgesichert gegen Verrutschen. Sämtliche statische Radlasten wurden mithilfe der erwähnten Waagen nach jeder Beladungsänderung dokumentiert.

Wenngleich die im Hauptprojekt eingesetzten technischen Geräte zur Realisierung automatischen Lenkens sich als bemerkenswerter Teil der Versuchstechnik einstufen lassen, so hat der Verfasser die zugehörigen Informationen auf das folgende Kapitel 4.4.1 Messeinrichtungen übertragen.



### 4.4.1 Messeinrichtungen

Die zentralen Elemente der Messausrüstung gehen als Überblick aus der Auflistung und Komponentendarstellung in **Bild 15** hervor. Abgesehen vom Lenkroboter handelt es sich um technische Werkzeuge bzw. Instrumente, die sich beim Forschungsnehmer im Rahmen von Airdrag-Untersuchungen an Sattelzügen schon mehrjährig hervorragend bewährt haben.

Im Zentrum der Ausrüstung stehen Messketten hinsichtlich der Schwerpunkte

- *Antriebsmoment - Fahrzeuganströmung - Fahrzeugposition - Zustandskontrolle*


und als Sonderfall ein als Lenkroboter bezeichneter leistungsfähiger Lenkaktuator, der zusätzlich die Messgrößen

*Lenkraddrehwinkel und -drehmoment*

bereitstellt. Nur im Hauptprojekt *Kurvenfahrt* bestand Bedarf daran, dieses für den speziellen Zweck prädestinierte System zu verwenden, im Nebenprojekt *Geradeausfahrt*, wo manuell gelenkt wurde, waren sowohl diese Einrichtung als auch die Lenkungsgrößen verzichtbar.


Zur Erfassung der Drehmomente an den Antriebsrädern der Zugmaschine kamen zerti-fizierte Drehmoment-Messräder des Typs P1HT (Kistler) zum Einsatz, welche im Schraubverbund mit Zwillings-Leichtmetallfelgen der Größe 9,0 x 22,5 Zoll an den

#### Messtechnik

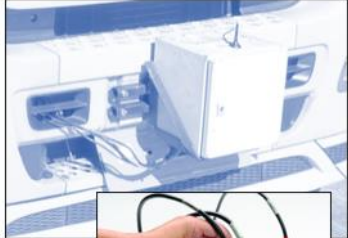



- 24 bit DAQ
- Plattform ADMA incl. RTK Empfänger
- Messräder Fa. Kistler(Typ P1HT) incl. Drehzahlerfassung
- Ultrasonic-Anemometer
- Temperatur (Fahrbahn, Umgebung, Reifen)
- Reifenfülldruck (Conti CPC)
- CAN-Bus (ZM)
- Gelenkwellensensorik (HBM)
- AIC Verbrauchsmessgerät
- Winkelgeber etc.

Anströmtemperatur  
Anströmwinkel  
Anströmgeschw.





Ultraschall-Anemometer  
Winkelgenauigkeit 1°

**ADMA-G (Genesys)**  
Automotive Dynamic Motion Analyzer  
incl. RTK Korrekturdaten  
rahmenfest installiert

Kistler "P1HT"





**Lenkroboter** (ABD-SR60)  
Path-Following Device

**Bild 15:** Ausrüstung des Versuchsträgers mit Messtechnik



Radaufnahmen der Achshälften adaptiert wurden. Der Datentransfer zur Empfangseinheit im Fahrerhaus findet bei diesem System mittels Funktelemetrie statt. Aus technischer Sicht bemerkenswert ist die gelungene Bewältigung der Herausforderung einer einerseits hohen mechanischen Robustheit und einer andererseits hohen Auflösung. Selbst im hohen Messbereich bei relativ niedriger Belastung erfüllt die Messpräzision hohe Erwartungen. Dennoch sind wiederholte Driftkontrollen im laufenden Betriebsfall grundsätzlich unverzichtbar, was vor Ort auch fortlaufend bewerkstelligt wurde.

Die Komponenten der Fahrzeuganströmung – einschließlich der Lufttemperatur – werden mittels eines Präzisions-Ultraschall-Anemometers (Ultrasonic) hoher Winkelauflösung ermittelt, welches an der Stirnseite des Anhängers vertikal fixiert ist und dabei die Dachhaut im Messfall um 1,35 m überragt.

Bei der frontseitig an der Zugmaschine nahe des Koppelmauls installierten Inertial-Measuring-Unit (IMU) des Herstellers Genesys handelt es sich um ein wichtiges Instrument der Prozesstechnik für einen automatisierten Lenkungsablauf, welcher jedoch allein im Hauptprojekt 'Kurvenwiderstand' eingeplant war. In Kombination mit einem SR60-Lenkroboter und der entsprechenden Betriebssoftware von ABD konnte die sogenannte Path-Following-Methode erfolgversprechend eingerichtet, real erprobt und später auf dem kurvigen Zielkurs (GP-Strecke Lausitzring) mit hohem Nutzen zuverlässig angewendet werden.

Im erwähnten Beiprojekt waren ebenfalls genaue, fortlaufende Informationen zur Fahrzeugposition sowie zum Höhenprofil der Strecke überaus wichtig, wofür die installierte Kombination aus IMU und DGPS zur Verfügung stand, genutzt als zuverlässige Datenquelle zur Aufzeichnung von Kanälen mit später relevanten Daten. Im manuellen Testmodus, ohne automatischen Lenkbetrieb, waren diese Daten erst im Rahmen der nachgeschalteten Offline-Bewegungsanalyse erforderlich.

In die erwähnte Rubrik >Zustandskontrolle< fallen eine Reihe von extra installierten Sensoren wie das CPC, Thermofühler im Reifenlaufstreifen und auch spezielle Winkelgeber, zudem aber auch vom CAN-Bus der Zugmaschine gezielt abgegriffene, ergänzende Informationen wie Antriebsmoment, Kraftstoffverbrauch etc., auf die hier nicht vertiefend eingegangen wird.

Die Temperatur der Fahrbahnoberfläche wird mittels fahrzeugfestem Infrarotsensor berührungslos auf einer Linie gescannt. Der eingestellte Emissionsgrad berücksichtigt die lokalen Gegebenheiten, wobei ein trockener Fahrbahnzustand die Messqualität begünstigt.

Spezielle, kalibrierte Winkelgeber befanden sich an drei Positionen des Fahrzeugs zur Erfassung von

- *Knickwinkel zwischen Zugmaschine/Trailer*

- *Lenk(rad)winkel*
- *Radlenkwinkel Position T3 (Nachlaufenkachse)*

Sowohl statisch als auch dynamisch betrachtet sollten die kinematischen Zustände an diesen Positionen nachvollziehbar dokumentiert werden.

Abschließend ein kurzer Hinweis auf die im Reifen installierte Sensorik. Während sich Druck und Temperatur der Gasfüllung mittels CPC-Technik - Elektronik-Module am Innerliner, Funkübertragung - auf bequeme Weise zuverlässig erfassen lassen, was am kompletten Reifensatz vorgesehen war und so auch bei der Reifenmontage vorab berücksichtigt wurde, ist der Zugriff auf die Materialtemperatur innerhalb des Laufstreifens erhöht aufwendig.

Die gereifte Methode einer 'Thermoelement-Implementierung unter Röntgenkontrolle' hat sich in der Versuchspraxis außerordentlich bewährt, wozu in besonderem Maße die gestiegene Zuverlässigkeit als Folge einer verbesserten Haltbarkeit der Verbindungskabel zwischen Sensor und Übertragungsmodul beigetragen hat.

Ob sich aus der Aufgabenstellung ein diesbezüglicher Bedarf ableitet, muss wegen des Aufwands von Fall zu Fall abgewogen werden. Im hier berichteten Forschungsvorhaben wurde nur an einer Radposition 'zusätzlich zum CPC' eine Installation dieser speziellen Thermo-Messtechnik verwirklicht.

Die Radialbeschleunigung bzw. Normalbeschleunigung bezeichnet die Richtungsänderung eines Massenpunktes und zeigt auf den lokalen Krümmungsmittelpunkt der Bahnkurve. Bei Kurvenfahrten ist generell eine Normalbeschleunigung vorhanden, weil sich die Richtung des Massenpunktes ändert. Falls der Betrag der Translationsgeschwindigkeit des Massenpunktes konstant bleibt, ist die Tangentialbeschleunigung folglich gleich Null.

Die am Fahrzeug bei gleichförmiger Fortbewegung auftretende Querschleunigung ergibt sich zwar zuvorderst durch die gewählte Kurvengeschwindigkeit, wobei grundsätzlich mehr oder minder geringe Unterschiede zwischen den Beträgen einer am Aufbau eines Sattelzuges körperfest ermittelten Lateralbeschleunigung und der erwähnten Normalbeschleunigung der als Referenz festgelegten Kurvenbahn bestehen können - nicht nur weil die Koordinatenachsen sich in der Ausrichtung unterscheiden, sondern weil der am Fahrzeug auftretende Beschleunigungswert mehr oder weniger deutlich von der gewählten Messposition abhängig ist. Als Fixposition für die eingesetzte Inertialsystem-Plattform wurde der steife Querträgerverbund am frontseitigen Koppelmaul benutzt, welches sich 1,3 m vor der Vorderachse auf der Zentralachse der Zugmaschine befindet.

## 5 Versuchsprogramm

Die Untersuchungen des Forschungsnehmers zu den beiden eigenständigen Themen

- *KURVENWIDERSTAND*
- *FAHRWIDERSTAND AUF GERADER STRECKE.*

wurden in getrennten Arbeitsblöcken voneinander unabhängig nacheinander durchgeführt. Den unterschiedlichen Schwerpunkten entsprechend waren bereits im Vorfeld unter Mitwirkung von Mitgliedern des Arbeitskreises inhaltliche Umfänge und Versuchsparameter abgestimmt worden - die beiden darauf zugeschnittenen und anschließend auch in die Testpraxis umgesetzten Blöcke des Versuchsprogramms werden im Folgenden vorgestellt.

### 5.1 Testblock I Kurvenwiderstand

Bereits mit der Zeile >Low-Speed-Fahrversuch auf Endlos-Kurvenstrecke mit Kursführungssystem< sind Grundzüge des Testszenarios umrissen, welches für den in der Überschrift genannten Themenblock *Kurvenwiderstand* kreiert worden war.

#### Testareal - Kursverlauf



Wir danken der  
Dekra Geschäftsleitung  
für die Nutzungsmöglichkeit!

**DEKRA**  
**LAUSITZRING**

GP-Kurs Lausitzring  
in Serie  
unterbrechungsfrei  
umrundet

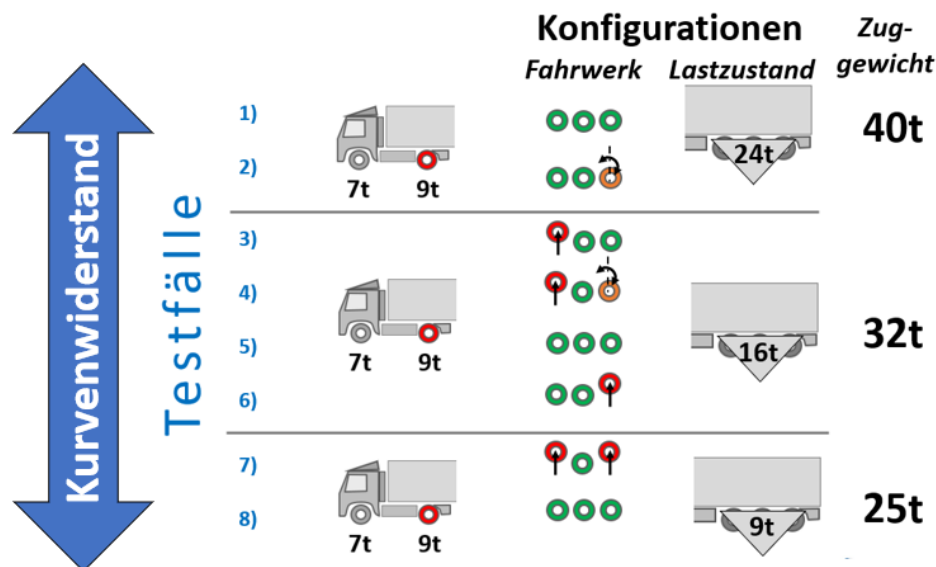
**Daten und Fakten:**

- Länge: 4500 m oder 3442 m
- Kurven: 12
  - 5 x Rechtskurven
  - 7 x Linkskurven
- Querneigung: 2,5 % / max. 10 %
- Steigung / Gefälle: max. 4,5 %
- Breite der Geraden: 12 – 24 m
- längste Gerade: 648 m
- Fahrtrichtung: gegen den Uhrzeigersinn

**Bild 16:** Testareal Lausitzring GP-Strecke

Der GP-Kurs auf dem DEKRA-Testareal Lausitzring (**Bild 16**) bot dank Nutzungseinstimmung der Verantwortlichen die hervorragende Möglichkeit, das unter 4.1 Testprozedur RS-CT umrissene Versuchskonzept unter außergewöhnlichen Bedingungen praktisch umzusetzen. Besondere Betonung verdient in diesem Zusammenhang das zugelassene Testobjekt: Die kurvenreiche Strecke durfte exklusiv mit dem vorgestellten, bis zu 40 t schweren Versuchsträger befahren werden. Zwar nur mit langsamer Geschwindigkeit, jedoch besteht gerade dadurch eine konsequente Übereinstimmung mit einer Hauptanforderung des Testkonzeptes, unbedingt nur *querbeschleunigungsarme Bewegungsänderungen* des Fahrzeugs zu generieren. Vom Grundsatz her liegt auf dem kurvenreichen Rundkurs trotz einer fest definierten, konstanten Fahrgeschwindigkeit im Ganzen betrachtet kein wirklich stationärer Betriebsfall vor, weil sich kursbedingt fortlaufend Veränderungen über der Zeit bei den im Fokus stehenden Zustandsgrößen einstellen; beispielsweise bei der Eingangsgröße Lenk(rad)winkel und auch beim Fahrwiderstand. Es handelt sich kursbedingt um ein zeitvariables Geschehen. Nur segmentweise, für bestimmte Einzelkurven, kann unter Annahme eines warm-up-basierten, thermisch stabilen Gleichgewichts ein zeitweise ‘quasi-stationärer’ Zustand als Betriebsfall angenommen werden.

**Testobjekt: Standard-Sattelzug**  
**Variation: Lastzustand & Radführung - definierte Konfigurationen**



**Bild 17:** Zusammensetzung des Versuchsprogramms im Testblock I (GP-Strecke)

Die Einstufung ‘zeitstabil’ erfüllt hingegen in unstrittiger Weise der Testfall *Stationäre Kreisfahrt*. Für dieses Fahrmanöver ist allerdings eine Vollkreis-Fahrbahn genügender Breite erforderlich und auch der Bahnradius sollte den Anforderungen entsprechen.

Insgesamt drei reguläre Verkehrskreisel mit geeigneten, unterschiedlichen Radien standen für diesen sekundären Untersuchungsabschnitt zur Verfügung, um die Kurvenwilligkeit des Zuges und dabei insbesondere das Lenkverhalten der Nachlaufenkachse bei langsamer, stationärer Fahrt zu hinterfragen.

Die Darstellung in **Bild 17** vermittelt einen strukturellen Überblick über das auf der GP Strecke geplante/ausgeführte Versuchsprogramm - bestehend aus den Testfällen 1...8 und verschiedenen Testkonstellationen bezüglich Fahrwerk, Lastzustand und Zuggewicht.

In allen 8 Testfällen ist die fundamentale Definition beachtet worden, dass die statischen Achslasten der Zugmaschine in jedem Fall unverändert bleiben, entsprechend den hier angegebenen Fixwerten.

Um sowohl das Zugmaschinen- als auch das Trailer-Fahrwerk mit seinen 3 belasteten Achsen außerhalb des Referenzzustandes in den beiden Betriebsmodi

- *eine Achse geliftet*
- *zwei Achsen geliftet*

grundsätzlich definitionsrichtig zu belasten, war absehbar, dass nach jedem Wechsel eine Anpassung der Ballastlage als Korrekturmaßnahme erforderlich sein würde, was bei der Durchführung vor Ort auch stringent verfolgt wurde.

Bezüglich der fallweise an der Nachlaufenkachse einzurichtenden Lenkungsmodi 'Lenkung gesperrt' bzw. 'Lenkung frei' war lediglich die entsprechende Umschaltung an den Steuerventilen der pneumatischen Schalteinrichtung auszuführen.

