

FAT-Schriftenreihe 345

Ganzheitliche Betrachtung von Rollwiderstandsverlusten an einem schweren Sattelzug unter realen Umgebungsbedingungen



Ganzheitliche Betrachtung von Rollwiderstandsverlusten an einem schweren Sattelzug unter realen Umgebungsbedingungen

Forschungsstelle:

IPW automotive GmbH Hannover

Autor:

Otto Bode

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

Inhaltsverzeichnis

Inhaltsverzeichnis	3
Bildverzeichnis	5
Formelzeichenverzeichnis	6
1 Einleitung	8
2 Motivation und Anlass	10
3 Fahrwiderstand.....	15
3.1 Reifenrollwiderstand	18
3.1.1 Standardisierte Prüfmethode.....	19
3.1.2 Einfluss des Betriebsparameters >Umgebungstemperatur<...	21
3.1.3 Einfluss des Betriebsparameters >Fülldruck<	22
3.1.4 Einfluss des Betriebsparameters >Fahrgeschwindigkeit<	24
3.2 Fahrzeugrollwiderstand.....	26
3.2.1 Auswahl Testdesign.....	28
3.3 Luftwiderstand	30
3.3.1 Standardtestmethode HDV-Airdrag	30
4 Grundlage Fahrversuch.....	32
4.1 Testverfahren.....	32
4.2 Versuchsfahrzeuge A & B.....	35
4.3 Fahrzeugbereifung.....	35
4.4 Sondervorrichtung zur Druckabsenkung.....	36
4.5 Messtechnik.....	39
5 Versuchsprogramm.....	41
5.1 Struktur.....	41
5.2 Testparameter	42
5.3 Versuchsbedingungen	42
6 Ergebnisse Indoor – Prüflabor.....	45
6.1 Trailerreifen, Zustand ‘neu vs. angefahren‘	45
6.2 Antriebsreifen, Variante ‘abgeschält vs. angefahren‘	47
6.3 Fülldruckeinfluss	48
6.4 Reifensatz SZA	50
6.5 Reifensatz SZB.....	51

7	Ergebnisse Outdoor - Fahrversuch.....	52
7.1	Fahrversuch Sattelzug A	52
7.1.1	Evaluation Airdrag.....	52
7.1.2	Prozedur CST_3 – Fahrwiderstandskurven exemplarisch.....	54
7.1.3	Prozedur CST_3 – Einflüsse von Bereifung, Last, Umgebungstemperatur.....	56
7.1.4	Einordnung der Ergebnisse >Fahrversuch versus Labor- Referenz<.....	59
7.2	Fahrversuch Sattelzug B.....	63
7.2.1	Fülldruckeinfluss - Prognose auf Basis von Labortests.....	63
7.2.2	Fülldruckvariation – thermisches Übergangsverhalten	64
7.2.3	Fülldruckvariation - stationäre Fahrwiderstandskurven	68
8	Resümee.....	73
9	Zusammenfassung	77
	Literaturverzeichnis	80

Bildverzeichnis

BILD 1: ENTWICKLUNG DER TREIBHAUSGASEMISSIONEN (STAND 2016).....	8
BILD 2: AUFGABENSCHWERPUNKTE GESTERN UND HEUTE	10
BILD 3: POTENTIALBEWERTUNGEN DES REIFENFÜLLDRUCKS AUF DEN KRAFTSTOFFVERBRAUCH.....	11
BILD 4: DER ZUGROLLWIDERSTAND ALS SCHWERPUNKT DER FORSCHUNGSARBEIT	15
BILD 5: FAHRWIDERSTANDSPARABEL OHNE LINEARTERM	16
BILD 6: TROMMELPRÜFSTAND FÜR ROLLWIDERSTANDSMESSUNG.....	19
BILD 7: MODELLANNAHME ZUM EINFLUSS DER UMGEBUNGSTEMPERATUR AUF F_R [3]	21
BILD 8: RADLAST UND FÜLLDRUCKEINFLUSS – STANDARD-ZUSAMMENHANG (EMPIRISCH)	24
BILD 9: EINFLUSS DER FAHRGESCHWINDIGKEIT AUF DEN ROLLWIDERSTAND [1]	25
BILD 10: ROLLWIDERSTAND “REIFENLABOR VS. STRAßE“.....	27
BILD 11: AUSWAHL TESTDESIGN.....	28
BILD 12: VECTO AIRDRAG-EVALUATION, VERSUCHSPROZEDUR CONSTAND SPEED TEST (CST).....	30
BILD 13: TESTVERFAHREN CST_3.....	32
BILD 14: VERSUCHSFAHRZEUGE – SATTELZÜGE “A“ UND “B“	35
BILD 15: FAHRZEUGBEREIFUNGEN	35
BILD 16: VORRICHTUNG ZUR DRUCKABSSENKUNG (RDVAR).....	36
BILD 17: 3-STUFIGE FÜLLDRUCKABSSENKUNG.....	37
BILD 18: MESSTECHNISCHE AUSSTATTUNG DER VERSUCHSTRÄGER	39
BILD 19: STRUKTUR DES MEHRTEILIGEN VERSUCHSPROGRAMMS.....	41
BILD 20: VERSUCHSBEDINGUNGEN VOR ORT - AUSZUG QUARTALE III/IV 2019	43
BILD 21: MITTELWERTE ROLLWIDERSTAND TRAILERREIFEN VOR/NACH 1000KM EINLAUFSTRECKE	45
BILD 22: EINFLUSS DER KONDITIONIERUNG AUF ROLLWIDERSTAND [6]	46
BILD 23: FÜLLDRUCKEINFLUSS – RRC IM REIFENLABOR VS. THEORETISCHER ABHÄNGIGKEIT.....	49
BILD 24: REIFENROLLWIDERSTAND - LABORWERTE “FAHRZEUG A“	50
BILD 25: REIFENROLLWIDERSTAND - LABORWERTE “FAHRZEUG B“	51
BILD 26: AIRDRAG TEST “SATTELZUG A“.....	52
BILD 27: LINEARE ABBILDUNG DER FAHRWIDERSTANDSPARABEL (CST_3) – FAHRBAHN KÜHL.....	54
BILD 28: WIEDERHOLUNG CST_3 – REPLIZIERBARKEIT VON ANTRIEBSKRAFT $F_{A,0}$ U. RRC_{ZUG}	55
BILD 29: TEMPERATURENTWICKLUNGEN DER REIFEN - UMGEBUNGSZUSTAND “KALT“	56
BILD 30: VERGLEICH REIFENTEMPERATUREN (UMGEBUNG “KALT VS. WARM“).....	57
BILD 31: PROGNOSE REIFENROLLWIDERSTAND SATTELZUG A (VOLLPROFIL).....	59
BILD 32: GEGENÜBERSTELLUNG ZUG A - MESSERGEBNISSE VS. PROGNOSE.....	60
BILD 33: PROGNOSE REIFENROLLWIDERSTAND SATTELZUG A (MISCHBEREIFUNG).....	61
BILD 34: PROGNOSE REIFENROLLWIDERSTAND BEI FÜLLDRUCKVARIATION AN TRAILERBEREIFUNG	63
BILD 35: REIFENTEMPERATURÄNDERUNG BEI DRUCKABSSENKUNG VON 9 AUF 8 BAR (KALTDRUCK)	65
BILD 36: REIFENTEMPERATURÄNDERUNG BEI DRUCKABSSENKUNG VON 8 AUF 7 BAR (KALTDRUCK)	66
BILD 37: LINEARE ABBILDUNG DER FAHRWIDERSTANDSPARABEL - CST_3 “TESTFALL 9BAR“	69
BILD 38: TESTFÄLLE “8 BAR“ VS. “7 BAR“ – STATIONÄRE FAHRWIDERSTANDSKENNUNGEN.....	70
BILD 39: RRC-RESULTATE BEI FÜLLDRUCKVARIATION AM TRAILERREIFEN	71
BILD 40: ERMITTELTEN EINFLUSS EINER DRUCKMINDERUNG AN DEN 6 TRAILERREIFEN	75

Formelzeichenverzeichnis

Zeichen	Bedeutung	Einheit
c_R	Reifen-Rollwiderstandskoeffizient, ggfs. <u>abweichend</u> zu ISO-Bedingungen	[-]
$c_{R,1000}$	Reifen-Rollwiderstandskoeffizient n. 10 ³ km Einfahrstrecke	[-]
$c_{R,ISO}$	Reifen-Rollwiderstandskoeffizient, Standardbedingungen ISO 28580 (Trommelprüfstand)	[-]
$F_{A,0}$	Zugrollwiderstand	[N]
F_{An}	Antriebskraft (Summe links/rechts)	[N]
F_{Fahr}	Äußerer Fahrwiderstand Fahrzeug	[N]
F_L	Luftwiderstand Fahrzeug	[N]
F_R	Reifen-Rollwiderstandskraft	[N]
F_{Rad}	Radwiderstand	[N]
F_{RF}	Rollwiderstand Fahrzeug	[N]
f_{RW}	Radwiderstandskoeffizient (<i>rolling resistance wheel</i>)	[-]
F_X	Kraftkomponente Radmessnabe, (Koordinatenlängsachse)	[N]
F_{XS}	Längskraftkomponente der Seitenkraft	[N]
F_Z	Radlast	[N]
k	Reifenkonstante	[-]
p_F	Fülldruck Reifen	[bar]
p_{ISO}	Fülldruck Reifen nach ISO-Standard (ISO28580)	[bar]
T_F	Fahrbahnoberflächentemperatur	[°C]
T_G	Materialtemperatur Gürtelkante (Kerntemperatur)	[°C]
T_L	Lufttemperatur (Luftanströmung)	[°C]
T_U	Umgebungslufttemperatur (lokale Wetterstation)	[°C]
v_{xAir}	Anströmgeschwindigkeit (Längskomponente)	[m/s]
v_F	Fahrzeugfahrgeschwindigkeit	[m/s]
$Z_{R,stat}$	Statischer Reifenhalmmesser	[m]

Verwendete Abkürzungen

C1-tyres	-	Reifen der Kategorie ‘passenger car tyres‘
C3-tyres	-	Reifen der Kategorie ‘heavy commercial vehicle tyres‘
CAN	-	Controller Area Network (Bussystem)
CO ₂	-	Kohlenstoffdioxid
CPC	-	ContiPressureCheck©
CST	-	Constant Speed Test
CST_3	-	Constant Speed Test mit 3-Geschwindigkeitsstufen
DAQ	-	Datenerfassung
DOT	-	Reifenidentifikationsnummer
EU	-	Europäische Union
FAT	-	Forschungsvereinigung Automobiltechnik
FMCSA	-	Federal Motor Carrier Safety Administration
IPW	-	IPW automotive GmbH, Hannover
ISO 28580	-	Normiertes Verfahren zur Messung des Reifen-Rollwiderstandes
LI	-	Lastindex
MTL	-	Mobile Tire Lab (Messfahrzeug für Reifentests)
RDC	-	Regional Delivery Cycle
RDvar	-	Reifendruckregelanlage (Erzeugnis Fa. IPW)
RRC	-	Reifenrollwiderstandskoeffizient
RRC _{Zug}	-	Reifenrollwiderstandskoeffizient Gesamtfahrzeug
RRC _{pro}	-	Rollwiderstandskoeffizient, Prognose Gesamtfahrzeug
Vecto	-	Vehicle Energy Consumption Tool
WL	-	Warmlauf

1 Einleitung

Mit dem Ziel, den Anstieg der weltweiten Durchschnittstemperatur auf unter 2 Grad Celsius zu begrenzen, haben sich 195 Länder auf der Pariser Klimaschutzkonferenz in 2015 auf ein weltweites Klimaschutzabkommen geeinigt und einen globalen Aktionsplan erstellt. Darin spielt die Reduzierung der Treibhausgase eine zentrale Rolle. Um die Vorgaben zu erfüllen, hat die deutsche Bundesregierung in einem nationalen Klimaschutzplan sich als Zwischenziel vorgenommen, die CO₂-Emissionen im Verkehrssektor bis 2030 um 40 bis 42 % gegenüber 2019 zu reduzieren, was Ende 2016 formuliert und publik gemacht wurde.

Rund ein Viertel aller Klimagase stammt innerhalb der EU aus dem Verkehr, Autos und Lastwagen haben daran den größten Anteil. Die zeitliche Entwicklung über 3 Jahrzehnte und die emittierten Tonnagen von Hauptgruppen, so auch des Verkehrs, geht für Deutschland aus einer Darstellung des Umweltbundesamtes hervor, siehe **Bild 1**. Die Bildquelle, datiert auf den 28.01.2016, stellt vorausschauend eine offensichtlich erwartete deutliche Verringerung des Gesamtbetrages für 2020 in Aussicht, welche, was wir mit der unseligen Erfahrung einer weltweiten Pandemie heute wissen, von der Realität – begleitet von einem Rückgang an Wirtschaftswachstum - sogar noch übertroffen wurde. In 2020 ist der

Entwicklung der Treibhausgasemissionen in Deutschland

in der Abgrenzung der Sektoren des Aktionsprogrammes Klimaschutz 2020 *

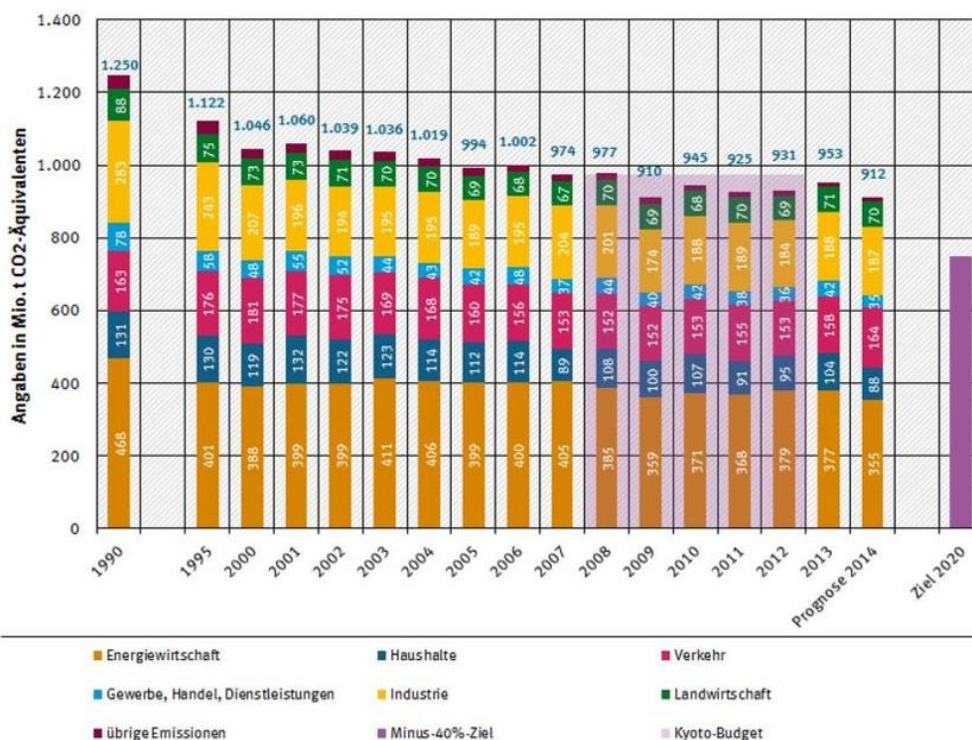


Bild 1: Entwicklung der Treibhausgasemissionen (Stand 2016)

Treibhausgasausstoß mit hoher Wahrscheinlichkeit um rund 80 Millionen Tonnen CO₂ zurückgegangen, die Emissionen wurden gegenüber 1990 um mehr als 42% verringert.

Nach den von der EU-Kommission getroffenen Beschlüssen müssen Lkw bis zum Jahr 2025 ihre Emissionen um 15 % verringern, bis 2030 sogar um 30 %, wobei von den OEM's 2019 als Bezugsjahr definiert ist. Werden die für neue Nutzfahrzeuge verbindlichen Ziele verfehlt, drohen ihnen Geldstrafen. Ein sicher überaus ehrgeiziges politisches Ziel, um den Klimagasen und auch Abgasen den Kampf anzusagen, jedoch gravierend belastet durch Zweifel aufgrund unsicherer Wege der Umsetzbarkeit, Praktizierung und des enormen Ausmaßes an erforderlichen Innovationen, Anstrengungen und Veränderungen.

Um den Ausstoß beziffern zu können, hat die EU-Kommission ein unter dem Akronym VECTO bekanntes Simulationsmodell platziert, welches, wie es der Name 'Vehicle Energy Consumption Tool' ausdrückt, den Kraftstoffverbrauch und die CO₂-Emissionen auf Basis der Fahrwiderstände anhand der Daten aller wesentlichen Komponenten des Lkw ermittelt. Voraussetzung hierfür ist ein als Standard definierter Fahrzyklus.

Für vier Lkw-Hauptfamilien, die zusammen bis zu 70 % der CO₂-Emissionen des Heavy-Duty-Verkehrs ausmachen, wurde die CO₂-Zertifizierung durch VECTO zum 1. Januar 2019 für die Hersteller gesetzlich zur Pflicht. Im Rahmen regulatorischer Anpassungen werden in naher Zukunft auch kleinere Lkw, Busse und auch Anhänger in ähnlicher Form einer Zertifizierung unterliegen.

Enge Berührungspunkte zu VECTO hat die hier vorgestellte Forschungsarbeit insofern, dass einerseits das Schwerpunktthema Fahrzeugrollwiderstand mit der Bereitstellung unbedingt valider Daten für den Simulationsinput stark assoziiert ist, aber vor allem auch, weil das methodische Vorgehen der ganzheitlichen Ermittlung – ebenfalls ausgehend vom Fahrversuch – auf analytischer Ebene über einen identischen Fahrwiderstandsansatz erfolgt. Während mit dem CSE-Tool von VECTO die Zielgröße >Airdrag< als wichtige Aero-Fahrwiderstandskomponente identifiziert wird, zeigt das vom Forschungsnehmer entwickelte Verfahren den ganzheitlich erzeugten Rollwiderstand des Zuges als maßgeblich beteiligte, zweite Widerstandskomponente auf.

2 Motivation und Anlass

Mit der Einführung des EU-Reifenlabels wurde dem Rollwiderstand von Reifen eine gestiegene Aufmerksamkeit der breiten Öffentlichkeit zuteil. Inzwischen ist das darin u.a. deklarierte Güte Merkmal 'Energieeffizienz' allerdings weit mehr als nur ein wirtschaftlicher Teilaspekt für den Verbraucher, vielmehr geht es im Kern um jedweden Beitrag, CO₂ Emissionsverringerungen durch Maßnahmen des technischen Fortschritts herbeizuführen. Hierbei handelt es sich nicht mehr nur um hehre Ziele auf der klimapolitischen Agenda, sondern auch um gravierende ökonomische Einschnitte - bereits ab dem Jahr 2025 drohen den Herstellern von Nutzfahrzeugen konkret empfindliche Strafzahlungen, sollten die vom Gesetzgeber festgelegten Grenzwerte danach bei Neufahrzeugen überschritten werden.

Anders als bei der Überzahl an Forschungsarbeiten zum Thema Reifenrollwiderstand – wo üblicherweise der einzelne Reifen im Blickfeld steht (**Bild 2**) – summieren sich beim Standard-Sattelzug die Energieverluste aus den Teilbeiträgen von insgesamt 12 Rädern, die an 5 Achspositionen - unter verdeckter Beteiligung von Radlagerreibung, Spurwinkeleffekten, Bremsenschleifen, Luftanströmen, spezifischer Wärmeverteilung und –abfuhr – im direkten Fahrbahnkontakt stehen.

Im Fokus der Aufgabe...

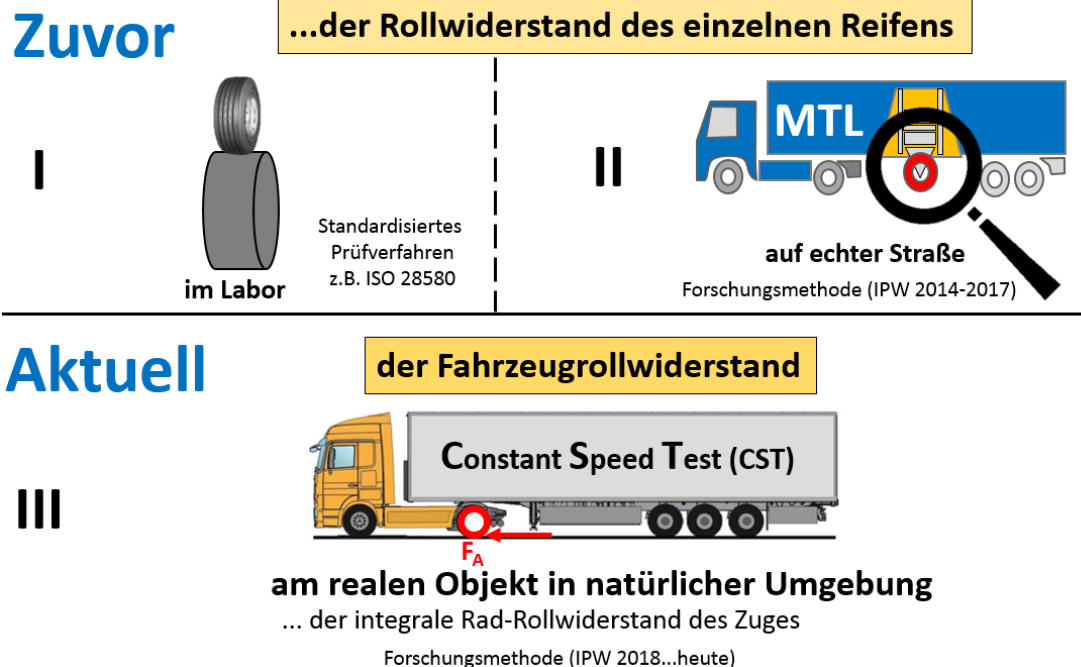


Bild 2: Aufgabenschwerpunkte gestern und heute

Die quantitativ dominierende Grundkomponente des Fahrzeugrollwiderstandes ist an einem intakten Fahrzeug zwar der aufsummierte Reifenrollwiderstand, jedoch kann im tatsächlichen Fahrbetrieb der bei Geradeausfahrt erzeugte Radwiderstand deutlich von dem Label-basierten Summenkalkül abweichen, dessen Grundlage singuläre, standardisierte Reifenmessungen im auf 25°C temperierten Labor sind.

Diese existenzielle Einschätzung ist als begründete theoretische Annahme zulässig und richtig, sie beschreibt jedoch noch nicht das Maß bzw. die Größenordnung von den sich tatsächlich im realen Betriebsfall abzeichnenden Übereinstimmungen oder gegebenenfalls auch Gegensätzen in den Rollwiderstandsbilanzen mit Blick auf das Gesamtfahrzeug. Für die vorliegende Forschungsarbeit umrahmt diese ergebnisoffene These den zentralen Schwerpunkt der Arbeit, wobei die beabsichtigte Analyse voraussetzt, dass die versuchstechnische Herausforderung einer notwendigen ganzheitlichen Evaluation des Fahrzeugrollwiderstands sich hinreichend aussagekräftig darstellen lässt.

Die Zielsetzung des Vorhabens besteht allerdings nicht allein darin, die Verfahrenseignung des ganzheitlichen Ansatzes beispielhaft im Fahrversuch zu überprüfen, sondern - für den Fall eines erfolgreichen Nachweises - im Anschluss daran einen fundierten, auf diese Weise erzeugten Beitrag zu einer in Fachkreisen viel diskutierten Frage zu liefern:

Welche graduelle Beeinflussung erfährt der Fahrzeugrollwiderstand bei Nichteinhaltung der 'vorgeschriebenen' Reifenfülldrücke wirklich unter Praxisbedingungen?

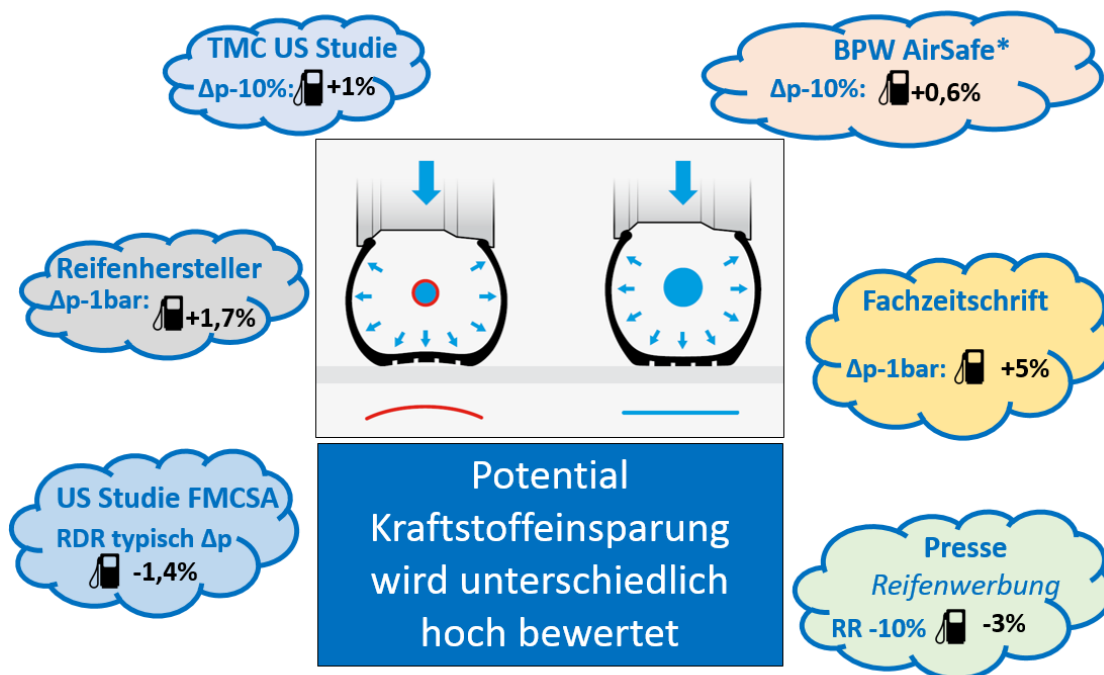


Bild 3: Potentialbewertungen des Reifenfülldrucks auf den Kraftstoffverbrauch

Die Formulierung der Frage ist ein wenig abgewandelt gegenüber den bekannten Schlagzeilen zu diesem Komplex; im Kontext mit dem Bemühen um Effizienz und somit verringerten Kraftstoffverbräuchen beim Verbrennungsmotor rückt meistens der Fülldruckaspekt in Kombination mit dem Potential der Kraftstoffeinsparung in den Vordergrund – nur untergeordnet tritt dabei die verursachte Rollwiderstandsänderung als Randinformation in Erscheinung (**Bild 3**).

Der korrekte Reifenfülldruck gilt gemeinhin als Garant für einen niedrigen Rollwiderstand und somit sparsamen Kraftstoffverbrauch. Zudem sinkt die Lebensdauer eines Reifens mit zu niedrigem Druck. Höhere Walkarbeit durch Minderdruck führt zu vorzeitigem Verschleiß, zu Reifenüberhitzung und gegebenenfalls zu Ausfall, was Stillstandzeiten und immer auch steigende Kosten nach sich zieht - aber auch Auswirkungen auf die Fahr-sicherheit sollen unbedingt erwähnt werden. Zur Transportsicherheit und vorbeugenden Unfallvermeidung können deshalb Einrichtungen, wie Reifendruckwarnsysteme und –regelsysteme, grundsätzlich beitragen – womit auch die Einführung von Tyre Pressure Monitoring Systems (TPMS) als Pflichtausstattung für Auflieger und Anhänger ab Juli 2022 nach EU-Verordnung begründbar ist.

Ob das nachfolgend zitierte typische Kosten/Nutzen-Argument der Bewerbung eines Tyre Pressure Regulation Systems (TPRS) *“...durch Vermeidung von Fülldruckunterschreitungen mit den darin versteckten Rollwiderstandszunahmen lassen sich Betriebskosten deutlich senken“* wirklich zutreffend ist, kann und wird in dieser Arbeit nicht Gegenstand der technischen Betrachtung sein.

Der Einfluss des Reifenfülldrucks auf den stationären Rollwiderstand wird bei Reifen der Kategorie C3 seit langem durch eine in Fachkreisen benutzte Exponentialfunktion mit einem Zahlenwert von -0,2 für den Exponenten beschrieben, wobei die Basis sich als Quotient von Ist-Druck zu Bezugsdruck darstellt. Aus diesem vormals empirisch abgeleiteten nichtlinearen Zusammenhang ist die Zuordnung erkennbar, dass zum Beispiel ein um 1,0 bar unterschrittener Nominaldruck von 9,0 bar mit einer Reifenrollwiderstandszunahme von lediglich 2,3 % verknüpft ist. Reproduzierbare Messungen auf Trommelanlagen haben diese Form der Abhängigkeit in der Vergangenheit wiederholt als geeignete Näherung zur Beschreibung der Wechselbeziehung bestätigt.

