

# Rollwiderstand und Rollverlust von Flurförderzeugrädern mit Polyurethanbandage im Hinblick auf deren Härtegrad

Rolling resistance and rolling loss of industrial truck wheels with polyurethane tread with regard to their degree of hardness

Matthias Hofmann

**D**er Rollwiderstand ist von zentraler Bedeutung, wenn es gilt, die Abrollgüte und die Effizienz eines Rades bzw. einer Rolle zu beurteilen. Der Energieverbrauch eines Fahrzeuges wird mitunter maßgeblich vom Rollwiderstand beeinflusst. Nicht zuletzt deshalb wird im Umfeld des Automobilssektors seit ca. 100 Jahren zu den physikalischen Vorgängen, die im Rollwiderstand resultieren, und Maßnahmen zu deren Reduktion geforscht. Für den Bereich der Flurförderzeuge und deren Energieverbrauch ist der Rollwiderstand nicht minder relevant, wenngleich hier deutlich geringere Fahrgeschwindigkeiten vorliegen. Dezierte experimentelle Untersuchungen zu Rädern mit Vollmateriallaufbelag aus Polyurethan existieren indes nur wenige und die vorliegenden Versuchsreihen zeigen, dass die einschlägigen Rollwiderstandstheorien für diesen Werkstoff nur von eingeschränkter Gültigkeit sind bzw. teilweise im Widerspruch zum Betriebsverhalten der Polyurethanbandagen stehen. Eine Übertragbarkeit der für luftbefüllte Reifen gewonnenen Erkenntnisse ist demnach nicht per se gegeben.

*[Schlüsselwörter: Rollwiderstand, Flurförderzeugräder, Polyurethanbandage, Härtegrad und Rollverlust]*

**R**olling resistance is of central importance when it comes to evaluating the rolling quality and efficiency of a wheel or roller. The energy consumption of a vehicle is significantly influenced by rolling resistance. This is one of the reasons why research in the automotive sector has focused on understanding the physical processes that result in rolling resistance and finding ways to reduce it for approximately the last 100 years. Rolling resistance is equally relevant in the context of industrial trucks and their energy consumption, even though the driving speeds in this area are significantly lower. However, there are only a few dedicated experimental studies on wheels with solid polyurethane treads, and the existing test series indicate that the relevant rolling resistance theories are only of limited validity for this material or, in

some cases, contradict the operational behavior of polyurethane treads. Therefore, the experiences obtained for air-filled tires cannot be directly applied.

*[Keywords: Rolling resistance, industrial truck wheels, polyurethane tread, degree of hardness and rolling loss]*

## 1 AUSGANGSPUNKT UND FORSCHUNGSTHEMA

Für den Einsatz von Rädern und Rollen mit Vollmateriallaufbelag aus Heißgieß-Polyurethan (PU) an Flurförderzeugen, insbesondere Gabelstaplern, bestehen komplexe Anforderungen. Die sichere Übertragung von Antriebs- und Seitenführungskräften bedingt, dass ein hohes Kraftschlussniveau, Gripniveau, erreicht werden muss, was zwangsläufig mit Reibung einhergeht. Gleichzeitig ist unter Betriebsbedingungen die erforderliche Traglastkapazität sicherzustellen, was gemeinhin mit der Härte des Laufbelags korreliert. Hinzu kommen Anforderungen an die Energieeffizienz im Sinne der Reichweiten- und Ladezyklenbemessung. Zum Vergleich: Bei einem PKW werden je nach Fahrsituation zwischen ca. 20 bis 30% des gesamten Energiebedarfs dem Rollwiderstand zugeschrieben [1]. Die zum Teil im Widerspruch stehenden Anforderungen und Parameter belegen die Komplexität hinsichtlich der Auslegung des Laufbelags und dessen Betriebsverhalten. Während im Bereich von luftbefüllten Reifen für den Einsatz im Straßenverkehr seit vielen Jahrzehnten intensiv geforscht wird, existieren für Flurförderzeugräder mit PU-Vollmateriallaufbelag nur wenige und nicht mehr aktuelle wissenschaftliche Untersuchungen, die sich auf nur einzelne etablierte Werkstoffe beziehen, siehe Kap. 1.1. Gleichwohl werden ebenso wie in der PKW-Reifenindustrie von Herstellern Messungen vorgenommen, um deren Produkte mit ihren Eigenschaften bewerben zu können. Auf konkrete Angaben bezüglich des Rollwiderstandes wird jedoch meistens verzichtet, so dass es insbesondere an einer herstellerübergreifenden Vergleichbarkeit mangelt. Eine Kennzeichnungspflicht, vergleichbar