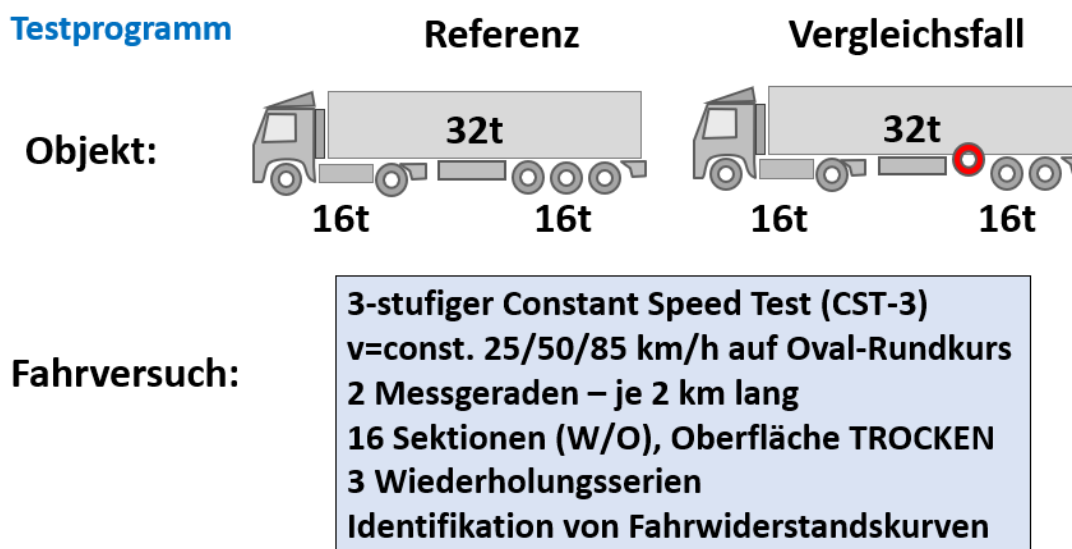
## 5.2 Testblock II Fahrwiderstand geradlinig

Wie bereits ausgeführt, verbirgt sich hinter dem vorgenannten Arbeitstitel als Aufgabe die ‘Feststellung der objektiven Energieeffizienz liftbarer Achsen bei stationärer Geradeausfahrt’. Nicht für alle möglichen Lastfälle, sondern für einen ‘Masterfall’ und dabei möglichst präzise und somit evident.

Für das vom Forschungsnehmer hierfür vorgeschlagene Grundkonzept eines *Vergleichstests mit nur einem Versuchsträger in eng wiederholter zeitlicher Abfolge* lag als Zielsetzung die Gegenüberstellung von stationären Fahrwiderstandskurven für zwei sich in einem Detail unterscheidende Fahrwerkkonstellationen vor:

*Fall a) Achse T1 geliftet vs. Fall b) Referenzzustand,*

wie in **Bild 18** entsprechend dargestellt.



**Bild 18:** Zusammensetzung des Versuchsprogramms im Testblock II  
(Strecke geradlinig)

Die Ermittlung der Fahrwiderstandskurven basiert auf dem 3-stufigen Constant Speed Test, der auf dem Oval-Rundkurs des Prüfgeländes der DEKRA unter Nutzung der beiden langen Messgeraden in 3 Wiederholungsserien vorgesehen war und dementsprechend dort mehrtägig auf trockener Fahrbahn durchgeführt wurde.

Anzumerken bleibt ebenfalls auch bei diesem Testprogramm die strikte Beachtung von Beladungsanpassungen.

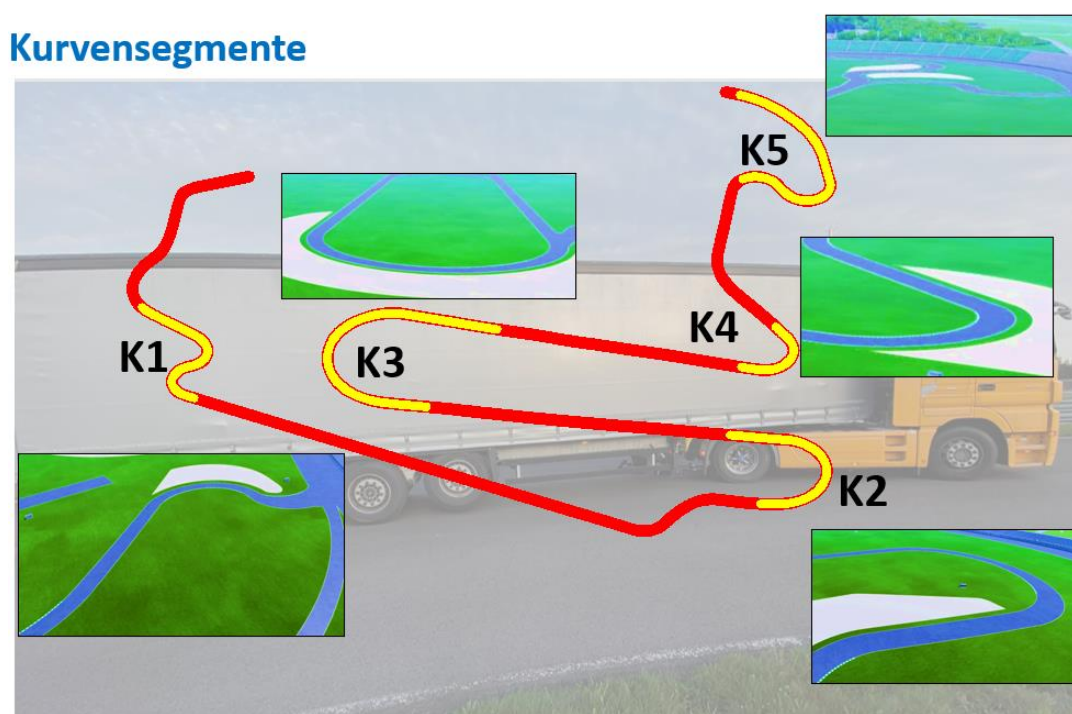
Das Gesamtgewicht des Versuchsträgers mit einem Fixwert von 32 t resultiert aus der Definition eines mit Teilnehmern des AK-4 als Ausgangsbasis gemeinsam festgelegten

Lastfalls. Aus der Aufteilung auf Zugmaschine und Traileraggregat in einer festen Relation von 50:50 ergibt sich eine beabsichtigte Belastung des Tridem-Aggregats von 16t, woraus sich im Betriebsmodus mit gelifteter Achse T1 statische Achslasten von 8t für die mittlere und hintere Achse ergeben.

In der Versuchspraxis ist auch bei diesen Fahrversuchen jeweils eine Feinanpassung der Ballastlage vorgenommen worden, wenn zwischen Referenz- und Vergleichszustand gewechselt wurde. Diese Maßnahme bedingt zwar einen geringen zusätzlichen Zeitaufwand innerhalb einer Versuchsabwicklung, ist zur eindeutigen Erfüllung der Lastdefinition jedoch erforderlich.

## 6 Ergebnisse – Zugrollwiderstand auf GP-Kurs

Der auf dem Lausitzring mit dem Versuchsträger befahrene GP Kurs ist zuvor bereits schematisch vorgestellt worden, wie ebenso auch der programmierte Streckenverlauf für das automatische Lenksystem (Bild 7). In der Versuchspraxis wurde zur Erzielung eines thermischen Gleichgewichtszustandes zwar fortlaufend der geschlossene Kurs umrundet, jedoch ist die Datenanalyse ausschließlich auf den kurventrächtigen Hauptabschnitt gerichtet, welcher eine Länge von 3750 m aufweist. Das gerade Verbindungsstück zwischen den offenen Enden der Bahnkurve bleibt als Datenquelle unberücksichtigt (**Bild 19**).



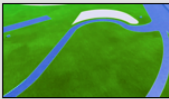
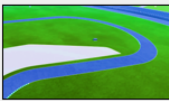
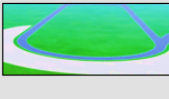

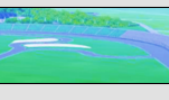
**Bild 19:** Kennzeichen einzelner Kurvensegmente auf dem GP-Kurs

Für den im Mittelpunkt der Untersuchung stehenden Kursverlauf sind insgesamt 5 lokale Abschnitte als im Sinn der Aufgabenstellung besonders relevante Bereiche definiert worden, deren hervorstechendes Merkmal ausgeprägte Bahnkrümmungen sind. Dabei handelt es sich um Kurvenpassagen unterschiedlicher Form und Länge, welche hier und im Folgenden als Kurvensegment bezeichnet werden und mit der Abkürzung K1...K5 indiziert sind. Aus der tabellarischen Übersicht (**Bild 20**) gehen einige Detailangaben



hervor; beispielsweise zu Teilradien (31m ...173 m) sowie zur Richtungs- und Gefälleorientierung.

### Kurvensegmente

Bezeichnung	Bild	Länge	Steigung	Radien	Lenkradwinkel Mittelwert und Spanne
<b>K1</b> S-Kurve		253m	1,17% ↑	-33m 31m	MW 5° R 339°
<b>K2</b> Links		288m	1,17% ↑	62m	MW 45,5° R 111°
<b>K3</b> Rechts		459m	0,51% ↑	-86m	MW -34° R 81°
<b>K4</b> Links		144m	0,45% ↑	38m	MW 74° R 137°
<b>K5</b> S+Links		377m	1,17% ↑	-34m 32m 173m	MW 16° R 331°

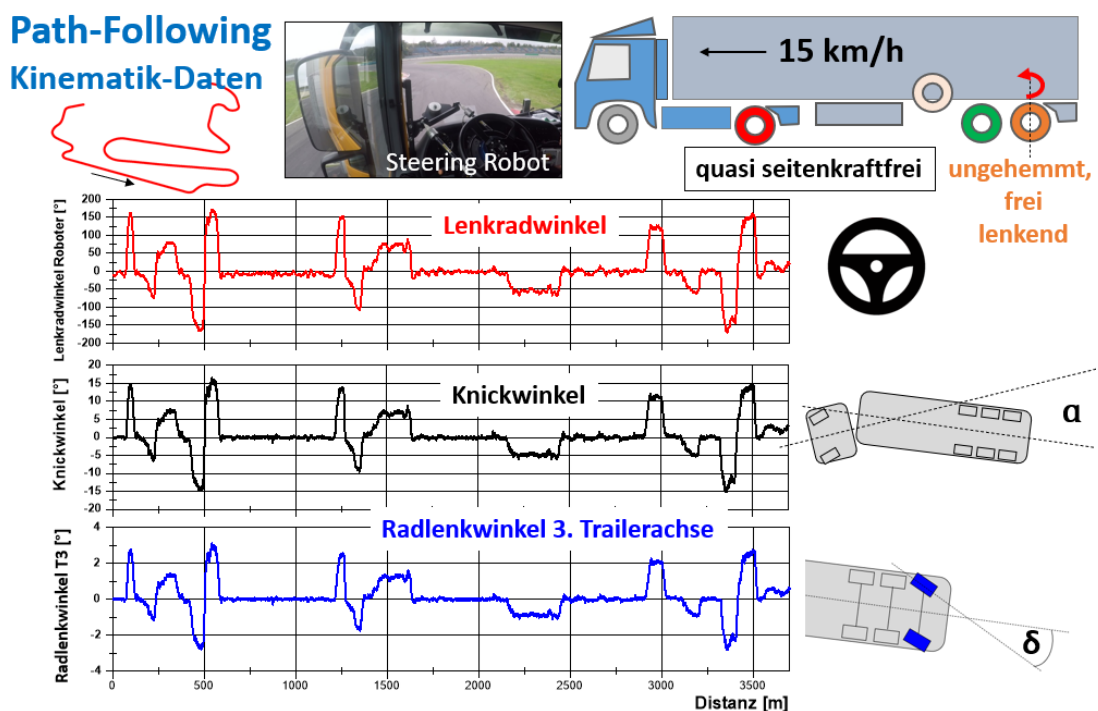
**Bild 20:** Detailangaben zu den Kurvensegmenten 1 bis 5

Im Falle einer Interpretation sollte berücksichtigt werden, dass die technisch präzise erfassten Bahnkoordinaten sich auf genau die Bahnkurve beziehen, welche der Bolzen vom mittig an der Zugmaschine angeordneten Front-Koppelmaul während der Fortbewegung virtuell auf die Fahrbahnoberfläche projiziert. Die nominierte Bahnkurve konnte in Verbindung mit den Einrichtungen des automatischen Lenksystems in jedem Einzelfall hervorragend wiederholtreu eingehalten werden, was die bei Stichprobenkontrollen überprüften lateralen Sollkurs-Abweichungen aufgrund der geringen Größe (< +/- 10 cm) eindeutig bestätigen.

## 6.1 Querbesehleunigungsfreie Fahrt

Die Radialbeschleunigung bzw. Normalbeschleunigung bezeichnet die Richtungsänderung eines Massenpunktes und zeigt auf den lokalen Krümmungsmittelpunkt der Bahnkurve. Weil sich die Richtung des Massenpunktes im gekrümmten Fall ändert, ist damit generell eine Normalbeschleunigung verbunden. Die auf der Bahn bei gleichförmiger Fortbewegung am Fahrzeug auftretende Querbesehleunigung ergibt sich primär durch die gewählte Kurvengeschwindigkeit, graduell ist sie immer von der Messposition am Fahrzeug abhängig, wobei Bezugsangaben und körperfeste Koordinaten nach DIN 70200 zur eindeutigen Definition beitragen.

Bei der in diesem Kapitel gedanklich betrachteten Ausnahme-Fahrsituation wird, wie es das in der Überschrift benutzte Adjektiv ‘querbesehleunigungsfrei‘ impliziert, das Auftreten einer Querbesehleunigung am Kopf des Fahrzeugrumpfs ausgeschlossen, was auf der kurvigen Strecke des GP Kurses jedoch nur für den Sonderfall einer extrem langsamen Fortbewegung idealisiert angenommen werden kann. Ziel der hier angestellten praktischen Überlegungen ist es, den vom Kursverlauf geprägten kinematischen Grundzustand im Bewegungsablauf der Fahrzeugkörper zueinander und der Lenkeinschläge an der Nachlauflenkachse im Besonderen für den Fall *sehr niedriger Kurvengeschwindigkeit* zu evaluieren – möglichst ohne Zutun querbesehleunigungsinduzierter Lateralkräfte.



**Bild 21:** Low-Speed-Drive ‘ohne‘ Reifenschräglauf – Kinematik-Grundanalyse

Die exemplarisch dargestellten Verläufe von während einer Langsamfahrt aufgezeichneten Winkelbewegungen (**Bild 21**) lassen sich als kinematische Beschreibung der dabei auftretenden Zustandsänderungen einstufen, kinetische Effekte sind in diesem Zusammenhang bedeutungslos. Aus der bildhaft vorgestellten Grundkonfiguration des Sattelzugs lassen sich 2 Lenkachsen, eine geliftete Achse und 2 Starrachsen erkennen; die beiden über ein Drehgelenk verbundenen Fahrzeugkörper können ungehindert Gierbewegungen ausführen, der dabei erzeugte Differenzwinkel wird in bekannter Weise als Knickwinkel bezeichnet.

Da der Lenkradwinkel als Führungsgröße entsprechend dem Soll-Kurs vom Lenkroboter eingesteuert wird, richten sich in diesem idealisierten Schleppkurven-Szenario beide Fahrzeugkörper ohne (nennenswerte) äußere Zwangskräfte frei aus - dank der Freiheitsgrade von a) Knickwinkel und b) geöffneter Lenkfunktion an der Nachlauflechtsachse T3. Übertragen auf ein Einspur-Gedankenmodell ist es zulässig, unter diesen Bedingungen ein ideales Spurlaufverhalten mit marginalen Führungskräften zu assoziieren, wobei sich dann der Kurs ohne auftretende Reifenseitenkräfte befahren ließe, wodurch jeglicher Kurvenwiderstand entfallen würde.

Gegenüber dieser theoretischen Situation treten am realen Zweispurfahrzeug bei langsamer Fahrgeschwindigkeit, ebenfalls unter Annahme vernachlässigbarer Querbesehleunigung, dennoch zwangsweise Reifenseitenkräfte durch Schräglauf und ergo auch Fahrwiderstand auf, wenn hierbei die ‘Ackermann-Kinematikanforderungen‘ nicht von allen auf beiden Achsseiten beteiligten Rädern erfüllt werden, siehe Kap. 3.3 Kurvenwiderstand.