Ob der bekannte empirische Ansatz tatsächlich der Praxissituation ‘outdoor‘ in allen Situationen gerecht wird und der quantitative Zusammenhang sich generell wie ‘auf der Trommel‘ widerspiegelt, stellt sich immer dann in Frage, wenn aufwendige Verbrauchsmessungen mit Fahrzeugen stattfinden – etwa im anspruchsvollen dualen Vergleichsmodus - und als Fazit daraus Verbrauchsdifferenzen in ähnlich hoher Relation oder sogar höher reklamiert werden. Ein Widerspruch an sich, denn nicht nur theoretisch sollte der relativ bezifferte Mehrverbrauch eines Sattelzugs im Fernverkehr mit konventionellem Antriebsstrang und Verbrennungsmotor unterhalb der Quote der

Rollwiderstandszunahme angesiedelt sein und grundsätzlich zudem keinesfalls überschreiten. Zur Verdeutlichung: Physikalisch kann die Anhebung eines Teil-Fahrwiderstandes um X % keineswegs den Gesamtverbrauch um ebenfalls X % erhöhen.

In Bezug auf die messtechnischen Erfordernisse, geringe Differenzen sollten zuverlässig aufgelöst werden, ist die quantitative Erfassung einer moderaten Fülldruckänderung mittels Verbrauchsmessung theoretisch als unempfindlicher einzustufen gegenüber der Testvariante >Kraftmessung<, wo die Änderung der Widerstandskraft sich aufgrund der unmittelbaren Fülldruckauswirkungen intensiver niederschlägt. Verfahrenstechnisch setzt die 'Direktmethode' allerdings unbedingt ein dafür geeignetes empfindliches und zugleich robustes Verfahren voraus, dessen Potential im Pilottest in Frage stand. Die erzielten Ergebnisse werden aktuell vorgestellt.

Hinweis: Auf Basis der als Grundbaustein definierten Konstantfahrt muss/kann das Testinstrument den komplexeren Anforderungen eines instationären Betriebsfalls nicht genügen. Im Rahmen einer zyklischen Betriebssituation – die hier nicht betrachtet wird – wäre das Verfahren prinzipiell nicht anwendbar, stattdessen käme dafür die Verbrauchsmessmethode zur Relativierung von Ursache (Fülldruckänderung) und Wirkung (Verbrauch) als Praxislösung vorrangig in Frage.

Eine häufig diskutierte Frage betrifft die Übertragbarkeit von Labormessungen auf die reale Betriebssituation >Straßenfahrt<. Unter Berücksichtigung von bewährten Prüfstandards, wie ISO 28580, stehen zuverlässige Basisdaten auf der Grundlage von Single-Condition-Tests für eine sehr konzentrierte Eigenschaftsbewertung zur Verfügung; abgebildet wird hiermit jedoch nur ein einziger, spezifischer Reifen-Betriebspunkt, was mit Blick auf die Varianz natürlicher Betriebsmodi/Fahrprofile teilweise als praxisfern gilt und demzufolge Kritik auf sich zieht.

Während dieser Aspekt innerhalb der hier berichteten Arbeiten keine ausführliche Beachtung findet, wird dem Testmerkmal > Reifen im Neuzustand< in einer Teilaufgabe erneut Aufmerksamkeit geschenkt - aus Anlass der Bereitstellung eindeutiger Referenzdaten. Zurückliegende Beobachtungen des Forschungsnehmers [6] hatten auf differenzierbare Unterschiede zwischen den Zuständen >neu< und >1000 km eingefahren< auf einem Niveau von ca. 3% hingewiesen.

Standardregulierungen respektive anerkannte Messvorschriften, welche z.B. im Rahmen der Zertifizierung für Luftreifen oder auch 'beim Labeling' eine eindeutige Angabe oder Einstufung des Rollwiderstands zulassen, spezifizieren als Prüfobjekt grundsätzlich den Reifen im Neuzustand bzw. in Form eines ungebrauchten Produkts. Auf dieser Ausgangsbasis beruhen die reklamierten Angaben für Rollwiderstandskoeffizienten grundsätzlich immer dann, wenn Abweichungen von diesem Einheitsmerkmal nicht explizit hervorgehoben sind.

Das mit verringerter Profilhöhe ein erheblicher Rollwiderstandsrückgang einhergeht, ist ein bekanntes Phänomen, hat jedoch keinen Bezug innerhalb dieser Betrachtung. Bei einem Reifen, der sich nach dem Produktionsprozess der Vulkanisation noch ohne Laufleistung unbeanspruchter darstellt, entstehen beim Warmlauf in der Pre-Testphase erste natürliche Reaktionen bzw. Veränderungen in der Vernetzung der polymeren Ketten – der Reifen “wächst“ gewissermaßen, allerdings ist dieses für den Rollwiderstand relevante Materialphänomen nach Ende des Messzyklus‘ noch nicht unbedingt vollständig abgeklungen. Symptomatisch hierfür sind die bei Wiederholung des Pilotlaufs häufig feststellbaren Trends einer systematischen Rollwiderstandsverringering.

Vor diesem Hintergrund erscheint es realistisch, dass dem Neureifen zunächst grundsätzlich ein möglicher Mehrverbrauch an Kraftstoff zugeschrieben werden kann, allerdings vermutlich nicht mit Quoten auf einem extremen Niveau von mehreren Prozent. Es gibt derartige Angaben, nicht nur in Fahrerkreisen, was in dieser Höhe jedoch vom Verfasser als physikalisch unverständlich bezweifelt wird. Da der genannte Aspekt in den Arbeiten des AK-4 zuletzt nicht im Vordergrund stand, andererseits zuverlässiges Faktenwissen auch zu diesem Komplex unbedingt gefragt ist – es geht um Verlustrelevanz und belastbare Referenzdaten – wird im aktuellen Vorhaben ein 6-teiliger Reifensatz der Dimension 385/65 R22.5 auf einer zertifizierten Trommelanlage in zwei Etappen zwecks exemplarischer Klärung untersucht.

Die einfache Frage dahinter lautet: Welche Verbesserung erfährt der Rollwiderstandskoeffizient über eine Strecke von 1000 Kilometern gegenüber dem “offiziellen RRC Wert“? Wie schon erwähnt, es geht hierbei nicht um Abriebeffekte!

3 Fahrwiderstand

Aus der üblichen, übergeordneten Einteilung der Fahrwiderstände eines Straßenfahrzeugs in die beiden Hauptgruppen

- *Innere Fahrwiderstände*
- *Äußere Fahrwiderstände*

leitet sich mit Blick auf den Titel der Forschungsarbeit bereits ab, dass der Fokus der Untersuchung ausschließlich auf die Gruppe der äußeren Fahrwiderstände gerichtet ist (**Bild 4**). Innere Fahrwiderstände werden im Weiteren nicht thematisiert, in Zusammenhang mit dem hier behandelten Aufgabenblock und dabei eingesetzten Messverfahren ist diese Gruppe nicht relevant.

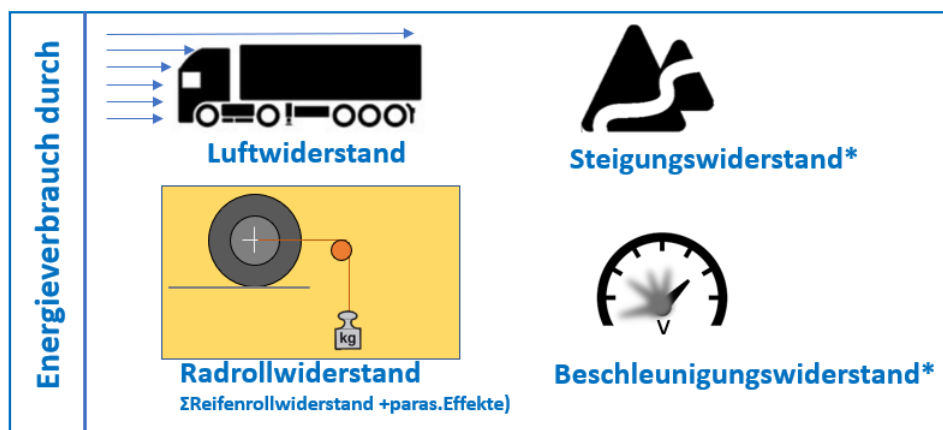
Einordnung Forschungsarbeit

Oberthema : **Der energieeffiziente Lastzug im Straßengüterverkehr**

Motivation/ Ziel : **Ressourcenschonung / CO₂-Reduktion**

Forschungsansatz: **Fahrwiderstand senken**

Schwerpunkt: Der äußere Fahrwiderstand



*Testparameter in Untersuchung ausgeschlossen

Bild 4: Der Zugrollwiderstand als Schwerpunkt der Forschungsarbeit

Das im Projekttitle in Bezug auf Rollwiderstandsverluste verwendete Attribut >ganzheitliche Betrachtung< weist auf den beabsichtigten zentralen Ansatz hin, den Reifen als maßgebliches Objekt bei diesem Thema nicht nur in singulärer Form einzubinden, sondern die Untersuchung dieser für den Energieaufwand eines Fernverkehrszuges sehr

wesentlichen Eigenschaft zeitgleich auf alle an der Fortbewegung beteiligten Fahrzeugräder übergreifend auszudehnen, wie zuvor in Bild 2 schematisch dargelegt.

Während der Reifenrollwiderstand im Verständnis von Lehre und anerkannten Prüfstandards in seinem Wirkungsfeld per Definition eng und fest umrissen ist und sich damit folgerichtig vom sogenannten Radwiderstand und auch Sekundäreffekten eindeutig abgrenzt, bedarf der Terminus Fahrzeugrollwiderstand – um den es im Folgenden vordergründig geht - vorab einiger Anmerkungen zum klaren Verständnis seiner Definition.

Es gehört zur gewohnten Anschaulichkeit der klassischen Fahrwiderstandskurve eines Fahrzeugs, dass die Summe aller äußeren Fahrwiderstandskomponenten über der Fahrgeschwindigkeit (v_{xF}) oder auch Anströmgeschwindigkeit (v_{xAir}) als Graph aufgetragen wird, siehe Beispiel (**Bild 5**). Unter der Voraussetzung einer stationären Fortbewegung auf ebenem Terrain müssen die von den Antriebsrädern dabei auf den Boden übertragene Antriebskräfte lediglich zwei äußere Widerstände überwinden:

- **Rollwiderstand des Fahrzeug** (F_{RF})
- **Luftwiderstand des Fahrzeugs** (F_L).

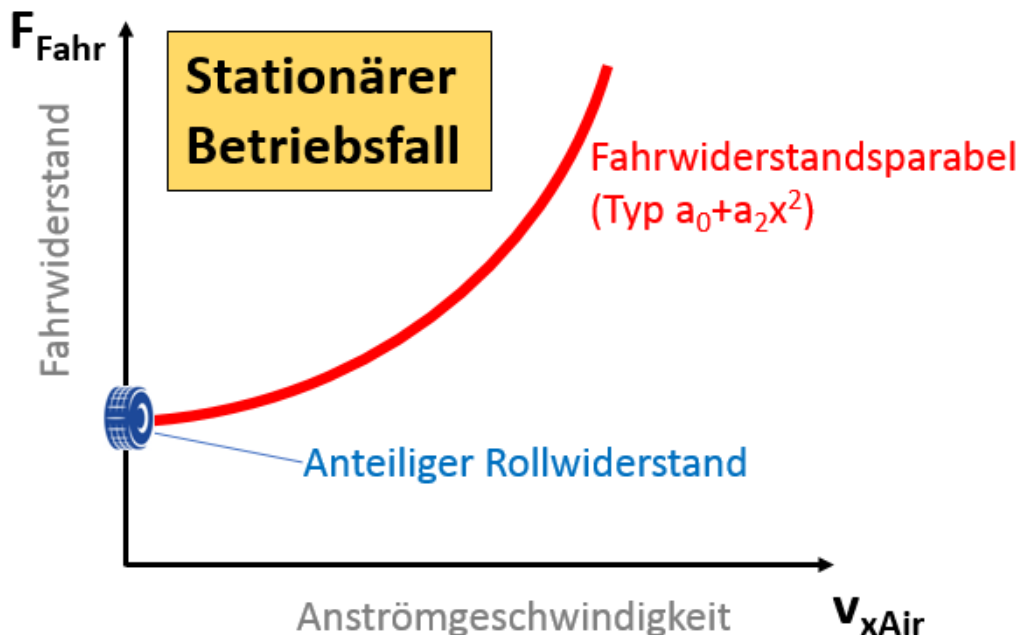


Bild 5: Fahrwiderstandsparabel ohne Linearterm

Anders als beim systematisch spezifizierten Rollwiderstand des Reifens (F_R) bedeutet der Rollwiderstand des Gesamtfahrzeugs in der Praxis nicht zwingend nur die pure Aufsummierung von Reifenrollwiderstandsbeträgen einzelner Radpositionen, vielmehr können überlagerte, vielfach latente Störquellen wie

- *schleifende Bremsbeläge*
- *Achsgeometriefehler*
- *erhöhte Radlagerreibung*
- *Anregung Vertikaldynamik (Dämpfungsarbeit) etc.*

dafür sorgen, dass der tatsächliche Rollwiderstand des Fahrzeugs sich grundsätzlich von aufsummierten Einzelresultaten einer standardisierten Reifenrollwiderstandsprüfung unterscheidet. Besondere, von der Fahrsituation geprägte, diskrete Radwiderstände, wie z.B. die bei Kurvenfahrt auftretende Längskomponente der Seitenkraft (F_{xS}), können sich im Fahrzeugrollwiderstand noch obendrein sehr intensiv niederschlagen. Wenngleich sich bei der später vorgestellten Testdurchführung auf einem Ovalkurs Kurvenpassagen natürlich nicht vermeiden ließen, so berücksichtigt die Definition geeigneter Messabschnitte indes hierfür ausschließlich lange Fahrbahngeraden – ein wesentliches Element relevanter Rahmenbedingungen.

Hinweis: Aerodynamische Verlustmechanismen des rotierenden bzw. luftumströmten Rades bleiben in der Kategorie >Rollwiderstand< vollständig unbeachtet, sie gehören zur Gruppe >Luftwiderstand des Fahrzeugs<.

Die zuvor erwähnten Verlusteffekte, welche den sogenannten Radwiderstand individuell steigern, werden in dieser Forschungsarbeit nicht separat aufgeschlüsselt und bewertet. Während die parasitären Begleiteffekte in der gewöhnlichen Betriebspraxis - nicht nur bei vernachlässigter Wartung - jederzeit marginal oder ggfs. auch stärker wirksam auftreten können, sollte in Verbindung mit den aktuell eingesetzten Versuchsträgern zumindest ein für diese Fahrzeuggattung untypisches, auffälliges Niveau von vorn herein strikt ausgeschlossen werden, was auch gelang. Nach systematischer stationärer Überprüfung in der Ausrüstungsphase vor Testbeginn und auch nach Abschluss der Untersuchung stand ein individueller Befund fest, der beiden Versuchsträgern einen einwandfreien Zustand bescheinigte.

Ein Blick zurück auf die skizzierte Fahrwiderstandsparabel (Bild 5), um kurz auf den spezifischen Gleichungsansatz ‘quadratische Funktion ohne Linearterm‘ hinzuweisen, ebenso auch auf den markierten Ordinatenschnittpunkt mit der Bezeichnung >Anteiliger Rollwiderstand<. In der Grafik deklariert allein die Konstante (Glied a_0) den Rollwiderstand des Fahrzeugs. Unter der Annahme einer grundsätzlichen Unabhängigkeit von der Variablen v_{xAir} kann auf einen Linearterm verzichtet werden, dieser ist in allen folgenden Betrachtungen konsequent eliminiert.

Nicht nur allein rollwiderstandsbezogene, sondern auch etwaig vorkommende verdeckte Widerstandsmechanismen mit proportional-geschwindigkeitsabhängiger Ausprägung sind von diesem Ansatz ausgeschlossen; sie werden a priori als nicht existent, respektive von untergeordneter Relevanz eingestuft. Die spezifische Funktion - ohne Linearterm - hat sich inzwischen im Rahmen der experimentellen Analyse des Fahrzeugluftwiderstandes schwerer Nutzfahrzeuge in realer Umgebung als tragfähig und belastbar behauptet, als Beleg hierfür kann die im VECTO Evaluation Tool [5] installierte Airdrag-Identifikation und die Vielzahl geleisteter, anerkannter Fahrzeugtests angeführt werden.

Hinweis: Der Koeffizient im quadratischen Term der Widerstandsgleichung kennzeichnet in seiner Auslegung ausschließlich den aerodynamischen Teil des äußeren Fahrwiderstands, siehe Ausführungen in Kap. 3.3.

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 Hystereseenergie - 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 prinzipiell seit jeher 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 im Allgemeinen bezeichnet der Begriff 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 Höhe der vertikalen Radlast (F_Z) maßgeblich beeinflusst wird. Die direkte und ausgeprägte Abhängigkeit von F_R 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 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 (**Bild 6**), spezifiziert in Standards, wie z.B. in ISO 28580 [2].

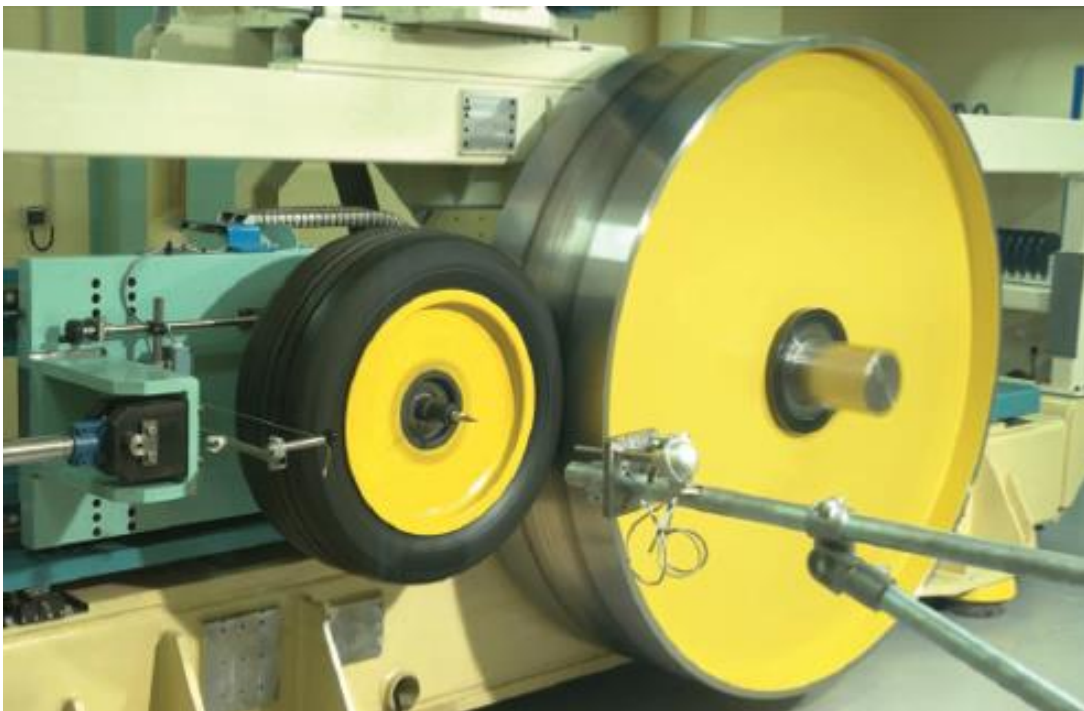


Bild 6: Trommelprüfstand für Rollwiderstandsmessung

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.

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 verharnt 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 $LI > 121$ ($SI \geq K$) 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 erreichte thermische Gleichgewicht. 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 wesentlichen Rahmenbedingungen der Messung nachvollziehbar beschrieben werden und demzufolge vollständig bekannt sind.

3.1.2 Einfluss des Betriebsparameters >Umgebungstemperatur<

Die hohe Sensitivität des Reifenrollwiderstands in Bezug auf den thermischen Zustand von Reifen und Umgebung ist seit langem bekannt, in standardisierten laborgestützten Testverfahren wird deshalb ein definierter, reproduzierbarer thermischer Referenzzustand vorausgesetzt. Beispielsweise ist die Lufttemperatur der Umgebung nach ISO 28580 mit 25°C spezifiziert. In temperaturgeregelten Räumen von Prüflaboren befindet sich damit auch die Kontaktoberfläche Stahltrommel/Reifen annähernd auf diesem Temperaturniveau. Zwar werden Abweichungen vom Referenzwert von bis zu $\pm 5^\circ\text{C}$ toleriert, jedoch müssen nominierte Prüfwerte grundsätzlich mittels Korrekturansatz auf 25°C bezogen sein. Die hierfür vorgesehene Gleichung

$$F_{r25} = F_R * [1 + K(t_{amb} - 25)] \quad \text{Kat. C3 (LI>121)} \quad \text{Gl. 3.2}$$

spiegelt eine empirisch entwickelte Abhängigkeit wider, die den hohen Laboranforderungen bewiesenermaßen gerecht wird, die jedoch auf Reifentests unter Outdoor-Bedingungen nicht in dieser Form übertragen werden kann. Die Korrekturquote von $\Delta\text{RRC}=0,6\%/^\circ\text{Kelvin}$ ist dort definitiv nicht zielführend.

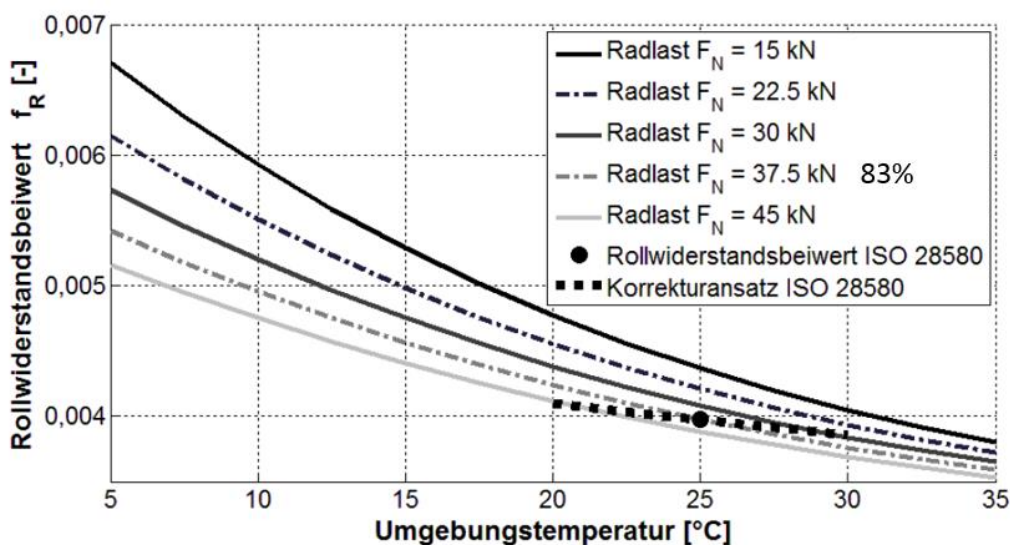


Bild 7: Modellannahme zum Einfluss der Umgebungstemperatur auf f_R [3]

Die Begründung für diese These ergibt sich aus der Beobachtung, dass selbst in konstanter Umgebung unter identischen Fahrbahn- und Lufttemperaturen von zufällig 25°C davon ausgegangen werden muss, dass sich im thermischen Beharrungszustand die Wärmeerzeugung, der Wärmetransfer und auch die Wärmeverteilung im Reifen graduell vom Rollvorgang auf einer gewölbten, texturarmen Kontaktfläche (Trommel) ohne Fahrtwind unterscheiden – gleiche Geschwindigkeitsbedingungen vorausgesetzt. Einen Beweis hierfür lieferten bereits Temperatur- und Rollwiderstandsmessungen auf stationären bzw. mobilen Testeinrichtungen [1,8], später wird dieser Aspekt noch verdeutlicht.

Als fraglos gilt, je kälter die Umgebungstemperatur, desto höher ist die Temperaturdifferenz zur Reifenhülle und umso größer wird der an die Umgebung abgeführte Wärmestrom durch Konvektion. Je kälter die Fahrbahnoberfläche, desto stärker ist der Wärmeverlust infolge Konduktion. Hierbei handelt es sich um Energieverluste. Dementsprechend kühler ist der thermische Gleichgewichtszustand des Reifens angesiedelt, was prinzipiell einen höheren Rollwiderstand begründet.

Diese Mechanismen sind Dreh- und Angelpunkt von thermischen Reifenmodellen, sie werden hier nicht weiter vertieft. Jedoch möchte der Verfasser auf eine Ausgabe der FAT-Schriftenreihe [3] hinweisen, wo diesbezüglich Modellannahmen – teilweise verifiziert durch Messungen - mit erweiterten, mathematisch formulierten Abhängigkeiten vorgestellt werden, siehe Auszug in **Bild 7**.

3.1.3 Einfluss des Betriebsparameters >Fülldruck<

Mit abnehmendem Fülldruck steigt der Rollwiderstand an; diese elementare Erfahrung haben aus eigenem Erleben schon viele Radfahrer gemacht, auch bei den großen Reifendimensionen für Pkw, Bus und Lkw ist dies nicht anders. Ein niedriger Fülldruck vergrößert die Kontaktfläche zur Fahrbahn, beult zudem sichtbar die Reifenseitenwand aus, mindert zwar die Stauchung der Profilblöcke, erhöht allerdings die Biege- und Scherbelastungen innerhalb einer stärker deformierten Lauffläche - wodurch letztlich mehr Verformungsarbeit zu leisten ist, der Rollwiderstand nimmt zu.

In Zusammenhang mit zwei zentralen Betriebsparametern, den Variablen Fülldruck und Radlast, kann der Rollwiderstand des Reifens in allgemeiner Form wie folgt beschrieben werden:

$$F_R = k * p^\alpha * F_Z^\beta \quad \text{Gl.3.3}$$

Als geeignete Werte für die beiden Exponenten dieser in der Fachwelt verbreiteten, empirisch entwickelten Grundfunktion haben sich die nachstehenden Werte in der Kategorie Lkw-Reifen etabliert:

$$\alpha \approx -0,2 \quad \beta \approx 0,9 \quad \text{Gl. 3.4}$$

In Relation zu einem Bezugszustand (Index 0) entfällt die in Gl. 3.3 berücksichtigte reifenspezifische Konstante k und es ergibt sich:

$$\frac{F_R}{F_{R,0}} = \left(\frac{p}{p_0}\right)^\alpha * \left(\frac{F_Z}{F_{Z,0}}\right)^\beta \quad \text{Gl. 3.5}$$

Kennzeichen eines zumeist benutzten Bezugszustands ist der Index ISO, wobei damit i.d.R. auf die Prüfparameter des Standards ISO 28580 hingewiesen wird. Definiert sind damit

$$p_{ISO}=p_{nenn} \quad F_{Z,0}= 85\% \text{ der max. Reifentragfähigkeit (Nenntragkraft)}$$

Das in Gl.3.5 vorgestellte Kräfteverhältnis kann unter Benutzung des Ausdrucks

$$c_R = \frac{F_R}{F_Z} \quad \text{Gl. 3.6}$$

umgeformt werden in ein RRC-Verhältnis

$$\frac{c_R}{c_{R,ISO}} = \left(\frac{p}{p_{ISO}}\right)^\alpha * \left(\frac{F_Z}{F_{ISO}}\right)^{\beta-1,0} \quad \text{Gl. 3.7}$$

worin der erste Term den Fülldruckeinfluss widerspiegelt und unabhängig davon, der zweite den Radlasteinfluss.

Wie aus der normierten Darstellung in **Bild 8** ersichtlich, erhöht sich infolge Radlastzunahme zwar die Rollwiderstandskraft, jedoch im Gegensatz hierzu, geht der Rollwiderstandskoeffizient zurück. Der als Beispiel angenommene Fülldruckunterschied von 2,0 bar beziffert mit $p_0 = 9$ bar einen Wert von 1,05 als Einflussfaktor, womit ein um 5% höherer Rollwiderstand ausgewiesen wird – graduell gültig für jede Last auf der Abszisse.