mit dem EU-Reifenlabel<sup>1</sup> bei PKW-Reifen, ist demnach nicht existent, so dass auch keine einheitlich festgeschriebenen Prüfverfahren für Räder mit Vollmateriallaufbelag aus Polyurethan existent sind.

Die Anforderungen an die Räder von Flurförderzeugen sind indes nicht minder komplex, auch wenn, für den Indoorbereich gesprochen, keine witterungsbedingten wechselnden Umgebungsbedingungen Einfluss auf das Betriebsverhalten nehmen. Dennoch besteht ein Spannungsfeld darin, einen Kompromiss der unterschiedlichen Anforderungen mit den beeinflussbaren Parametern der Laufbelagwerkstoffe zu erzielen. So korreliert beispielsweise die Tragfähigkeit eines luftbefüllten Reifens mit dessen Innendruck, der lastabhängig variiert werden kann. Bei Laufbelägen aus Vollmaterial hingegen ist die Tragfähigkeit mit der Härte verknüpft. Da diese invariant ist, ergeben sich bereits hieraus zahlreiche Herausforderungen hinsichtlich der Auslegung, da bei Flurförderzeugen mit Starrachsen die mechanischen Federungs- und Dämpfungseigenschaften des Fahrwerks maßgeblich von den Rädern und Rollen abhängen. Insofern hat die Auslegung der Härte des Laufbelags im Hinblick auf die resultierenden Fahreigenschaften zu erfolgen, was sich bereits auf Grund der unterschiedlichen Beladungszustände, mit und ohne Nutzlast, komplex gestaltet. Hinzu kommen werkstoffspezifische Faktoren, wie temperaturabhängiges viskoelastisches Verhalten und frequenzabhängiges Dämpfungsvermögen, was wiederum auch in kausalem Zusammenhang mit dem Rollwiderstand steht. Die Wahl und Auslegung einer für den jeweiligen Anwendungsfall vorteilhaften Laufbelagskomposition bedingt insofern die Berücksichtigung zahlreicher Aspekte und Anforderungen, bei der eine losgelöste Betrachtung einzelner Parameter nicht zielführend ist. Die Fragen, welcher konstruktive Aufbau eines Reifens/Laufbelags und dessen Materialmischung, Innendruck, respektive Härte, sowie etwaige Profilierung dabei von Vorteil ist, lassen sich nicht per se auf Basis allgemeingültiger Grundsätze beantworten. Gleichwohl existieren auf dem Gebiet der PKW- und Nutzfahrzeugreifen empirisch gestützte Erkenntnisse, welche eine Wissensbasis verkörpern. Zwar sollte davon auszugehen sein, dass bezüglich fundamentaler physikalischer Zusammenhänge durchaus Analogien zu luftbefüllten Reifen bestehen, jedoch mangelt es an dezidierten Untersuchungen auf dem Gebiet von Flurförderzeugrädern, um das Abrollverhalten und die damit einhergehenden Verluste qualitativ und quantitativ beurteilen zu können. Zugleich ist der Rollwiderstand eine Größe, die einiger veränderlicher Einflussfaktoren unterliegt, sowohl hinsichtlich des Rad-Bodenkontaktes, als auch der Fahr- und Umgebungsbedingungen. Dementsprechend stellt auch die reproduzierbare messtechnische Erfassung des Rollwiderstandes eine veritable Herausforderung dar, vgl.

<sup>1</sup> Das EU-Reifenlabel stellt ein in der Europäischen Union gültiges Kennzeichnungssystem für Fahrzeugreifen dar. Es soll Endverbraucher:innen Informationen über leistungsrelevante Daten

[2]. Insofern mangelt es an belastbaren und aktuellen experimentellen Untersuchungsdaten auf dem Gebiet der Flurförderzeugräder.