Zurück zu Bild 21. Analog zu den Kurvensegmenten K1..K5 (Bild 19) werden während der Kursumrundung Lenkradeinschläge in beiden Richtungen von bis zu 190 Grad aktiv ausgeführt, woraus Knickwinkel von bis zu 16 Grad resultieren. Das sich hierbei als Maximalausschlag für den besonders im Interesse stehenden Radlenkwinkel an der Nachlauflechtsachse T3 nur ein Wert von ca. 3,0 Grad beziffern lässt, obwohl die Zentrierfunktion weitestgehend außer Kraft gesetzt worden war, erschien dem Forschungsnehmer zunächst ungewöhnlich, allerdings konnte die erzielte Größenordnung unter Zuhilfenahme eines leistungsfähigen numerischen Simulationsmodells im Kontrollversuch (querbesehleunigungsfrei) prinzipiell bestätigt werden.

Zahlenmäßig liegen die im Versuch für den Radlenkwinkel (T3) festgestellten Maxima der Winkelausschläge um bis zu 1,8 Grad unterhalb von den in der Simulation ermittelten Spitzenwerten. Die simulativ unberücksichtigte, jedoch im realen Betriebsfall beteiligte Gelenkreibung im Lenktrapez als auch eine mögliche Resthemmung seitens der drucklos betriebenen Zentriermechanik können diese Differenz vermutlich hinreichend sachlich begründen, wenn außerdem die Messunsicherheit berücksichtigt wird. Diese

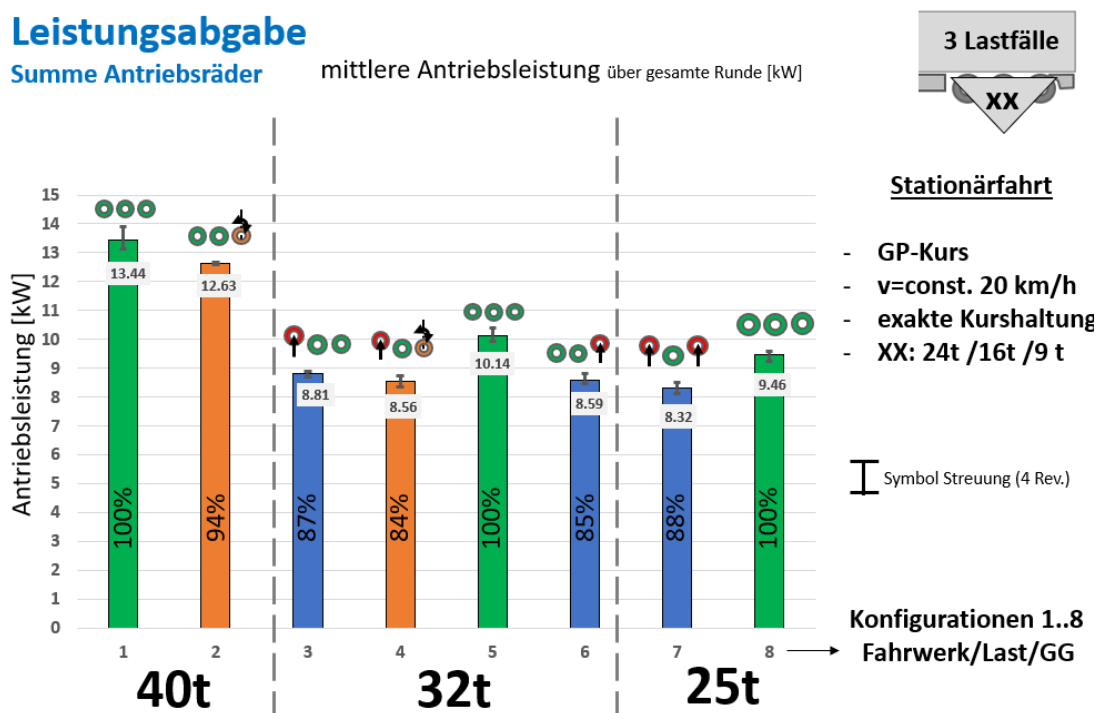
rangiert in einer Größenordnung von 1,0 Winkelgrad, womit die tatsächliche Differenz der Radlenkwinkel auf ein Delta-Minimum von 0,8 Grad zurückgehen könnte.

Die zur Plausibilitätsüberprüfung herangezogene, hier nicht weiter vorgestellte Simulationstechnik hat insbesondere den Knickwinkelverlauf einwandfrei wiedergespiegelt, mit nur geringsten quantitativen Abweichungen.

## 6.2 Kurvenkombination

Die Summe der von beiden Antriebsrädern der Zugmaschine während der Kursumrundung auf die Fahrbahn übertragenen Leistung – auch Radnabenleistung genannt - enthält nicht nur die Sockel-Leistung durch den im Vordergrund stehenden Zugrollwiderstand, sondern auch den überlagerten Leistungsanteil von Luft- und Steigungswiderstand des Zuges.

Wie eingangs beschrieben, kann wegen der äußerst günstigen Aero-Testbedingungen und der niedrigen Fahrgeschwindigkeit von 20 km/h die Luftwiderstandsleistung als relativ gering und zudem auch als konstant über die Dauer der als Vergleichsfahrt definierten Testmethode eingestuft werden. Unter Berücksichtigung des Testprinzips *Direktvergleich*, bei systematisch vorgenommenen, eng terminierten Fahrversuchen, konnte auf dieser Arbeitsthese aufbauend auf eine unsichere Differenzierung des numerischen Anteils von Airdrag bei der Datenaufbereitung verzichtet werden. Auch die folgende Analyse inkludiert eine Mitwirkung innerhalb der Kraftbilanz, jedoch ohne Extra-Deklaration.



**Bild 22:** Mittlere Radnabenleistung bei langsamer Fahrt (3 Lastfälle, Aggregatekonfiguration als Parameter)

Nach einer innerhalb der Datensätze systematisch vorgenommenen Steigungskorrektur spiegelt sich die gesuchte Schlüsselgröße im Summenwert der bereinigten Radnabenleistung wider, damit ist die Fahrwiderstandsleistung auf einer horizontalen Ebene gemeint. In **Bild 22** ist diese Ergebnisgröße als mittlere Antriebsleistung bezeichnet und in

absolutem Maßstab als Rundenmittelwert an der Ordinate angegeben, wobei 3 Lastvarianten und unterschiedliche *Konfigurationen* des Achsaggregats einen breitangelegten Überblick bieten.

Erwartungsgemäß ist das maximale GG von 40 t für den höchsten Fahrwiderstand verantwortlich, wobei dem starren Aggregat hier und auch in den anderen Lastfällen der Spitzenwert von 100 % innerhalb der Relationen zugewiesen ist. Im höchsten Lastfall hat die Lenkfunktion der Nachlaufachse zu einer Verringerung des Leistungsbedarfs von ca. 6 % beigetragen.

In der Laststufe 32 t hat die Kombination T1-geliftet/T3-gelenkt einen Vorteil von 16 % gegenüber dem starren Aggregat bewirkt, dem eine Quote von 13 % gegenübersteht, wenn nur die Achse T1 geliftet ist. Offensichtlich wird der überwiegende Nutzeffekt durch das Liften der Achse T1 hervorgerufen und (in diesem Betriebsfall) erheblich weniger durch das Entsperren der Lenkfunktion an T3.

Auf die Frage, ob das Liften der Achse T1 sich mehr auswirke als das der Achse T3, haben die Tests der Laststufe 32 t die durch einer Vorabsimulation erwartete Antwort gegeben: Die Unterschiede sind gering. Wie aus den Zahlenangaben erkennbar ist, hat sich das Liften von T3 auf dem real befahrenen Kursprofil geringfügig günstiger als das Liften von T1 ausgewirkt.

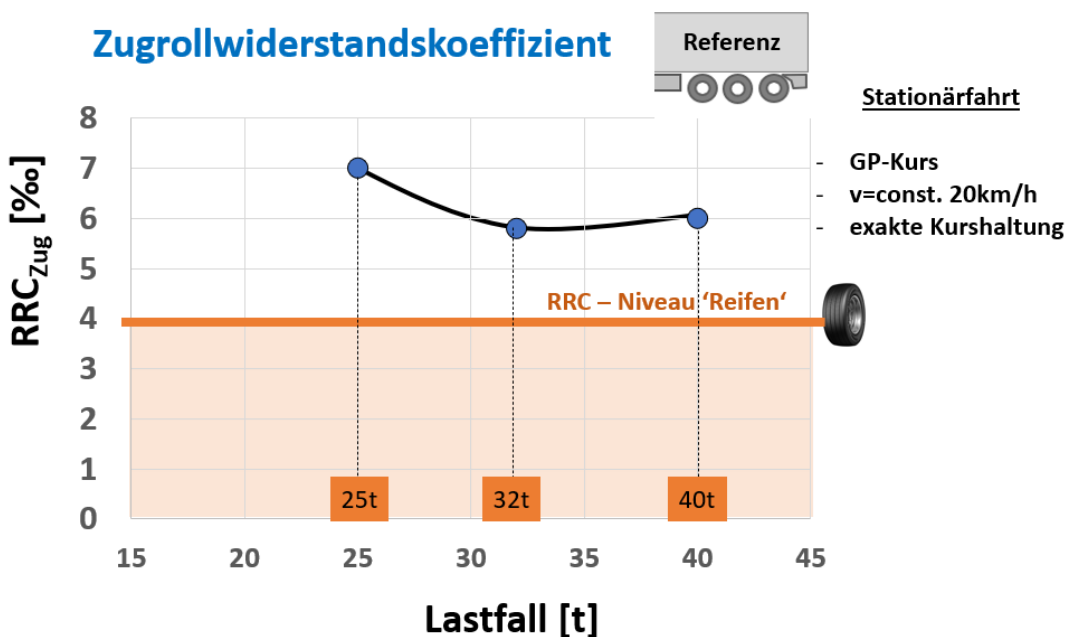
Bei der als Eckstein des Versuchskonzepts festgelegten Konfiguration GG25, die Achse T2 ist mit 9 t hoch belastet, stand die Erwartung im Raum, dass damit der geringste Zugrollwiderstand überhaupt auftreten werde. Ohnehin wegen des niedrigen Lastfalls, allerdings auch als Resultat eines auslastungsbedingt verringerten Reifenrollwiderstands und nicht zuletzt aufgrund der bestmöglichen Kurvenwilligkeit, welche diese Achs-Sonderkonfiguration bereithält. Minimierte Scherwirkungen im Kontaktbereich der Reifen in Kurven, mit niedrigsten Reifenseitenkräften ohnehin, sind Effekte hinter dem Adjektiv 'kurvenwillig'. Die Quote eines gegenüber dem starren Tridem-Aggregat um 12 % niedrigeren Leistungsbedarfs bestätigt vom Trend her die Erwartungshaltung, wie ebenso eine vorgenommene quantitative Abschätzung. Das erzielte Ergebnis ist eindeutig und auf die vorgenannten Effekte konzentriert.

Bemerkenswert ist in diesem Zusammenhang, dass die im Lastfall 32 t vorteilhafteste Kombination T1-geliftet/T3-gelenkt sich gegenüber der einachsigen Ausführung in scheinbar nur geringem Maße als 'schwerzügiger' erwiesen hat, trotz eines um 7,0 t höheren Gesamtgewichts. In absolutem Maßstab handelt es sich zwar um eine geringe Leistungsdifferenz von nur ca. 0,25 kW, jedoch in Relation zum Bezugswert (8,32 kW) hat die höhere Last im Mittel eine um 3 % höhere Antriebsleistung auf dem Rundkurs abverlangt.

Die Richtigkeit der festgestellten Messergebnisse basiert auf einer notwendigerweise vorhandenen, hohen Trennschärfe seitens der Versuchsmethode. Auch in diesem Ver-

gleichsfall hat eine begleitende simulative Abschätzung die graduellen Unterschiede prinzipiell bestätigt, demzufolge ist die Rate von 3 % plausibel und theoretisch als Einfluss der höheren Last auf den Absolutwert des Reifenrollwiderstands erklärbar.

Auf der Grundlage des in allen 3 Lastfällen auf dem Kurs untersuchten Referenzzustandes kann eine Lastabhängigkeit des normierten Zugrollwiderstandes für das ungelenkte Dreiachs-Aggregat punktuell beziffert werden. Mit der jeweils kontrollierten Gewichtskraft des Zuges als Bezugswert liegen Zahlenwerte von ca. 6,0 ‰ für den Koeffizienten  $RRC_{Zug}$  bei den höheren Lastfällen vor, während ein höherer Wert von 7,0 ‰ ein besonderes Merkmal des unteren Lastfalls ist (**Bild 23**).



**Bild 23:** Dem Rollwiderstand überlagerter Kurvenwiderstand erhöht den Zugrollwiderstand

Die Größenordnung der Werte verdeutlicht unmittelbar, dass es sich hierbei nicht um eine gewohnte Rollwiderstandsbetrachtung bei Geradeausfahrt handelt, sondern dass hier der Streckenmix aus Kurven- und Linearabschnitten einen deutlich darüber liegenden Fahrwiderstand erzeugt. Aber nicht allein der Kurvenwiderstand kommt hierfür als Urheber in Frage, sondern im unteren Lastfall GG25 benachteiligt vermutlich vordergründig die hierbei erheblich verringerte Ausnutzung der Reifentragfähigkeit den Rollwiderstand der am Achsaggregat befindlichen Reifen. Hinweise darauf ergeben sich aus den aufgezeichneten Reifen(Gas)temperaturen, deren Niveau in dieser Konfiguration erwartungsgemäß niedriger ist, real lag es um annähernd 10 K tiefer.

Allerdings kann auch ohne Kenntnis dieses thermischen Begleiteffektes der bekannte Zusammenhang einer exponentiellen Lastabhängigkeit des Reifenrollwiderstandes [1] eine Widerstandserhöhung um 10 % unmittelbar erklären, wenn, wie in diesem konkreten Fall, die Verringerung der statischen Lastzustände von 8t auf 3t formal Berücksichtigung findet.



### 6.3 Kurvensegmente

Anders als im Kapitel zuvor rücken im Folgenden die auf den einzelnen Kurvensegmenten des GP-Kurses an den Radnaben in Summe abverlangten Antriebsleistungen in den Mittelpunkt der Betrachtung.

Nach Lastfällen unterteilt informiert **Bild 24** in Form von Säulendiagrammen über spezifische Ergebniswerte der untersuchten Achskonfigurationen. An der Ordinate der Vergleichsdarstellungen ist die aufsummierte Radnabenleistung beider Antriebsräder ausgewiesen – konkret bezeichnet als relative Antriebsleistung - welche sich auf den Referenzzustand *Starres Dreiachs-Aggregat* bezieht. Es handelt sich um eine Mittelwert-Leistungsangabe, allerdings nicht, wie zuvor analysiert, über den mit konstanter Fahrgeschwindigkeit (20 km/h) umrundeten Kurs insgesamt, sondern der Fokus ruht hier auf definierten, lokalen Streckensegmenten (Kurven) in jeweils eindeutigen Abgrenzungen.

Als Gesamteindruck zeigt sich eine deutliche Abhängigkeit des Leistungsbedarfs vom Kurvenverlauf. Aber auch das spezifische Effizienz-Potential einzelner Aggregate-Varianten stellt sich ebenso deutlich dar. Beispielsweise verringert die nachlaufgelenkte Achse in Kurve 4 den Fahrwiderstand um annähernd 10 % gegenüber der starren Ausführung, während Quoten von weniger als 2 % auf den Streckensegmenten ‘Kurve 2‘ und ‘Kurve 3‘ nur einen geringen Vorteil erkennen lassen.

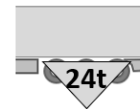
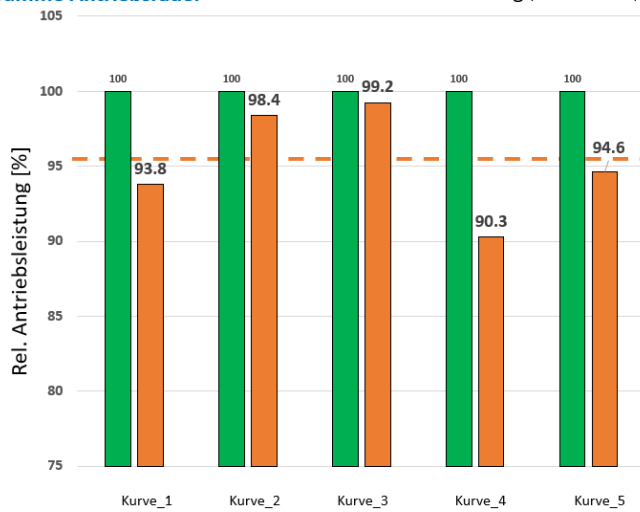
Der graduelle Einfluss der Kurvengestalt auf den Leistungsbedarf bestätigt sich innerhalb der 3 untersuchten Lastfälle bei allen Fahrwerksausführungen gleichermaßen, erhebliche Potentiale sind grundsätzlich in Bezug auf das Streckensegment ‘Kurve 4‘ festzustellen.