Radlast und Fülldruckeinfluss

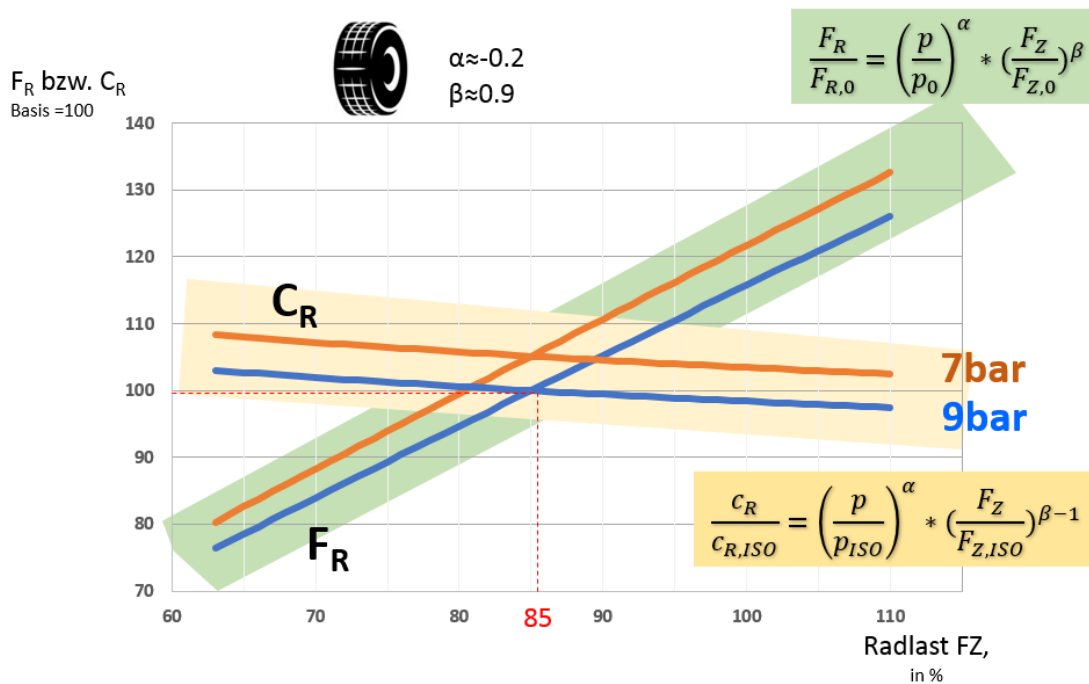


Bild 8: Radlast und Fülldruckeinfluss – Standard-Zusammenhang (empirisch)

Die Verschiebungen und veränderten Steigungen gegenüber den Ausgangsgeraden der Verläufe machen einerseits deutlich, dass sich der Fülldruckeinfluss, als Differenzwert in Prozentpunkten ausgedrückt, bei Radlasterhöhung zunehmend stärker auf F_R auswirkt - was unmittelbar plausibel ist – dem aber andererseits ein umgekehrter Trend beim Koeffizienten C_R gegenübersteht.

3.1.4 Einfluss des Betriebsparameters >Fahrgeschwindigkeit<

Mit dem im Fahrversuch eingesetzten 3-stufigen CST-Verfahren (Constant Speed Test) werden die stationären Fahrwiderstände punktuell in den Fahrgeschwindigkeitsstufen 25, 50, 85 km/h ermittelt, aus denen eine Fahrwiderstandskennung hervorgeht. Wie noch gezeigt wird, berücksichtigt der Lösungsweg ebenso wie die 2-Punkt-Fahrwiderstandsfunktion nach VECTO-Standard keinerlei Geschwindigkeitsabhängigkeit, was sich

zwangsläufig durch eine Eliminierung des Linearterms innerhalb der quadratischen Fahrwiderstandsgleichung ergibt.

Hingegen ist nicht zuletzt aus eigenen Messungen auf einer zertifizierten Prüfanlage am Beispiel von Trailerreifen deutlich hervorgegangen, dass heutige, rollwiderstandsoptimierte Truckreifen (C3) ein Minimum an Rollwiderstand im Bereich der im öffentlichen Straßenverkehr maximal zulässigen Fahrgeschwindigkeit erzeugen [1]; wobei ein fallender Trend im Verlauf vor dem Kurvenumkehrpunkt charakteristisch für die Abhängigkeit ist (**Bild 9**), erst dahinter bei nicht mehr relevanter hoher Geschwindigkeit beginnt die Progression.

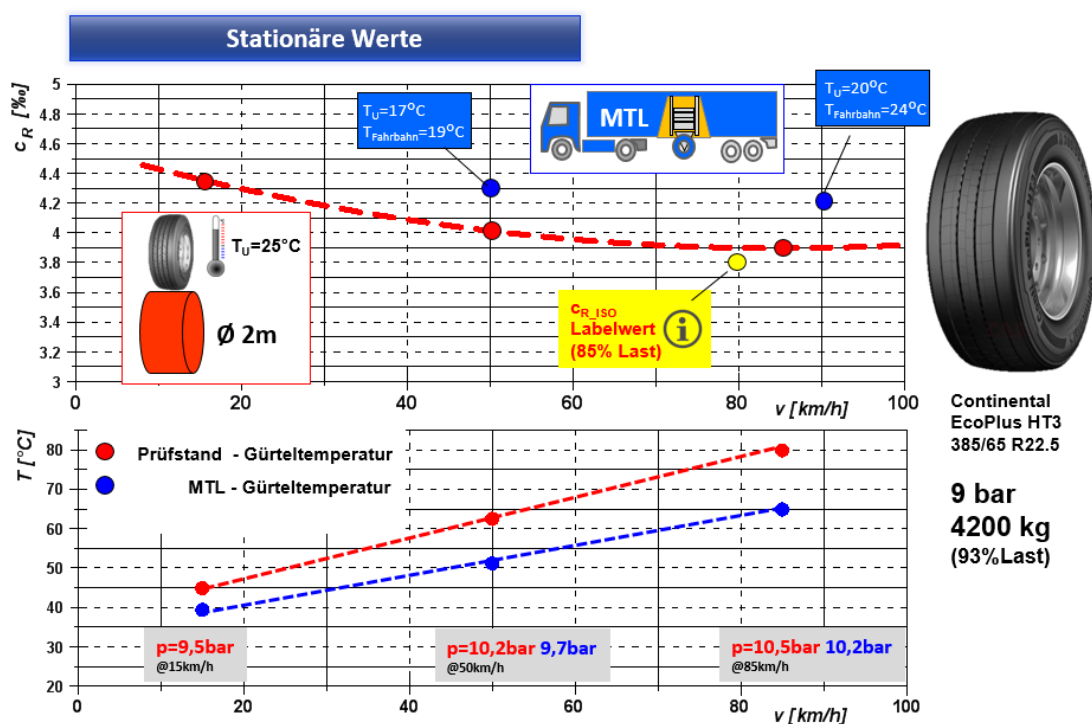


Bild 9: Einfluss der Fahrgeschwindigkeit auf den Rollwiderstand [1]

Damit steht auch hier die Frage im Raum, ob dieses im Labortest nachgewiesene, typische stationäre Verhalten überhaupt ‘auf die Straße‘ übertragbar ist oder ob aufgrund einer schwachen Ausprägung der Abhängigkeit $RRC=f(v_F)$ sich eventuell ein solcher Effekt in der realen Betriebsumgebung nicht abzeichnet.

Ein wesentlicher Grund für ein Ausbleiben der im Prüfstandtest nachgewiesenen Geschwindigkeitsabhängigkeit des Rollwiderstands könnte beim Fahrversuch allerdings auch im Auftreten von Fahrtwind und einer ohnehin gänzlich abweichenden Reifenumströmung und Wärmeabfuhr begründet sein. Es ist sicher so, dass nicht allein das

Wärmeaufkommen zwischen langsamer und schneller Fahrt unterschiedlich stark ausgeprägt ist – was die Temperatursteigerung in Bild 9 belegt –, sondern auch, dass höhere Konvektionsintensitäten bei höherem Temperaturniveau auftreten. Infolge dieses Effekts könnte sich durch die bei Zunahme der Fahrgeschwindigkeit stärker begünstigte Wärmeabfuhr ein kompensierender Einfluss auf den Rollwiderstandsverlauf ergeben.

Einen optischen Hinweis zum realen Verhalten können nur diejenigen der später vorgestellten Fahrwiderstandskurven liefern, deren Verläufe mehr als zwei Funktionsstützpunkte aufweisen.

3.2 Fahrzeugrollwiderstand

Abgrenzung: Mit dem in dieser Arbeit benutzten Begriff >Fahrzeugrollwiderstand< wird grundsätzlich der akkumulierte Radwiderstand (Summe aller Räder) unter den Bedingungen einer (schräglauffreien) stationären Geradeausfahrt deklariert; somit handelt es sich um den integralen Reifenrollwiderstand aller Radpositionen - einschließlich der überlagerten Verlustwirkungen von verdeckten Störquellen, den sogenannten 'parasitären' Komponenten.

Anders als bei den standardisierten Reifentests auf stationären Prüfeinrichtungen, wo eine exakt festgelegte Umgebungstemperatur als ein ganz zentrales Merkmal konstanter, reproduzierbarer Prüfbedingungen definiert ist, hängt der am Fahrzeug erzeugte Reifenrollwiderstand spürbar vom Zufallsparameter >Wetterlage< ab – genauer ausgedrückt, sind es die jeweiligen auf dem Testgelände angetroffenen thermischen Umgebungsbedingungen, welche sich auf die Intensität und Ausprägung spezifisch auswirken.

In der Outdoor-Situation können sich die für den Reifenkontakt maßgeblichen Temperaturen von Fahrbahnoberfläche und (anströmender) Umgebungsluft erheblich voneinander unterscheiden, auch Niveauschwankungen sind möglich, sowohl über dem Streckenverlauf als auch im zeitlichen Ablauf. Von einem fixen Referenzwert auf Höhe des Laborkriteriums ($T_L=25^\circ\text{C}$) – wo die Temperaturwerte von Raumluft und Stahltrommeloberfläche engst zusammenliegen - kann im Fahrbetrieb nicht ausgegangen werden, der thermische Umgebungszustand, dessen Variablen sind Temperaturwerte von Luftanströmung und Bodenkontakt, ist zumeist inkonstant und auch divers ausgeprägt.

Worin unterscheidet sich die reale Betriebssituation von der Labor-Referenz?

A		Kontaktfläche gekrümmt vs. flach	Δ Walkarbeit $\rightarrow \Delta$ Kerntemperatur
B		Oberflächenrauigkeit glatt vs. texturiert	Δ Reibungsverluste
C		Fahrbahn-Deck-/Tragschicht steif (Stahl) vs. nachgiebig	Δ Bewegungswiderstand
D		Luftanströmung (Kühlung) ohne vs. vorhanden	Δ Temperaturverteilung Δ Kerntemperatur
E		Temperaturen (Boden/ Luft) 25°C const. vs. differierend	Δ Erwärmung Δ Kerntemperatur
F		Spurwiderstand /Schiefst. Achsen ohne vs. ggfs. vorhanden	Δ Bewegungswiderstand
G		Bremsschleifen ohne vs. ggfs. vorhanden	Δ Bewegungswiderstand

Bild 10: Rollwiderstand “Reifenlabor vs. Straße“

Unter diesem Tenor ist eine Übertragbarkeit von standardisierten Reifenrollwiderstandstests auf ein unter natürlichen Bedingungen auf ebener Straße abrollendes Reifenexemplar zunächst grundsätzlich als unsicher zu bezeichnen, zumal sich infolge einer ungleichen Walkbeanspruchung auf ebenen/gekrümmten Fahrbahnoberflächen ohnehin differente thermische Zustände innerhalb des Reifens einstellen, ganz abgesehen von einer ungleichen Temperaturverteilung in den Materialien bzw. einzelnen Zonen des vielschichtigen Reifenaufbaus. Diese und weitere in Bezug auf die Höhe des Rollwiderstands vorhandene Divergenzen zwischen den Betriebssituationen >Trommel/Straße< sind in **Bild 10** als Übersicht zusammengestellt. Es werden dort 7 Einflussparameter unterschieden, deren Wirksamkeit in gradueller Hinsicht äußerst unterschiedlich sein kann.

Während die kausalen Wirkmechanismen bekannt sind, ist eine quantitative Zuordnung der Beeinflussung des Rollwiderstandes nach wie vor fallweise nur als mehr oder weniger zuverlässig einzustufen, in Teilen auch als ungelöst.

In der vorliegenden Arbeit wird nicht der Frage der Intensität dieser Einzeleinflüsse nachgegangen. Eine feinteilige Zuordnung der Wirksamkeit ist komplex und hier auch nicht beabsichtigt, vielmehr soll durch die Gegenüberstellung von akkumulierten, singular nach Prüfstandard exakt gemessenen Reifenrollwiderständen und dem auf echter Fahrbahn ganzheitlich ermittelten Fahrzeugrollwiderstand ein exemplarisches Abbild von tatsächlich existierenden Differenzen zwischen den Perspektiven Reifenlabor/Straßenfahrt dokumentiert werden.

3.2.1 Auswahl Testdesign

Um den Rollwiderstand eines schweren Nutzfahrzeuges ganzheitlich unter stationären Bedingungen zu ermitteln, hatte der Forschungsnehmer im Vorfeld die grundlegenden Vor- und Nachteile von 3 möglichen Varianten abgewogen. Von den schematisch in **Bild 11** skizzierten, in die engere Auswahl gekommenen Prinzipien

- a.) Radindividuelle Evaluierung/Aufsummierung aller Kräfte
- b.) Schleppversuch bzw. Zugkraftmethode
- c.) Integraler Fahrwiderstand – Identifikation über Antriebskräfte

Testdesign (ganzheitlich)

direkte Methode (radweise)

zu aufwendig
ungeeignet
ungenau



indirekte Methode (zugweise)

nur für niedrige
Geschwindigkeit
geeignet



Bild 11: Auswahl Testdesign

hatte sich nach internen Bewertungen das c Messprinzip "Integraler Widerstand" als eindeutiger Favorit behauptet. Auf eine Wiedergabe von Kriterien und Details der jeweils vergebenen Für und Wider wird an dieser Stelle verzichtet. Es gab seitens des Forschungsnehmers bereits ausführliche, eigene Versuchspraxiserfahrungen in Bezug auf die Varianten b und c, was für den Entscheidungsprozess sehr hilfreich war. Gegen die "direkte Methode" sprach von vornherein ein ungewöhnlich hoher kosten- und gerätetechnischer Aufwand mit geringen Erfolgsaussichten einer Realisierung. Aber auch erhebliche Bedenken in Bezug auf einen damit technisch überhaupt erzielbaren Nutzwert führten zu einem Ausschluss dieses Konzepts.

Bei dem als zielführend eingeschätzten, deshalb bevorzugten Verfahrensansatz unter c handelt es sich methodisch um eine indirekte Bestimmung des Fahrzeugrollwiderstandes. Unter der Bedingung eines stationären Kräftegleichgewichts kann zwar unmittelbar von der untersuchten Antriebskraftsumme (Urgröße Drehmoment) auf den zu überwindenden äußeren Fahrwiderstand geschlossen werden, jedoch verbirgt sich darin wegen der Überlagerung der beiden Hauptkomponenten der unbekannte Anteil des gesuchten Fahrzeugrollwiderstandes. Zur Auflösung bedarf es einer Separation. Zu diesem Zweck bedient man sich eines Identifikationsverfahrens, welches unter 4.1 Testverfahren beschrieben ist.

3.3 Luftwiderstand

Obwohl der Arbeitsschwerpunkt zweifellos auf dem Themenkreis "Rollwiderstand" liegt, erscheint es sinnvoll, in diesem Zusammenhang auch ein Kapitel über den Luftwiderstand einzubinden. Die Begründung für einen beschränkten Beitrag mit spezifischen Informationen liegt auf der Hand, die strukturelle Ähnlichkeit der aktuell angewandten Testmethode mit dem sogenannten Airdrag-Prüfverfahren nach VECTO [5] ist der Anlass dafür. Diese bemerkenswerte Testvariante ist ein zentraler Baustein bei der aerodynamischen Einstufung eines schweren Nutzfahrzeuges auf Grundlage der verbindlichen EU Verordnung EU 2017/2400 (Revision: EU 2019/318). Hinter dem inzwischen weltweit bekannten Akronym VECTO verbirgt sich ein gewichtiges Simulationswerkzeug, dessen besonderer Verwendungszweck sich erkennbar aus der ungekürzten Bezeichnung >Vehicle Energy Consumption Calculation Tool< ableitet.

3.3.1 Standardtestmethode HDV-Airdrag

VECTO liefert Ergebniswerte für den Kraftstoffverbrauch und die Zertifizierung von CO₂-Emissionen neu zugelassener schwerer Nutzfahrzeuge. Die Basis hierfür sind Simulationsrechnungen, deren Modelle, Module und Algorithmen zuverlässige Inputdaten voraussetzen, was wiederum flankierende, experimentelle Tests an/mit dem im Blickfeld stehenden Objekt HDV (Heavy Duty Vehicle) und Untersystemen erfordert. Eine hohe Datenqualität ist dabei maßgeblich für die Validität abgeleiteter Aussagen.

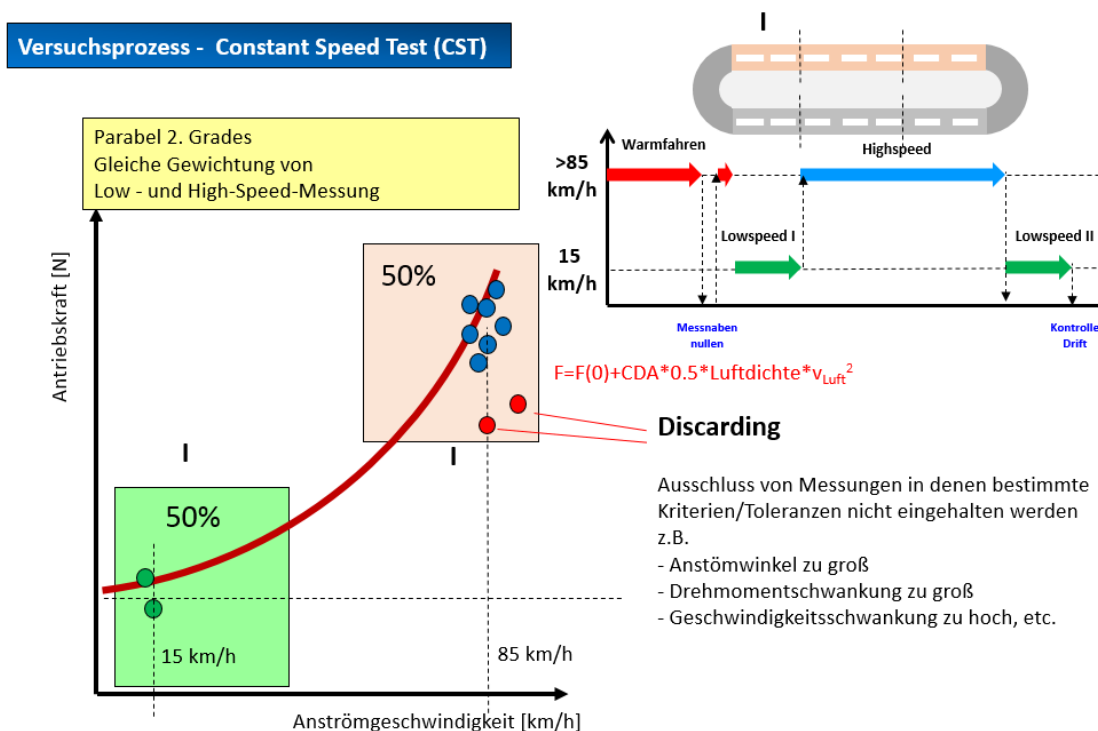


Bild 12: VECTO Airdrag-Evaluation, Versuchsprozedur Constand Speed Test (CST)

In Anhang VIII der erwähnten EU-Verordnung (EU) 2017/2400 ist die “Überprüfung der Daten zum Luftwiderstand“ verbindlich definiert, das beschriebene Prüfverfahren genießt den Status eines Outdoor-Prüfstandards. Gegenüber den vormals bevorzugten Ausrolltests steht bei diesem Verfahren eine Prozedur mit dem Merkmal >Rollen im Beharrungszustand< im Mittelpunkt des Fahrversuchs, welche als >Constant Speed Test< bezeichnet wird, in Kurzform ‘CST’ genannt. Durch eine umfassende Spezifikation der Prüfbedingungen sind Betriebsumstände, Testparameter und -abläufe eindeutig geregelt. Nicht zuletzt dank präziser Vorschriften besitzt das Verfahren die erforderliche Eignung, stichhaltige und verbindliche Zahlenwerte zu erzeugen, sowohl für die primäre Zielgröße dieses Verfahrenszweiges, den Luftwiderstandskoeffizient c_D als auch ebenfalls für den wichtigen Kombinationswert $c_{D,0} * A$.

Der Versuchsprozess, der diese Angaben ermöglicht, geht schematisch aus **Bild 12** hervor. Im sogenannten Constant Speed Evaluation Tool (CSE-Tool) werden die in 2 unterschiedlichen Geschwindigkeitsstufen etappenweise aufgenommenen Messdaten gezielt verarbeitet, wobei das Grundprinzip der Identifikation des Luftwiderstandes ein Curve-fit-Ansatz ist - verdeutlicht durch die Skizze mit dem dargestellten Zusammenhang von Messwertepaaren der Antriebskraft und Anströmgeschwindigkeit. Die skizzierte 2-Punkt-Fahrwiderstandsfunktion ist bekannt als Fahrwiderstandsparabel. Eine erwähnenswerte Besonderheit der als Masterfunktion benutzten quadratischen Gleichung ist hierbei der Typus: Ohne Linearterm.

Nach Kontrolle von Plausibilitäten und Dateneignung, der Einhaltung von Fehlerkorridoren etc. entsteht aus dem Koeffizienten des quadratischen Gliedes unter Einbindung von Luftdichte und Anströmwinkel die Bezifferung des Fahrzeugluftwiderstands. Weitere Einzelheiten sind in Kap. 7.1.1 aufgeführt.

4 Grundlage Fahrversuch

4.1 Testverfahren

Bei dem als CST_3 bezeichneten Testverfahren handelt es sich vom Typ her um einen Constant Speed Test, der nach eigener Spezifikation des Forschungsnehmers in den Fahrgeschwindigkeitsstufen 25, 50, 85 km/h zur punktuellen Ermittlung der stationären Fahrwiderstände benutzt wird. Als feindefinierte Prozedur ist der CST_3 ein Grundbaustein der gewählten Versuchsmethode, bei welcher nicht der singuläre Reifen als Objekt im Fokus steht, sondern das ganze Fahrzeug - was einer ganzheitlichen Rollwiderstandsermittlung unter realen Umweltbedingungen dient.

Testverfahren

“CST_3“ – Constant Speed Test (3 Stufen)

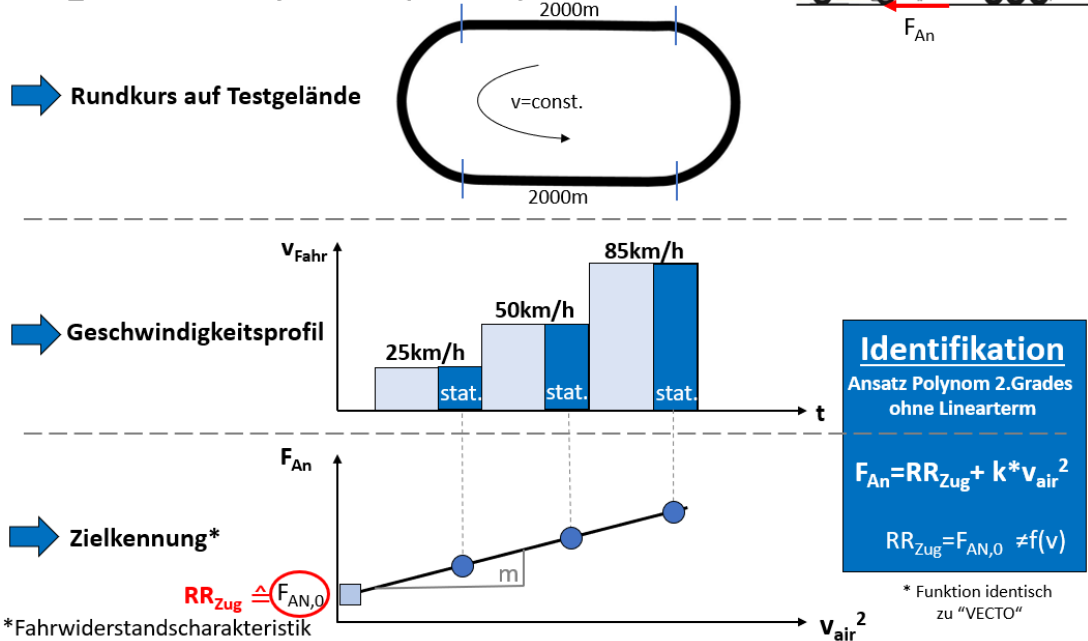


Bild 13: Testverfahren CST_3

Ohne mit Beschreibungen im Detail auf die Abwicklung der Testprozedur, die dabei einzuhaltenden Rahmenbedingungen, Anforderungen an Gelände und Technikausstattung einzugehen, die kompakte Übersicht der Versuchsstruktur in **Bild 13** veranschaulicht den Weg zum Ziel. Bei der skizzierten Zielkennung handelt es sich um eine konventionelle Fahrwiderstandskennung, allerdings ohne Linearterm, wobei aus der Teilung der Abszisse mit der quadrierten Variablen v_{Air} statt einer Parabel der gerade Kurvenverlauf resultiert.

Zur Identifikation des Fahrzeugrollwiderstands wird mit den auf 3 Abschnitten versammelten Datenpaaren mittels multipler Approximation eine Gerade erzeugt, die als Fahrwiderstandsfunktion den Zusammenhang zwischen Fahrwiderstand und Anströmgeschwindigkeit unmittelbar abbildet. Exakt ausgedrückt sollte $v_{x,air}$ ausgewiesen sein, da nur die Längskomponente aus der weit oberhalb der Anhängerstirnseite ermittelten Anströmgeschwindigkeit in den DV-Prozess einfließt.

Aus dem Schnittpunkt der Geraden mit der Ordinate geht der Rollwiderstand des Zuges (RR_{Zug}) als Absolutgröße hervor. Die Gleichsetzung von eruieter Antriebskraft und Zugrollwiderstand ist zulässig, weil der skalierte Messwert, der aus dem quasistatischen Reifenhalmmesser und der Drehmomentmessung an der Antriebsachse der Zugmaschine hervorgeht, zwingend identisch mit dem Betrag des entgegengesetzten Zugrollwiderstandes sein muss – bedingt durch das Messprinzip von “Actio et Reactio“.

Wie beim Airdrag-Verfahren nach VECTO-Standard auch, berücksichtigt der Lösungsansatz keine Geschwindigkeitsabhängigkeit, was durch den Typ der quadratischen Fahrwiderstandsgleichung (Legende Bild 13) zwangsläufig vorgegeben ist. Somit wird auch der Rollwiderstand als unabhängig von der Fahrgeschwindigkeit angenommen.

Vordringlich hinzuweisen ist auf die beim CST-Verfahren aus Präzisionsgründen verstärkt notwendigen Nullabgleich-Wiederholungen, was weniger für das Anemometer gilt als insbesondere die Drehmomentmesstechnik betrifft, um inakzeptable Fehler der zentralen Eingangsgrößen 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 jede der beiden Drehmoment-Messketten wird über die gesamte Testdauer eine Nullpunktstabilität von 20 Nm gefordert, was sich auch in der Praxis mit beiden benutzten Messwerkzeugen >Drehmomentmesswelle< und >WFT< nachweislich 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 steter Beobachtung der Reifentemperaturverläufe erfüllt wird. Erst im eingetretenen Gleichgewichtszustand der Wärmeflüsse eignen sich die Messwertaufzeichnungen, um später (offline) die während der Kursumrundungen auf beiden Messgeraden der Teststrecke fortlaufend erfassten Daten dann einzelnen, definierten Sektionen exakt lokal zuzuordnen und weiterzuverarbeiten.

Die Weiterverarbeitung beinhaltet u.a. eine Höhenprofilkompensation, Plausibilitätsüberwachung sowie Kontrollmechanismen zum Ausschluss von Fehlern durch Störungen, wie z.B. Beschleunigungsvorgänge, Windeffekte etc. Jede der definierten 2x15 Kurssektionen steht einzeln unter Aufsicht, wobei u.a. Fahrgeschwindigkeit, Temperaturwerte,

Fahrzeuganströmung, Drehzahlen und div. Einzelwerte beobachtet werden. Nach abgeschlossener Datenbereinigung muss zwingend in jeder Geschwindigkeitsstufe noch eine Mindestmenge an validierten Datensätzen verfügbar sein, welche ähnlichen Qualitätsanforderungen genügen müssen wie die im VECTO CSE-Tool beschriebenen, um das Prozedere der Identifikation des Fahrzeugrollwiderstandes vorgabenkonform abschließen zu können.