## 1.1 GRUNDLAGEN UND STAND DER TECHNIK

Die Reibung zwischen Reifen/Laufbelag und Fahrbahnoberfläche resultiert aus einer adhäsiven Komponente und der Hysteresereibung. Adhäsive Reibung beruht auf der Bildung und dem Aufbrechen molekularer Bindungen zwischen den Reibpartnern während Hysteresereibung auf Deformation beruht. Der Anteil der Komponenten an der resultierenden Reibungskraft, aber auch der Absolutwert der Reibungskraft ist sowohl von der Beschaffenheit der Fahrbahnoberfläche, als auch von den Kenngrößen des Reifens bzw. des Laufbelags abhängig. Wenngleich hinsichtlich des konstruktiven Aufbaus eines luftbefüllten Reifens gegenüber einem Vollmaterial-Laufbelag fundamentale Unterschiede bestehen, so bestehen dennoch physikalische Analogien, indem es sich um einen elastischen Rollkontakt mit einem viskoelastischen Reibungspartner, in Gestalt des Reifens/Laufbelags handelt. Insofern sollte zunächst davon auszugehen sein, dass bis zu einem gewissen bauart- und materialbedingten Grad Parallelen existieren, die als Grundlage dienen können.

Bei einem luftbefüllten PKW-Reifen entfallen ca. 80-95% der Energieverluste beim Abrollen auf Hysterese [3]. Diese Absolutwerte wurden von Lee et al. [3] in Versuchen mit Reifen mit glatter Oberfläche, die ausschließlich Rillen in Umfangsrichtung aufweisen, ermittelt. Kunze [4] konstatiert auch in Bezug auf den hartelastischen Werkstoff PA6, dass hauptsächlich die Hysterese ursächlich für die Rollreibung ist. Knothe, Wang und Hiss [5], [6] kommen ebenfalls zu diesem Ergebnis. Hinsichtlich des Traktionsvermögens ist der auf Hysterese beruhenden Reibung eine entscheidende Bedeutung beizumessen. Da bei Straßenfahrzeugen der Gesichtspunkt der Wasserverdrängung bezüglich der Fahreigenschaften jedoch zu berücksichtigen ist, sind diese Reifen, im Gegensatz zu jenen, die Lee für seine Untersuchungen heranzog, neben den Längs- auch mit Querrillen versehen. Zu Profilformen, der Höhe von Lamellen und Profilblöcken und deren Auswirkungen auf den Rollwiderstand existieren weitreichende Untersuchungen, siehe u.a. [1]. Ungeachtet der Profilierung, ist jedoch anerkannt, dass die durch das Abrollen bedingte Verformung und Hysterese im Latsch den Rollwiderstand maßgeblich beeinflussen – sowohl für hart- als auch weichelastische Werkstoffe auf Kautschuk- bzw. Polymerbasis, wie im Falle von Automobilreifen.

Stellt man sich den elastischen Laufbelag eines Rades bzw. einer Rolle in radialer Richtung unterteilt in Segmente

von Reifen liefern. Zu den ausgewiesenen Parametern zählen Kraftstoffeffizienz, Nasshaftung und Wintertauglichkeit.

vor, erfahren diese im Latsch, aber auch im Bereich des Ein- und Auslaufs, bei Rotation unter Einwirkung von Normalkraft eine wechselnde Verformung, vgl. Abbildung 1. Entsprechend der einschlägigen Theorie, wird der Rollwiderstand als eine der Bewegungsrichtung entgegengesetzt wirkende Kraft angesehen, was sich auch in der Bilanzierung der zu überwindenden Fahrwiderstände niederschlägt. Demnach ist der erforderliche Zugkraftbedarf  $F_{Z,erf}$  eines Fahrzeuges vereinfacht über den Radwiderstand  $F_R$ , den Steigungswiderstand  $F_{St}$ , den Beschleunigungswiderstand  $F_a$  sowie den Luftwiderstand  $F_L$  definiert, siehe Formel (1).