Der Spielraum zur Minderung des Energieverbrauchs wird durch die am Achsaggregat gewählte Konstellation vorbestimmt. In der Laststufe GG32 stehen sich 4 Ausführungen gegenüber, wobei nicht in jeder Kurvensituation ein und dieselbe Variante das Rating dominiert – der besondere Vorteil einer Ausführung bzw. eines Konzepts stellt sich grundsätzlich nur fallweise bzw. den Kurvenverlauf betreffend, unter günstigen spezifischen Bedingungen dar. So hat zum Beispiel im Segment ‘Kurve 4‘ das Liften der Achse T3 (V6) die beste Einstufung erzielt, sogar marginal vorteilhafter als es der Vergleichsfall mit gelifteter Achse T1 und zusätzlicher Lenkfunktion an Achse T3 (V4) beziffert.

Wie am Beispiel der eine Länge von 3,7 km inkludierenden Datensätze zuvor vorgestellt, lassen sich im Vergleich zu den segmentweise ermittelten Leistungs-Mittelwerten höhere Leistungsbedarfe in den diskreten Situationen nachweisen, was infolge der dabei konzentrierten Intensität der Einflussgröße Kurvenwiderstand auch zu erwarten und plausibel ist.

### Leistungsabgabe

Summe Antriebsräder Relation der Antriebsleistung (abschnittsweise)



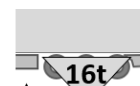
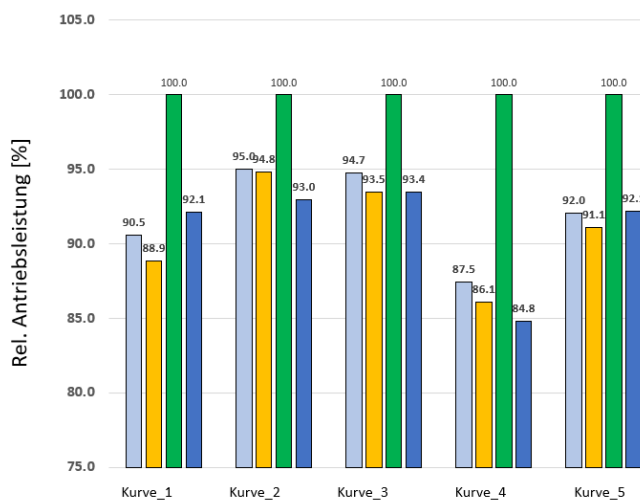
MW 95,3%

#### Stationärfahrt

- GP-Kurs
- v=const. 20km/h
- exakte Kurshaltung
- 1 Lastfall
- 5 Kurvensegmente ohne Steigungskorrektur!

### Leistungsabgabe

Summe Antriebsräder Relation der Antriebsleistung (abschnittsweise)

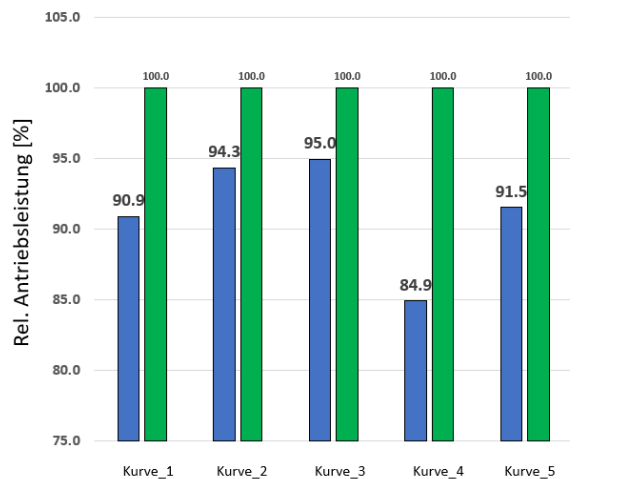


#### Stationärfahrt

- GP-Kurs
- v=const. 20km/h
- exakte Kurshaltung
- 1 Lastfall
- 5 Kurvensegmente

### Leistungsabgabe

Summe Antriebsräder Relation der Antriebsleistung (abschnittsweise)



#### Stationärfahrt

- GP-Kurs
- v=const. 20km/h
- exakte Kurshaltung
- 1 Lastfall
- 5 Kurvensegmente

Bild 24: Einzelkurvenanalyse – Gegenüberstellung der Antriebsleistung

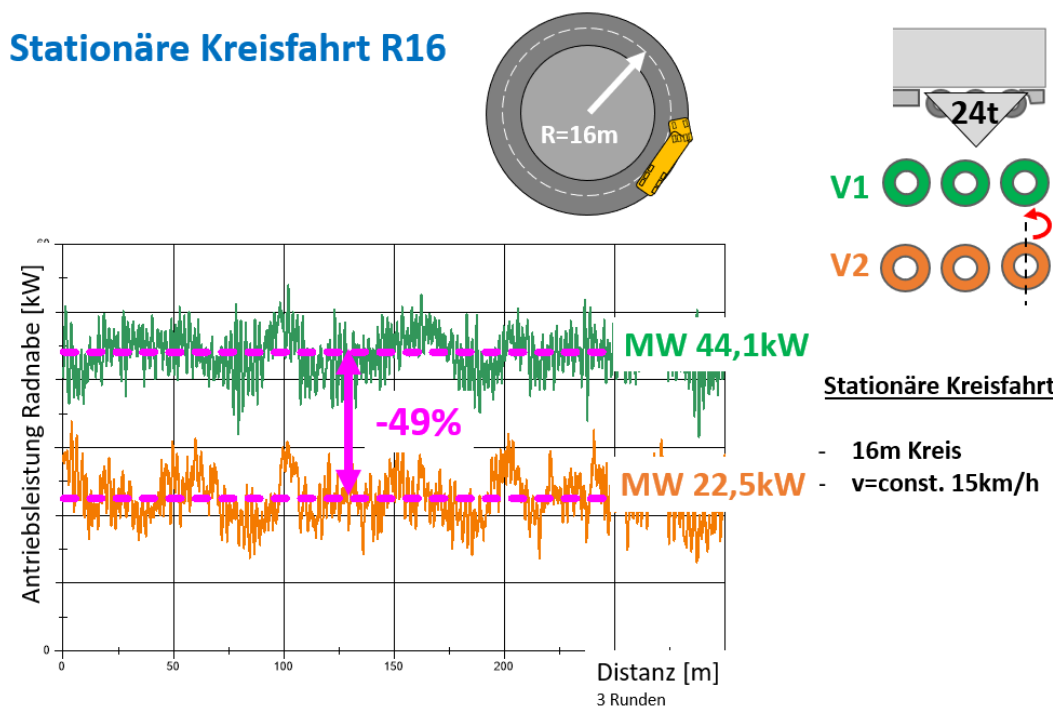
Grundsätzlich ergibt sich für jede der untersuchten Fahrwerkskonfigurationen erst über den anzunehmenden Lastzustand, insbesondere jedoch über das Kursprofil der Fahrstrecke, die Möglichkeit einer zuverlässigen Bewertung des individuellen Potentials, durch besondere Leichtzügigkeit (Kurvenwilligkeit) den Leistungsbedarf weitreichend zu verringern.

Von vornherein beschränkt sich jedoch die allgemeine Vielfalt an Konfigurationen auf die Einzelvariante *Nachlauflenkachse*, wenn von einem hohen Gesamtgewicht des Fahrzeugs ausgegangen wird, wo ein Liften einzelner Achsen strikt ausgeschlossen bleibt. Die am Sattelanhänger im Lastfall ‘GG40‘ an der Achsposition T3 freigegebene Lenkfunktion hat sich gegenüber dem starren Aggregat als vom Grundsatz her energieeffizientes Konzept dargestellt, allerdings weichen die graduellen Vorzüge je nach Kurvencharakter mehr oder weniger deutlich voneinander ab. Eine finale Gegenüberstellung zu diesem Aspekt befindet sich in Kap. 6.5.

### 6.4 Kreisbahn

Das auf zwei Kreisringen mit Radien von 16 m bzw. 26 m durchgeführte Fahrmanöver *Stationäre Kreisfahrt* legt aufgrund der hierbei befolgten, niedrigen Fahrgeschwindigkeit von nur 15 km/h bei oberflächlicher Sichtweise fälschlicherweise nahe, dass keine hohen Seitenkräfte zur Kursstabilisierung erzeugt werden müssen. Wenngleich sich der Nominalwert der Radialbeschleunigung mit 0,07 g auf dem größeren Kreis als gering einstufen lässt, so ist dieser physikalische Wert wie insbesondere der von 0,11 g auf dem kleinen Kreis bereits ein deutliches Indiz für auftretenden Reifenschräglauf und damit in nennenswerter Weise ausgelösten Kurvenwiderstand.

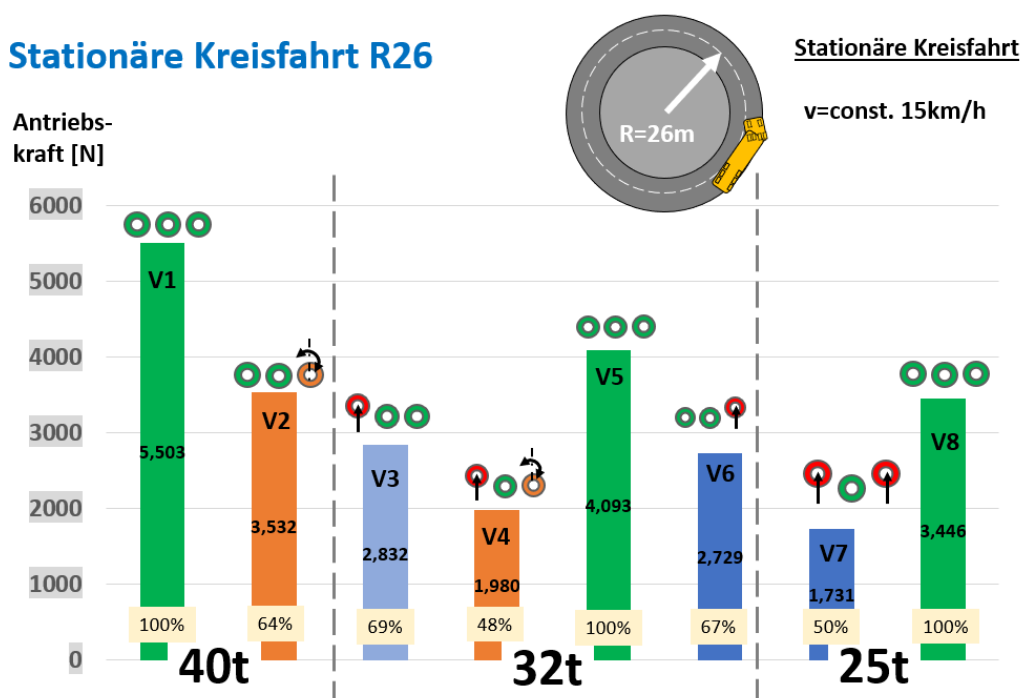
Nicht nur die durch Querbeschleunigung induzierten Lateralkräfte, sondern primär die an einzelnen Rädern durch kinematische Abweichungen von der Neutralspur generierten, prägen auf dem kleineren Kreis die dort ermittelten relativ hohen Zugkraftanforderungen. Aus der Zeitfenster-Darstellung in **Bild 25**, dort ist ein exemplarischer Verlauf der von den Radnaben gemeinsam abgegebenen Leistung über 3 Kreisrunden angegeben, folgert sich aus der mittleren Leistung von 44,1 kW für den Zugrollwiderstandskoeffizienten  $RRC_{Zug}$  ein sehr hoher Wert von 27 ‰ (!).



**Bild 25:** Stationäre Kreisfahrt R16 Gegenüberstellung: Leistungsbedarf von Referenz- und Vergleichsaggregat (Lenkachse Pos. T3) bei v=15km/h

Im Vergleich dazu beschreibt der bei Fahrten mit geöffneter Lenkachse T3 um 49 % darunterliegende Leistungsbedarf eindrucksvoll den mit dieser Lenkfunktion auf engen Kurvenradien erreichbaren Nutzen.

Aus der Gegenüberstellung von Antriebskräften auf dem größeren Kreis (**Bild 26**) geht der Beitrag hervor, den die Achskonstellationen am Anhängeraggregat für eine verbesserte Kurvenwilligkeit bzw. einen verringerten Kraftaufwand objektiv leisten können. Bezogen auf den Referenzzustand *Dreiachs-Aggregat starr* ist in dieser Kreisfahrtsituation eine Quote von 36 % Krafteinsparung im Lastfall GG40 sichtbar geworden – ein Verdienst der Lenkfunktion.



**Bild 26:** Stationäre Kreisfahrt R26 Gegenüberstellung: Triebkraftbedarf in 3 Lastfällen bei v=15km/h, Parameter: Aggregatausführung

In Kombination von Lenkachse und gelifteter Achse T1 - im Lastfall GG32 - ist die Minderung sogar noch intensiver, wie es die Quote von 52 % belegt. Die Lenkachse allein trägt zu einer Reduzierung von 33 % bei, aber auch die Liftachse T1 ermöglicht allein mit 31 % eine nahezu gleichwertige Verringerung des Zugrollwiderstandes.

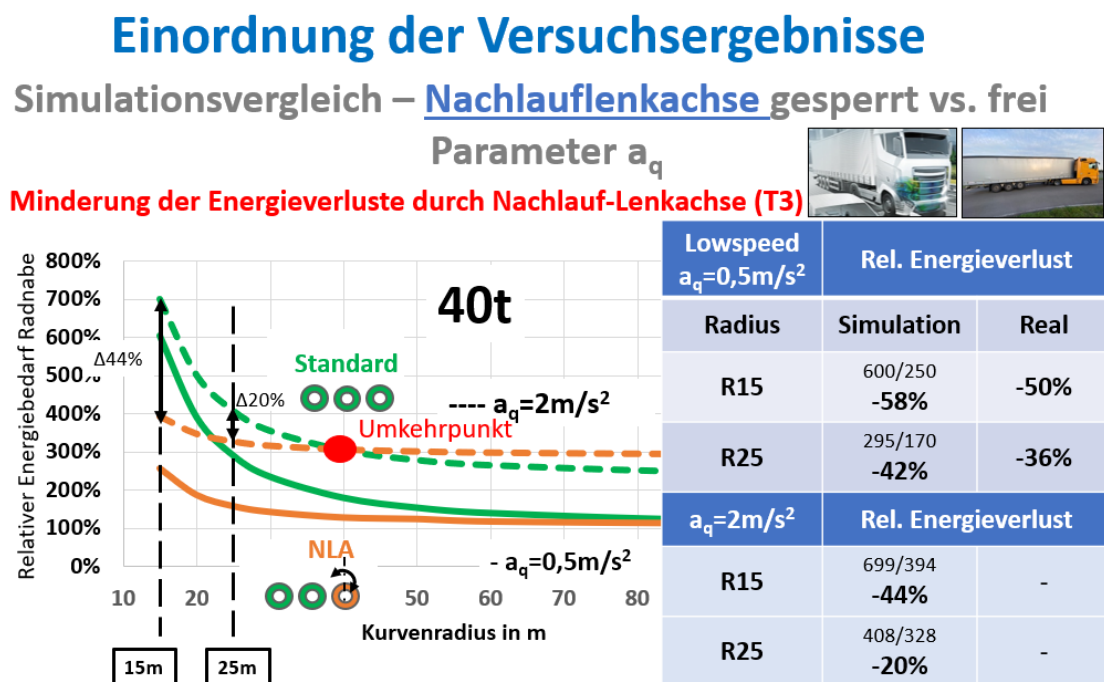
Auf den benutzten Bahnradien von bis zu 26 m konnten die untersuchten Einrichtungen *Achsliften* und *Achslenken* grundsätzlich dadurch überzeugen, dass sie in dieser besonderen Betriebsituation ohne Ausnahme in bemerkenswertem Umfang zur Verringerung des Antriebskraftbedarfs beigetragen haben – in jedem der 3 untersuchten Lastzustände.

## 6.5 Einordnung der Ergebnisse

Alle zuvor vorgestellten Versuchsergebnisse beruhen vom Ansatz her auf eindeutig beschreibbaren, somit nachvollziehbaren Bahnverläufen und hierbei nicht zuletzt auf Vorgabe einer gleichförmigen, sehr niedrigen Fahrgeschwindigkeit. Sowohl bei den Tests auf dem GP-Kurs mit automatisch geführtem Lenken als auch bei der Testprozedur Stationäre Kreisfahrt sollten so von vornherein störende Aeroeffekte und auch unkontrollierte dynamische Reifen-Fahrbahn-Interaktionen strikt ausgeschlossen werden.