4.2 Versuchsfahrzeuge A & B

Versuchsfahrzeuge

- zugelassene Fahrzeuge
- Standard-Ausführungen

Planenaufleger: SCB

3-achsig

Fahrzeug A
SZM 4x2: MAN TGX
Radstand 3600 mm



Fahrzeug B
SZM 4x2: Daimler Actros
Radstand 3600 mm



Bild 14: Versuchsfahrzeuge – Sattelzüge “A“ und “B“

4.3 Fahrzeugbereifung




Messreihe	Spezifikum	SZM MAN		Trailer SCB
 Serie	Position	VA	HA	3 Achsen
	Brand/Dimension	CO 315/70 R22.5	MI 315/70 R22.5	HK 385/65 R22.5
	Typ	Hybrid HS3	X Line D	TH22 CB Regional Haul
	load/speed Index	154 L (3750 kg)	154/150 L (3350 kg)	160 K (4500 kg)
	DOT	2316	0715	5017-5117
	Profiltiefe	PT 15 mm	PT 14 mm	PT 15 mm
	Fülldruck	8,5bar	7,5bar	9,0bar
	Sensorik	CPC+T_Gürtel	CPC	CPC
Messreihe	Spezifikum	SZM MAN		Trailer SCB
 Spezial (Restprofil)	Position	VA	HA	3 Achsen
	Brand/Dimension	MI 315/70 R22.5	GY 315/70 R22.5	PI 385/65 R22.5
	Typ	X Line Energy Z	Fuelmax D	ST0 Neverending
	load/speed Index	156/150 L (4000 kg)	154/150 L (3750 kg)	160 K (4500 kg)
	DOT	09/15	-	-
	Profiltiefe	PT 3 mm - shaved	PT 4mm - shaved	PT 4 mm - shaved
	Fülldruck	9,0bar	9,0bar	9,0bar
	Sensorik	CPC	CPC	CPC
Messreihe	Spezifikum	SZM Actros		Trailer SCB
 Kombi	Position	VA	HA	3 Achsen
	Brand/Dimension	CO 315/70 R22.5	BS 315/70 R22.5	CO 385/65 R22.5
	Typ	Hybrid HS3	Ecopia H-Drive 002	EcoPlus HT3
	load/speed Index	154 L (3750 kg)	154/150 L (3750 kg)	160 K (4500 kg)
	DOT	23/16	0915	1820
	Profiltiefe	PT 15 mm	PT <10mm - shaved	PT 15 mm
	Fülldruck	8,5bar	7,5bar	9,0±1bar
	Sensorik	CPC+T Gürtel	-	CPC

Bild 15: Fahrzeugbereifungen

4.4 Sondervorrichtung zur Druckabsenkung

Nicht im öffentlichen Straßenverkehr, sondern nur auf Prüfgeländen setzt der Forschungsnehmer ein selbstentwickeltes Reifendruckregelsystem (RDvar) ein, welches sich über mehr als 2 Jahrzehnte hinweg an verschiedensten Fahrzeugen bewährt und als sehr zuverlässig erwiesen hat. Eine wesentliche Systemkomponente ist das radaußen auf einfache Weise radfest montierte pneumatische Drehübertragungsmodul, welches eine leckagefreie Verbindung zwischen dem mitrotierenden Ventiladapter-Luftschlauch und dem ruhenden Kopfteil, dem sogenannten Stator, herstellt.



Bild 16: Vorrichtung zur Druckabsenkung (RDvar)

Wie auf dem Foto (**Bild 16**) erkennbar, befindet sich an jedem Rad des Trailers zwischen Anhängeraufbau und Drehübertrager eine im Bogen verlegte Pneumatik-Schlauchleitung, welche sowohl den Stator gegenüber Verdrehen abstützt - dennoch Radbewegungen zulässt – als auch eine sichere Luftführung zur am Hauptrahmen angebrachten RDvar-Zentraleinheit ermöglicht. Die mit Pneumatik-Magnetventilen kombinierte elektronische Regeleinrichtung beinhaltet normalerweise den Betriebsmodus ‘Fülldruckregelung‘ in der bekannten Form einer in 2 Richtungen ablaufenden Grundfunktion - Erhöhung oder Absenkung – bei der ein ständiger Abgleich von Soll- und Istwert der Führungsgröße erfolgt. Im Rahmen der hier beschriebenen Aufgabenstellung wurde das Gerät nicht an das Druckluftnetz des Fahrzeuges angebunden, da auf eine Drucklufteinspeisung verzichtet werden konnte, nur der Funktionszweig ‘Luftablassen‘ war erforderlich.

Die notwendige Druckinformation über das im Reifen eingeschlossene Luftvolumen liefert ein innenseitig installiertes CPC Modul, welches über eine Funkverbindung sowohl Druck- als auch Temperaturwerte fortlaufend an die Basisstation im Fahrzeug sendet.

Zur Auslösung einer vorgesehenen Fülldruckabsenkung - von einem aktuellen Wert auf einen definierten Zielwert - betätigt der im Führerhaus mitfahrende Versuchingenieur lediglich eine Bedientaste, wobei die vorprogrammierten Zustandsparameter und auch die aktuellen Zustände auf einer grafischen Bedienmaske wiedergegeben werden; gleichzeitig ist damit die Datenaufzeichnung initialisiert.

Zwecks Funktionsüberprüfung der 6-kanaligen Einrichtung erfolgte ein Vorabtest, durchgeführt als Standversuch unter Verwendung einer modifizierten Felge der Dimension 11,75x22,5. Diese Messfelge ist mit einem Präzisions-Drucksensor ausgestattet, wodurch es möglich ist, den tatsächlichen Druckzustand während eines simulierten Druckablassens abzurufen. Bei dem in **Bild 17** vorgestellten Test liegt als Ausgangszustand ein Druckwert von 10 bar vor, der schrittweise in Sprüngen von $\Delta 1$ bar auf einen unteren Zielwert von 7,0 abgesenkt werden sollte. Neben der erreichten relativ hohen Genauigkeit sind zwei Merkmale des Prozesses hervorzuheben:

a) Ventilöffnungsdauer und b) Überschwingcharakteristik

Offensichtlich sind die Öffnungsdauern, wie bei unveränderten Strömungswiderständen physikalisch zu erwarten, umso höher, je geringer das Druckniveau im Reifenvolumen ist. Der zeitliche Übergang zur nächsten Druckstufe kann in dem betrachteten Fenster zwischen 73 und 93 Sekunden andauern.

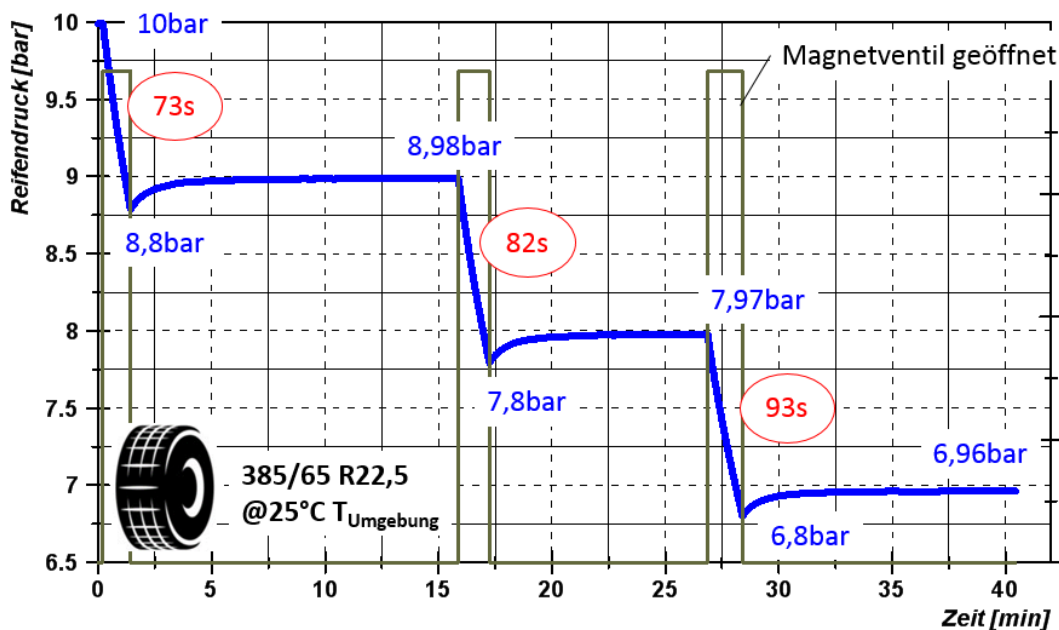


Bild 17: 3-stufige Fülldruckabsenkung

Typisch für den Luftabfluss ins Freie - durch den engen Reifenventil-Strömungsquerschnitt - ist der nach Entspannung des Reifenvolumens auftretende thermodynamische Folgeeffekt eines degressiven Druckanstiegs, der sich in einer Größenordnung von ca. 0,2 bar bemerkbar macht. Um den Zielwert möglichst genau zu treffen, ist es erforderlich, diesen geringen passiven Druckhub im Regelprozess zu berücksichtigen.

Eine Randnotiz der Erprobung bei Stillstand soll zusätzlich noch erwähnt werden: Unter der konstanten statischen Radlast (3700 kg) des beschriebenen Abnahmeversuchs wurde messtechnisch die Reifeneinfederung synchron kontrolliert. Aus der gering nichtlinearen Abhängigkeit von $z_{R,stat}$ vs. p_F wurde als Richtwert für den Druckbereich zwischen 10,0 und 8,0 bar eine Reifeneinfederung von ca. 6 mm am Trailerreifen abgeleitet.

Schlussendlich fand eine finale Erprobung der elektropneumatischen Einrichtung mit Beteiligung aller 6 Trailerreifen unter realen Bedingungen bei einer Fahrgeschwindigkeit von 85 km/h statt. Auch in dieser dynamischen Situation erwies sich die geforderte punktgenaue Reifendruckabsenkung als stabil umsetzbar. Mit Blick auf die Fahrversuchsaufgabe kommt allerdings ein neuer Aspekt erschwerend hinzu: Durch die natürliche Reifenerwärmung während des Fahrens verändert sich der Fülldruck, der Druck steigt. Da eine manipulierte Druckminderung um 1,0 bar in Bezug auf den sogenannten Kaltdruck dann jedoch keineswegs äquivalent zu einer wertgleichen Absenkung im warmen Reifenzustand ist, muss eine angepasste Sollwert-Vorgabe für den Drucksprung definiert werden. Diesbezüglich wurden Stichproben im Fahrversuch eingeholt, wobei ein wesentlicher Teil des Zeitaufwandes sowohl im Warmfahren als auch in den Ruhezeiten steckt, währenddessen der Reifen abkühlen soll, um den resultierenden Kaltdruck im Nachhinein exakt überprüfen zu können.

4.5 Messtechnik

Die wesentlichen Elemente der Messausrüstung der beiden Versuchsträger gehen aus der Komponentendarstellung in **Bild 18** hervor. Es handelt sich um technische Instrumente/Geräte, die sich beim Forschungsnehmer u.a. im Rahmen von Airdrag-Untersuchungen (Vecto-Tool) an ebenfalls Sattelzügen schon vorab hervorragend bewährt hatten. Im Zentrum der Versuchsausstattung stehen drei Messketten zur Erfassung von

- Antriebsmoment (2x)
- Fahrzeuganströmung
- Fahrzeugposition

Zur Erfassung der Drehmomente an den Antriebsrädern der Zugmaschine kamen zwei unterschiedliche Messverfahren zur Anwendung:

- Drehmoment-Messräder P1HT (Kistler)
- Drehmoment-Messwellen (IPW)

Messausrüstung

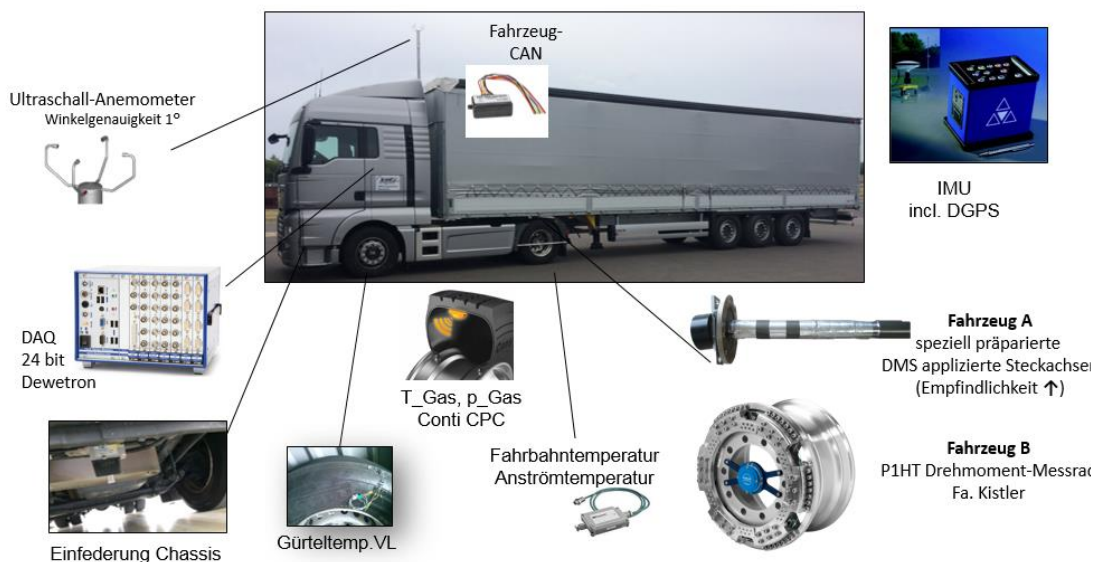


Bild 18: Messtechnische Ausstattung der Versuchsträger

Die beiden Varianten basieren auf verschiedenen Messprinzipien, sie erfüllen alle maßgeblichen Anforderungen in Bezug auf Messbereich, -präzision, Linearität, Driftarmut, Zuverlässigkeit etc., wobei als besondere technische Herausforderung die Kombination aus notwendiger hoher mechanischer Robustheit und gleichfalls hoher Präzision bei relativ niedriger Belastung bemerkenswert ist. Die Datenübertragung findet telemetrisch statt.

Der Rückschluss vom Drehmoment auf die wirksame Reifenumfangskraft erfolgt über den statischen Reifenhalmesser (r_{stat}), welcher sowohl aus einer Direkterfassung des Boden-Nabenabstandes mittels Laser zur Verfügung steht, als auch indirekt über aufgezeichnete Größen (u.a. Drehzahlen) von Fahrzeug-CAN und DGPS (Vecto-Tool Abrollmethode).

Die Komponenten der Fahrzeuganströmung (inkl. Lufttemperatur) werden mittels eines Präzisions-Ultraschall-Anemometers hoher Winkelauflösung ermittelt, welches variabel justierbar an der Stirnseite des Anhängers mechanisch fixiert ist und dabei die Dachhaut um 1,35 m überragt.

Die Fahrbahntemperatur wird berührungslos mittels fahrzeugfestem Infrarotsensor an der Oberfläche aufgenommen. Der eingestellte Emissionsgrad berücksichtigt die lokalen Gegebenheiten vor Ort, wobei der ausschließlich trockene Fahrbahnzustand die Messqualität begünstigt.

Die Temperatur des Füllgases und auch der Fülldruck im Reifeninnern werden an sämtlichen Rädern mittels CPC erfasst und ebenfalls wie die zuvor angesprochenen Messgrößen kontinuierlich digital aufgezeichnet. Darüber hinaus ist ein Lenkreifen mit im Material integrierten Thermosensoren ausgestattet, was eine fortlaufende Kontrolle der Reifentemperatur im Bereich der Gürtelkante direkt im Material ermöglicht.

rechten Bildteil bezeichnet das Akronym VECTO die eingeführte, vorrangig auf Erueirung von Airdrag zielende Spezifikation des CST, während für den Hauptteil im Zentrum der Darstellung eine vom Forschungsnehmer selbst definierte CST-Prozedur festgelegt ist. Diese CST-Variante wurde zuvor bereits in ihren Grundzügen vorgestellt, zur eindeutigen Unterscheidung wird sie zusätzlich mit der Ziffer 3 gekennzeichnet (CST_3).

Unter der Maßgabe, eine auf 3 Betriebspunkten sich stützende stationäre Fahrwiderstandskurve quadratischer Natur ohne Linearanteil hochpräzise zu ermitteln, stand im Versuchsblock “Zug A“ zunächst grundsätzlich die methodische Eignung der Prozedur CST_3 in Frage. Zwecks Beantwortung waren Variationen in Bezug auf das Zuggewicht, die Zugsbereifung vorgesehen, nicht zuletzt aber auch unterschiedliche thermische Umgebungszustände zu berücksichtigen.

Erst nach erfolgtem Eignungsnachweis stand das Versuchsprogramm “Zug B“ auf der Agenda. Das Hauptaugenmerk ist bei diesem Zug auf den Betriebsparameter Reifenfülldruck gerichtet.

5.2 Testparameter

Entsprechend der aus Bild 19 hervorgehenden Grundstruktur mit den im Zentrum des Versuchsprogramms stehenden Sattelzügen A und B berücksichtigt das für den Fahrversuch aufgestellte Testprogramm in Teilen die Variationsparameter:

- *Fahrgeschwindigkeit (25, 50, 85 km/h)*
- *Bereifung (Δ Profiltiefe)*
- *Reifenfülldruck (Δp Trailer)*
- *Beladung (Ballast hoch/gering)*
- *Umgebung (Luft-/Fahrbahntemperatur hoch/niedrig).*

Die als Versuchsträger verwendeten Sattelzüge kamen nicht zeitgleich zum Einsatz, sondern zeitversetzt mit einem Jahr Abstand, auf demselben Versuchsgelände. Ausgangspunkt dafür waren 2 voneinander unabhängige Teilprojekte des FAT AK-4, welche sich ausgezeichnet ergänzen und darum in diesem Bericht abschließend zusammengefasst sind.

Eine an “Zug B“ in 3 Druckstufen vorgenommene Reifendruckvariation betrifft ausschließlich die 6 Radpositionen des Sattelanhängers. Druckjustagen bei Stillstand am kühlen Reifen, zudem auch definierte Absenkungen während der Fahrt, sind Ausgangspunkt einer Untersuchung des tatsächlichen Einflusses auf den Zugrollwiderstand.

5.3 Versuchsbedingungen

Durch die beim Fahrversuch naturnahe Versuchsumgebung sind zeitvariante Versuchsbedingungen durch schwankende Wettereinflüsse bzw. ein wechselndes Mikroklima

unvermeidbar. In Kombination mit beschränkten Nutzkapazitäten/Verfügbarkeiten von großen Prüfgeländen besteht grundsätzlich ein Zwang zu mittel- oder auch langfristiger Planung eines Vorhabens, was insofern eine frühe Terminfestlegung voraussetzt. Ob dann später im Versuchszeitfenster zufälligerweise ideale, eventuell nur einfach geeignete Umgebungsbedingungen herrschen oder aber aus restriktiven Gründen Tests sogar ausfallen müssen, ist grundsätzlich unsicher und kann zumeist erst vor Ort entschieden werden.

Versuchsbedingungen

Umgebungstemperatur (Lokale Wetterstation)

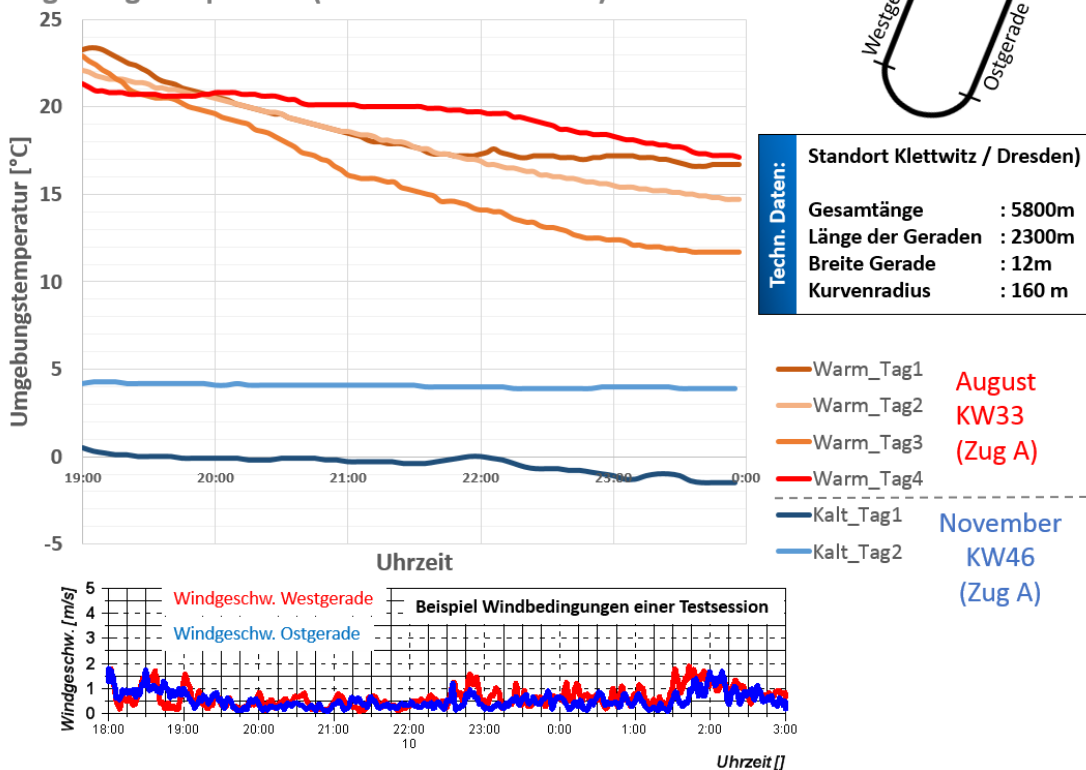


Bild 20: Versuchsbedingungen vor Ort - Auszug Quartale III/IV 2019

Das Maß der elementaren Anforderungen an Fahrbahnzustand, Wind- und Temperaturbedingungen wird im Wesentlichen durch das Anspruchsniveau bestimmt. Definierte Kriterien und Bedingungen, wie die nach VECTO-Spezifikation, sind als Maßstab eindeutig, ausgewogen und im Praxisfall dementsprechend anwendbar.

Generell ist der Versuchserfolg beim CST hochgradig mit den Windbedingungen verknüpft; bei hoher Ergebnistrennschärfe, wie in diesem Forschungsprojekt verlangt, allerdings ausnehmend hoch. Wegen der Sensitivität einerseits und der besonderen Anforderungen auf der anderen Seite sind die Toleranzgrenzen beim CST₃ sehr eng gefasst. Unter Berücksichtigung von Erfahrungen mit den meteorologischen Gegebenheiten des Prüfgeländes hat der Forschungsnehmer Sollkorridore für einige Kriterien ausgewiesen,

unter deren Berücksichtigung der Fahrversuch – auch aus Gründen der Nutzungsexklusivität - nur im Zeitraum des letzten Tagesdrittels bzw. nachtsüber stattfinden durfte.

Exemplarisch dokumentiert die untere der Darstellungen in **Bild 20** einen weitgehend beständigen Zustand des Windaufkommens mit geringen Schwankungen der von zwei lokalen Wetterstationen in Bodennähe aufgezeichneten Windgeschwindigkeiten während einer Testdurchführung. Ein definiertes Limit von 2,5 m/s wird im gesamten Zeitraum nicht überschritten, dieses Einzelkriterium ist fraglos erfüllt. Zusätzlich werden u.a. auch aus den Datenströmen des mobilen Anemometers verschiedene, hier nicht weiter erörterte Details strikt kontrolliert.

Wegen der Temperaturempfindlichkeit des Reifens in Bezug auf den erzeugten Rollwiderstand ist das Thema Windanströmung zwar kein vernachlässigbarer Parameter, jedoch von geringer bzw. sekundärer Bedeutung, indes sind die thermischen Umgebungsbedingungen maßgeblich relevant.

Die Gastemperatur als ein möglicher Indikator für das rollwiderstandsprägende Temperaturniveau des Reifens reagiert wesentlich sensibel auf die Temperatur der Fahrbahnoberfläche, weshalb deren Temperaturniveau von hoher Bedeutung ist und permanent aufgezeichnet wird. Als Beispiel für eine hohe und eine weniger enge Angleichung von Luft- und Fahrbahntemperatur wird auf die späteren Abbildungen (Bild 29, Bild 30) verwiesen, die darin dargestellten Verläufe (mobil aufgenommen) sind jeweils weitgehend konstant, jedoch den unterschiedlichen Rahmenbedingungen in den Monaten August vs. November entsprechend stark unterschiedlich ausgeprägt.

Wie aus den in Bild 20 exemplarisch wiedergegebenen Lufttemperaturen der Umgebung erkennbar, können die Protokolle einer stationären Wetterstation zwar hilfreiche Hinweise zu Niveau und Abdrift der Lufttemperaturen in den benutzten Versuchszeitfenstern liefern, jedoch lassen sich daraus keine evidenten Schlussfolgerungen in Zusammenhang mit Rollwiderstandseffekten ziehen.

6 Ergebnisse Indoor – Prüflabor


Bei den vorgenommenen Untersuchungen handelt es sich um in Auftrag gegebene Reifenrollwiderstandsmessungen, welche in einer zertifizierten Prüfeinrichtung auf glatter Stahltrommel ($d_a=2\text{m}$) bei einer Umgebungstemperatur von 25°C stattfanden. Alle Testergebnisse der in einer temperaturstabilen Laborräumlichkeit installierten Anlage basieren auf der Kraftmessmethode.

6.1 Trailerreifen, Zustand ‘neu vs. angefahren‘

Hinter dieser Teilaufgabe steht das Motiv, den Abweichungsgrad von der Bewertungsgröße $C_{R,ISO}$ - die einen Referenzwert im Reifenneuzustand abbildet – unter dem Aspekt eines ersten, beschränkten Gebrauchs zu hinterfragen: *Welche Verbesserung erfährt der Rollwiderstand, ausgehend vom Reifen im Neuzustand, über eine Strecke von 1000 km?*

Zwecks exemplarischer Klärung waren sechs Neureifen der Dimension 385/65 R22,5 in der typischen Ausführung mit Rippenprofil direkt beim Reifenhersteller Continental geordert worden, wobei die DOT-Ziffernfolge 1820 das geforderte aktuelle Produktionsdatum bestätigte. Nach Montage auf Maschinenfelgen der Größe 11,75x22,5 wurden alle 6 Trailerreifen (Typ ECOPlus HT3) unter den Bedingungen des typischen Freigabestandards mittels der erwähnten Einrichtung rollwiderstandsüberprüft.

Rollwiderstand Koeffizient	Einlaufstrecke		Ergebnis in Relation
	240km	1000km	
$C_{R,ISO}$	4,02‰	/	100%
$C_{R,1000}$	/	3,89‰	96,8%



25°C
80 km/h
9,0 bar
3825 kg

Basis: Charge aus 6 Neu-Reifen (DOT1820) DIM 385/65 R22.5

Bild 21: Mittelwerte Rollwiderstand Trailerreifen vor/nach 1000km Einlaufstrecke

Entsprechend dem Teststandard ISO 28580 hat das Prüfobjekt ‘Neureifen’ nach einem 3-stündigen Warmlauf bei einer Prüfgeschwindigkeit von 80 km/h sich nicht nur erheblich erwärmt, sondern bereits auch eine ‘Einlaufstrecke’ von 240 km auf der Stahltrommel

absolviert, bevor unmittelbar anschließend die Feststellung des Wertes $c_{R,ISO}$ erfolgt. In **Bild 21** ist der evaluierte Ergebnismittelwert von 4,02 % der 6er Charge notiert, auch die nicht notierte geringe Streuung der 6 Einzelergebnisse mit einer Standardabweichung von nur 0,012 Promille (abs) ist bemerkenswert. Das Merkmal bekundet geringste Qualitätsschwankungen des Produkts in Bezug auf die quantifizierte Eigenschaft >Rollwiderstand<.

Die Laufleistung von 1000 km als zentrale Voraussetzung für die zweite Prüfsequenz wurde ebenfalls auf der Trommelanlage erzeugt, bei gleicher Umgebungstemperatur (25°C), Umfangsgeschwindigkeit (80 km/h) und Prüfradlast (37,52 kN). Aus der danach im direkten Anschluss vorgenommenen Rollwiderstandsermittlung ist ein verringerter Wert von nur 3,89 % für den Koeffizienten hervorgegangen, siehe Auflistung (Bild 21).

Nahezu identisch zu der in 2013 in der FAT Schriftenreihe [6] vorgestellten Untersuchung der Konditionierungsabhängigkeit (**Bild 22**), stellt auch die aktuelle Gegenüberstellung eine Relation von annähernd 100 : 97 zwischen den Rollwiderstandskoeffizienten $c_{R,ISO}$ und $c_{R,1000}$ fest. Wenngleich es sich dabei erneut um eine exemplarische Untersuchung von Reifen der Kategorie C3 in der Ausführung breiter Trailerreifen handelt, darf unter dem Anspruch wissenschaftlicher Korrektheit daraus natürlich noch keineswegs die generalisierende Schlussfolgerung gezogen werden, dass sich der Rollwiderstandsrückgang innerhalb der ersten Betriebsphase bei allen Produkten/Typen/ der Klasse C3 grundsätzlich in exakt dieser Relation widerspiegelt. Wenn auch unscharf differenziert, nach Erfahrungen des Verfassers darf eine Größenordnung von $\Delta 3\%$ auch im

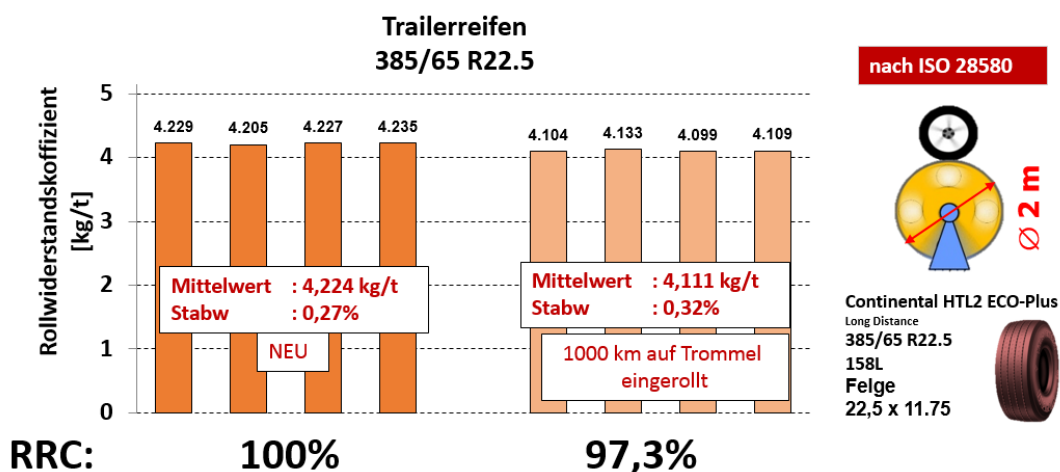


Bild 22: Einfluss der Konditionierung auf Rollwiderstand [6]

erweiterten Produktspektrum als realistische Orientierungsmarke für Truck-Reifen der Baugröße 22,5“ angenommen werden.