$$F_{Z,erf} = F_R + F_{St} + F_a + F_L \quad (1)$$

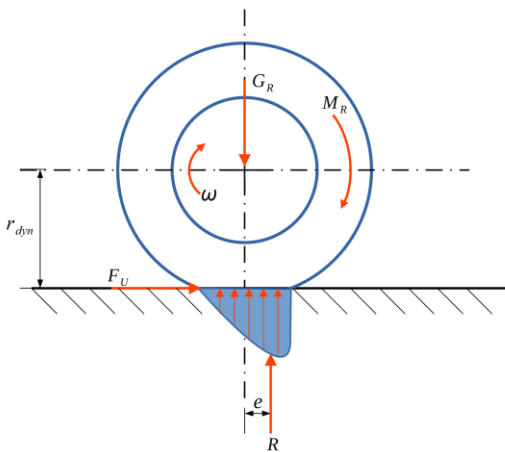


Abbildung 1. Kräfte am angetriebenen, mit Kreisfrequenz  $\omega$  rotierenden, Rad.

$F_U$  stellt die resultierend aus dem Antriebsmoment  $M_R$  wirkende Umfangskraft dar, wobei  $G_R$  die Radlast (Normalkraft) und  $R$  die Reaktionskraft darstellt, die um eine Exzentrizität  $e$  versetzt zur Radachse wirkt. Aufgrund der Verformung im Latsch ist der Abrollradius nicht statisch, so dass ein dynamischer Radhalbmesser  $r_{dyn}$  für die Betrachtung in Ansatz zu bringen ist.

Der Radwiderstand setzt sich zusammen aus dem Rollwiderstand, Schräglaufwiderstand, aber auch der Widerstandskraft, die zur Spurbildung, insbesondere bei nachgiebigem Untergrund, erforderlich ist. Vereinfacht kann bei Geradeausfahrt und fester Fahrbahnoberfläche somit allein der Rollwiderstand als Radwiderstand angesetzt werden. Der Rollwiderstand  $F_{R,roll}$  ist abhängig von der Normalkraft, bzw. der in der Aufstandsebene wirkenden Reaktionskraft  $R$  und einem Proportionalitätsfaktor  $f_R$ , so dass der Rollwiderstand gemäß Formel (2) definiert ist.

$$F_{R,roll} = f_R \times R \quad (2)$$

Aufgrund der elastischen/viskoelastischen Verformung des Reifens/Laufbelags in der Aufstandsebene, greift die aus der Gewichtskraft  $G_R$  resultierende Reaktionskraft  $R$  exzentrisch zur Radnabenachse an, siehe Abbildung 1. Diese

Exzentrizität  $e$  wird auch als Hebelarm der Rollreibung bezeichnet, da diese als Hebelarm anzusetzen ist, wenn das Momentengleichgewicht um die Radachse gebildet wird. Dass zwischen der Radlast und dem Rollwiderstand ein lineares Verhältnis besteht, galt lange Zeit als empirisch gesichertes Erkenntnis [7] und spiegelt auch die Lehrmeinung wider [8]. Der Rollwiderstandsbeiwert  $f_R$ , in der internationalen Literatur auch  $c_R$ , ist dabei definiert über

$$f_R = \frac{e}{r_{dyn}} \quad (3)$$

und demzufolge abhängig von der Verformung im Latsch. Demnach wirkt sich eine Zunahme der Verformung in Gestalt eines Anstiegs des Rollwiderstandes aus. In Konsequenz dessen führt ein höherer Reifeninnendruck zu einer höheren Steifigkeit des Reifens, einhergehend mit geringerer Verformung, und dementsprechend zu einer Verringerung des Rollwiderstandes. Ejsmont et al. [9] bestätigen im Versuch diese Theorie, so lange eine Veränderung des Luftdrucks bei konstanter Radlast erfolgt. Für eine gleichzeitige kombinierte Variation der Parameter lassen sich hingegen keine hinreichend präzisen Aussagen treffen, so die Autoren. Demnach zeichnet sich hier kein einheitliches Bild ab, da sich in dem Fall reifenspezifische Eigenschaften zu sehr auf das Ergebnis niederschlagen, als dass eine differenzierte objektive Bewertung möglich wäre.