Anders als unter den gewählten Versuchsbedingungen treten bei zügiger Fortbewegung auf einem Kreisbogen mehr als moderate, vom Quadrat der Fahrgeschwindigkeit geprägte Querbeschleunigungen auf, infolgedessen zunehmend Reifenschräglauf entsteht, wodurch wiederum Reifenseitenkräfte erzeugt werden. In diesem Zusammenhang erhöht sich der Fahrwiderstand theoretisch um den Sinus-Anteil der Seitenkraft, wie zuvor erläutert. Diese Komponente, der Kurvenwiderstand, ist dem Reifen-Rollwiderstand überlagert.

Während im Versuchsprozess eine Evaluierung mittels Separierung ausgeschlossen ist, gelingt dies über entsprechende Ansätze mit einem Simulationsmodell als Hilfswerkzeug. Die im Folgenden wiedergegebenen theoretischen Feststellungen für den abstrakten Fall  $R=Variable @ a_q=const.$  nutzen ein valides Modell zwecks Differenzierung überlagerter Effekte.



**Bild 27:** Abhängigkeit des Energiebedarfs vom Kurvenradius, Referenz- vs. Lenk-Aggregat, Parameter  $a_q$

Einen Überblick über elementare Abhängigkeiten mit expliziter Berücksichtigung des Parameters *Querbesehleunigung* liefert **Bild 27**. In der Grafik ist für eine niedrige und eine mittelhohe Querbesehleunigung der relative Energiebedarf von zwei Aggregat-Konfigurationen (starr vs. gelenkt) über dem Kurvenradius dargestellt. Als Bezug für die Relativierung dient die Geradeausfahrt des Zuges ( $R \rightarrow \infty$ ) und der dabei auftretende Energiebedarf zur Deckung des Reifenrollwiderstandes. In Koeffizientenform ist dieser mit einem Wert von  $c_R=4,0\%$  beziffert.

Unter Annahme einer niedrigen Querbesehleunigung nähern sich die Verläufe beider Achsausführungen mit steigendem Kurvenradius zunehmend an; beide Graphen erreichen auf dem Energiemaßstab nur annähernd die 100 %-Marke, offensichtlich liegt selbst oberhalb von  $R=70$  m der aus zwei Komponenten zusammengesetzte Zugrollwiderstand noch geringfügig über dem akkumulierten Reifenrollwiderstand. Die auffällige Spreizung der Graphen 'Standard vs. NLA' (starr vs. gelenkt) - siehe Umgebung der markierten Kurvenradien (15 m et. 25 m) - ist ein Merkmal für den auf kleinen Radien gravierend ansteigenden Kurvenwiderstand infolge von kinematisch veranlasstem Reifenschräglauf. Im Vergleich zur nachlaufgelenkten Ausführung liegt der Energiebedarf in engen Kurven beim starren Aggregat wesentlich höher, wobei das Delta als relativer Energieverlust in der eingefügten Tabelle bezeichnet ist. Zwar stimmen die ermittelten Quoten von Simulation und Versuch aufgrund vereinfachender Annahmen beim Modellansatz nicht exakt überein, allerdings ist der dargelegte Trend prinzipiell stichhaltig, die im Versuch überlagerten Zusammenhänge werden damit einwandfrei plausibilisiert.

Anders als im Fall der niedrigen Querbesehleunigung befindet sich das Kurvenpaar (starr vs. gelenkt) im Fall der höheren ( $2 \text{ m/s}^2$ ) auf einem höheren Fahrwiderstandsniveau, was durch die dabei zur Kurshaltung grundsätzlich erforderlichen, höheren Reifenseitenkräfte zu begründen ist.

Links von dem in Bild 27 als Umkehrpunkt bezeichneten Schnittpunkt beider Verläufe ist auch in diesem Fall der bereits nachgewiesene Vorteil der Lenkfunktion beim Befahren kleiner Kurvenradien erkennbar, während sich rechts davon die starre Achskombination augenscheinlich als fahrwiderstandsärmer darstellt. Die Ursache hierfür ist, dass das Aggregat an der Achsposition T3 keine Seitenkräfte aufnimmt, wenn, wie angenommen, die Lenkfunktion freigegeben ist. Die Achsen an den Positionen T1, T2 müssen somit allein die erforderliche Seitenführung am Aggregat bereitstellen, was stärkeren Reifenschräglauf bedingt und einen höheren Fahrwiderstand zur Folge hat. Sachlich ist die Bezeichnung Umkehrpunkt deshalb berechtigt, weil die Lenkfunktion zwar grundsätzlich auf den engeren Radien des unteren Koordinatenabschnitts von Vorteil ist, sich hingegen im oberen Abschnitt die gesperrte Lenkfunktion als widerstandsärmer erweist.

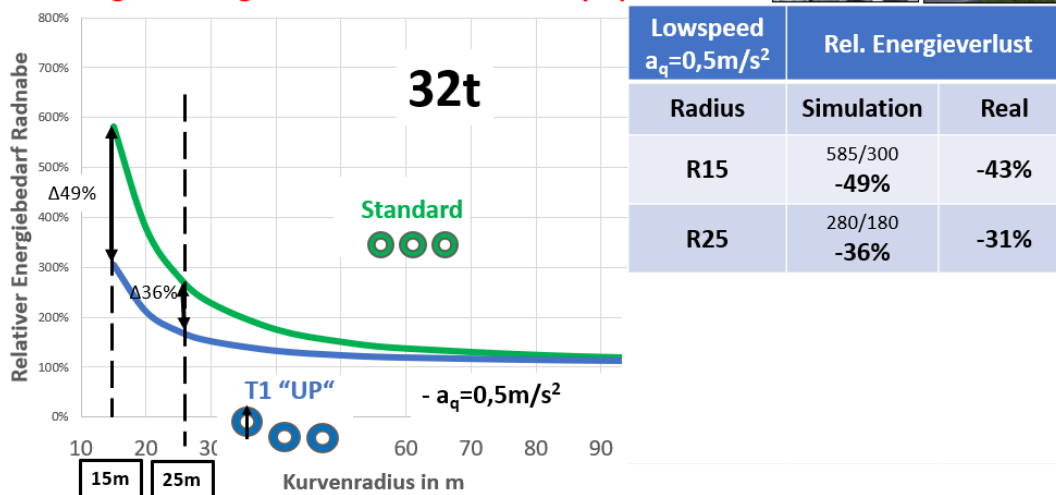
## Einordnung der Versuchsergebnisse

Simulationsvergleich – Liftachse T1 “down vs. up”

Parameter  $a_q$



Minderung der Energieverluste durch Liftachse (T1)



**Bild 28:** Abhängigkeit des Energiebedarfs vom Kurvenradius, Referenz- vs. Lift-Aggregat, Parameter  $a_q$

Das herausgearbeitete Merkmal eines bei Verringerung des Kurvenradius‘ progressiv zunehmenden Energieaufwandes zur Überwindung des Zugrollwiderstands stellt sich in Bezug auf die Maßnahme *Liften der Achse T1* ähnlich dar (**Bild 28**). Auch hier bestätigt die Simulation den im Fahrversuch festgestellten drastischen Anstieg der Verlustquote, wenn enge bzw. engste Kurvenradien im Fokus stehen und die starre Aggregatausführung die Referenz darstellt.



## 7 Ergebnisse – Fahrwiderstand geradlinig

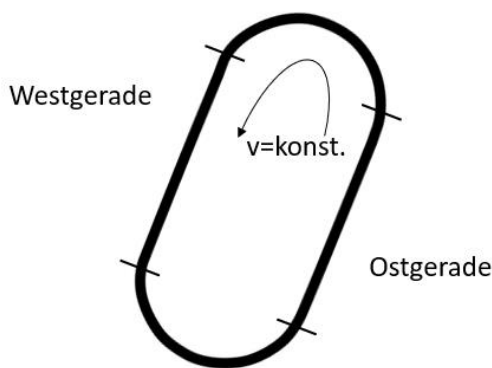
Der am Lausitzring auf dem DEKRA-Gelände mit dem Versuchsträger befahrene Oval-Rundkurs eignet sich durch die beiden gegenüberliegenden, langen Fahrbahngeraden (Bild 29) hervorragend für die Feststellung des Zugfahrwiderstandes unter Berücksichtigung auch hoher Fahrgeschwindigkeiten. Nacheinander untersucht wurde – siehe Testprogramm (Bild 18) – ein und dasselbe Fahrzeugobjekt, allerdings in 2 Konfigurationen des Anhänger-Achsaggregats:

*Achse T1 starr - Referenzfall*

*Achse T1 geliftet - Vergleichsfall.*

### Versuchsumgebung

Testoval Dekra (Klettwitz)



Messabschnitte je 2000m lang

Techn. Daten:	Standort Klettwitz (Dresden)	
	Gesamtlänge	: 5800m
	Länge der Geraden	: 2300m
	Breite Gerade	: 12m
	Kurvenradius	: 160 m



**Bild 29:** Ovalrundkurs mit langen Geraden auf dem DEKRA-Testgelände in Klettwitz

Der festgelegte Lastzustand berücksichtigt eine Gewichtsverteilung von 50:50. Er trägt die Bezeichnung GG32 entsprechend dem im Versuchskonzept vorgesehenen statischen Lastanteil von 16 t für die Zugmaschine und 16 t für das Aggregat des Sattelauflegers (Bild 30).

## Gewichte und Achslasten

### Versuchsträger

Lastangaben statisch in kg



Ballastierung mit  
Gitterboxen (je 1000 kg)  
und Stahlplatten

Position	Referenz 3-Achsen	Achse 1 geliftet
<b>VA</b>	<b>6.830</b>	<b>6.770</b>
<b>HA</b>	<b>9.400</b>	<b>9.150</b>
<b>Summe ZM</b>	<b>16.230</b>	<b>15.920</b>
<b>AA</b>	<b>15.850</b>	<b>16.080</b>
<b>Gesamt</b>	<b>32.080</b>	<b>32.000</b>

Zustand: Fahrbereit, 80% Tankfüllung, Fahrer u. Beifahrer

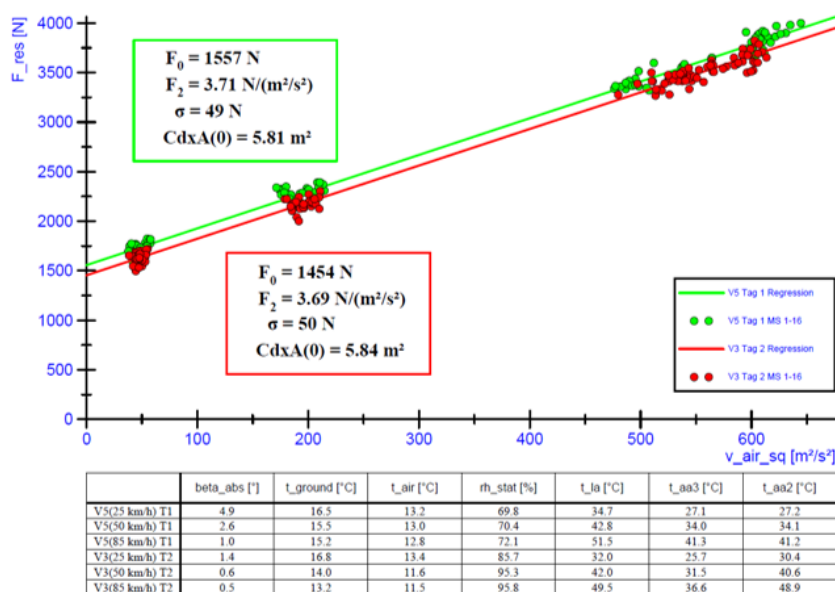
**Bild 30:** Wägung des Sattelzuges - Gewichte und statische Achslasten

Die Ermittlung der Fahrwiderstandskurven basiert auf dem in Kap. 4.2 vorgestellten Constant Speed Test, der auf 3 Geschwindigkeitsstufen (CST-3) aufbaut und Teil einer systematisch angelegten Testmethode ist, die sich in Vorprojekten bereits bewährt hatte - allerdings wegen der seriellen Testabfolge unbedingt geeignete, nicht schwankende Umgebungsbedingungen voraussetzt.

### 7.1 Evaluierte Widerstandskennungen

Zur Identifikation des stationären Fahrwiderstandes wird mit validen, kontrollierten Messdaten gearbeitet, welche sich den beiden Bahngraden des Rundkurses über jeweils 15 lokal definierte Streckenabschnitte präzise zuordnen lassen. Um den Anforderungen einer festgelegten Mindestmenge an Datenpunkten hoher Datenqualität gerecht zu werden, umfasst der standardisierte Fahrversuch eine unterbrechungsfreie Serie einer Vielzahl von Kursumrundungen, wobei ein erheblicher Teil des Fahraufwandes darin besteht, vollwertige *Stationäre Bedingungen* zu schaffen. Mit dem Adjektiv vollwertig ist ein hinreichend langer Reifenwarmlauf verknüpft, der jedoch nicht nur eine einmalig vorgeschaltete Konditionierungsmaßnahme darstellt, sondern darauf abzielt, die beteiligten Reifen in jeder Geschwindigkeitsstufe vor/nach Aufzeichnungsbeginn im thermischen Beharrungszustand zu betreiben. Der fundamentalen Bedeutung des Temperatureinflusses auf den Reifenrollwiderstand wird damit weitmöglich Rechnung getragen.

#### Ergebnisbeispiel für evaluierte Fahrwiderstandskennung >Liftachse “Up“ vs. “Down“< - Einzelfälle -



**Bild 31:** Evaluierte Fahrwiderstandskennungen des Sattelzuges

Bei den im Fahrwiderstandsdiagramm (**Bild 31**) dargestellten Fahrwiderstandskennungen handelt es sich um exemplarische Ergebnisse zweier CST-Messreihen, welche nächtens unter günstigen, windarmen Versuchsbedingungen erfolgten, jedoch getrennt, im zeitlichen Abstand von 24 Stunden. Die Grafik bildet verfahrenstypische, reguläre Widerstandsgeraden mit erwartungsgemäß nahezu identischen Gradienten ab. Letzteres ist wegen identischer Fahrzeugkörper naheliegend, dennoch handelt es sich in beiden

Fällen um Einzelergebnisse, welche aus statistischer Perspektive grundsätzlich nicht als signifikantes Ergebnis gelten können – dieser Hinweis sollte bei Interpretationen Beachtung finden.

Im betrachteten Fahrwiderstandsgramm sind über der Abszisse  $v_{\text{air}}^2$  die in 3 Geschwindigkeitsstufen evaluierten, bereinigten Antriebskräfte, hier als  $F_{\text{res}}$  bezeichnet, aufgetragen (drei separate Punkthaufen), wobei nicht die Fahrgeschwindigkeit, sondern das Quadrat der Luftanströmgeschwindigkeit (in Zuglängsrichtung) die Lage der Wertepaare auf dem Diagramm bestimmt. Aus der gewählten Darstellungsform und aufgrund der benutzten Kurvenregression des Typs *Quadratische Funktion ohne Linearterm*, stellt sich die gesuchte Abhängigkeit grundsätzlich als Gerade dar.

Aus dem Schnittpunkt der Geraden mit der Ordinate geht als charakteristische Kraftgröße der absolute Zugrollwiderstand  $RR_{\text{Zug}}$  hervor, während sich der Fahrzeug-Luftwiderstand davon unabhängig allein über die Steigung der Geraden entschlüsseln lässt.

Dadurch, dass der Fahrwiderstand mit einer Funktion ohne Linearglied abgebildet wird, legt dieser ebenfalls bei der Airdrag-Evaluation (VECTO) verwendete Ansatz zwangsläufig fest, dass der Rollwiderstand als eine von der Fahrgeschwindigkeit unabhängige Größe definiert ist. Eine Bestätigung erfährt diese Annahme an der sich gut einfügenden Streulage der Wertepaare ( $F/v$ ) der mittleren Geschwindigkeitsstufe, es existieren offensichtlich keine auffälligen Abweichungen zu den Ausgleichsgeraden. Die erreichte Güte kommt auch objektiv im festgestellten Bestimmtheitsmaß deutlich positiv zum Ausdruck.