Erneut nachgewiesen ist, dass das Rollwiderstandsniveau des nicht gealterten, neuen Reifens schon innerhalb der ersten Betriebsphase von 10^3 km Laufstrecke sich dahingehend verändert, dass der reguläre, nach Prüfstandard reklamierte Nominalwert unterschritten wird - absolut zwar nur um einen geringen Betrag, jedoch mit mehr als nur marginaler Quote; dieser messbare Trend ist eindeutig vorhanden. Abrieb ist keinesfalls der Wirkmechanismus dahinter, sondern in dieser frühen Nutzungsphase kann die Verbesserungsrate allein als eine Folge des durch intensive Walkarbeit (Erwärmung) aktivierten Stabilisierungsprozesses in den Ausrichtungen/Vernetzungen der Polymerketten des Reifenmaterials verstanden werden.

6.2 Antriebsreifen, Variante ‘abgeschält vs. angefahren‘

Es gehört zum Grundwissen eines Reifenkonstruktors, dass sich mittels einer verringerten Materialmenge die verformungsbedingten Energieverluste beim Abrollen reduzieren lassen. Das der Grad der Abnahme allerdings so gravierend ausgeprägt sein kann, wenn mittels ‘grinding‘ der Laufstreifen auf eine Restprofiltiefe von 4 mm eingestellt wird, sorgte im AK-4 anlässlich erster vom Forschungsnehmer in 2012 präsentierter Vergleichszahlen [6] für Aufsehen. Bei den auf einer Trommel überprüften Trailerreifen hatte eine um 12 mm verringerte Profiltiefe eine Differenz von nahezu 27 % Rollwiderstand erzeugt, was prinzipiell durch Outdoor-Tests bestätigt werden konnte.

In der Gegenwart sollte diese Aussage erneut hinterfragt werden und zwar am Beispiel eines Antriebsreifens mit konventionellem Blockprofil, der auch im Fahrversuch eingesetzt worden war, allerdings dort ausschließlich im Sonderzustand >profilarm<.

Im Neuzustand ist dieser Reifen der Dimension 315/80 R22,5 – ein Bridgestone Ecopia H-Drive 002 - mit einem Effizienz-Label der Klasse A zertifiziert, in dem aktuell eingesetzten, durch mechanische Bearbeitung künstlich modifizierten Gebrauchszustand war der Rollwiderstandskoeffizient unbekannt. Der Laufstreifen des hier exemplarisch vorgestellten Reifenexemplars wies nach dem mechanischen Materialabtrag eine Restprofiltiefe von ca. 4 mm auf, anschließend hatte er eine Laufleistung von mehr als 10^4 km auf echter Straße erfahren, bevor er im aktuellen Fahrversuch zum Einsatz kam.

Bei der aktuellen Reifenüberprüfung auf einer qualifizierten Laboranlage ergab sich ein Wert von 3,75 % für RRC, den Koeffizienten des Reifenrollwiderstands, Standardkonform ermittelt im Betriebszustand (9,0 bar@3200 kg) bei 80 km/h Trommelumfangsgeschwindigkeit.

Zum Grad der Empfindlichkeit einer Profiltiefenveringerung auf den Rollwiderstand erlauben die an diesem Reifenmodell durchgeführten Prüfungen keine verbindliche

Auskunft, weil für eine ISO-konforme Überprüfung kein Neureifen aus derselben Produktionscharge zur Verfügung stand; allerdings kann durch Angaben aus der öffentlichen Produktbewerbung eine Effizienzeinstufung mit dem Label A als Vergleichsbasis herangezogen werden. Unter Annahme des auf der Skala für 'A' höchsten Wertes von 4,0 ‰ besteht gegenüber dem Zustand mit Restprofil ein Abstand nur 0,25 Promillepunkten, was einer Relation von 100 : 93,75 entspricht.

Gegenüber der zitierten, vormaligen Untersuchung an Trailerreifen mit einem Delta von 27% beim RRC wirft die aktuell an einem Antriebsreifen ermittelte Differenz von nur 6,25 ‰ die Frage auf, ob die deutlich schwächere Empfindlichkeit des Rollwiderstandes auf den Betriebsparameter "Profiltiefe" ein objekttypisches Charakteristikum ist; im aktuellen Projekt zwar ein eher unwichtiger Aspekt, jedoch soll der Aspekt in einem Folgeprojekt auf breiterer Objektbasis kontrolliert werden.

6.3 Fülldruckeinfluss

Im Blickfeld der folgenden Betrachtung steht ein einzelnes Exemplar aus der Gruppe von sechs als Neureifen beschafften, rollwiderstandsarmen Trailerreifen der Dimension 385/65 R22,5. Nach einer Laufstrecke von annähernd 4×10^3 km wurde der als Stichprobe ausgewählte Reifen erneut zu einer RRC-Überprüfung im Reifenlabor herangezogen, um den Einfluss des Reifenfülldrucks auf den Rollwiderstand in Form einer Testmatrix zu hinterfragen.

Im Rahmen der Laboruntersuchung entsprachen Prüfdauer, Umgebungstemperatur und Geschwindigkeitsstufe (80 km/h) den bekannten standardisierten Testbedingungen, während die Werte der Hauptparameter "Fülldruck" und "Last" selbst festgelegte Konstellationen aufwiesen. Jeder Messlauf erfolgte im thermischen Beharrungszustand.

Nach dem gezielten Einrollen über eine Strecke von 10^3 km auf der glatten Stahltrommel der Prüfeinrichtung war für den Reifen ein Wert von $c_{R,ref} = 3,97$ ‰ dokumentiert worden, welcher in **Bild 23** eingetragen und aufgrund der ISO-konformen Last- und Fülldruckvorgaben mit Ref.ISO bezeichnet ist. Basierend darauf kennzeichnet die Standard-Exponentialfunktion mit dem für den Exponenten in der Kategorie C3 konventionellen Wert von -0,2 den fülldruckabhängigen Verlauf des Rollwiderstandskoeffizienten (c_R) als leicht progressiv zunehmenden Trend bei vermindertem Reifendruck.

Die hohe Messqualität der Prüfanlage gestattet eine Auflösung bis zur zweiten Nachkommastelle von c_R , wodurch eine zuverlässige Differenzierung der in zwei Radlaststufen erfolgten Feststellung der Fülldruckabhängigkeit dieser Güte erst ermöglicht wurde. Aus dem im niedrigen Lastfall (3300 kg) nur marginalen Abstand der drei Kontrollpunkte zum Kurvenverlauf ergibt sich die Schlussfolgerung, dass die empirische Funktion den realen

Zusammenhang von Fülldruck und RRC an diesem Reifenexemplar nahezu ideal zutreffend abbildet. Zwar sollte der Einflussgrad des Fülldrucks aufgrund Lastabhängigkeit theoretisch um ca. 1,5 % höher liegen, allerdings hat sich, so ist anzunehmen, die später erbrachte Fahrleistung von über 3×10^3 km abschwächend ausgewirkt.

An der niedriger angesiedelten Lage der drei Kontrollpunkte der erhöhten Radlaststufe zeigt sich der Effekt der Radlastabhängigkeit sehr deutlich, wobei sich der Kurvenverlauf auch in diesem Lastfall als realistischer Trend andeutet, der funktionale Zusammenhang wird somit auch bei erhöhter Last bestätigt.

Die Zunahme an Rollwiderstand bei einem Delta von 1 bar Fülldruckminderung lässt sich gegenüber dem Referenzzustand (9 bar) auf 2,4% beziffern, zwischen 8 und 7 bar liegt die Quote bei 2,7 %. Analog hierzu kennzeichnet auch die geringe Veränderung der aufgezeichneten stationären Gastemperaturen von nur maximal 2 Kelvin zwischen den Betriebssituationen einen nur schwachen Anstieg von Energieverlusten als Folge zunehmender Walkarbeit.

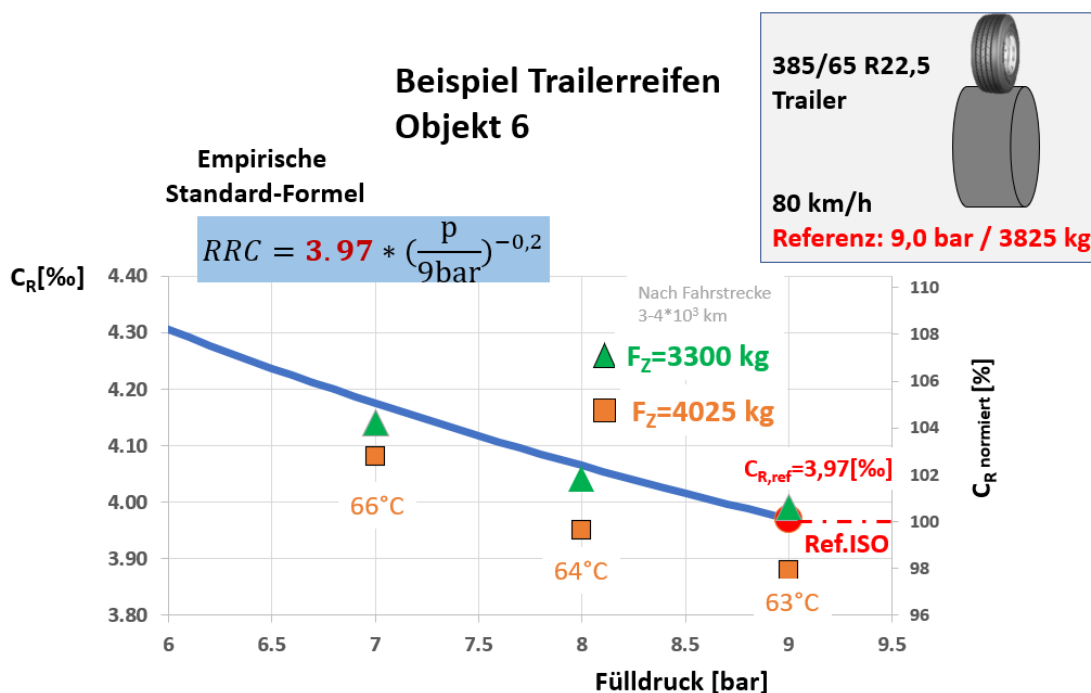


Bild 23: Fülldruckeinfluss – RRC im Reifenlabor vs. theoretischer Abhängigkeit

6.4 Reifensatz SZA

Bei den zuvor in Kapitel 4.3 aufgelisteten Angaben zur Bereifung des Sattelzuges A wird zwischen den Varianten i) Serie und ii) Spezial unterschieden. Hinter beiden Begriffen befindet sich jeweils ein 12-teiliger Reifensatz unterschiedlicher Ausführung. Jeder Satz enthält achsweise einheitliche Reifen, wobei in üblicher Weise bei den Ausführungen zwischen den Positionen Vorder- und Antriebsachse der Zugmaschine sowie dem Achsaggregat des Trailers unterschieden wird.

Entgegen dem aus handelsüblichen Produkten zusammengestellten, eingefahrenen Reifensatz im Zustand >Vollprofil< handelt es sich bei dem Reifensatz mit der Bezeichnung Spezial um profilarme Reifen mit mechanisch abgetragenem Profilstreifen mit Restprofiltiefen von 3-4 mm.

Mindestens ein Reifenexemplar von jeder Achsposition wurde im Rollwiderstandslabor überprüft, allerdings nicht konsequent unter den Bedingungen des Prüfstandards ISO 28580, sondern unter jenen spezifischen Betriebsbedingungen (Radlast & Fülldruck), die real während des Fahrversuchs bestanden.

Die erzielten Laborergebnisse sind tabellarisch in **Bild 24** aufgelistet und den zertifizierten Bewertungsstufen gegenübergestellt, deren Objektbezug bekanntlich der Reifen im



Messreihe	Spezifikum	SZM MAN		Trailer SCB
Serie	Position	VA	HA	3 Achsen
	Brand/Dimension	CO 315/70 R22.5	MI 315/70 R22.5	HK 385/65 R22.5
	Typ	Hybrid HS3	X Line D	TH22 CB Regional Haul
	load/speed Index	154 L (3750 kg)	154/150 L (3350 kg dual)	160 K (4500 kg)
	DOT	2316	0715	5017-5117
	Profiltiefe	PT 15 mm	PT 14 mm	PT 15 mm
	Testcondition	80 km/h@3h	80 km/h@3h	80 km/h@3h
	RRC_check	5,1 ‰ 8,5 bar / 3400 kg	5,1 ‰ 7,5 bar / 2100 kg	5,5 ‰ 9,0 bar / 3400 kg
	RRC_Label	C 9,0 bar / 3200 kg	B 9,0 bar / 3200 kg	C 9,0 bar / 3800 kg
Messreihe	Spezifikum	SZM MAN		Trailer SCB
Spezial (Restprofil)	Position	VA	HA	3 Achsen
	Brand/Dimension	MI 315/70 R22.5	GY 315/70 R22.5	PI 385/65 R22.5
	Typ	X Line Energy Z	Fuelmax D	STO Neverending
	load/speed Index	156/150 L (4000 kg)	154/150 L (3750 kg)	160 K (4500 kg)
	DOT	0915	-	-
	Profiltiefe	PT 3 mm - shaved	PT 4mm - shaved	PT 4 mm - shaved
	Testcondition	80 km/h@3h	80 km/h@3h	80 km/h@3h
	RRC_check	(3,65–3,72) 3,7 ‰ 9,0 bar / 3200 kg	4,2 ‰ 9,0 bar / 3400 kg	(3,27–3,57) 3,4 ‰ 9,0 bar / 3800 kg
	RRC_Label	B 9,0 bar/3400kg	B 9,0 bar/3200kg	A 9,0 bar/3825kg

Bild 24: Reifenrollwiderstand - Laborwerte “Fahrzeug A“

Neuzustand ist. Bei den Reifen des Satzes ‘Serie‘ weist nur das Ergebnis des Antriebsreifens darauf hin, dass mit den bei der Kontrolle angesetzten, nicht ISO-konformen Prüfparametern die zertifizierte Stufe verfehlt wird.

6.5 Reifensatz SZB

Bei der zuvor in Kapitel 4.3 vorgestellten Bereifung des Sattelzuges B ist der zugehörige 12-teilige Reifensatz mit dem Begriff ‘Kombi‘ bezeichnet, weil nur vier von fünf Achsen mit Serienreifen (Vollprofil) ausgestattet waren - die Antriebsachse der Zugmaschine war aus technisch/organisatorischen Gründen mit profilarmen Reifen bestückt.



Messreihe	Spezifikum	SZM Actros		Trailer SCB
		Position	VA	HA
				
	Brand/Dimension	MI 315/70 R22.5	BS 315/70 R22.5	PI 385/65 R22.5
	Typ	Hybrid HS3	Ecopia H-Drive 002	EcoPlus HT3
	load/speed Index	154 L (3750 kg)	154/150 L (3750 kg)	160 K (4500 kg)
	DOT	2316	-	1820
	Profiltiefe	PT 15 mm	PT <10mm - shaved	PT 15 mm
	Testcondition	80 km/h@3h	80 km/h@3h	80 km/h@3h
	RRC_check	5,1 ‰ 8,5 bar / 3400 kg	4,2 ‰ 7,5 bar / 2200 kg	3,9 ‰ 9,0 bar / 3500 kg
	RRC_Label	C 9,0 bar/3200kg	A 9,0 bar/3200kg	A 9,0 bar/3800kg

Bild 25: Reifenrollwiderstand - Laborwerte ‘Fahrzeug B‘

Mehr als ein Reifenexemplar von jeder Achsposition wurde im Rollwiderstandslabor überprüft, sowohl unter den Bedingungen des Prüfstandards ISO 28580 als auch unter jenen spezifischen Betriebsbedingungen (Radlast & Fülldruck), die real während des Fahrversuchs bestanden. Die dabei festgestellten Werte sind dementsprechend getrennt in den Rubriken RRC_check und RRC_Label aufgeführt, siehe Tabelle (**Bild 25**).

7 Ergebnisse Outdoor - Fahrversuch

7.1 Fahrversuch Sattelzug A

Bei den unmittelbar folgenden Ausführungen wird zwecks exemplarischer Vorstellung einiger Airdrag-Messungen auf Datensätze zurückgegriffen, die im Rahmen von streng nach VECTO Reglement durchgeführten CST-Testreihen entstanden sind.

Im Anschluss an Kapitel 7.1.1 werden ausschließlich diejenigen Ergebnisse vorgestellt, deren Grundlage das vom Forschungsnehmer angewandte Verfahren CST_3 ist.

7.1.1 Evaluation Airdrag

Bei den nach VECTO Reglement durchgeführten CST-Versuchsreihen befand sich das Versuchsfahrzeug wie vorgeschrieben

- im Betriebszustand >ohne Ballast< (Laderaum leer), ferner war es komplett
- ausgestattet mit dem Reifenset >shaved<, wobei alle 12 Reifen
- mit max. Reifenfülldruck beaufschlagt waren.

CST nach Spezif. Vecto

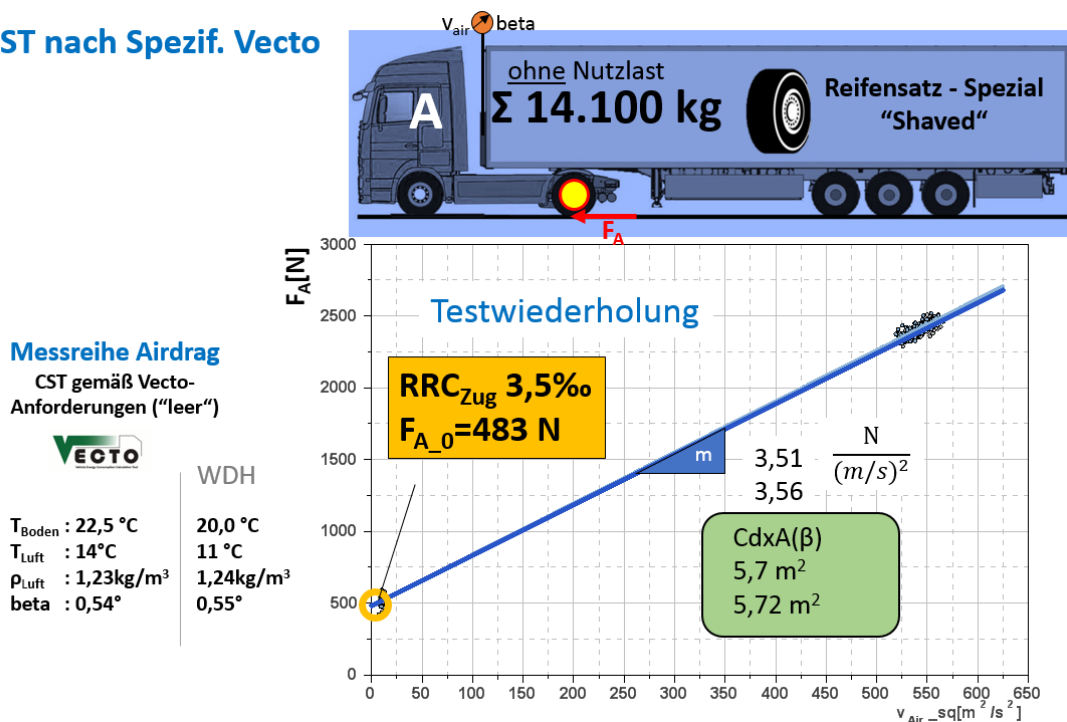


Bild 26: Airdrag Test "Sattelzug A"

Aus verfahrensspezifischen Gründen – im Fokus des ‘Airdrag-Verfahrens‘ steht allein der Luftwiderstand des Zuges – bezwecken diese in der Testvorschrift fest verankerten Rahmenbedingungen einen während des Versuchs auf das Geringstmögliche beschränkten Fahrzeugrollwiderstand, der sich laut Analyse der ermittelten Messdaten (Airdrag-Evaluation Tool) in der Tat auch auf einem sehr niedrigen Niveau von nur 3,5 ‰ befunden hat.

Das in **Bild 26** vorgestellte Ergebnis basiert auf zwei unter extrem günstigen Windbedingungen absolvierten CST-Läufen einer 3er-Testserie, deren hohe Übereinstimmung nur unter dieser besonderen Voraussetzung erzielbar war. Noch eine weitere, annähernd deckungsgleiche Wiederholung (nicht dargestellt) untermauert das vorgestellte Resultat. Die statistisch geringe Streuung der Messreihen-Einzelwerte ist in zufälligen, ungewöhnlichen Rahmenbedingungen begründet - konkret gemeint sind geringste Umgebungsstörungen bzw. marginale äußere Einflusschwankungen.

Die Fahrwiderstandsparabel stellt sich in dieser, wie auch in den folgenden Darstellungen, als einfache Gerade dar, begründet durch die gewählte quadratische Skalierung der Abszisse. Aus dem Steigungswert m der Geraden wird nach Division mit der Luftdichte ρ und Multiplikation mit dem Faktor 2 auf Basis des aerodynamischen Grundzusammenhangs

$$m = \frac{1}{2} * (c_d * x * A * \rho) \quad \text{GL. 7.1}$$

die Kenngröße $C_d \times A$ bestimmt, die abhängig vom Anströmwinkel β ist. Zwecks Berücksichtigung einer absolut frontalen Anströmung erfolgt eine standardisierte Normierung, gekennzeichnet durch den Index Null (β_0). In Kenntnis der Fahrzeuggeometrie steht bei bekannter frontseitiger Schattenfläche ein Zahlenwert für die Größe A zur Verfügung, welcher anschließend in einem simplen Rechenschritt eingesetzt werden kann, um den Luftwiderstandsbeiwert respektive den Air Drag Coefficient (C_d) des Fahrzeugs zu bestimmen.

Da aktuell kein Arbeitsschwerpunkt, soll auf eine Vertiefung aerodynamischer Aspekte und von Erfahrungsdetails verzichtet werden, nur allein der bei diesem Testverfahren – nach VECTO Reglement - gewissermaßen als Nebeneffekt aufgetretene Fahrzeugrollwiderstand wird fortan thematisch noch relevant sein.

7.1.2 Prozedur CST_3 – Fahrwiderstandskurven exemplarisch

Im Gegensatz zu den vorangestellten Ausführungen wird in diesem und den folgenden Kapiteln auf Datensätze zurückgegriffen, die auf dem vom Forschungsnehmer angewandten Verfahren CST_3 basieren. Der bereits vorgestellte Constant Speed Test beruht gegenüber dem Ansatz nach VECTO-Standard auf einer veränderten Grundstruktur mit 3 anstatt 2 Geschwindigkeitsstufen, welche nacheinander monoton von unten nach oben durchfahren werden. Aufgrund der breit angesetzten Zeitfenster und einer monoton steigenden Geschwindigkeit ergeben sich eindeutig stationäre Betriebspunkte, wobei transiente thermische Anpassungen nach jedem Stufenübergang abgewartet werden; diese Abschnitte sind datentechnisch obsolet, da nur im Beharrungszustand, bei thermischem Gleichgewicht, geeignete Verfahrenswerte zur Verfügung stehen. In der Situation ‘outdoor’ ist die transiente Phase im Fall des Reifenwarmlaufs nicht zwingend deutlich kürzer ausgeprägt als auf einer Labor-Trommelanlage, aber für einen zeiteffizienten Ablauf bei möglicherweise wechselnden Umgebungstemperaturen ist ein engeres ‘Warmlaufzeitfenster’ bzw. eine verringerte Testdauer praktisch notwendig. Da sich der Rollwiderstand über der Zeitachse degressiv verhält, es handelt sich bekanntlich um eine asymptotische Annäherung an einen stationären Zustandswert, ist bei moderater Verringerung der Testdauer der Ergebnisfehler normalerweise nur gering.

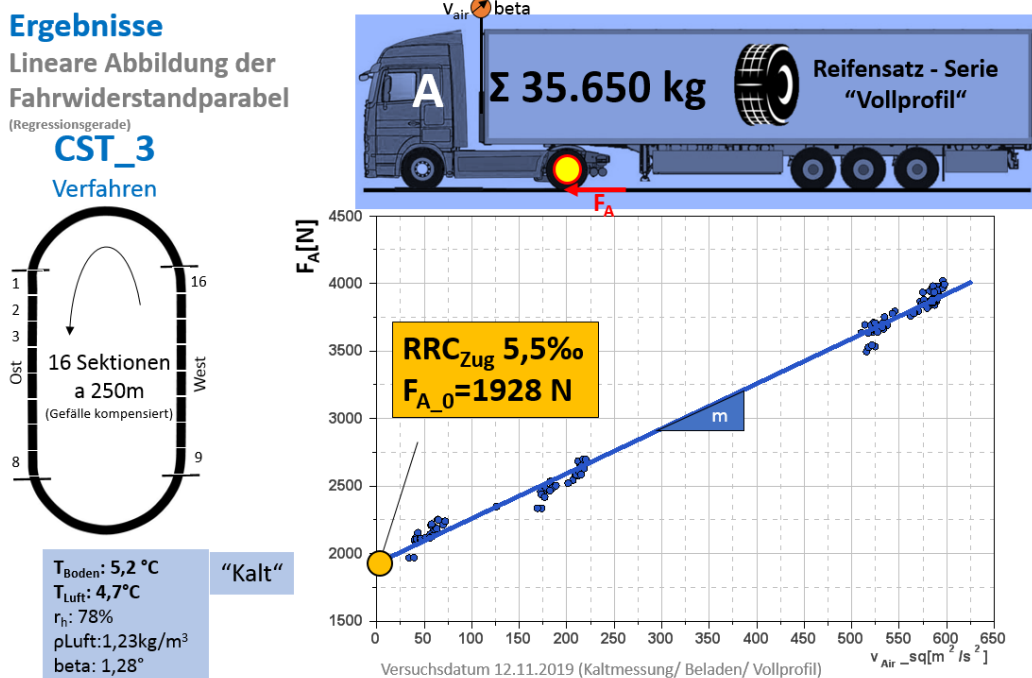


Bild 27: Lineare Abbildung der Fahrwiderstandsparabel (CST_3) – Fahrbahn kühl

Ein Beispiel für das zeitliche Temperatugeschehen, Reifen und Rollwiderstand betreffend, liefern Verläufe in einer späteren Darstellung.

Gegenüber dem auf niedrigsten Fahrzeugrollwiderstand ‘getrimmten Airdrag-Verfahren‘ ist es bei dem vom Forschungsnehmer entwickelten, frei konfigurierbaren und wegen der bekanntlich anderen Zielgröße bevorzugt eingesetzten CST_3 in Bezug auf Messunsicherheiten eher günstig, das Versuchsfahrzeug in beladenem Zustand zu verwenden - eine Gewichtsrestriktion nach unten wird ggfs. zu diskutieren sein.

Aus Fahrversuchen bei hohem Zuggewicht (35,65 t) mit seriennaher Bereifung (Vollprofil) hat sich als mittleres Ergebnis einer 3er-Testserie ein $RRC_{Zug} = 5,5\%$ herausgestellt. Übersichtshalber beschränkt sich die Darstellung in **Bild 27** auf ein einzelnes jedoch typisches Ergebnis, welches im Rahmen einer konstanten, relativ kühlen Umgebungssituation ($\approx 5^\circ\text{C}$) erzielt wurde. Wie sich aus der Aufstellung in **Bild 28** erkennen lässt, wich in dieser Messreihe die ermittelte Antriebskraft $F_{A,0}$ im Einzelfall nur wenig vom Mittelwert ab. Als objektives Merkmal für die Streuung der Testreihe kennzeichnet die relative Standardabweichung (SD) von nur 1,2 % sowohl eine gute Ergebnisreplizierbarkeit als auch sehr konstante Versuchsbedingungen und günstige Abläufe.