Für Flurförderzeuigräder mit Polyurethan-Laufbelag – auch Bandage genannt – existieren dahingegen keine derart dezidierten Untersuchungen. Severin et al. [10] untersuchen neben hartelastischen Werkstoffen lediglich einen nicht näher spezifizierten weichelastischen Polyurethanwerkstoff der Marke Vulkollan. Hierbei handelt es sich um Räder, die bereits aufgrund der Dimension mit Durchmesser 200 mm und einer Breite von 50 mm nicht für den Einsatz an Gabelstaplern in Frage kommen und demzufolge auch in einem entsprechend niedrigen Lastbereich mit einer Beaufschlagung von lediglich 6 kN getestet wurden. Der Fokus Severins liegt auf der Erforschung des Einflusses der geometrischen Gestalt auf den Rollwiderstand. Insofern wurden keine weiteren Polyurethanvarianten verglichen, sondern Auswirkungen der Variation der Bandagendicke. Ein Vergleich hinsichtlich der Materialien erfolgt bei Severin lediglich dahingehend, als dass zwei konträre Werkstoffgruppen, hartelastisch und weichelastisch, unter der Maßgabe des Einflusses von geometrischen Parametern verglichen werden. Insoweit stellt sich die Forschungsfrage, inwieweit sich die Verhältnisse von luftbefüllten Reifen hinsichtlich der Relation von Luftdruck zu Rollwiderstand auf Polyurethan-Vollmaterialbandagen dergestalt übertragen lassen, dass mit zunehmender Härte eine Verringerung des Rollwiderstandes einhergehen müsste. In Konsequenz der obig genannten theoretischen und empirischen Untersuchungen, sowie der allgemein einschlägigen Definitionen, wäre davon auszugehen, dass entsprechende Analogien zwischen luftbefüllten Reifen und

Rädern mit Vollmaterial-Polyurethanbandage, wie sie bei Gabelstaplern zum Einsatz kommen, existent sind.

Wie oben erläutert, besteht per definitionem eine direkte Korrelation zwischen Rollwiderstandsbeiwert und dem Maß der Verformung eines Reifens oder Laufbelages. Anders als bei profilierten luftbefüllten Gummireifen, kommen Effekte der Profilgestaltung bei den hier gegenständlichen, mit glatter Oberfläche versehenen, Flurförderzeugrädern jedoch nicht zum Tragen, so dass gemäß der Definition davon auszugehen ist, dass mit steigender Eindrückung/Verformung direkt eine Zunahme des Rollwiderstandes einhergeht. Insofern gründet hierauf auch die vorherrschende Meinung, dass die Wahl eines höheren Härtegrades der Bandage per se auch einen geringeren Rollwiderstand zur Folge hat. Indem der Rollwiderstand folglich gemäß der Definition mit der Verformung des Laufbelags im Latsch korreliert, müsste einhergehend mit zunehmender Verformung und höherem Rollwiderstand auch von einer Zunahme der Wärmeentwicklung infolge des Walkens auszugehen sein. Der Rollwiderstand kann somit aufgrund der Kausalität dieser Zusammenhänge auch als Maß für die verformungsbedingten Verluste beim Abrollen angesehen werden. Grundsätzlich gilt, dass die Verformungsenergie teilweise dissipiert wird [10], was schlussendlich in der Übertemperatur des Laufbelags resultiert. Die anerkannte klassische Theorie, wonach sich der Rollwiderstand als Widerstandskraft, die der Rollrichtung entgegenwirkt, äußert, kann somit auch durch eine energetische Betrachtung ersetzt werden. Schuring [11] veröffentlichte 1977 eine Theorie, welche den Rollwiderstand nicht als Kraft, sondern vielmehr als Energieverlust, welcher auf der Umwandlung mechanischer Energie in Wärme beim Abrollen entsteht, charakterisiert. Fortan wurde auch der Terminus "rolling loss - Rollverlust" verwendet. Schurings These beruht auch auf Arbeiten von Holt und Wormeley [12], die aus den frühen 20er Jahren des 20. Jahrhunderts stammen. Diese langwährende Präsenz der Thematik verdeutlicht auch deren Relevanz, denn nicht zuletzt besteht im Rad-Boden-Kontakt auch ein Spannungsfeld zwischen Energieverbrauch, Kraftübertragung - sprich Grip - und Fahrstabilität. Die Theorie des Rollverlustes findet auch in ISO 28580 Anwendung, in der die Messung des Rollwiderstandes von PKW, NKW und Bussen unter Laborbedingungen definiert wird. Nicht zuletzt die Aufnahme dieses energiebasierten Ansatzes als Definition des Rollwiderstandes in ein internationales normatives Regelwerk, belegt den aktuellen Stand der Technik und Forschung für den Bereich luftbefüllter Reifen auf Basis von Kautschuk- und Silicamischungen. In Konsequenz dessen lässt sich eine weitere Forschungsfrage dahingehend formulieren, ob und inwieweit auf Basis der Rollverlust-Theorie geschlussfolgert werden kann, dass ein Rad mit Vollmaterialbandage aus Polyurethan, dessen Laufbelag beim Abrollen eine relativ hohe Wärmeentwicklung zeigt, dementsprechend zwangsläufig auch einen unvorteilhaften, als Kraft messbaren, Rollwiderstand haben muss. Um diesen fundamenta-