Dem Aufgabenschwerpunkt entsprechend steht der in Bild 31 als  $F_0$  bezeichnete Zugrollwiderstand im Zentrum weiterer Betrachtungen. Hinter 'F<sub>0</sub>' steht als Primäranteil der über alle Räder (Menge 12 bzw. 10) des Zuges aufsummierte Reifenrollwiderstand, zusätzlich schließt die Größe 'F<sub>0</sub>' allerdings auch die Kraftwirkungen überlagerter, parasitärer Effekte ein. Verdeckte Verluste aus Lagerreibung, Bremsenschleifen, geometrischen Fehlstellungen von Achsen sind die Folge sogenannter parasitärer Effekte, die hier jedoch aufgrund von intensiven Kontrollmaßnahmen als vernachlässigbar angenommen werden dürfen.

Auch der Einfluss einer ggfs. beabsichtigten, nicht neutralen Radstellung, wie z.B. Vorspur an der Lenkachse, wirkt sich prinzipiell auf den Radwiderstand aus, allerdings kann der Beitrag dieser *Störgröße* graduell als sehr gering angenommen werden, nachdem Achsvermessungen in beladenem Zustand diesbezüglich keine Unregelmäßigkeiten mit Bezugnahme auf übliche, enge Toleranzen erkennen ließen.

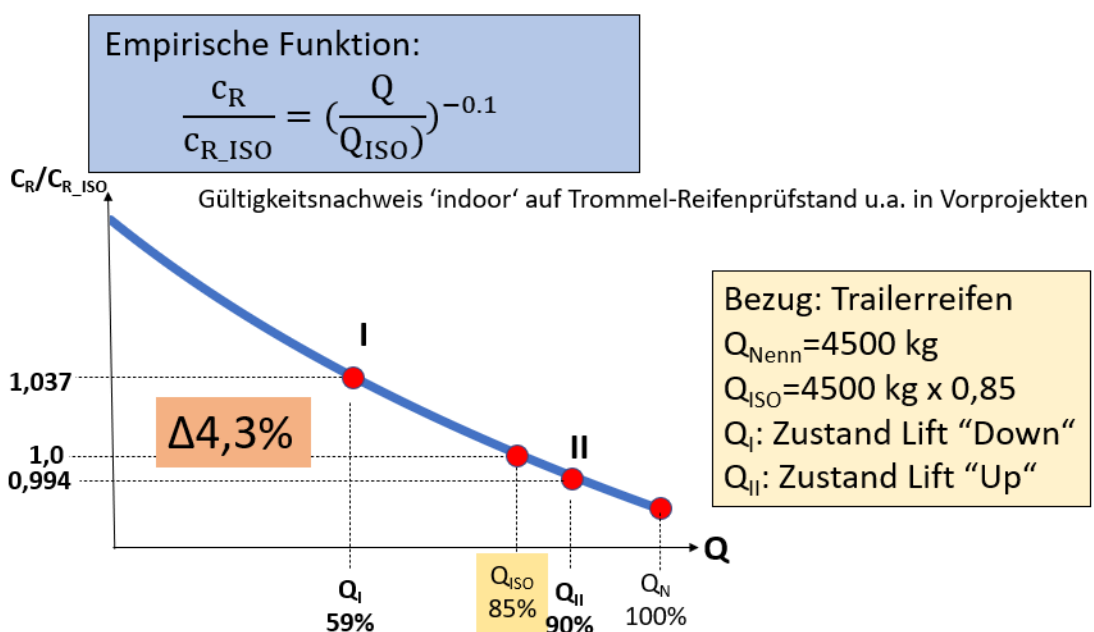
## 7.2 Theoretisch begründeter Zugrollwiderstand

Um einen Bewertungshintergrund zur Einordnung der aus den Fahrwiderstandskennungen identifizierten Zugrollwiderstände zu schaffen, wurde ein einfaches Berechnungsmodell erstellt und für beide Achskonfigurationen zur Ermittlung von Vergleichsdaten verwendet.

Die damit erzeugten Ergebnisse haben aus wissenschaftlicher Sicht kein ausschließlich theoretisches Fundament, sondern sind semi-empirisch untermauert, womit im Besonderen Rollwiderstandsuntersuchungen im zertifizierten Reifenprüflabor von Continental am Standort Hannover-Stöcken betont werden sollen.

Unter Berücksichtigung von am Sattelzug im betriebsfertigen Referenz- und auch Vergleichszustand mittels präziser Wägung einzeln ermittelten Radlasten standen damit die maßgeblichen Input-Daten bereit, um für den 32 t-Zug eine Abschätzung der in beiden Konfigurationen zu erwartender Rollwiderstände vornehmen zu können. Zur geschaffenen Datenlage gehört als sehr wesentliches Element die *Einbindung der Lastabhängigkeit des Reifenrollwiderstandes*, welche entsprechend der in **Bild 32** vorgestellten Grafik als Funktion in die Datenverarbeitung eingefügt wurde. Für den in der Fachwelt anerkannten exponentiellen Zusammenhang gilt bei Reifen der Kategorie C3 der hier angesetzte Exponent von minus 0,1 als geeigneter, valider Wert für eine Beschreibung einer real vorhandenen Charakteristik.

### Theoretische Lastabhängigkeit des Reifenrollwiderstandes (C3)



**Bild 32:** Empirische festgestellte Lastabhängigkeit des Reifenrollwiderstands (Trailerbereifung)

Bezogen auf die Reifentragfähigkeit der am Traileraggregat geführten Räder, der Lastindex der Reifen (385/65 R22,5) ist mit LI=160 deklariert, ergeben sich in den beiden betrachteten Konfigurationen (Liftachse Up vs. Down) aufgrund der Lastverteilung auf 3 respektive 2 Achsen fallweise unterschiedliche Lastquoten:

Q I) Liftachse Down:  $Q_L \approx 59\%$     Q II) Liftachse Up:  $Q_L \approx 90\%$

Die unterschiedlichen Last-Betriebspunkte (Q) haben zur Folge, dass die Reifen verformungsbedingt und somit nicht zuletzt aus thermischen Gründen unterschiedlich hohe Rollwiderstände entwickeln, was im absoluten Maßstab naheliegend ist, sich aber auch im relativierten, lastbezogenen Rollwiderstand ebenso abzeichnet. Jener ist als Rollwiderstandskoeffizient RRC bekannt, in Bild 32 wird dafür das Formelzeichen  $c_R$  benutzt. Gegenüber dem ISO-Bezugszustand ( $Q_{ISO}$ ) beschreibt der an der Ordinate für Q1 beziferte Zahlenwert eine Zunahme des relativen Rollwiderstands RRC um 3,7% - dem bei Q II ein Rückgang von 0,6% gegenübersteht. In Summe ergibt sich daraus, auf  $Q_{ISO}$  bezogen, ein Delta von 4,3%. Für die Relation der Rollwiderstandskoeffizienten in den Fällen *Liftachse Up vs. Down* liegt die Quote mit einem Wert von 4,1% geringfügig tiefer, wenn als Bezugswert sinnvollerweise vom Referenzzustand QI ausgegangen wird. Dieses Potential steht gedanklich übergeordnet zur Effizienzverbesserung zur Verfügung.

**Theoretische Erwartung**



VA	HA	Auflieger(3)	Größe	VA	HA	Auflieger(2)
6830	9400	15850	Last (kg)	6770	9150	16080
4,0	4,0	4,2*	RRC(‰)	4,0	4,0	4,0**
268	369	653 (51%)	$F_R(N)$	266	359	631 (50%)
		1290 N	$\Sigma F_R$	1256 N		
		4,1 ‰	RRC <sub>Zug</sub>	4,0 ‰		
		4,15 ‰	RRC <sub>Zug</sub>	4,05 ‰		
GG=32.080 kg		Angaben in gelb unterlegter Zeile beinhalten RRC-Korrektur bzgl. Fülldruckabweichung			GG=32.000 kg	

Reifenauslastung am Aggregat: \* 0.587 (2642 kg/4500 kg) versus \*\* 0.899 (4045 kg/4500 kg)

**Bild 33:** Semi-empirisch basierte Modellrechnung zur Prognose von Zugrollwiderstandskoeffizienten

Auf Basis der bekannten Achslasten des 32 t-Zuges und der im Reifenversuchslabor nach ISO 28580 auf einer 2m-Trommel bei  $v=80$  km/h überprüften Rollwiderstandskoeffizienten reflektieren die tabellarisch in **Bild 33** zusammengestellten Zahlenwerte in Zeile 4 den Zugrollwiderstand  $\Sigma F_R$  von Vergleichsfall (Lift Up) und Referenzfall (Lift Down). Analog zu der geringen Differenz von weniger als 40 N unterscheiden sich auch die Zugrollwiderstandskoeffizienten  $RRC_{Zug}$  mit gerundeten Werten von 4,0 ‰ und 4,1 ‰ nur wenig voneinander.

Ein plausibler Vergleich, welcher die individuellen Achslasten genau berücksichtigt und bei den Reifenrollwiderständen auf einem Standard-Reifenfülldruck von 9,0 bar basiert, wengleich die im Fahrversuch an der Zugmaschine eingestellten Fülldrücke tiefer lagen. Diese Vernachlässigung ist in den Ergebniswerten der unteren Tabellenzeile revidiert, wodurch das Zahlenwertniveau von  $RRC_{Zug}$  leicht ansteigt – der Abstand von ein Zehntel Promille abs. ‘zwischen Vergleichsfall und Referenzfall‘ bleibt dennoch unverändert.

Unter Berücksichtigung von Lastabhängigkeit (Reifen am Aggregat) und Fülldruckkorrektur (Reifen an Zugmaschine) bei den Basis-Reifendaten stehen sich folgende, auf eine Dezimale gerundeten Werte gegenüber:

**$RRC_{Zug}$  4,2 ‰ (Lift Down) vs.  $RRC_{Zug}$  4,1 ‰ (Lift Up).**

Ein wesentliches Resultat der vorgenommenen Abschätzung ist der semiempirische Nachweis, dass, unter Annahme einer Aggregatlast von 16 t, mit Berücksichtigung der Lastabhängigkeit des Reifenrollwiderstandes, sich bei einer Lastverteilung auf 2 statt 3 Aggregatachsen ein Rollwiderstandsvorteil einstellen kann. Dieses am Reifenrollwiderstandsprüfstand für das Aggregat bzw. die Achskonfiguration eindeutig bezifferte **Potential in Höhe von 4,1 ‰** steht außer Frage, zumal hier Reifen mit sehr niedrigen RRC-Werten verwendet wurden.

Eine weitere Erkenntnis, die aus der Abschätzung hervorgeht, ist die Bestätigung, dass bei Betrachtung des Gesamtrollwiderstandes – **inklusive Zugmaschine** – dieses RR-Potential einer verminderten Achszahl erheblich schwindet. Aus dem Verhältniswert der gegenübergestellten Zugrollwiderstandskoeffizienten erweist sich die modellierte 2achs-Vergleichsvariante dennoch um ca. 2,3 ‰ leichtzügiger als das 3er-Referenzsystem.

### 7.3 Evaluierter Zugrollwiderstand

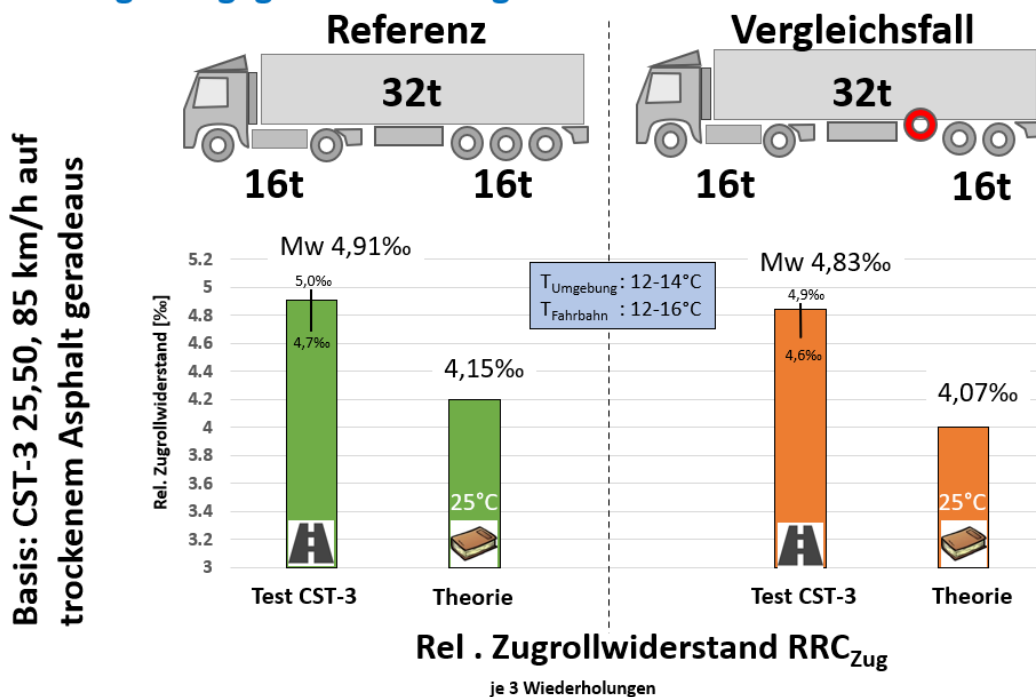
Ausgangspunkt der experimentell erzielten, hier vorgestellten finalen Ergebnisse sind bekanntlich Fahrversuche mit einem 32 t schweren Sattelzug auf ebener, geradlinig verlaufender Fahrbahn – unter stationären Betriebsbedingungen - in zwei nacheinander untersuchten Achsaggregat-Konfigurationen. Versuchsmethodisch standen sich zeitversetzt zwei Testfälle gegenüber:

*Ausführung starres Dreiachsaggregat mit gelifteter Achse T1 – Vergleichsfall*

*Ausführung starres Dreiachsaggregat mit abgesenkter Achse T1 – Referenzfall.*

Die nominierte, feste Lastverteilung des Zuges geht aus der schematischen Fahrzeugansicht (Bild 34) hervor.

#### Finale Ergebnisgegenüberstellung



**Bild 34:** Gegenüberstellung der ermittelten Zugrollwiderstände  $RRC_{Zug}$  von Referenz- und Vergleichsfall

Wie vorab geschildert, war das angewandte Constant-Speed-Testverfahren CST-3, mit nachgeschalteter, systematischer Identifikation der Hauptfahrwiderstände aus messdatenbasierten Fahrwiderstandskennungen die elementare methodische Basis zur Feststellung der Zielgröße *Zugrollwiderstand*.

Die objektiv evaluierten, lastbezogenen Zugrollwiderstände ( $RRC_{Zug}$ ) setzen den inhaltlichen Schwerpunkt im vorstehenden Ergebnisdiagramm. Die Zahlenwerte an den mit ‘Test CST-3‘ bezeichneten Säulen beziffern für jeweils 3 separate Messreihen eines



Versuchsblocks die Mittelwerte von  $RRC_{Zug}$  und kennzeichnen zudem die Spanne der aufgetretenen Streuung dieser Größe.

Aus den Fahrversuchs-Mittelwerten von 4,91 ‰ (Lift Down) und 4,83 ‰ (Lift Up) für  $RRC_{Zug}$  ist ein Delta von 0,8 ‰ (abs.) festzustellen, welches mit der Differenz des mittels semi-empirischen Ansatz gewonnenen Modell-Ergebnisses zwar rechnerisch übereinstimmt – was allerdings unbedingt als Zufall und nicht als determiniert interpretiert werden darf.

Um zu berücksichtigen, dass die im Fahrversuch ermittelten Zahlenwerte (in Wirklichkeit) physikalisch keine scheinbare Genauigkeit mit 2 Dezimalen abbilden können, werden diese formal korrekt auf nur eine Nachkommastelle abgerundet, woraus sich danach für die Mittelwerte des Fahrversuchs folgender Status ergibt:

Referenz:  $RRC_{Zug} = 4,9 \text{ ‰}$  (Lift Down) vs. Vergleich:  $RRC_{Zug} = 4,8 \text{ ‰}$  (Lift Up).

Aus den beiden Ergebniswerten erschließt sich über eine Relation von 0,1/4,9 ein Verhältniswert von 0,02. Übertragen auf den Zugkraftbedarf bei der Fortbewegung unter den bezeichneten Rahmenbedingungen drückt dieser Relativwert aus, dass im Vergleichsfall (Lift Up) ein gegenüber dem Referenzfall (Lift Down) um ca. 2,0 ‰ geringerer Zugrollwiderstand aufgetreten ist.

Zwar ist es nicht sofort augenfällig, dass ein marginal erscheinender Differenzwert von 0,1 ‰ ( $RRC_{Zug}$ ) eine Bedeutung bei Anstrengungen zur Verbesserung der Energieeffizienz überhaupt haben könnte, jedoch verbirgt sich hinter diesem Wert beim 32 t-Sattelzug eine permanent um 32 N erhöhte Fahrwiderstandskraft, falls die Nutzlast ( $\approx 18 \text{ t}$ ) mit der Dreiachs- anstatt der Zweiachskombination transportiert wird.