Probe	$F_{A,0}$	RRC_{Zug}	Rating
1	1944 N	5,6‰	101,1
2	1897N	5,4‰	98,4
3	1928N	5,5‰	100,0
Mittelwert	1923 N	5,5‰	-
SD [N]	23,9N		
SD [%]	1,2%		
Parameter: “Kalt“-Messreihe/Beladen (GG35,65t)/Vollprofil			

Bild 28: Wiederholung CST_3 – Replizierbarkeit von Antriebskraft $F_{A,0}$ u. RRC_{Zug}

Weniger aus organisatorischen Gründen, wie z.B. einer zeitlich limitierten Kursverfügbarkeit oder gar ‘unbequem langen‘ Versuchsdauer, kann die Grundsatzfrage der Ergebnisreplizierbarkeit des Verfahrens nicht auf eine beabsichtigte höhere Probenanzahl abgestützt werden als vielmehr eines generellen Umstands wegen: Infolge schwankender, inkonsistenter Umgebungsbedingungen (Wind und Wärme) kann der Bezugszustand abdriften; ein grundsätzliches Störproblem im Testfall ‘Outdoor‘, die Reproduzierbarkeit der Umgebungsbedingungen ist nicht beherrschbar.

Darin begründet sich zwingend eine zeitliche Limitierung bzw. in letzter Konsequenz eine Beschränkung der Probenmenge während einer Wiederholserie. Als Referenzbasis festgelegt war eine Grundmenge von mindestens 2 und maximal 3 Testdurchläufen. Streng ausgelegt, entsteht trotz der aufwendigen Wiederholtestgestaltung in jedem Fall nur eine bedingt umgebungsstabile Momentaufnahme in diesem Zeitraum.

7.1.3 Prozedur CST_3 – Einflüsse von Bereifung, Last, Umgebungstemperatur

Gegenüber den zuvor vorgestellten, unter kühlen Wetterbedingungen im November unternommenen Fahrversuchen war zu erwarten, dass sich unter sommerlichen Bedingungen bei entsprechend höheren Temperaturen von Fahrbahn und Luftanströmung ein geringeres Rollwiderstandsniveau einstellen würde. Diese Annahme erwies sich als zutreffend, was mit einem objektiven Wert von 4,4 ‰ für den Koeffizienten des Fahrzeugrollwiderstands überzeugend bestätigt werden konnte. Auch bei diesem Test war die seriennahe Bereifungsvariante >Vollprofil< verwendet worden.

In welchem Maße sich die Temperaturen von Fahrbahn und Umgebungsluft auf den thermischen Zustand der Reifen an den verschiedenen Achspositionen tatsächlich ausgewirkt haben, geht aus einer beispielhaften Gegenüberstellung jeweils aufgezeichneter Temperaturverläufe hervor (Bild 29). In den 3 Geschwindigkeitsstufen spiegelt sich die

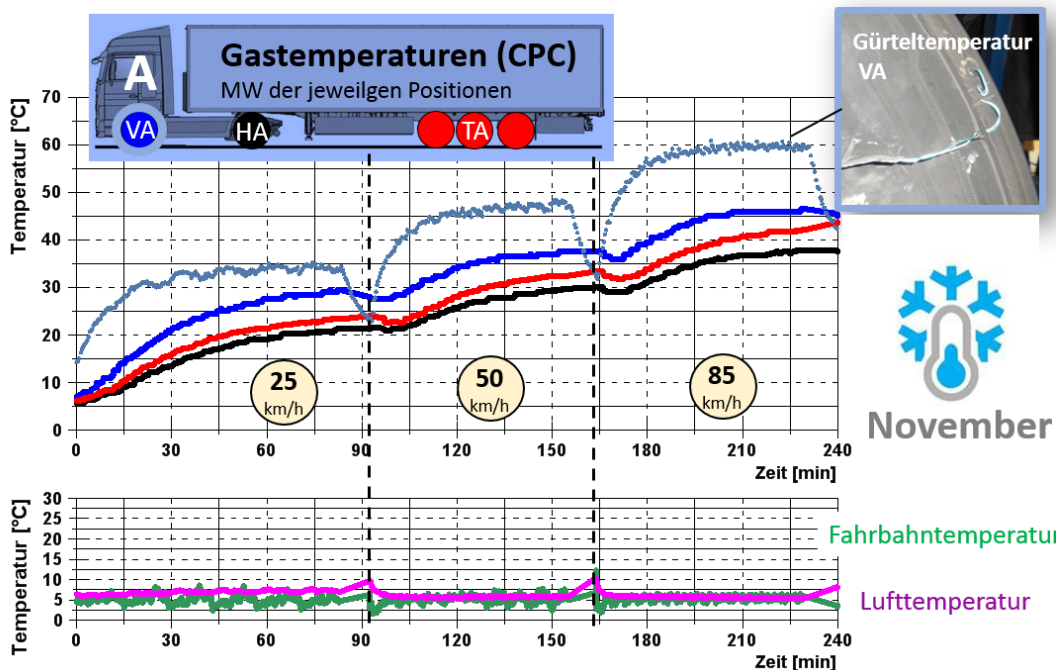


Bild 29: Temperaturentwicklungen der Reifen - Umgebungszustand "Kalt"

gewohnte, grundsätzliche Temperaturzunahme über der Fahrgeschwindigkeit wider. Der asymptotische Verlauf innerhalb jeder Geschwindigkeitsstufe stellt den allmählichen Übergang in den thermischen Gleichgewichtszustand deutlich dar, der in diesem Beispiel nur an der Vorderachse erreicht wird. Das Temperaturniveau im Bereich der Gürtelkante des Vorderrades - diese spezielle Kontrollgröße beziffert die ‘Kern- bzw. Materialtemperatur‘ - rangiert oberhalb der Gastemperaturen aller anderen Reifen.

Um den Zusammenhang zwischen Fahrbahntemperatur und Reifentemperatur im Beharungsfall zu verdeutlichen, kann sowohl die Gas- als auch die Kerntemperatur als Indikator dienen (**Bild 30**). Während zwischen den jahreszeitgeprägten Oberflächentemperaturen der Fahrbahn ein deutlicher Unterschied von 17,5 K vorliegt, zeichnet sich bei den Indikatoren am Vorderachsreifen mit einer Abweichung von 10 K eine erwartungsgemäß schwächere Veränderung im Temperaturzustand ab. In Bezug auf den Rollwiderstandseinfluss ist dieses Delta allerdings als signifikant einzustufen, was im Unterschied von $\Delta RRC_{Zug}=1,1 \text{ ‰}$ im Fahrversuch folgerichtig zum Ausdruck kommt.

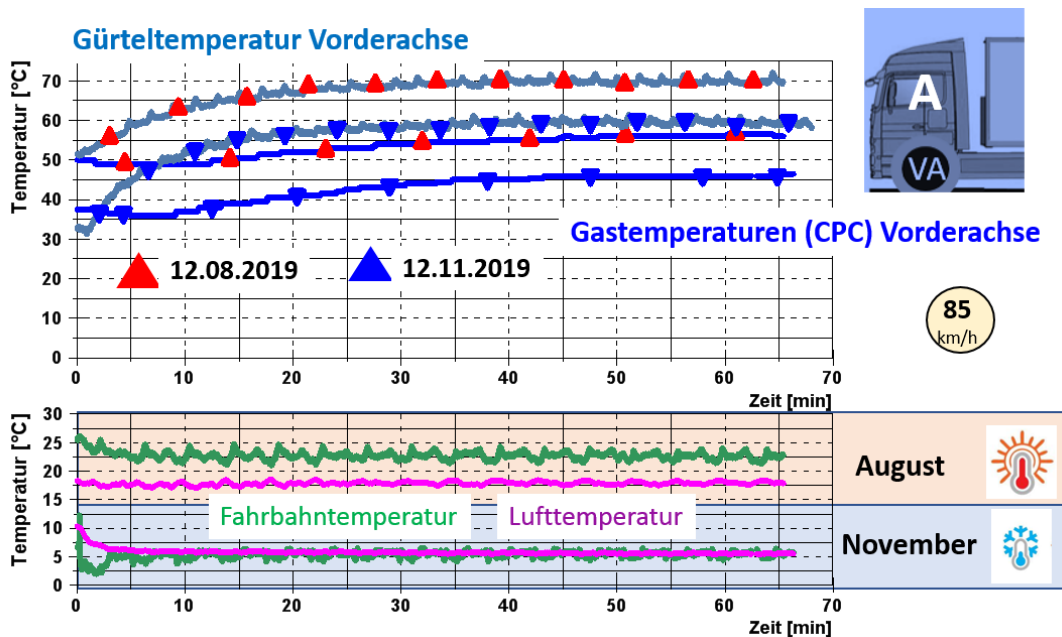


Bild 30: Vergleich Reifentemperaturen (Umgebung “kalt vs. warm“)

In einer weiteren Testreihe bei kühler Umgebung, jedoch mit kombinierter Bereifung (6x Vollprofil plus 6x Restprofil) zeigte sich, dass der mit dieser Mischbereifung generierte Fahrzeugrollwiderstand gegenüber der Parametervariante “Vollprofil“ geringer ist. Im Vergleich zum Vollprofil liegt der festgestellte Wert des RRC_{Zug} mit 5,1 ‰ erwartungsgemäß tiefer, zugleich befindet er sich aber auch oberhalb der Minimummarke, welche im Zustand >all tires shaved< erzielt worden war. Das Ergebnis ist in dieser Relation als

plausibel einzustufen und ein Nachweis dafür, dass eine relativ hohe Trennschärfe des Testverfahrens zur Differenzierung von nur wenig gespreizten Rollwiderständen offensichtlich grundsätzlich vorhanden ist.

Der untersuchte Lasteinfluss basiert auf einer Gegenüberstellung der Zustände "voll" vs. "leer" in der Umgebungssituation >warm<. Mit dem bereits vorgestellten Ergebnis von $RRC_{Zug}=4,4\%$ für den 35,65 t Zug steht ein geeigneter Referenzwert zur Verfügung, um die mit dem leeren 14,1 t Zug ermittelten Resultate 4,8-5,1 % zu relativieren. Die Quote der Lastabhängigkeit des Fahrzeugrollwiderstandskoeffizienten drückt sich aus in

$$Q_L = \left(\left(\frac{4,95}{4,4} \right) - 1 \right) * \frac{100\%}{21,55t} \quad \text{Gl. 7.2}$$

und ergibt für die Maßzahl der Lastabhängigkeit Q_L einen Wert von 0,58 %/t. Trotz des positiven Vorzeichens bezeichnet der Wert einen fallenden Trend des Rollwiderstandskoeffizienten über einer virtuellen Lastkoordinate.

Im Lastbereich unterhalb der Nenntagfähigkeit eines Reifens ist dieser fallende Verlauf einer lastabhängigen Ausprägung des Koeffizienten reifentypisch. Ausgehend von dem anerkannten empirischen Zusammenhang der Lastabhängigkeit

$$\frac{RRC}{RRC_0} = \left(\frac{F_Z}{F_{Z_0}} \right)^{-0,1} \quad \text{Gl. 7.3}$$

ergäbe sich formal direkt auf den Zug übertragen

$$\frac{RRC_{Zug}}{RRC_{Zug0}} = \left(\frac{14,1}{35,65} \right)^{-0,1} = 1,097 \quad \text{Gl. 7.4}$$

woraus sich dann ein Schätzwert der Lastabhängigkeit des Fahrzeugrollwiderstandskoeffizienten in Höhe von

$$\frac{9,7\%}{21,55t} = 0,45 \frac{\%}{t} \quad \text{Gl. 7.5}$$

ergibt. Vom mathematischen Ansatz her bestätigt sich natürlich schon zwangsläufig der Trend, dass, wenn die Reifenauslastung erhöht wird, der Koeffizientenwert des Rollwiderstandes fällt. Dass jedoch das auf dem CST_3 basierende Testergebnis den Effekt in Zahlen graduell etwas stärker als beim Reifentest im Laborversuch gewichtet, darf mit diesem Einzelfall noch nicht verallgemeinert werden. Ein vorsichtiger Umgang bei jeglicher Interpretation begründet sich einfach darin, dass im Zustand >ohne Ballast< gewonnene Messdaten - verfahrenstechnisch bedingt - von vornherein analytisch als fehlerkritisch bzw. unsicher eingestuft werden müssen.

7.1.4 Einordnung der Ergebnisse >Fahrversuch versus Labor-Referenz<

Für alle aus dem Fahrversuch unter Benutzung des Constant Speed Tests ermittelten Ergebniswerte - gemeint ist der Koeffizient des Fahrzeugrollwiderstandes RRC_{Zug} - wird in diesem Kapitel durch Einbeziehung von im Prüflabor festgestellten Einzel-Reifenrollwiderständen eine systematische Einordnung der Zieldaten vorgenommen. Darin stehen sich Werte aus a) Prognose und b) Fahrversuch gegenüber.

Aus dem Prognose-Modell in **Bild 31** geht anschaulich hervor, auf welche Weise sich der prognostizierte Zahlenwert RRC_{pro} ergibt; vorauszusetzen sind zunächst drei Schritte:

- I) Aufsummierung der achsweise bestimmten theor. Rollwiderstandskräfte zu ΣF_R
- II) Division von ΣF_R durch das Zuggewicht F_{GG}
- III) Die theoretischen Rollwiderstandskräfte, siehe 'I', werden achsweise bestimmt, indem das Produkt aus statischer Achslast und Rollwiderstandskoeffizient gebildet wird. Bei letzterem handelt es sich um den der Bereifungsvariante zugewiesenen, spezifischen Wert aus dem Labortest.

Prognose-Modell

Reifenrollwiderstand Zug A
Lastfall 'Beladen'



Reifensatz - Serie
"Vollprofil"

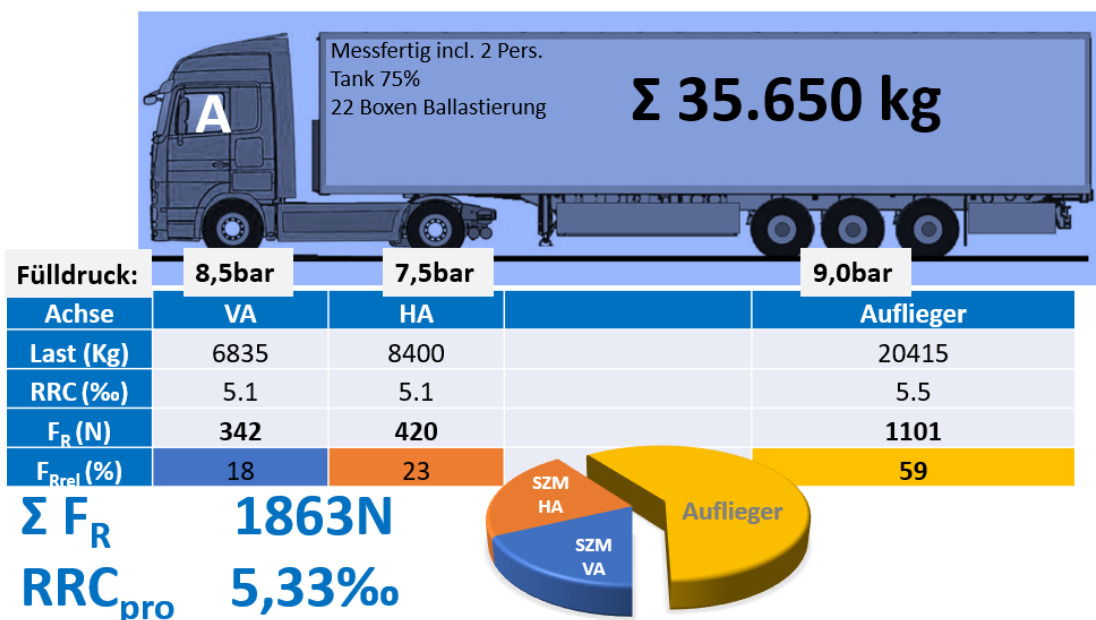


Bild 31: Prognose Reifenrollwiderstand Sattelzug A (Vollprofil)

Wie aus der Beispieldarstellung ersichtlich, werden die 3 Achsen des Anhängers bei dieser Betrachtung aufgrund ihrer technischen Identität sowie des vorhandenen Luftfederausgleichs als Einheit zusammengefasst, es erfolgt keine feinere Differenzierung

Ergebnisse Zug A – RRC_{Zug} vs. RRC_{pro}
 Fahrversuch vs. Prognose (Laborbezug)

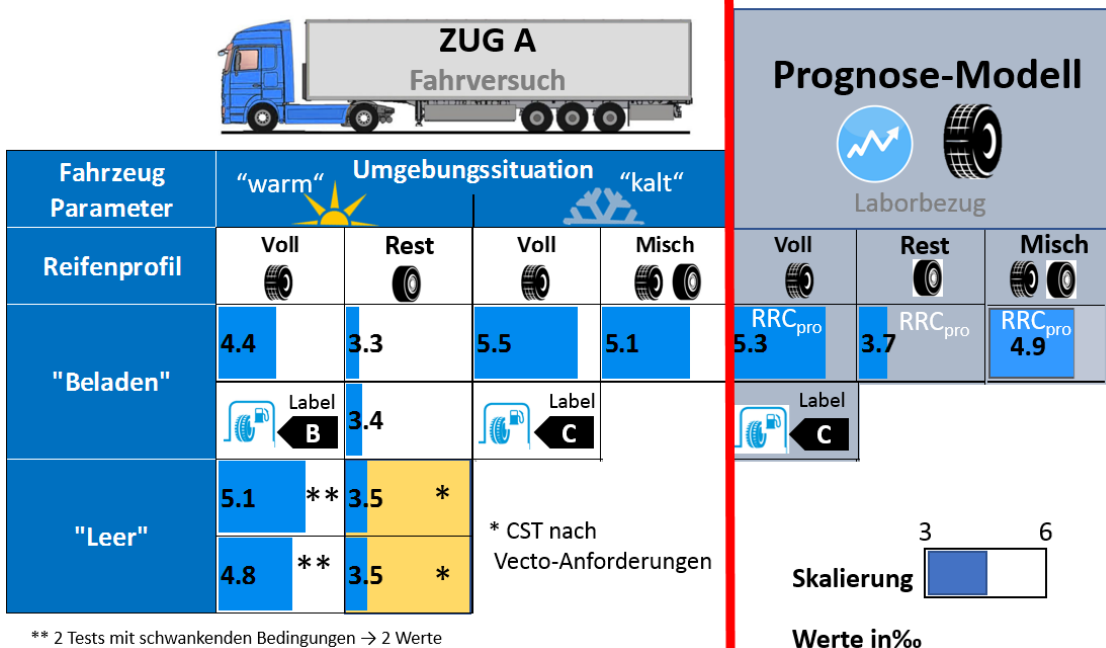


Bild 32: Gegenüberstellung Zug A - Messergebnisse vs. Prognose

zwischen den Rollwiderständen von erster, zweiter und dritter Achse. Im aufgeführten Zahlenwert für den Reifenrollwiderstand des 3er-Aggregates ($c_R=5,5 ‰$) spiegelt sich das im Reifenlabor erzielte Prüfergebnis unmittelbar wider. Die Bedingungen dort, hinsichtlich der Parameter Radlast@Fülldruck, entsprechen in diesem Fall genau denjenigen des Fahrversuchs und können als Eingangsdaten deshalb direkt ins Prognose-Modell übertragen werden. In abweichenden Fällen erfolgen Korrekturen mit Gleichung 3.7.

Unterschiedliche Temperaturzustände zwischen den Untersuchungen im Prüflabor und den im Testoval durchgeführten bleiben unberücksichtigt. Weil abgesicherte empirische Formulierungen dieser Abhängigkeit nicht zur Verfügung stehen, wird auf Anpassungen bzw. Korrekturen verzichtet. Die vom Modell generierten Referenzwerte stehen auf dem Fundament der im Prüflabor bei 25°C Umgebungstemperatur erzielten Ergebnisse, was deutlich aus der Ergebniszusammenfassung hervorgeht (**Bild 32**). Dort wird im Block am rechten Bildrand unter Hinweis auf das Prognose-Modell keine Umgebungssituation unterschieden, sondern nur die Modellwerte der drei Bereifungsvarianten "Voll" / "Rest" / "Misch" sind dort nebeneinander deklariert. Die für die Reifenvariante "Misch" im

Modell berücksichtigten Angaben gehen aus einer separaten Darstellung (**Bild 33**) hervor, ebenso der berechnete Wert von 4,90 ‰ für RRC_{pro} .

Prognose-Modell

Reifenrollwiderstand Zug A
Lastfall 'Beladen'



“Mischbereifung“

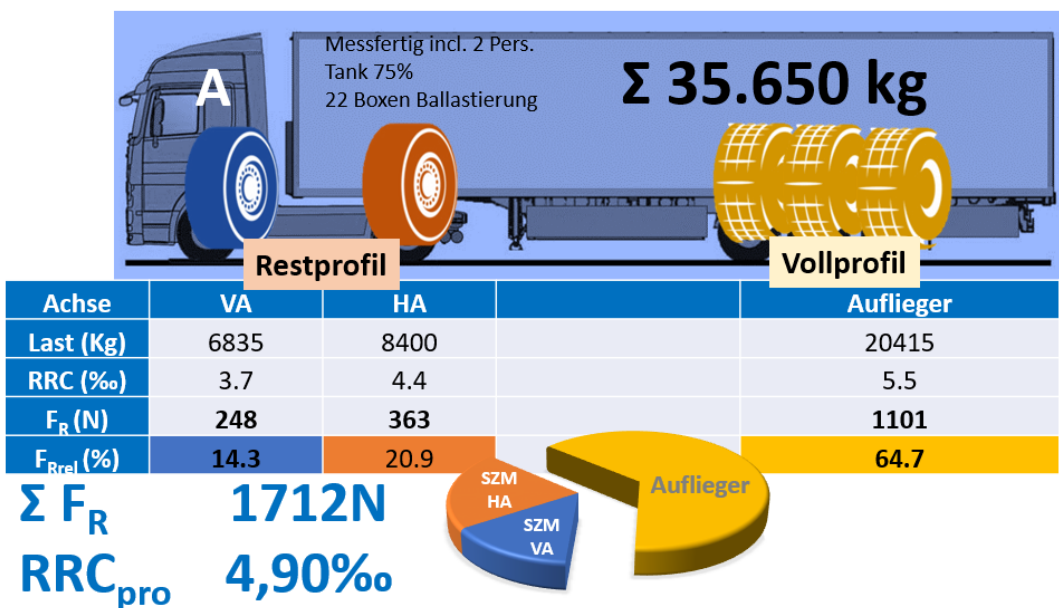


Bild 33: Prognose Reifenrollwiderstand Sattelzug A (Mischbereifung)

Welche Schlüsse lassen sich aus der Gegenüberstellung (Bild 32) von Ergebnissen des Fahrversuchs (RRC_{Zug}) zu jenen aus einzelnen Reifenprüfungen im Labor (RRC_{pro}) abgeleiteten ziehen?

Vollprofil

Umgebung >kalt<: Bemerkenswert ist die Feststellung, dass sich der prognostizierte Fahrzeugrollwiderstand RRC_{pro} und der im Fahrversuch ‘beladen’ ermittelte RRC_{Zug} auf einem relativ ähnlichen Niveau von 5,3 ‰ (5,5 ‰) befinden – trotz des unterschiedlichen thermischen Bezugs. Offensichtlich sind im Fahrversuch keine verdeckten Nebenwiderstände relevanter Größe aufgetreten.

Umgebung >warm<: Der empirische Zahlenwert von 4,4 ‰ (RRC_{Zug}) kennzeichnet einen gegenüber der kühlen Umgebung um 1.1 Promillepunkte verringerten Fahrzeugrollwiderstand, was dem zu erwartenden Trend entspricht und anhand eines um ca. 10 K differierenden Reifentemperaturniveaus begründbar ist.

Mischprofil

Umgebung >kalt<: In der Kombination von 6 Restprofilreifen (SZM) und 6 Vollprofilreifen (Trailer) hat sich mit einem Zahlenwert von 5,1 ‰ (RRC_{Zug}) ein gegenüber dem Zustand >Vollprofil< zu erwartender verringerter Rollwiderstand im Fahrversuch ergeben. Seitens der Prognose ist die Ergebnisdifferenz zwischen den Zuständen Vollprofil und Glattprofil ebenso plausibel, allerdings besteht bei aller Ähnlichkeit der Ergebniswerte wiederum zwischen Fahrversuch und Modell ein elementarer Unterschied beim thermischen Bezugszustand. Die Evaluierung im Fahrversuch hatte bei deutlich kühleren Umgebungsbedingungen als im Labor stattgefunden und dennoch weisen die Zahlen auf ähnlich hohe Rollwiderstände hin.

Restprofil

Umgebung >warm<: In der Versuchskonfiguration mit Restprofilreifen an allen Radpositionen des Zuges – ist ein extrem geringer Fahrzeugrollwiderstand aufgetreten, was der Wert von nur 3,4 (3,3) ‰ dokumentiert. Auch dieser Wert liegt unterhalb des abgeschätzten Modellwertes, der sich zu 3,7 ‰ ergeben hat.

7.2 Fahrversuch Sattelzug B

Im Gegensatz zum zuvor behandelten Aufgabenblock steht im Folgenden mit dem Sattelzug B keine Bereifungsvariation und deren Auswirkungen auf den Rollwiderstand des Zuges mehr im Blickfeld, sondern bei diesem Fahrzeug war ein einziger 12-teiliger Reifensatz – in Kap. 4.3 vorgestellt - als Basisbereifung an allen Messreihen beteiligt. Dem gesetzten Schwerpunkt entsprechend steht in den folgenden Ausführungen grundsätzlich der Zusammenhang zwischen dem Betriebsparameter “Fülldruck“ und dem Rollwiderstand des Sattelzuges im Fokus.

7.2.1 Fülldruckeinfluss - Prognose auf Basis von Labortests

Mit den im zertifizierten Reifenprüflabor ermittelten Reifenrollwiderständen aller beteiligten Objekte des 12-teiligen Reifensatzes und den auf Radlastwaagen zum Zeitpunkt der Fahrversuchstätigkeiten sorgfältig ermittelten Achslasten des beladenen Zuges stehen diejenigen Komponenten zur Verfügung, welche für einen Überschlag des theoretisch zu erwartenden Zugrollwiderstandes erforderlich sind (**Bild 34**). Bei den in der Modellrechnung berücksichtigten RRC-Angaben sind – soweit überhaupt erforderlich - Anpassungen bezüglich der statischen Radlasten als auch der achsspezifischen Fülldrücke (kalt) aus dem Fahrversuch eingeflossen. Während die Fülldrücke an den Reifen der Zugmaschine nicht variiert wurden, waren für die Reifendrucke am Achsaggregat des Anhängers

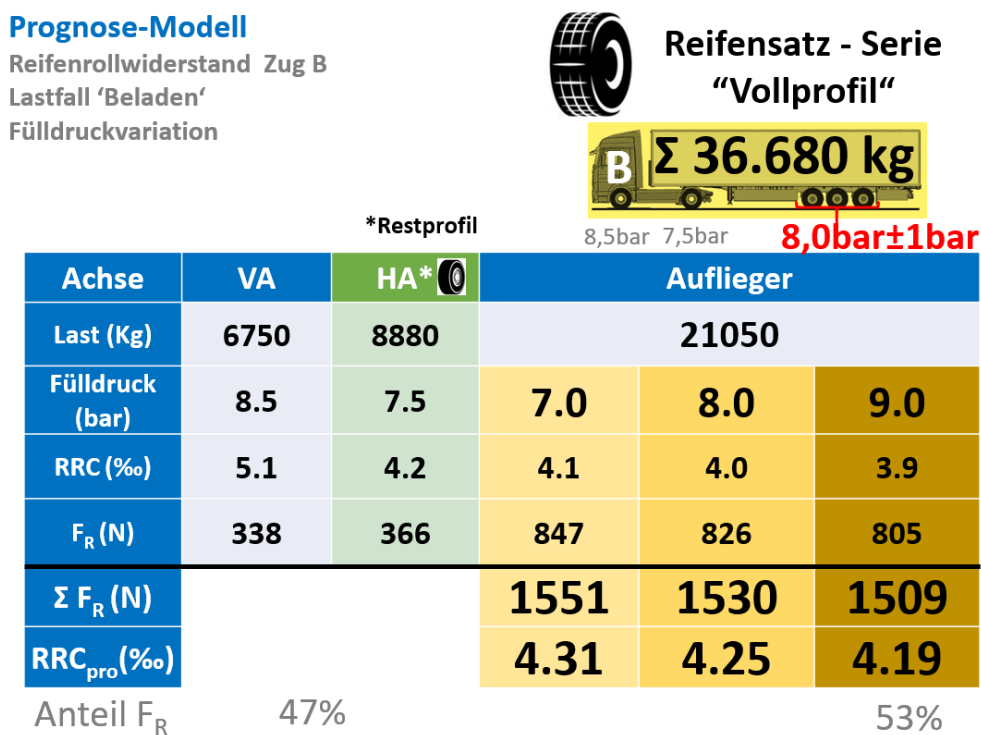


Bild 34: Prognose Reifenrollwiderstand bei Fülldruckvariation an Trailerbereifung

drei Abstufungen im Versuchsprogramm vorgesehen, die dementsprechend in der vorgestellten Modellrechnung zu drei unterschiedlichen Ergebniswerten führen, wobei allerdings mit Rundung auf eine Nachkommastelle zwei Angaben identische Werte von 4,3 ‰ für RRC_{pro} ausweisen, denen ein Referenzwert von 4,2 ‰ gegenübersteht.

Die geringe Ergebnisspreizung ist auf das niedrige Rollwiderstandsniveau der Trailerreifen im Referenzzustand zurückzuführen, wodurch eine fülldruckbedingte Veränderung des RRC von beispielsweise nur 2,4 % sich prinzipiell nur schwach im absoluten Zahlenmaßstab auswirkt. Der hier angenommene Zahlenwert ergibt sich nach Gl. 3.7 als Rollwiderstandsäquivalent zu Δ 1bar Druckdifferenz (Basiswert 9 bar).

Mit Bezug auf den im Vordergrund der Aufgabe stehenden Versuchsblock >Fahrversuch< ist unbedingt schon hier bemerkenswert, wie gering sich auf theoretischer Basis eine Fülldruckänderung am Sattelanhänger im absoluten Maßstab der Widerstandskraft niederschlägt. Selbst aus einer deutlichen Absenkung um 2 bar – der Äquivalenzfaktor entspricht 1,05 - resultiert nur ein relativ geringer Kraftanstieg von 42 N absolut.

Gegenüber dem Ausgangswert von 805 N Rollwiderstand des 3er-Aggregates im Referenzzustand bei 9 bar Reifendruck (Bild 34) ist die Kraftzunahme um 5% an diesem Teilsystem nicht unerheblich - immerhin beziffert sich die zusätzliche Verlustleistung aller 6 Reifen bei 80 km/h Fahrgeschwindigkeit auf annähernd 1 kW. Jedoch verliert der Effekt bei ganzheitlicher Betrachtung (RRC_{pro}) deshalb an relativer Bedeutung, weil der Trailer mit nur ca. 53% am gesamten Rollwiderstand des Zuges beteiligt ist. Die nur minimal unterschiedlichen Werte von 4,2-4,3 ‰ für RRC_{pro} sind der Beweis dafür.

7.2.2 Fülldruckvariation – thermisches Übergangsverhalten

Mit Hilfe der in Kap. 4.4 vorgestellten Einrichtung RDvar bestand die Möglichkeit, die Reifendrucke der sechs Trailerreifen während der Fahrt abzusenken. Die Zielwerte 8,0 bar respektive 7,0 bar hierbei sind als Reifenkaltdruck definiert – Ausgangswerte sind 9,0 (8,0) bar. An allen Versuchstagen wurde das Gerät dazu benutzt, um in Fortsetzung vorangestellter CST-Messreihen – somit im thermischen Gleichgewichtszustand der Reifen - eine zügige, definierte Fülldruckreduzierung innerhalb der 3. Geschwindigkeitsstufe (85 km/h) einzuleiten. Wie am Beispiel des in **Bild 35** gezeigten Druckverlaufs erkennbar, ist der Drucksprung durchflussbedingt schwach dynamisch ausgeprägt, der transiente Übergang vom oberen Rampenwert 9,75 bar auf den unteren von 8,6 bar erfolgt jedoch relativ zügig über einen Zeitraum von ca. 2 Minuten Dauer.

Einen Vergleich des Übergangsverhaltens erlaubt **Bild 36**, wo eine Absenkung von 8,85 bar auf 7,7 bar vorgestellt wird; auch in diesem Fall erfolgt anschließend eine sehr ähnliche thermische Reaktion, wobei die Zustandsänderung des teilentspannten Gasvolumens verringerter Masse sich in einem allmählichen Temperaturanstieg bemerkbar macht. Die

Temperaturzunahme gewinnt insbesondere dadurch an Aussagekraft, weil die Rundenmittelwerte der Fahrbahn-Temperatur trotz lokaler Schwankungen nahezu konstant geblieben sind.

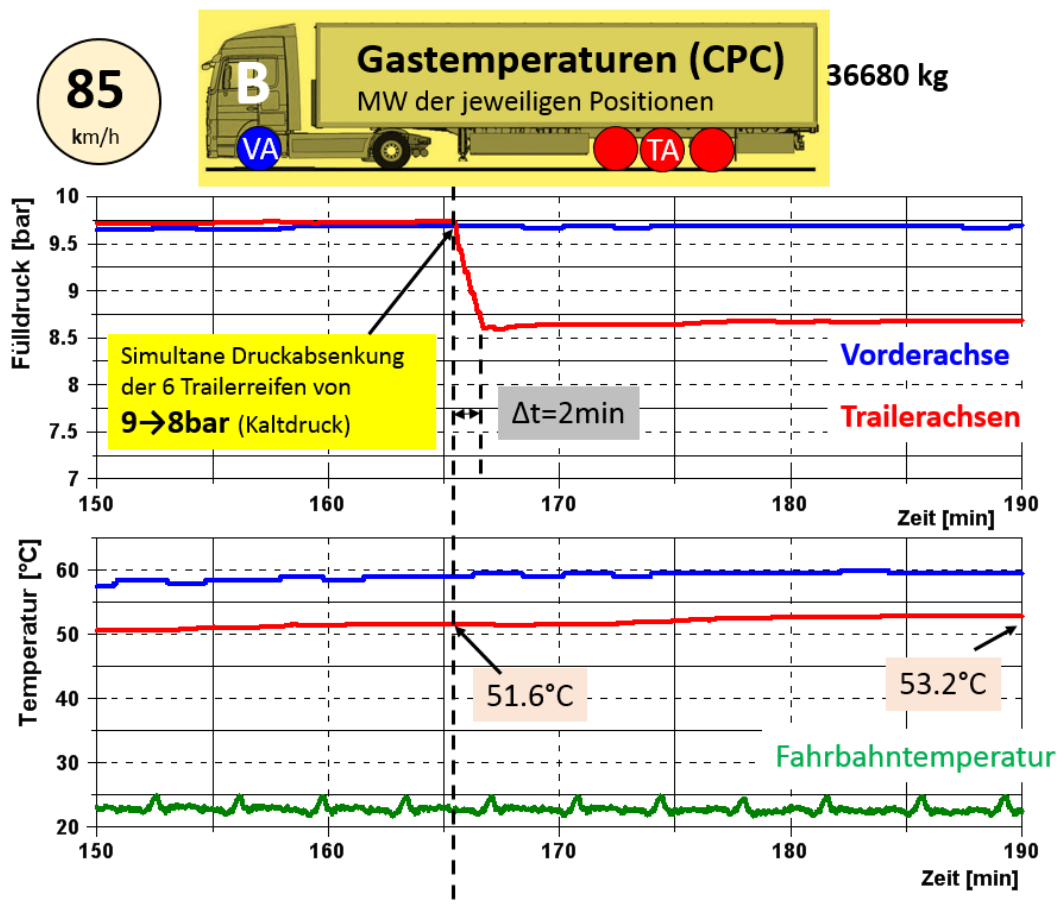


Bild 35: Reifentemperaturänderung bei Druckabsenkung von 9 auf 8 bar (Kaltdruck)

In der Grafik ist der Zeitabschnitt aus Darstellungsgründen gekürzt worden, die resultierenden Temperaturen im finalen Zeitabstand von 60 Minuten sind nur marginal höher. Da eine isochore Temperaturerhöhung infolge ‘Luftablassens’ unrealistisch ist, kommt nur ein gewachsener Wärmeeintrag als Ursache dafür in Frage. Das offensichtlich höhere Wärmeeintrag ist ein Indikator für die am Gas verrichtete Arbeit, deren Zuwachs in diesem Fall eine Folge der Zunahme von Verformungs- bzw. Walkarbeit ist – wodurch der Reifenrollwiderstand tendenziell bei Druckverlust zunimmt. Über den Grad der Veränderung soll zwar nicht spekuliert werden, allerdings nach den Erfahrungen mit den vormals mittels MTL durchgeführten Direktmessungen [8] des Reifenrollwiderstandes - mit/ohne Windabschirmung des Reifens - ist nicht zu erwarten, dass auf dem Wege einer geringen Temperaturerhöhung von nur etwa 2 K überhaupt prägnante

Rollwiderstandsdifferenzen auftreten werden. Immerhin liegen die Gastemperaturen vor der Zustandsänderung bereits oberhalb von 50°C.

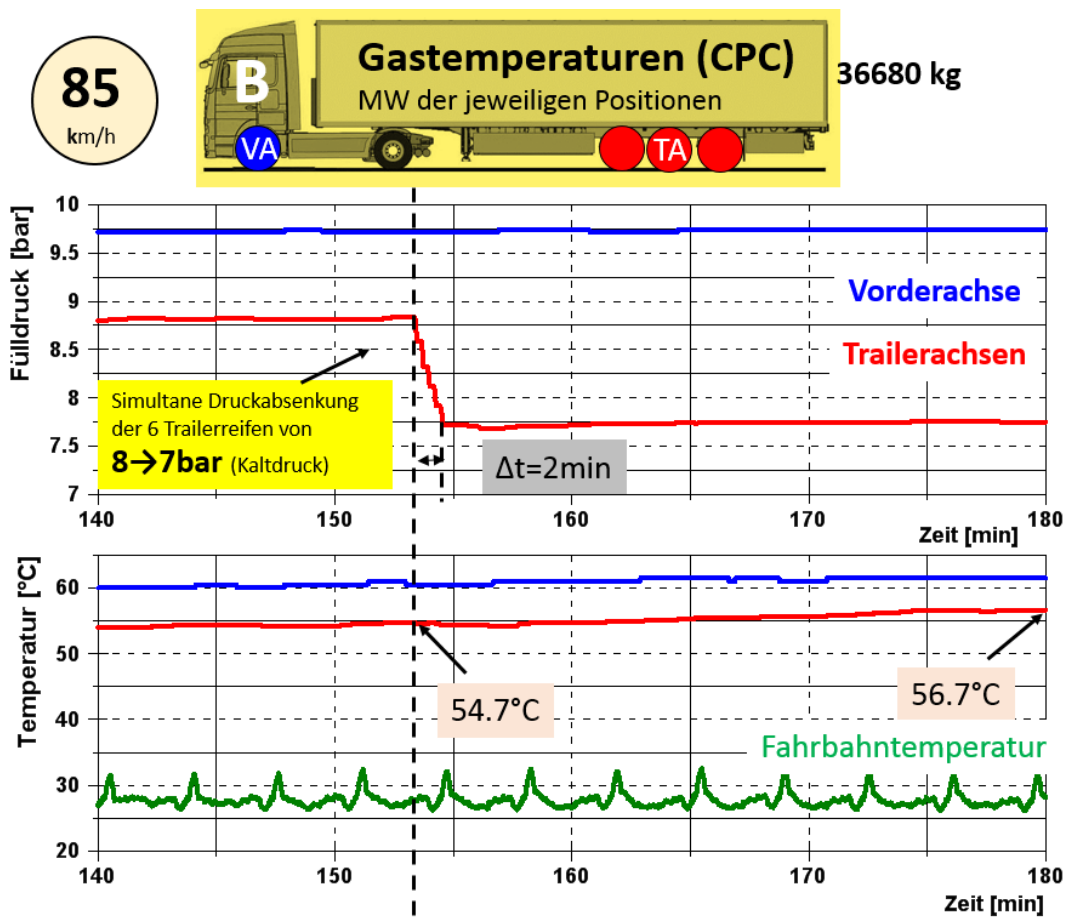


Bild 36: Reifentemperaturänderung bei Druckabsenkung von 8 auf 7 bar (Kaltdruck)

Wiederholte Nachkontrollen der Fülldrücke mit einem Präzisionsmanometer an den abgekühlten Trailerreifen bei einem Hallentemperaturniveau von ca. 24°C konnten die Zuverlässigkeit der beim Fahren vorgenommenen Druckjustierungen und auch deren Zielgenauigkeit bestätigen, was anhand von Stichproben mit überwiegend mittleren Ergebnislagen innerhalb der vorgesehenen Toleranzzone von $p_{soll}^{+0}_{-0,15}$ bar erkennbar war.

Abweichend zur üblichen Bezugstemperatur von $T_U=20^\circ\text{C}$ bei Definition des Kalt-Reifendrucks wurde die am Abstellort des Zuges nur wenig schwankende Lufttemperatur von 24°C aus praktischen Gründen als Referenz für alle Druckablesungen und -justierungen bei Stillstand gewählt. Damit sind die realen Gasdrücke unter Berücksichtigung des einfachen thermodynamischen Zusammenhangs

$$\frac{p}{p_0} = \frac{T}{T_0} \quad (\text{Absolutgrößen ideales Gas, } p_A = 1013\text{mbar}) \quad \text{Gl. 7.6}$$

gegenüber einem mit 20°C definierten Bezugszustand um annähernd 1,4 % niedriger angesetzt, was bei 9 bar einer Größenordnung von 0,1 bar entspricht; als Abweichung zwar erwähnenswert, aber für den interessierenden Sachverhalt ist allein die strikte Einhaltung der getroffenen Definition von Bedeutung.

Das vorliegende Kapitel soll nicht abgeschlossen werden, ohne darauf hinzuweisen, dass ein hochbelasteter, mit deutlichem Minderdruck gefahrener Reifen grundsätzlich Schaden nehmen und auch plötzlich ausfallen kann, indem die ausgelösten thermischen Reaktionen die Festigkeit der Konstruktion schleichend, respektive in kurzer Zeit überstrapazieren. Aus exemplarischen Beobachtungen mit einer Infrarot-Videokamera im Außenbereich der Seitenwand – zwischen Profilstreifen und Felgenhorn – hat der Forschernehmer für einen am Limit der zulässigen Tragkraft betriebenen Trailerreifen (4,5t) im Betriebsfall hoher Fahrgeschwindigkeit und hoher Fahrbahntemperatur (42°C) die Schlussfolgerung ziehen können, dass ein um 2 bar unterschrittener Nominaldruck von 9 bar an dieser lokalen Zone dann doch wesentlich höhere Temperaturanstiege verursacht, als es die zuvor unter abweichenden Betriebsbedingungen festgestellten Gastemperaturunterschiede erwarten ließen.

7.2.3 Fülldruckvariation - stationäre Fahrwiderstandskurven

Der Constant Speed Test mit der Bezeichnung CST_3 beruht gegenüber dem Ansatz nach VECTO-Standard bekanntlich auf einer Grundstruktur von 3 anstatt 2 Geschwindigkeitsstufen, welche nacheinander monoton steigend von unten nach oben durchfahren werden. Nach jedem Geschwindigkeitswechsel wird die thermische Anpassung des Reifens abgewartet, erst hinter der Übergangsphase im Beharrungszustand ist der thermische Ausgleich abgeschlossen, der Rollwiderstand hat dann ein stationäres Niveau erreicht. Nur wenn sich in dieser Phase die äußeren Temperatureinflüsse zeitinvariant verhalten, unterbleiben Reifentemperaturschwankungen, andernfalls darf die Situation nur als annähernd stationär bewertet werden.

Für das hier angewandte Messverfahren sind aufgrund der Aero-Abhängigkeit vor allem wechselnde Fahrzeug-Anströmbedingungen kritisch, somit Windstörungen generell. Dass idealerweise alle zum Luftwiderstand des Fahrzeugs beitragenden äußeren Effekte während des Fahrversuchs möglichst bedeutungslos, zumindest auf niedrigstem Niveau und ohne nennenswerte Schwankungen angesiedelt sein sollten, ist eine Grundvoraussetzung für eindeutige Ergebnisse. Am Beispiel des zuvor in Bild 20 dargestellten Auszugs aufgezeichneter Windgeschwindigkeiten – lokal ermittelt mittels meteorologischer Feststationen - wurde bereits exemplarisch gezeigt, dass die diesbezüglichen Testanforderungen des Verfahrens sehr hoch sind und auch nur unter besonderen Umständen in dieser günstigen Konstellation am Versuchsort anzutreffen sind.

Zum Zeitpunkt der im Folgenden vorgestellten Referenz-Fahrwiderstandskurve (Testfall 9 bar) bestanden durchgehend über einen Zeitraum von über 8 Stunden derart günstige Windbedingungen, ihr Kernmerkmal sind niedrige, unterhalb einer selbst definierten Grenzmarke von 2,0 m/s angesiedelte Windgeschwindigkeiten.

Praktisch zum Ausdruck kommen geeignete Windbedingungen stets in Form von schmalen anstatt breiten ‘Punktwolken‘ an den Stützstellen der mittels CST_3 generierten Fahrwiderstandskurve, so ersichtlich auf der Widerstandsgeraden in **Bild 37**. Diese den ‘Testfall 9 bar‘ beschreibende Kennung hält für die Rollwiderstandskraft des Zuges einen Betrag von 1.664 N fest, der sich im Schnittpunkt des Graphen mit der Ordinate ablesen lässt.

Um den Wert der Zielgröße $F_{A,0}$ mit zusätzlichen Proben statistisch abzusichern, fand eine Aufbereitung überschüssiger, voneinander unabhängiger Datensätze aus einer Vielzahl von wiederholten Umrundungen des Testovals statt, wobei u.a. die Auswahl und Menge von passierten Messabschnitten variiert wurde. Ein Teil der daraus hervorgegangenen numerischen Resultate ist tabellarisch aufgeführt. Der dokumentierte Standardfehler der Zielgröße liegt unterhalb von 1,3 % und befindet sich damit auf etwa dem gleichen Niveau der schon erwähnten, ein Jahr früher in ähnlicher Form am Zug A

vorgenommenen Qualitätseinstufung der Ergebnisvalidität des CST_3; auch hier im Zeitrahmen eines verkürzten Tagesblocks.

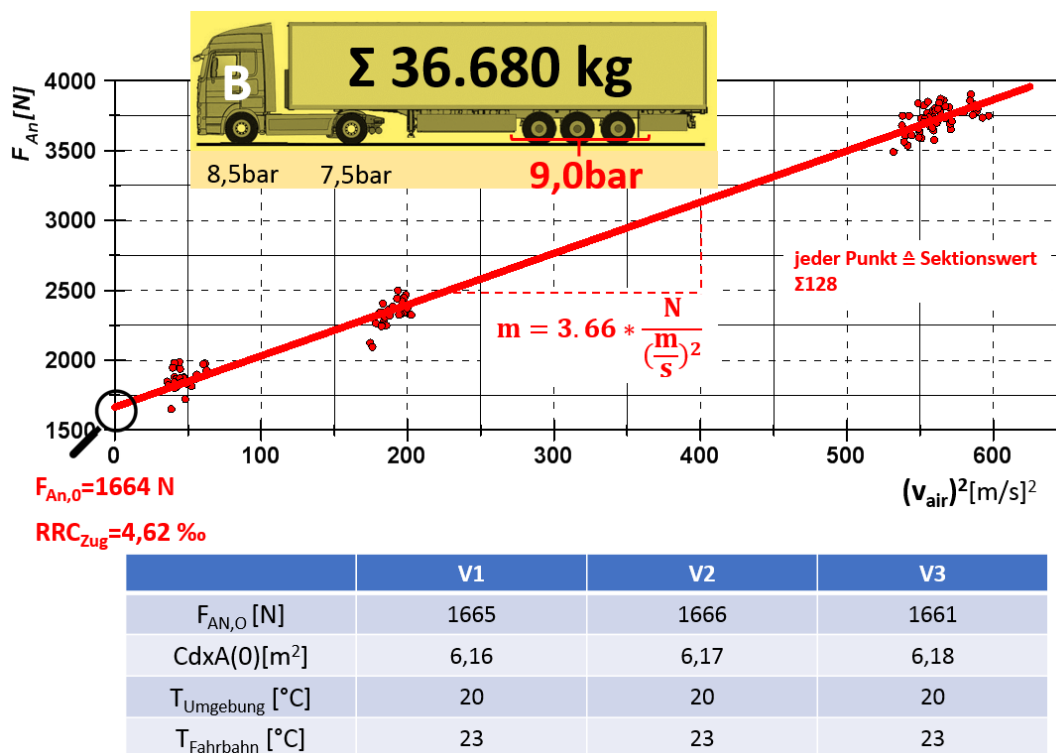


Bild 37: Lineare Abbildung der Fahrwiderstandsparabel - CST_3 “Testfall 9bar“

Der stationäre ‘Testfall 8 bar‘ wurde 24 Stunden später mit einem in der Versuchshalle bei $T_U = 24^\circ\text{C}$ justierten Reifendruck gestartet. Zu diesem Zeitpunkt – ebenfalls in den Abendstunden – waren jedoch die thermischen Umgebungsbedingungen auf der Teststrecke nicht mehr dieselben wie im Testfall ‘9 bar‘. Das Temperaturniveau der Fahrbahnoberfläche war höher und ebenso das der Umgebungsluft. Allein mit diesem Hinweis ließe sich noch nicht ausreichend begründen, warum der Rollwiderstand des Zuges sich trotz der an den 6 Trailerreifen vorgenommenen Druckminderung um 1,0 bar nicht im Geringsten erhöht, sondern sogar verringert hatte, was entsprechend aus **Bild 38** hervorgeht.

Als maßgeblicher Effekt für die offensichtliche Kompensation der Fülldruckabsenkung in Bezug auf den Rollwiderstand hat sich definitiv der erhebliche Unterschied von bis zu 7 Kelvin Reifentemperatur (Gas) herausgestellt, welcher zwischen den beiden betrachteten Messreihen vorhanden war; überdeutlich in der ersten Testphase während der Grundstufe (25 km/h). Die unterschiedlich hohen Gastemperaturen lassen sich kausal sowohl auf a) Druckabsenkung ($\Delta 1 \text{ bar}$) als auch auf b) höhere Fahrbahntemperatur ($\Delta 8 \text{ K}$) zurückführen. Eine exakte Zuordnung des jeweiligen Anteils in dieser Kombination ist

zwar unmöglich, jedoch bietet sich durch die in Kap. 7 beschriebene Beobachtung eines infolge Druckabsenkung unter konstanten thermischen Umweltbedingungen erzeugten Temperaturanstiegs von nur bis zu 2 Kelvin, eine relativ zuverlässige Abschätzung darüber an, was die Fahrbahntemperatur mit einem verbleibenden Anteil von maximal 4 Kelvin in Bezug auf den Reifenrollwiderstand bewirkt haben könnte.

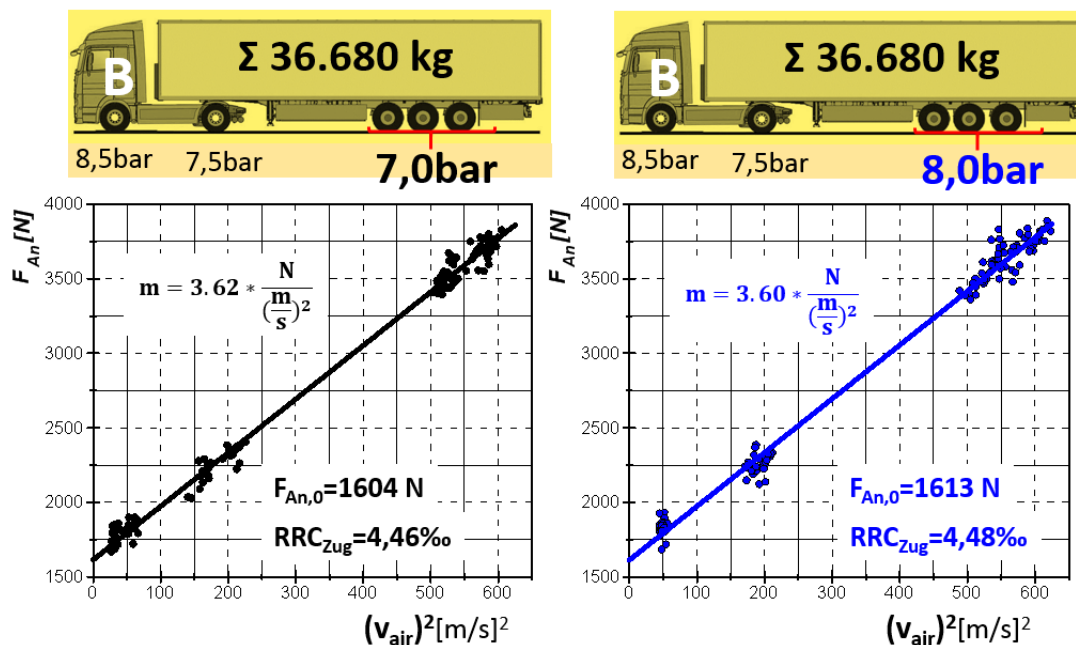


Bild 38: Testfälle “8 bar“ vs. “7 bar“ – stationäre Fahrwiderstandskennungen

Mit dem in Vorarbeiten des Forschungsnehmers [7] für ein Reifenobjekt der Dimension 385/65 R22,5 ermittelten Sensitivitätswert von 0,5 ‰/10K - als Thermogradient bezeichnet - ergibt sich in Verbindung mit einer als Basiswert angenommenen, um 3°C höheren Reifentemperatur ein theoretischer Rückgang an Rollwiderstand von absolut 0,15 ‰. Dieser ‘Temperatur-Bonus‘ ist vermutlich graduell stärker ausgeprägt als der ‘Malus der Fülldruckabsenkung‘, was sich aus der Modellabschätzung (Bild 34) ergibt, wo eine Druckreduzierung am Trailerreifen um 1 bar sich mit einem Betrag von 0,1 ‰ schwächer auf den Rollwiderstand auswirkt.

Bei der vorstehenden theoretischen Betrachtung ist die Zugmaschine zunächst unbeachtet geblieben, an deren Bereifung bekanntlich keine Fülldruckvariation vorgenommen wurde. Selbstverständlich hat sich auch an diesem Glied des Zuges die im ‘Testfall 8 bar‘ höhere Fahrbahntemperatur ebenfalls günstig auf den Reifenrollwiderstand der 6 Räder ausgewirkt, womit sich überhaupt erst überzeugend erklären lässt, dass trotz partieller Fülldruckminderung ein geringerer Fahrwiderstand des Zuges aufgetreten ist. Die in Bild 38 vorgestellte Fahrwiderstandskurve weist für den Zugrollwiderstand auf einen Wert in

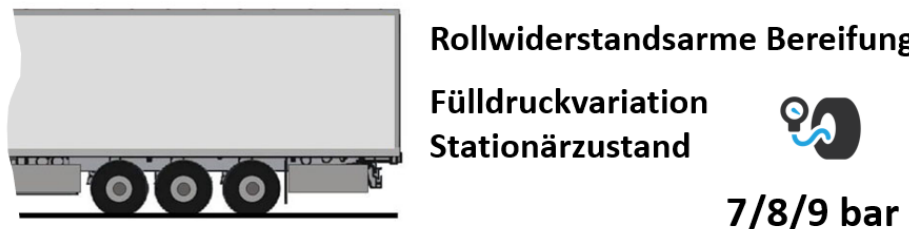
Höhe von 1613 N hin, dem aus den genannten Gründen ein zunächst unverständlicher, höherer Referenzwert im ‘Testfall 9 bar‘ gegenübersteht.

Auch dem stationären “Testfall 7 bar“ liegt ein am kalten Reifen bei $T_U = 24^\circ\text{C}$ justierter Fülldruck zugrunde (Bild 38). Vergleichbar zum erläuterten ‘Testfall 8 bar‘ lagen die thermischen Umgebungsbedingungen auf einem ähnlich hohen Temperaturniveau, dabei befand sich die einflussreiche Fahrbahntemperatur in einem schmalen Band zwischen $28\text{-}32,5^\circ\text{C}$.

Die in beiden Testfällen ‘7bar@8bar‘ sehr ähnlichen, thermisch konsistenten äußeren Testbedingungen sind eine gute Voraussetzung, den Effekt der Druckabsenkung von 8 auf 7 bar auf den Zugwiderstand ungestört zu evaluieren. Da wiederum nur die Trailerreifen von der Parametervariation betroffen sind, fällt jedoch die Veränderung des Zugwiderstandes kaum sichtbar ins Auge, offensichtlich unterscheiden sich beide Fahrwiderstandskurven (7 vs. 8 bar) nur geringfügig.

Der marginale Unterschied bedeutet, dass sich keine eindeutige Zuordnung der Wirksamkeit daraus ableiten lässt; dafür müsste es sich um ein statistisch signifikantes Ergebnis handeln, was nicht vorliegt.

Bezüglich einer zuverlässigen Differenzierung schwacher Divergenzen setzt von vornherein die Verfahrenstrennschärfe elementare Grenzen. Wenngleich die validierte Standardunsicherheit des CST_3 Verfahrens mit besser als 1,4 % sich vorteilhaft bewiesen



Fülldruck (Kaltdruck) @24°C	Modell RRC _{pro}	Fahrversuch CST_3				
		RRC _{Zug}	Fahrbahntemp. -änderung	Gastemperaturen		
				Stufe 25 km/h	Stufe 50 Km/h	Stufe 85 Km/h
9 bar	4,2‰	4,6‰	Δ 0K	35°C	42°C	52°C
8 bar	4,3‰	4,5‰	+Δ 8K	42°C	47°C	54°C
7 bar	4,3‰	4,5‰	+Δ 8K	42°C	48°C	56°C

Bild 39: RRC-Resultate bei Fülldruckvariation am Trailerreifen

hat, besteht dennoch prinzipiell immer ein Spielraum für im Einzelfall mehr oder weniger streuende Ergebniswerte, was in diesem Kontext zu beachten ist.