Unter Annahme einer Fahrgeschwindigkeit von 80 km/h resultiert daraus zwischen beiden Konstellationen eine Leistungsdifferenz  $\Delta P_{ML}$  von immerhin:

$$\Delta P_{ML} = F * v = 32N * \frac{80}{3,6} \left( \frac{m}{s} \right) = 711W \quad \text{Gl. 7.1}$$

Auf eine Wegstrecke übertragen kann ohne Zeitzusammenhang auf den aufgrund der Zugkraftersparnis verringerten Energieaufwand der Zweiachskombination zurückgeschlossen werden; der energetische Vorteil beziffert sich z.B. auf einer Fahrstrecke von 100 km Länge auf **0,89 kWh**.

## 8 Resümee

Bei der mit einem schweren Fernverkehrs-Sattelzug auf

*a) gerader Strecke*

*b) kurvigem Rundkurs (GP-Strecke)*

*c) Kreisbahn*

in eindeutig definierten Zuständen als objektiver Fahrversuch gestalteten ‘Outdoor’-Untersuchung stand der Einfluss unterschiedlicher Konfigurationen des Trailer-Achsaggregats auf den stationären Zugrollwiderstand im Vordergrund.

Durch die Grundaufführung des beigestellten Aggregats mit 2 starren und einer gelenkten Nachlaufachse bot sich in Zusammenhang mit wahlweise aktiver/passiver Funktion von Lenk- und Liftmechanik die konzeptionell vorteilhafte Möglichkeit - ohne Umbaumaßnahmen vor Ort - Parameterstudienstudien mit ein und demselben Versuchsobjekt in kurzer, serieller Abfolge durchzuführen.

Das Grundproblem eines methodischen Konzeptes dieserart sind allerdings inkonstante Umgebungsbedingungen in Form von Wetterschwankungen; zulässig waren per se nur der Fahrbahnzustand *trocken* und *windarme* Rahmenbedingungen. Im Gegensatz zu Labortests kann ‘Outdoor’ die bedeutsame Temperatursituation nicht beeinflusst werden, primär besteht nur über eine (jahreszeitliche) Vorauswahl der Test-Terminlage und eine ggfs. kurzfristig am Versuchsort einzurichtende Nutzungsverschiebung die begrenzte Möglichkeit, den geplanten Umgebungs-Anforderungen (zufällig) nahezukommen.

Für den Fahrwiderstandsvergleich der Achsaggregat-Konfigurationen bestand ‘Outdoor’ die übliche Maßgabe, Fahrversuche nicht außerhalb der Fahrbahn-Temperaturschwellen  $10^{\circ}\text{C} < T < 40^{\circ}\text{C}$  vorzunehmen. Diese Bedingung wurde in allen drei o.g. Testdisziplinen erfüllt. Einen exemplarischen Eindruck über aufgetretene Temperaturschwankungen im Verlauf der Testreihenabwicklung auf der GP-Stecke vermittelt die Darstellung in **Bild A1** (Anhang). Die bei Messreihen langer Dauer unvermeidbaren Veränderungen der Umgebungsbedingungen wirken sich auf die Reifenerwärmung und damit auf die Höhe des Reifenrollwiderstandes aus, was ebenso tageszeitlich (Sonnenstand) bedingt sein kann.

Auf eine nachträgliche Korrektur von Zugkraftbefunden mittels Normalisierung thermischer Einflüsse wurde verzichtet, da bekannte ‘Theorien’ hierfür fraglich geeignet erscheinen; eine Übertragung auf einen Fall mit überlagertem Schräglauf (Kurvenwiderstand) bliebe unsicher.

Allein eine sorgfältige thermische Reifenvorkonditionierung, welche mittels kontrolliertem Warmfahren der Bereifung vor Messbeginn über eine Dauer von 30 Minuten erfolgte, kann zu einer gezielten Stabilisierung der Reifentemperatur beitragen. Damit und vor allem aufgrund des in beiden Versuchsmethoden festgelegten Grundprinzips  $v=const.$  wird ein *Stationäres Rollwiderstandsverhalten* abgebildet. Wenngleich die sehr langsame Befahrung des GP-Kurses ein *Instationäres Lenken* erfordert, trägt dennoch, der geringen Dynamik wegen, das als Reaktion ausgelöste Verhalten im zeitlichen Mittel jeder Runde alle Merkmale eines (*quasi*)stationären Verhaltens. Ein Beispiel für die aus Reifentemperraturaufzeichnungen und einer Streuüberwachung hervorgegangenen ‘Rundenmittelwerte’ befindet sich im Bildanhang, **Bild A2**.

Zum Resümee gehört es vordergründig, die in beiden Teilen des Aufgabenkomplexes *Fahrzeugrollwiderstand@Achsenkonfiguration* gewonnenen Erfahrungen/Ergebnisse im Sinne der ursprünglichen Zielsetzung und des Motivs *Energieeffizienz* abschließend zu hinterfragen.

## Resümee



Spezifisches Testkonzept des FVs planmäßig umgesetzt !



Versuchsaufgabe in situ auf Dekra-PG zielführend gelöst (GP-Kurs, Kreise) !

Experimentelle Ergebnisse mittels Simulation hinterfragt !

Die technische Effizienz aller Konfigurationen (8+2 Testfälle) analysiert - jedoch wie vorgesehen, keinerlei wirtschaftliche Bewertung vorgenommen !



**Ergebniskonzentrat**  
Potential  $\Delta E_{DISS}$   
von  
Konfigurationen  
vs.  
Referenz-  
Ausführung

Potential	40 t	32 t	25 t
enge Kurvenstrecke 3750 m	Lenkachse T3	Liftachse T1 o. T3	
	<b>6 %</b>	<b>13-15 %</b>	
		Kombi Lift T1/Lenk T3	Liftachsen T1 + T3
		<b>16 %</b>	<b>12 %</b>
Kreisbahn R26	Lenkachse T3	Kombi Lift T1/Lenk T3	Liftachsen T1 + T3
	<b>36 %</b>	<b>31-33 %</b>	<b>50 %</b>
	R16	<b>49 %</b>	nur simuliert
		nur simuliert	nur simuliert

**Bild 35:** Ergebnisübersicht – wo konnte der Energieaufwand bei welcher Quote verringert werden?

Beim Schwerpunktszenario *Kurvenstrecke* gab es im Lastfall GG40 nur eine vergleichbare Aggregat-Version, die Achse T3 als Nachlauflenkachse. Durch diese konnte der Energieaufwand um 6 % gegenüber der starren Dreiachs-Referenz reduziert werden, **Bild 35**. Bemerkenswert ist die progressiv ansteigende ‘Energiesparquote’ durch die

zusätzliche Lenkachse bei abnehmenden Kurvenradien ( $Q \approx 49\%$ ). In Zusammenhang mit einer durch die Fahrgeschwindigkeit verursachten Querbeschleunigung sind die Sparquoten prinzipiell parameterabhängig, was durch Modellrechnungen vorgestellt wurde.

In der Laststufe '32 t' standen sich 3 mögliche Varianten gegenüber; hierbei auch die Zweiachs-Konfiguration mit hoher Auslastung - in Höhe der zugelassenen Achslasten. Der Nutzeffekt der Liftfunktion (Achse T1) von 13-15 % gegenüber dem starren Dreiachs-Aggregat konnte durch die Zusatzmaßnahme *Entsperrn der Lenkachse (T3)* darüber hinaus nur noch wenig gesteigert werden. Auf der Kreisbahn (Fall: R26) wurde mittels Liftfunktion (Achse T1) ein Vorteil von 31 % erzielt, mittels der Lenkfunktion (Achse T3) ergab sich dort für den Fall GG40 sogar eine noch höhere Quote von 36 %.

Gemessen an den auf einem kurvigen Kurs durch das Aggregatkonzept offensichtlich erzielbaren Möglichkeiten einer deutlichen Energieeinsparung, sollte der Hinweis nicht fehlen, dass derart spezifische Verkehrssituationen etwas Grundlegendes (exakt) abbilden, was in einem typischen Streckenprofil einer Fernverkehrsrouten indes nur von partieller Bedeutung sein kann. Konkret zum Ausdruck bringt diesen Gedanken die simple Annahme einer 100 km langen Fahrstrecke, die überwiegend gerade verlaufen soll, bei der allerdings auf einem kurvigen Teilstück eine durch Rollwiderstandsminderung von '1,1 auf 1,0' abgesenkte, vorteilhaftere Quote erreicht wird, **Bild 36**. Wird der gesamte Zyklus über 100 km Länge betrachtet, verbleibt dennoch nur ein 'Benefit' von 0,06 %!

## Resümee - Lastfall 40t

### Reduktion des Fahrwiderstands durch NLLA eindeutig nachgewiesen!

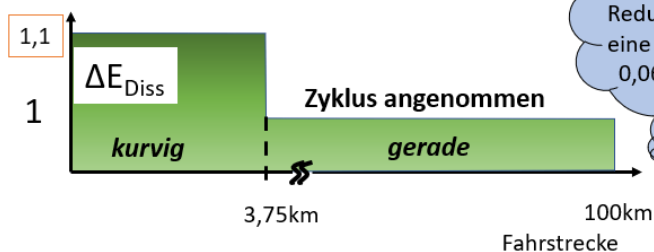
Minderung  $\Delta E_{Diss}$  abhängig von

- Streckenzusammensetzung



Kursprofil/ Kurvenhäufigkeiten/-Radiengrößen

Hochrechnung am Beispiel "Fernverkehr-Zyklus"



**- Der energetische Benefit ergibt sich zuvorderst im Verteilerverkehr !**

**Bild 36:** Das Kursprofil bestimmt zum Schluss den Nutzen bzw. die reale Effizienz einer besonderen Aggregatausführung

Dieser relativ geringe theoretische Vorteilsgrad könnte besser sein, wenn auf dem geraden Streckenteil – sofern es der Lastfall zuließe – eine von 3 Achsen des Anhänger-Aggregats geliftet wäre. Was zunächst gedanklich vorstellbar ist, konnte in dieser Forschungsarbeit sachlich begründet und nachgewiesen werden, die Energieeffizienz kann durch die veränderte Reifenauslastung messbar verbessert werden. Sowohl auf semiempirischer Grundlage als auch im Fahrversuch konnte für den streng definierten Zustand eine Minderung des Zugrollwiderstands in einer Größenordnung von 2,0 % gegenüber der dreiachsigen Referenz festgestellt werden.

Um das reale Ausgangspotential festzustellen, war die Lastabhängigkeit der am Aggregat verwendeten Reifen im Rahmen von Tests auf einem Reifenprüfstand, bei auf 25°C temperierter Umgebung, systematisch ermittelt worden. Die Berücksichtigung dieser Daten auf das Gesamtfahrzeug erwies sich als stichhaltig, etwa die Hälfte des verfügbaren Potentials hat sich effizient in einer Minderung des Zugrollwiderstandskoeffizienten niedergeschlagen.

Dass es in dem Zusammenhang eine enge Korrelation von Reifentemperatur und Rollwiderstand gibt, ist zwar grundsätzlich bekannt, die Gegenüberstellung gemessener Temperaturen (**Bild A3**) verdeutlicht dies vor einem konkreten Hintergrund.

Zu guter Letzt darf nicht der Hinweis auf den spezifischen Charakter der durchgeführten Effizienz-Untersuchung fehlen, bei der ausdrücklich kein Bewerten wirtschaftlicher Effekte im Fokus stand, sondern allein die durch Rollwiderstand verursachten energetische Verluste.

Dabei hat sich das Versuchsdesign als zielführend erwiesen. Dass die Sensitivität der Methode *Evaluierung des äußeren Fahrwiderstands* grundsätzlich höher ist als etwa die Trennschärfe einer *Tank-to-Wheel-Analyse*, haben begleitend mit professionellem Verbrauchsmessgerät durchgeführte Aufzeichnungen des Kraftstoffkonsums eindeutig durch diffuse Ergebnisse unter Beweis gestellt.

Eine energetische Bilanzierung der durch zusätzliche Achsfunktionen – Lenken und/oder Liften – erschließbaren Fahrwiderstandsvorteile kann natürlich nicht solo als ultimativer Bewertungsmaßstab angenommen werden. Wenn auch Aspekte der Kostensenkung, Transporteffizienz, Klimaverträglichkeit, Ökologiefreundlichkeit etc. zur Diskussion stehen, dann müssen vor allem auch die bekanntermaßen positiven Beobachtungen aus der Praxis des Transportwesens in Bezug auf Reifenverschleiß, Reifenverbrauch, Betriebskosten, Wendigkeit mit ins Kalkül gezogen werden – möglicherweise auch die Relevanz in Fragen der Fahrbahnschonung.

## 9 Zusammenfassung

Für ein Viertel der CO<sub>2</sub>-Emissionen ist der Verkehr verantwortlich, Nutzfahrzeuge verursachen in der EU ein Drittel aller Kohlendioxidemissionen im Straßenverkehr [6]. Diskussionen zur Klimaverträglichkeit und der damit verknüpften Forderung, den CO<sub>2</sub>-Ausstoß drastisch zu reduzieren sind nahezu allgegenwärtig, wobei insbesondere Verbrennungsprozesse im Fokus stehen; zuvorderst stellt jedoch die Nutzung von Möglichkeiten zur Energieeinsparung sowie zur Verbesserung der Effizienz des Energieeinsatzes heute mehr denn je eine Herausforderung dar - nicht zuletzt gilt dies im Transportwesen für schwere Nutzfahrzeuge.

Der Arbeitskreis AK-4 der Forschungsvereinigung Automobiltechnik, der die vorliegende Arbeit initiiert hat, widmet sich diesem Schwerpunktthema im Cluster *Nutzfahrzeuge* unter dem Hyperonym *Energieeffizienz*, wobei inhaltlich nicht die Eigenschaften des im technischen Wandel befindlichen Antriebsstranges von Nutzfahrzeugen im Vordergrund stehen, sondern – losgelöst von der Antriebsart – gilt das besondere Interesse den in diesem Zusammenhang grundlegend relevanten *Reifen- und Fahrwerkseigenschaften* des Nutzfahrzeuges aus einer praxisbezogenen, technisch-wissenschaftlichen Perspektive.

Der *Fahrzeugrollwiderstand* ist bei einem im Fernverkehr eingesetzten Sattelzug, dessen Sattelanhänger in konventioneller Ausführung im Heckbereich durch 3x2 Räder eines starren Dreiachs-Aggregats geführt wird, in vielen Fahrsituationen der dominierende Fahrwiderstand und damit auch Erzeuger von Dissipation – Verluste durch in Wärme umgewandelte Energie.

In der vorliegenden Arbeit wurde der Frage nachgegangen, in welchem Ausmaß a) geliftete Trailerachsen und/oder b) gelenkte Nachlaufachsen den Fahrzeugrollwiderstand herabsetzen können, wenn i) gerade und ii) kurvige Streckenverläufe von einem Sattelzug befahren werden.

In der als objektiver Fahrversuch gestalteten ‘Outdoor’-Untersuchung konnte der Einfluss unterschiedlicher Konfigurationen des Trailer-Achsaggregats auf den Zugrollwiderstand dank besonderer Verfahrensweisen – es kam u.a. ein automatisches Spurführungssystem (Path-Following-Method) auf dem GP-Kurs am Lausitzring zum Einsatz – systematisch kontrolliert und anhand belastbarer Messdatensätze analysiert werden.

Auf einem dieserart kurvenreichen Kurs entsteht Rollwiderstand nicht allein auf der Basis eines komplexen viskoelastischen Materialverhaltens von Reifen, sondern ebenso durch hemmende Kräfte aus überlagertem Reifenschräglauf; auch unter Annahme niedriger Fahrgeschwindigkeit, wie z.B. beim Passieren enger Kurvenbögen typisch, kann

die Kombination aus Kurven- und Reifenrollwiderstand einen sehr ausgeprägten Zugrollwiderstand hervorrufen – welcher nun ermittelt, graduell bekannt und bezifferbar ist.

Nur unter der Voraussetzung eines Teilbeladungszustands, der als Lastfall GG32 bezeichnet ist, kann das Szenario *Kurvenstrecke* exemplarisch benutzt werden, um sowohl die Referenz *Starres Dreiachs-Aggregat*, die Konfiguration *Nachlauf Lenkachse* als auch die Konfiguration *Liftachse* in einem Direktvergleich mit ein und demselben Versuchsträger gegenüberzustellen. Der Ausschluss höchster Nutzlast ist unter Berücksichtigung einer gelifteten Achse naheliegend, weil nicht verkehrsrelevant, untypisch und hinsichtlich der Achslasten nicht zulassungskonform.