Beim Blick auf **Bild 39** und die dort zusammengefassten Zahlenwerte des Zugrollwiderstandes wird deutlich, dass der Ergebnistrend der Fahrversuche (RRC_{Zug}) in den Testfällen '7bar@8bar' gut mit dem Befund der Labortest-untermauerten Prognose (RRC_{pro}) übereinstimmt. Der an den Trailerrädern von 8 auf 7 bar reduzierte Reifendruck wirkt sich real wie theoretisch nur unbedeutend auf den Zugrollwiderstand aus, die ermittelten Werte stimmen im Fall einer üblichen Rundung auf eine Nachkommastelle sogar überein.

Im absoluten Maßstab ist bei jeder der 3 betrachteten Fülldruckvarianten erkennbar, dass das Widerstandsniveau beim Fahrversuch über dem des Modells angesiedelt ist.

Entsprechend der im Versuchsprogramm avisierten Lastvariation fanden abschließend ergänzende Messreihen mit dynamisch variiertem Reifenfülldruck statt, auch hierbei nur die Trailerreifen betreffend, in den Abstufungen 9, 8, 7 bar, während der Fahrt bei $v=85$ km/h (const.) sprunghaft abgesenkt. Durch Abladen von Ballastcontainern war das 3er-Achsaggregat zuvor von ca. 7 t Achslast auf den neuen Zielwert von 5 t entlastet worden, was für den einzelnen Reifen eine Auslastung von 55 % der nominellen Tragfähigkeit bedeutet gegenüber einem Anteil von vorher 76%.

Mit der Verringerung der Radlasten an den Trailerreifen um jeweils ca. 1 t ist ein Rückgang an Zuggewicht auf 29,5 t verknüpft, woraus sich erwartungsgemäß ein reduzierter Zugrollwiderstand absoluter Größe ergeben hat, was der gemessene schwächere Fahrwiderstand eindeutig erkennen ließ und auch in einem separaten CST-3 validiert werden konnte.

Der für den Zustand >Teilbeladung@8bar< in 2 Läufen ermittelte gewichtsbezogene Zugrollwiderstand (RRC_{Zug}) liegt mit einem Mittelwert von 4,6 ‰ zwar marginal oberhalb des beschriebenen Pendants >Vollbeladung@8bar<, jedoch kann diese Abweichung keinesfalls direkt als Malus einer Lastverringering an den Trailerreifen bewertet werden, hierfür mangelt es an der erforderlichen unkritischen Reproduzierbarkeit der Versuchsbedingungen und Testmenge. Die statistischen Voraussetzungen für ein eindeutiges fundiertes Urteilsvermögen sind auch im Fall der beabsichtigten Differenzierung des Reifenfülldruckeinflusses im Zustand >Teilbeladung< nicht erfüllt gewesen, die aufgetretenen Streuungen innerhalb einzelner Ratings liegen außerhalb von relativ eng formulierten Vertrauensgrenzen, deshalb wird im Weiteren auf eine Benennung von singulären Werten verzichtet.

8 Resümee

Mittels der im Programmteil 'Reifenprüflabor' durchgeführten Rollwiderstandsuntersuchungen an den später im Programmteil 'Fahrversuch' an zwei Sattelzügen eingesetzten Reifensätzen standen valide Bezugsdaten für eine Modellierung des integralen Reifenrollwiderstandes aller 12 Radpositionen zur Verfügung, was eine semiempirische Prognose des zu erwartenden Zugrollwiderstandes ermöglichte.

Die Annahme, dass der unter realen Bedingungen auftretende Zugrollwiderstand allein schon wegen verdeckt auftretender, überlagerter parasitärer Verlustbringer wie Lagerreibung, Radsturz, Radfehlstellung etc. generell oberhalb der aufsummierten Einzelergebniswerte des Reifenrollwiderstandes aus dem Labortest liegen müsste, erwies sich als nichtig, allein die am Zug B gemachten Erfahrungen bestätigen in warmer Umgebung die These höherer Werte; bei relativ kühler Umgebung traten allerdings im Fahrversuch in jedem Fall höhergelegene Werte auf.

Mit den im Reifenprüflabor entsprechend dem Standard ISO 28580 an 6 Trailer-Neureifen freigabekonform ermittelten Rollwiderstandskoeffizienten und einem anschließenden Wiederholtest nach 1000 km Laufleistung, wurde der exemplarische Nachweis erbracht, dass die innerhalb der ersten Beanspruchungsphase auftretende, den besonderen Elastomereigenschaften zuzuschreibende Verringerung des Rollwiderstandes mehr als marginal ist, was eine Größenordnung von bis zu $\Delta 3 \%$ dokumentiert.

Eine frühere Feststellung eines abriebbedingten, hochgradigen Rückgangs an Rollwiderstand ($\Delta 27 \%$) zwischen den Zuständen Profiltiefe Max vs. Min – ermittelt an breiten Trailerreifen - konnte an einem einzelnen, abgeschälten Antriebsreifen (Zustand Restprofil) nicht nachvollzogen werden, die Größenordnung betrug hierbei nur $\Delta 6 \%$.

Im Zentrum des Programmteils 'Fahrversuch' stand die Evaluierung des äußeren Fahrwiderstandes zweier Sattelzüge auf dem Ovalrundkurs des DEKRA-Testgeländes in Klettwitz. Das relativ konstante Höhenprofil der Fahrbahn ist dem Forschungsnehmer detailliert bekannt; dieser Fakt wird erwähnt, weil verfahrensrelevant.

Die im Fahrversuch benutzte Methode zur Ermittlung des stationären Fahrwiderstandes baut auf dem Constand Speed Test (CST) auf, der anders als in der CSE-Spezifikation nach VECTO drei anstatt zwei Geschwindigkeitsstufen berücksichtigt, was in der Kurzbezeichnung CST_3 zum Ausdruck kommt. Eine zusätzliche Stufe '50 km/h' ist dem gesteckten, abweichenden Aufgabenziel geschuldet, denn nicht die Evaluation von Airdrag steht hierbei im Fokus, als vielmehr eine möglichst exakte Auflösung des Zugrollwiderstandes.

Dessen Identifikation aus der erzeugten Fahrwiderstandskennung berücksichtigt eine Polynomfunktion 2. Grades - ebenso ohne Linearterm(!) wie beim CSE-Tool. Die unterstellte Geschwindigkeitsunabhängigkeit des Fahrwiderstandes kann aufgrund der

beobachteten Passlage von Wertepaaren der Stufe '50 km/h' als geeignetes Merkmal eingestuft werden. Gegenüber den Indoor-Erkenntnissen aus dem Reifenprüflabor liegt unter Outdoor-Bedingungen offensichtlich keine ausgeprägte Geschwindigkeitsabhängigkeit des stationären Zugrollwiderstandes vor.

Das Testverfahren CST_3 hat in Zusammenhang mit Parametervariationen eine erhebliche Verfahrenstrennschärfe unter Beweis gestellt, die in jedem Einzelfall jedoch massiv von der Konsistenz und Eignung der Umgebungsbedingungen (Thermo@Aero) geprägt ist. Um eine hohe Zuverlässigkeit des Verfahrens zu erzielen, hat sich als Hauptanforderung ein unbedingt zu beachtender hoher Standard in Bezug auf die Reproduzierbarkeit der Testumgebungsbedingungen herausgestellt.

Nur unter dieser Voraussetzung ist eine hohe Replizierbarkeit von Ergebnissen überhaupt zu erreichen. Aufgrund der natürlichen Messunsicherheit des Verfahrens gilt für jeden evaluierten Zugrollwiderstand und auch -koeffizienten ein beschränkter Vertrauensbereich. Da der Zugrollwiderstand äußerst sensitiv auf das thermische Umfeld reagiert, sind zumeist nur engste Zeiträume für Testwiederholungen und Kontrollversuche geeignet, eine geordnete statistische Absicherung ist aus diesem Grund kaum darstellbar. In den für exemplarische Wiederholtests benutzten engen Zeiträumen konnten für die Basisgröße 'Zugrollwiderstandskraft' enge Vertrauensbereiche (CI95) verifiziert werden – allerdings ausschließlich unter nicht schwankenden Umgebungsbedingungen.

Angesichts des geringen Einflusses einer Reifenfülldruckabsenkung von 1 bar Kaltdruck auf den Reifenrollwiderstand, so das Fazit einer im Reifenlabor vorgenommenen Matrixstudie (Druck@Last) an einem Exemplar der Dimension 385/65 R22.5, war die Vermutung begründet, dass sich ebenfalls im Fahrversuch nur sehr schwache Reaktionen beim Zugrollwiderstand abzeichnen könnten - zudem die Druckvariation sich allein auf die 6 Reifen des Traileraggregats beschränken sollte.

Die semiempirische Modellabschätzung für diese Fahrzeugkonstellation stellte Vergleichswerte für drei Druckvarianten (9, 8, 7 bar) bereit, welche für den Zugrollwiderstand ein nur geringes Delta von jeweils 0,1 ‰ (abs) auswiesen. In üblicher Weise auf eine Nachkommastelle gerundet, ergaben sich aus der Prognose sogar identische Werte für den Zugrollwiderstand – trotz partieller Fülldruckreaktion.

Mit Hilfe der am Trailer installierten Einrichtung RDvar bestand die Möglichkeit, die Reifendrucke der sechs Trailerreifen auch während der Fahrt – quasi dynamisch - gezielt abzusenken. Dabei lieferte der Indikator "Gastemperatur" den Hinweis, dass der Rollwiderstandseffekt in der Tat nur gering sein kann; die gemessene Temperaturerhöhung durch eine den Druckabfall begleitende, erhöhte Verlustarbeit ergab einen Wert von nur 2 Kelvin max. - bei Variation um 1 bar Reifenkaltdruck und hoher Fahrgeschwindigkeit (85 km/h). Ein thermischer Effekt, dessen Größe sich im Laborversuch bestätigte.

Im Testfall mit vorausgegangener Druckjustage (Bezug 24°C) auf die jeweiligen Sollwerte von 9, 8 und 7 bar haben die separaten Untersuchungen mittels CST_3-Verfahren auf den ersten Blick einen diffusen Eindruck hinsichtlich der Erkennbarkeit des Einflusses erzeugt, was jedoch maßgeblich auf einen markanten Temperaturwechsel (Umwelteinfluss vor Ort) zwischen den Testreihen zurückgeführt werden konnte.

Das Verlustmanko einer Druckreduktion von 9 auf 8 bar, welche den Reifenrollwiderstand natürlich erhöht, wurde durch den Temperaturbonus einer im Testfall '8 bar' höheren Fahrbahntemperatur ($\Delta 8 \text{ K}$) sogar überkompensiert. Der überhöhte Ausgleich resultiert zudem auch daraus, dass die von der Maßnahme Fülldruckvariation nicht betroffenen Räder der Zugmaschine diesen thermischen Vorteil ebenfalls erfahren hatten, wodurch der Zugrollwiderstand noch zusätzlich verringert wurde.

Aufgrund konsistenter meteorologischer Umweltbedingungen war allein die Gegenüberstellung der Testfälle '8 bar' vs. '7 bar' geeignet, um aus der ausgelösten Wirkung direkte Schlussfolgerungen zu ziehen; gemeint ist, die Reifendruckempfindlichkeit des Zugwiderstandes in Praxis und Theorie zu vergleichen. Bei der quantitativen Differenzierung schwach ausgeprägter, geringster Kraftdifferenzen ist das experimentelle Verfahren (CST_3) trotz bewährter hoher Trennschärfe jedoch an seine natürlichen Grenzen gestoßen, die realen Fülldruckauswirkungen hinterlassen keine eindeutigen bzw. signifikanten Zuordnungen innerhalb der abhängigen Bestimmungsgröße, dem eruierten 'Zugrollwiderstand'.

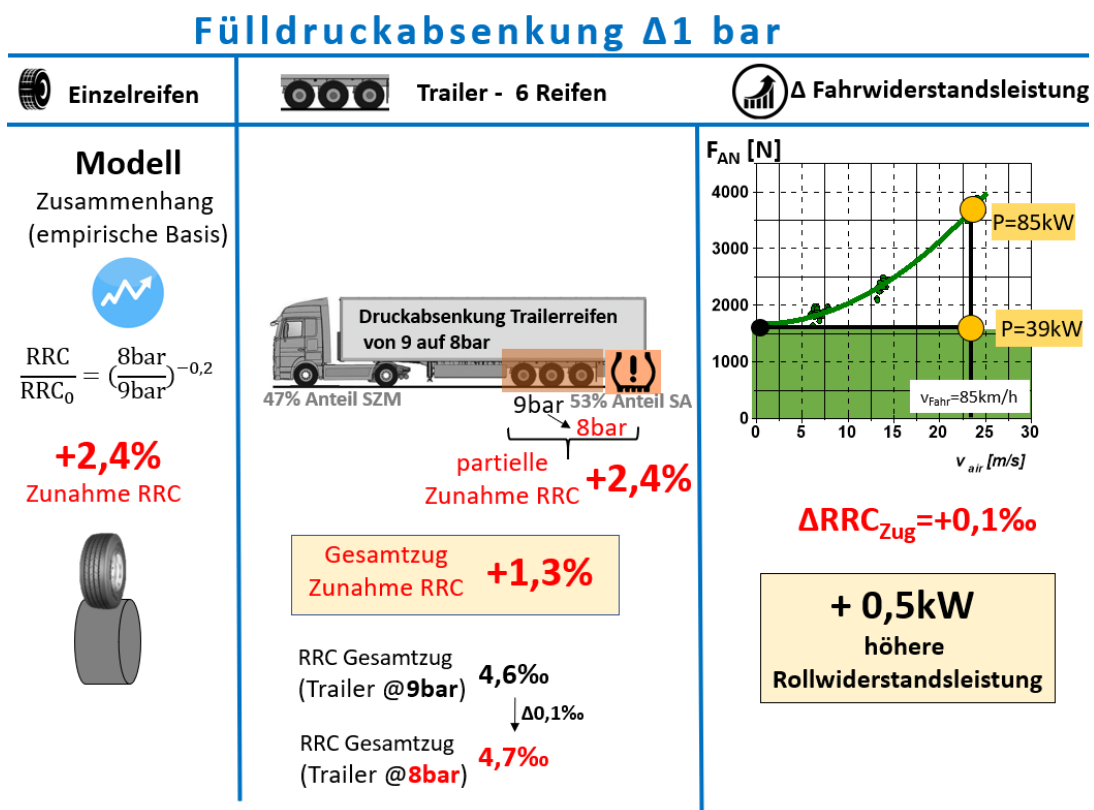


Bild 40: Ermittelter Einfluss einer Druckminderung an den 6 Trailerreifen

Die Darstellungen in **Bild 40** verdeutlichen die im Programmteil 'Fülldruckeinfluss' verfolgte Systematik der Untersuchung, ferner geht daraus das Kernergebnis in Kompaktform hervor.

Der Zugrollwiderstand ist im Stationärfall nicht geschwindigkeitsabhängig, sondern eine konstante Kraftgröße. Damit steigt der Leistungsbedarf zur Überwindung des Zugrollwiderstands proportional mit der Fahrgeschwindigkeit an. Bei Höchstgeschwindigkeit betrug der Leistungsanteil ca. 46 % vom ermittelten äußeren Gesamtwiderstand - Basis ist hierbei eine rollwiderstandsarme Bereifungskonfiguration.

Unter Berücksichtigung der im Laborversuch validierten Feststellung, dass der etablierte Standard-Zusammenhang (Potenzfunktion) die Fülldruckabhängigkeit (Exponent -0,2) hierbei exakt abbildet, sollte sich durch die Druckreduktion von hier 8 auf 7 bar der Zugwiderstand nur um 1,3 % erhöhen. Hierzu analog könnte sich beim Rollwiderstand des Zuges eine Zunahme um nur 0,1 ‰ abs. begründen.

Dieser Nachweis konnte aus den genannten Gründen in der experimenteller Form des Fahrversuchs leider nicht zuverlässig geleistet werden, allerdings lassen die real gemessenen, unauffälligen Werte auch keine deutlich höhere Spreizung erwarten.

9 Zusammenfassung

In zwei voneinander unabhängigen Teilprojekten des AK-4 wurden im zeitlichen Versatz von einem Jahr Fahrversuche auf einem Prüfgelände-Ovalrundkurs durchgeführt, wobei in jedem Block ein einzelner, mit Messtechnik ausgestatteter Sattelzug als Versuchsträger involviert war. Zur einfachen Unterscheidung wurden in diesem Report die Bezeichnungen ‘Zug A’ und ‘Zug B’ vergeben, bei beiden Güterverkehrsfahrzeugen handelt es sich um typische Vertreter der Kategorie ‘Fernverkehr’, somit um 40 t-Züge, bestehend aus 4x2 Sattelzugmaschine und 3-Achs Sattelanhänger (Curtainsider).

Die im ersten Teil zu erfüllende Aufgabe bestand im Nachweis, dass eine ganzheitliche Evaluierung des stationären Fahrzeugrollwiderstands mit dem vom Forschungsnehmer vorgeschlagenen methodischen Ansatz eines 3-stufigen Constant Speed Tests überhaupt prinzipiell die erforderliche Eignung besitzt. Diese wesentliche Voraussetzung für alles Weitere darf auf Grundlage der gewonnen praktischen Erfahrungen als erfüllt angesehen werden. Das als CST_3 bezeichnete Testverfahren hat unter Beachtung maßgeblich günstiger Umweltbedingungen sowie hoher Sorgfalt beim technischen Handling durch Datenqualität und erhebliche Trennschärfe überzeugen können.

Aus der übergeordneten Zielsetzung der Forschungsaufgabe ergab sich im Wesentlichen eine praxisnahe Auseinandersetzung mit zwei rollwiderstandsaffinen Sachverhalten:

- *der Vergleich von singulären Ergebnissen aus dem Reifenprüflabor mit realen Betriebssituationen, wie im Fall einer stationären Straßenfahrt – ganzheitlich, mit fahrzeugspezifischer Bereifung und multipler Radanzahl*
- *die Abhängigkeit eines verminderten Reifenfülldrucks auf den realen Fahrwiderstand – womit die Komponente Zugrollwiderstand gemeint ist.*

Mit den in einem zertifizierten Reifenprüflabor entsprechend dem Standard ISO 28580 an Neureifen vorgenommenen Untersuchungen standen jene Rollwiderstandskoeffizienten zur Verfügung, wie sie bei einer Reifenfreigabe oder auch der Kennzeichnung der Energieeffizienz in Klassen, dem sogenannten Labeling (EU-Regulierung), gefordert werden, wie ebenfalls als fundamentaler Dateninput für das Verbrauchs- und CO₂-Zertifizierungstool VECTO.

Gegenüber einem Neureifen treten materialbedingt schon innerhalb der ersten Beanspruchungsphase natürliche Rollwiderstandsverringerungen auf, was mit einem exemplarischen Test im Prüflabor an einem C3-Reifen überprüft wurde. Herausgestellt hat sich eine Größenordnung von $\Delta 3$ % Rollwiderstand gegenüber dem Neuzustand, wobei eine Strecke von 1000 km zurückgelegt worden war. Der auf besonderen Elastomereigenschaften beruhende reifentypische Effekt war eindeutig nachweisbar.

Da insbesondere die Profiltiefe und auch die Betriebsparameter ‘Radlast’ und ‘Fülldruck’ den Reifenrollwiderstand beeinflussen, wurden die im Fahrversuch benutzten Radsätze unter den dort vorhandenen Parameterwerten in einem speziellen Vorprogramm

im Prüflabor untersucht – zwar nur in Anlehnung an das erwähnte Standardverfahren, aber ebenso bei konstanter Raumtemperatur (25°C), Warmlaufdauer (3h) und Trommelgeschwindigkeit (80 km/h).

Ergänzt durch Kenntnis der exakten Gewichtsverteilung, respektive der Achsruhelasten, stand damit das erforderliche Datenmaterial für eine Modellbetrachtung zur Verfügung, um in den verschiedenen Betriebskonfigurationen der Fahrzeuge die im Fahrversuch an Lenk- und Antriebsachse sowie am 3er-Aggregat des Trailers auftretenden Rollwiderstandskräfte abschätzen und prognostizieren zu können.

Gegenüber der realen Situation berücksichtigt das semiempirische Modell nur den thermischen Beharrungszustand bei 25°C Umgebungstemperatur. Ein weiterer, gravierender Unterschied zur Outdoor-Umgebung ergibt sich aus der Trommelkrümmung, infolgedessen sich die verrichteten Walkarbeiten gegenüber dem Abrollen auf ebener Fahrbahn von vornherein unterscheiden – wovon die Reifentemperaturen direkt betroffen sind, sie fallen entsprechend niedriger aus.

Im Modell werden in Kombination mit den Messdaten achsweise die Rollwiderstandskräfte definiert und durch Akkumulation auf das Gesamtsystem >Zug< hochgerechnet. Mit gewohntem Gewichtsbezug ergab sich daraus die einfache Möglichkeit, einen semiempirischen Wert für den Zugrollwiderstandskoeffizienten (RRC_{prog}) zu prognostizieren. Dieses Werkzeug wurde u.a. benutzt, um die eingangs erwähnte Klärung der Übertragbarkeit von im Prüflabor ermittelten Reifenrollwiderstandswerten auf ein Fahrzeug als Ganzes zu diskutieren.

Um sprachliche Klarheit bemüht, wird innerhalb dieses Berichts strikt zwischen Reifenrollwiderstand (Prüflabor) und Zugrollwiderstand (Fahrversuch) unterschieden, in Letzterem sind die verdeckt auftretenden Verlustbringer grundsätzlich integriert.

Grundlage der vorgenommenen ganzheitlichen Betrachtungsweise vom Fahrzeugrollwiderstand war das entwickelte Testverfahren mit der Kurzbezeichnung CST_3. Die im Bericht vorgestellte Fahrprozedur und Methode zur Identifikation des Zugrollwiderstandes hat unter anderem Aufschluss darüber gegeben, dass die Rückwirkung einer an allen 6 Trailerreifen untersuchten Fülldruckminderung von 9 auf 8 bar (9 auf 7 bar) sich keinesfalls intensiver auf den Zugrollwiderstand auswirkt, als es durch die Standardformulierung der Reifenrollwiderstandsabhängigkeit zum Ausdruck gebracht wird.

Vor diesem theoretischen Hintergrund wurde als These eine äußerst geringe Spreizung der durch 1 bar Minderdruck beeinflussten Zugrollwiderstände angenommen, was sich im Fahrversuch entsprechend bestätigt hat. Eine abgesicherte Differenzierung des Parametereinflusses der Variablen 'Reifendruck' konnte indes nicht erreicht werden.

Aus den vorgenommenen Variationen von Bereifung und auch Zuggewicht sind plausible Feststellungen entstanden; nicht nur im Extremfall einer Bereifung mit Minimumprofil

(Restprofil), sondern auch für den Zustand "Mischprofil" gelang eine modellaffine Koeffizienten-Einstufung des Zugrollwiderstandes.

Die eigentliche Essenz aus diesem Untersuchungssegment ist die Feststellung, dass der wirkliche stationäre Zugrollwiderstand auf echter Fahrbahn per se nicht - wie manchmal angenommen - in hohem Grade oberhalb von den im Reifenprüflabor auf der Grundlage von Single-Condition-Tests erzielten Ergebnissen angesiedelt ist. Maßgeblich für eine praxisnahe Einstufung sind die thermischen Rahmenbedingungen, aber vor allem auch die produktspezifischen Reifeneigenschaften. So traten bei einer als kalt bezeichneten Fahrbahn gegenüber dem Modellwert durchgängig höhere Rollwiderstände in Erscheinung, während sich unter wärmeren Bedingungen zwischen beiden Fahrzeugen ein unterschiedlicher Trend bemerkbar machte. Der mit einem rollwiderstandsarmen Reifensatz ausgestattete Zug erzielte höhere als die prognostizierten Widerstände, hingegen der mit weniger rollwiderstandsarmen Reifen ausgerüstete niedrigere.

Abschließend noch ein Hinweis auf die graduellen Differenzen zwischen Laborprüfung und Praxistest. Bei konventioneller Bereifung hat sich - allerdings in Verbindung mit im Reifenmodell unberücksichtigten, unterschiedlichen thermischen Ausgangslagen (Fahrbahntemperatur) - als größte absolute Abweichung Δ_{\max} ein Wert von 1,1 ‰ abs. herausgestellt, was in diesem Einzelfall eine relativ hohe Abweichung bedeutet. Typisch für die Untersuchung insgesamt sind niedrigere Divergenzen ermittelt worden.

Literaturverzeichnis

- [1] **Bode, M.:** “Der Rollwiderstand von Nutzfahrzeugreifen unter realen Umgebungsbedingungen“, FAT-Schriftenreihe 304 (2018)
- [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)
- [3] **Neubeck, J. et al.:** “Thermisches Rollwiderstandsmodell für Nutzfahrzeugreifen zur Prognose fahrprofilspezifischer Verbräuche“, FAT-Schriftenreihe 300 (2017)
- [4] **Bode, M.:** “Der Rollwiderstand von Nutzfahrzeugreifen unter zeitvarianten Betriebsbedingungen“, FAT-Schriftenreihe 308 (2018)
- [5] **VECTO:** “Vehicle Energy Consumption calculation Tool”, Simulation Tool for Heavy Duty vehicles (HDVs), Abgerufen am 17.Februar 2021, von https://ec.europa.eu/clima/policies/transport/vehicles/vecto_en
- [6] **Bode, O., Bode, M.:** “ Untersuchung des Rollwiderstands von Nutzfahrzeugreifen auf echten Fahrbahnen“, FAT-Schriftenreihe Nr. 255 (2013)
- [7] **Bode, O.:** “Untersuchung des Rollwiderstands von Nutzfahrzeugreifen auf realer Fahrbahn“, FAT-Schriftenreihe 285 (2016)
- [8] **Bode, O.:** “Der Einfluss von Wärmeverlusten auf den Rollwiderstand von Reifen“, FAT-Schriftenreihe 325 (2020)

Bisher in der FAT-Schriftenreihe erschienen (ab 2016)

Nr.	Titel
283	Verformungs- und Versagensverhalten von Stählen für den Automobilbau unter crashartiger mehrachsiger Belastung, 2016
284	Entwicklung einer Methode zur Crashsimulation von langfaserverstärkten Thermoplast (LFT) Bauteilen auf Basis der Faserorientierung aus der Formfüllsimulation, 2016
285	Untersuchung des Rollwiderstands von Nutzfahrzeugreifen auf realer Fahrbahn, 2016
286	χMCF - A Standard for Describing Connections and Joints in the Automotive Industry, 2016
287	Future Programming Paradigms in the Automotive Industry, 2016
288	Laserstrahlschweißen von anwendungsnahen Stahl-Aluminium-Mischverbindungen für den automobilen Leichtbau, 2016
289	Untersuchung der Bewältigungsleistung des Fahrers von kurzfristig auftretenden Wiederübernahmesituationen nach teilautomatischem, freihändigem Fahren, 2016
290	Auslegung von geklebten Stahlblechstrukturen im Automobilbau für schwingende Last bei wechselnden Temperaturen unter Berücksichtigung des Versagensverhaltens, 2016
291	Analyse, Messung und Optimierung des Ventilationswiderstands von Pkw-Rädern, 2016
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 Feinbleche 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-Feinblechen 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 Schraubenverbindungen, 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 Crashsimulation, 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 Al-Druckgusskomponenten mit stochastischem Aspekt für die Crashsimulation, 2020
- 339 Stochastisches Bruchverhalten von Glas, 2020
- 340 Schnelle, breitbandige Datenübertragung zwischen Truck und Trailer als Voraussetzung für das hochautomatisierte Fahren von Lastzügen, 2021
- 341 Wasserstoffkompatibilität von Aluminium-Legierungen für Brennstoffzellenfahrzeuge, 2021
- 342 Anforderungen an eine elektrische Lade- und Wasserstoffinfrastruktur für gewerbliche Nutzfahrzeuge mit dem Zeithorizont 2030, 2021
- 343 Objective assessment of database quality for use in the automotive research and development process, 2021
- 344 Review of non-exhaust particle emissions from road vehicles, 2021
- 345 Ganzheitliche Betrachtung von Rollwiderstandsverlusten an einem schweren Sattelzug unter realen Umgebungsbedingungen, 2021

Impressum

Herausgeber	FAT Forschungsvereinigung Automobiltechnik e.V. Behrenstraße 35 10117 Berlin Telefon +49 30 897842-0 Fax +49 30 897842-600 www.vda-fat.de
ISSN	2192-7863
Copyright	Forschungsvereinigung Automobiltechnik e.V. (FAT) 2021

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

VDA | Verband der
Automobilindustrie

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

FAT | Forschungsvereinigung
Automobiltechnik