Die evaluierten, durch Modellrechnungen unterlegten Ergebnisse konnten für den Lastfall GG32 den elementaren Einfluss der Bahnkrümmung (Radien) und auch der Querbewegungsbeschleunigung des Fahrzeugs auf den Zugrollwiderstand quantifizieren und zudem Zusammenhänge plausibel verdeutlichen. In dieser Situation und auch separat auf engen Kreisbahnen mit festen Radien erwiesen sich Lift- und Lenkachse nahezu gleichermaßen effizient – mit sehr deutlichem Abstand zum starren Aggregat.

Beim zweiten Szenario *Gerade Strecke* befand sich die Nachlauf Lenkachse im Betriebsmodus *gesperrt*, da die Lenkfunktion hierbei per se keinen Nutzen erwarten lässt. Im Fokus stand dem Aufgabenschwerpunkt entsprechend ausschließlich eine Gegenüberstellung der Konfigurationen *Referenz* und *Liftachse* bei Geradeausfahrt unter stationären Bedingungen. Berücksichtigt wurde ebenfalls der Lastfall GG32, dem eine feste Lastverteilung von 50:50 zwischen Zugmaschine und Anhängerachsaggregat zugewiesen war.

Bedingt durch eine damit hohe statische Reifenauslastung im Zustand *Liftachse Up* sind bei den mit der Constant-Speed-Testmethode mehrtägig durchgeführten Wiederholfahrversuchen gegenüber der Referenz *Liftachse Down* niedrigere spezifische Reifenrollwiderstände aufgetreten, was durch besondere Effekte einer deutlich voneinander abweichenden, statischen Reifenauslastung erklärbar erscheint.

Die Richtigkeit dieser These haben Labortests auf einem zertifizierten Reifenrollwiderstands-Prüfstand eindeutig bestätigt. Unter den dabei thermisch stabilen Umgebungsbedingungen wurde ein evidenter Potentialvorteil von 4,1 % zwischen den Rollwiderstandskoeffizienten in den definierten, deutlich differierenden Lastfällen nachgewiesen.

Erwartungsgemäß kann der sich aus der Reifeneigenschaft erklärende Potentialvorteil sich nicht in vollem Umfang auf den Zugrollwiderstand auswirken, da nur partiell bedeutsam; das Liften der ersten Anhängerachse begünstigt zwar uneingeschränkt in diesem Maßstab die am Aggregat generierte Rollwiderstandsquote, jedoch verändert sich dadurch nicht die Rollwiderstandsquote der Reifen an der Zugmaschine. Erst der Rollwiderstand des Gesamtsystems, der Zugrollwiderstand, reflektiert den realen Effizienzvorteil der höheren Achsauslastung, welche sich sowohl empirisch - Grundlage Fahr-

versuch - als auch semi-empirisch – mittels Kombinations-Rechenmodell - in einer zu erwartenden Größenordnung von ca. 2 % herausgestellt haben.

Diese zwischen den Testfällen *Lift Down* vs. *Lift Up* evaluierte Spreizung ist aufgrund äußerst günstiger ‘Outdoor‘-Versuchsbedingungen aus demzufolge nur wenig streuenden Fahrwiderstandskennungen offensichtlich zutreffend identifiziert worden, dennoch handelt es sich nach statistischen Maßstäben keinesfalls um eine signifikante Graduierung, hierfür hätte es der geringen Ergebniswert-Differenzen wegen einer wesentlich höheren Wertemenge an Einzelergebnissen bedurft – was aus bestimmten Gründen ausgeschlossen war, womit nicht dauerhaft reproduzierbare Wetterbedingungen gemeint werden.

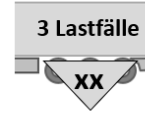
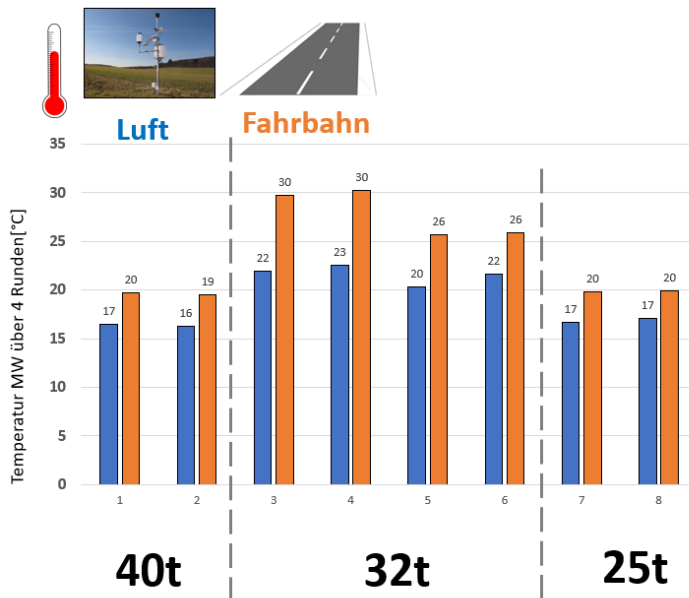
Die Datenfakten aus dem erfolgreich abgeschlossenen Forschungsvorhaben – die gesteckten Ziele wurden vollständig erreicht – erlauben, wie konzeptionell gewollt, allein stehend noch keine Aussage darüber, welche spezifischen Effizienzvorteile diese oder jene Achsenkonfiguration unter den Betriebs- und Umgebungsbedingungen eines als typisch angenommenen Muster-Transportprofils leisten kann, jedoch stehen für erweiterte Analysen dieserart nun valide Grundlagenergebnisse bereit.



# Anhang

## A1

### Anhang – Umgebungstemperaturen



#### Stationärfahrt

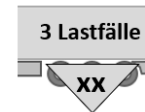
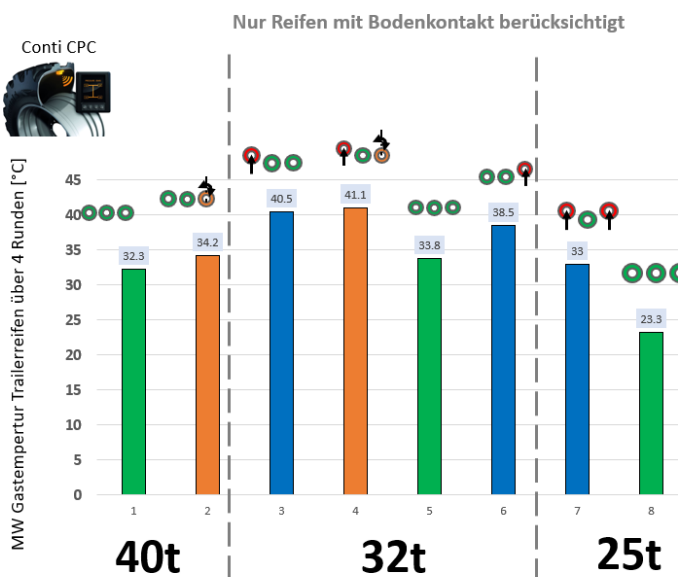
- GP-Kurs
- v=const. 20 km/h
- exakte Kurshaltung
- XX: 24t /16t /9 t



Konfigurationen 1..8  
→ Fahrwerk/Last/GG

## A2

### Anhang – Temperatur Trailerreifen (Gas)



#### Stationärfahrt

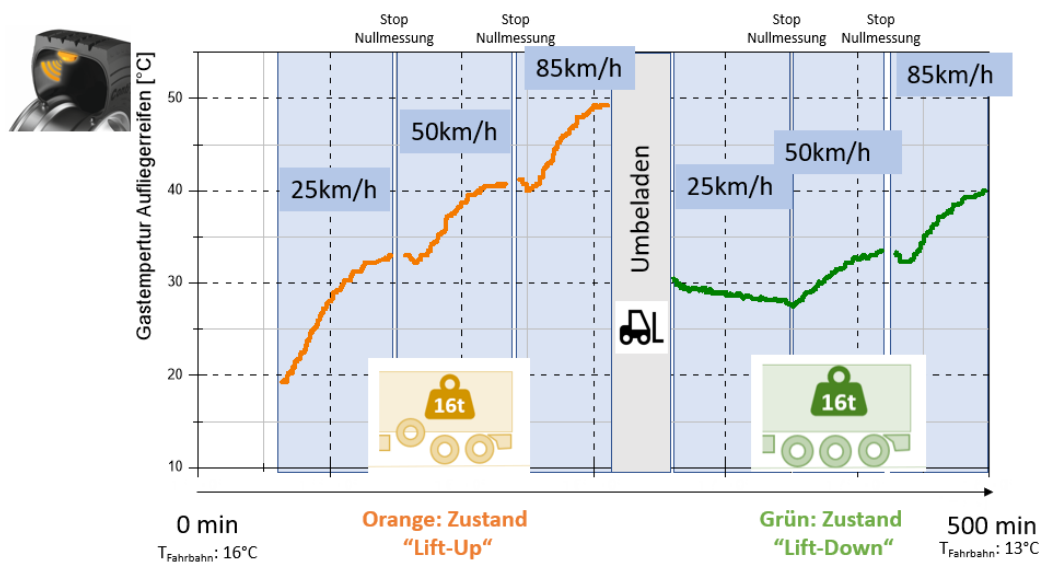
- GP-Kurs
- v=const. 20 km/h
- exakte Kurshaltung
- XX: 24t /16t /9 t



Konfigurationen 1..8  
→ Fahrwerk/Last/GG

# A3

## Entwicklung Gastemperatur Aufliegerreifen



## Literaturverzeichnis

- [1] **Bode, O.:** “Ganzheitliche Betrachtung von Rollwiderstandsverlusten an einem schweren Sattelzug unter realen Umgebungsbedingungen“, FAT-Schriftenreihe 345 (2021)
- [2] **Krantz, W.:** “Sensitivitätsanalyse rollwiderstandsrelevanter Einflussgrößen bei Nutzfahrzeugen Teile 1 und 2“, FAT-Schriftenreihe 258 (2013)
- [2] **ISO 28580:** “Passenger car, truck and bus tyres – Methods of measuring rolling resistance - Single point test and correlation of measuring results“, ISO 28580 (2009)
- [4] **Frank, Th.:** “Aerodynamik von schweren Nutzfahrzeugen“, FAT-Schriftenreihe 241 (2012)
- [5] **VECTO:** “Vehicle Energy Consumption Calculation Tool“, Simulation Tool for Heavy Duty vehicles (HDVs), abgerufen am 17.2.2021 von [https://ec.europa.eu/clima/policies/transport/vehicles/vecto\\_en](https://ec.europa.eu/clima/policies/transport/vehicles/vecto_en)
- [6] **Cider, L, NN.:** “Comparison of Rolling and Air-Drag Resistance for Longer and Shorter Tractor-Trailer Combinations“, abgerufen am 10.03.2022 von <https://hvttforum.org/wp-content/uploads/2021/10/Cider-Comparison-Of-Rolling-And-Air-Drag-Resistance-For-Longer-And-Shorter-Tractor-Trailer-Combinations.pdf>
- [7] **Bode, M.:** “Der Rollwiderstand von Nutzfahrzeugreifen unter realen Umgebungsbedingungen“, FAT-Schriftenreihe 304 (2018)

## Bisher in der FAT-Schriftenreihe erschienen (ab 2017)

Nr.	Titel
292	Innenhochdruckumformen laserstrahlgelöteter Tailored Hybrid Tubes aus Stahl-Aluminium-Mischverbindungen für den automobilen Leichtbau, 2017
293	Filterung an Stelle von Schirmung für Hochvolt-Komponenten in Elektrofahrzeugen, 2017
294	Schwingfestigkeitsbewertung von Nahtenden MSG-geschweißter Feibleche aus Stahl unter kombinierter Beanspruchung, 2017
295	Wechselwirkungen zwischen zyklisch-mechanischen Beanspruchungen und Korrosion: Bewertung der Schädigungsäquivalenz von Kollektiv- und Signalformen unter mechanisch-korrosiven Beanspruchungsbedingungen, 2017
296	Auswirkungen des teil- und hochautomatisierten Fahrens auf die Kapazität der Fernstraßeninfrastruktur, 2017
297	Analyse zum Stand und Aufzeigen von Handlungsfeldern beim vernetzten und automatisierten Fahren von Nutzfahrzeugen, 2017
298	Bestimmung des Luftwiderstandsbeiwertes von realen Nutzfahrzeugen im Fahrversuch und Vergleich verschiedener Verfahren zur numerischen Simulation, 2017
299	Unfallvermeidung durch Reibwertprognosen, 2017
300	Thermisches Rollwiderstandsmodell für Nutzfahrzeugreifen zur Prognose fahrprofilspezifischer Energieverbräuche, 2017
301	The Contribution of Brake Wear Emissions to Particulate Matter in Ambient Air, 2017
302	Design Paradigms for Multi-Layer Time Coherency in ADAS and Automated Driving (MULTIC), 2017
303	Experimentelle Untersuchung des Einflusses der Oberflächenbeschaffenheit von Scheiben auf die Kondensatbildung, 2017
304	Der Rollwiderstand von Nutzfahrzeugreifen unter realen Umgebungsbedingungen, 2018
305	Simulationsgestützte Methodik zum Entwurf intelligenter Energiesteuerung in zukünftigen Kfz-Bordnetzen, 2018
306	Einfluss der Kantenbearbeitung auf die Festigkeitseigenschaften von Stahl-Feiblechen unter quasistatisch und schwingender Beanspruchung, 2018
307	Fahrerspezifische Aspekte beim hochautomatisierten Fahren, 2018
308	Der Rollwiderstand von Nutzfahrzeugreifen unter zeitvarianten Betriebsbedingungen, 2018
309	Bewertung der Ermüdungsfestigkeit von Schraubverbindungen mit gefurchem Gewinde, 2018
310	Konzept zur Auslegungsmethodik zur Verhinderung des selbsttätigen Losdrehens bei Bauteilsystemen im Leichtbau, 2018
311	Experimentelle und numerische Identifikation der Schraubenkopfverschiebung als Eingangsgröße für eine Bewertung des selbsttätigen Losdrehens von Schraubverbindungen, 2018
312	Analyse der Randbedingungen und Voraussetzungen für einen automatisierten Betrieb von Nutzfahrzeugen im innerbetrieblichen Verkehr, 2018
313	Charakterisierung und Modellierung des anisotropen Versagensverhaltens von Aluminiumwerkstoffen für die Crashesimulation, 2018

- 314 Definition einer „Äquivalenten Kontakttemperatur“ als Bezugsgröße zur Bewertung der ergonomischen Qualität von kontaktbasierten Klimatisierungssystemen in Fahrzeugen, 2018
- 315 Anforderungen und Chancen für Wirtschaftsverkehre in der Stadt mit automatisiert fahrenden E-Fahrzeugen (Fokus Deutschland), 2018
- 316 MULTIC-Tooling, 2019
- 317 EPHoS: Evaluation of Programming - Models for Heterogeneous Systems, 2019
- 318 Air Quality Modelling on the Contribution of Brake Wear Emissions to Particulate Matter Concentrations Using a High-Resolution Brake Use Inventory, 2019
- 319 Dehnratenabhängiges Verformungs- und Versagensverhalten von dünnen Blechen unter Scherbelastung, 2019
- 320 Bionischer LAM-Stahlleichtbau für den Automobilbau – BioLAS, 2019
- 321 Wirkung von Systemen der aktiven, passiven und integralen Sicherheit bei Straßenverkehrsunfällen mit schweren Güterkraftfahrzeugen, 2019
- 322 Unfallvermeidung durch Reibwertprognosen - Umsetzung und Anwendung, 2019
- 323 Transitionen bei Level-3-Automation: Einfluss der Verkehrsumgebung auf die Bewältigungsleistung des Fahrers während Realfahrten, 2019
- 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 AI-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

## Impressum

Herausgeber	FAT Forschungsvereinigung Automobiltechnik e.V. Behrenstraße 35 10117 Berlin Telefon +49 30 897842-0 Fax +49 30 897842-600 <a href="http://www.vda-fat.de">www.vda-fat.de</a>
ISSN	2192-7863
Copyright	Forschungsvereinigung Automobiltechnik e.V. (FAT) 2022

Verband der Automobilindustrie e.V. (VDA)  
Behrenstraße 35, 10117 Berlin  
[www.vda.de](http://www.vda.de)  
Twitter @VDA\_online

**VDA** | Verband der  
Automobilindustrie

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

**FAT** | Forschungsvereinigung  
Automobiltechnik