len Fragestellungen nachzugehen, wurden mit einem breiten Spektrum an Radbandagen-Werkstoffspezifikationen Tests am Radprüfstand des Instituts für Fördertechnik und Logistik durchgeführt.

## 2 PRÜFKONZEPT, VERSUCHSSZENARIO UND -DURCHFÜHRUNG

Der Prüfstand am IFT, siehe Abbildung 2, ist dergestalt aufgebaut, dass auf einer Kreisbahnfläche mit 6,4 Meter Durchmesser, die in Betonestrich ausgeführt ist, zwei durch ein mittig angeordnetes Drehlager verbundene Arme rotieren. An jedem der Arme befindet sich eine Radaufhängung und -aufnahme samt einer Antriebseinheit in Form einer Motor-Getriebeeinheit, so dass sowohl angetriebene Räder als auch frei von Lastmoment drehende Rollen einer Untersuchung unterzogen werden können.



Abbildung 2. Aufbau des Radprüfstandes am IFT.

In dessen Ausgangskonstellation ist die Versuchseinrichtung somit symmetrisch aufgebaut und der Antrieb, respektive die Fahrbewegung, erfolgt ausschließlich durch die an den Armen befindlichen Prüfprobanden und deren Kraftübertragung zur Fahrbahn. In den Armen befinden sich verschiebbliche Gewichtsträger zur Aufnahme von Ballastgewichten, mit Hilfe derer die erforderliche Prüflast eingestellt wird. Während der Fahrt kann der Gewichtsträger linear innerhalb des Arms verschoben werden, so dass in Abhängigkeit dessen Positionierung die Radlast auch dynamisch verändert werden kann. Für das hier vorliegende Versuchsszenario ist jedoch eine statische Prüflast während der Fahrt erforderlich. Beide Seiten bzw. Radaufhängungen sind somit hinsichtlich deren Ballastierung und Antrieb unabhängig. Durch diese Konstellation ist es möglich, auch in der Beharrungsfahrt die Prüfprobanden mit Drehmoment zu beaufschlagen. Hierfür wird dann eine Seite generatorisch betrieben und ein Soll-Bremsmoment vorgegeben. In diesem Betriebsmodus wird zudem eine Soll-Geschwindigkeit vorgegeben, so dass von der anderen Seite das erforderliche Antriebsmoment aufgebracht wer-

den muss, um den Prüfstand in Gänze entgegen der Fahrwiderstände in Bewegung zu halten. Der Fahrwiderstand setzt sich in dem Fall aus dem Bremsmoment, dem Radwiderstand und sämtlichen Bewegungswiderständen der Maschinenteile zusammen.

Der Prüfstand verfügt über keine Einrichtung zur direkten Messung des Rollwiderstandes, gleichwohl besteht die Möglichkeit, den spezifischen Radwiderstand zu detektieren. Hierfür wird der Antrieb desjenigen Armes, an dem sich der Prüfproband befindet, in den Leerlauf versetzt. Der Antrieb erfolgt sodann ausschließlich durch den zweiten Arm und die dortige Antriebseinheit. Auf der antreibenden Seite ist es möglich, über die Daten der Motorsteuerung das zum Halten einer definierten Geschwindigkeit erforderliche Antriebsmoment aufzuzeichnen. Obgleich in diesen Wert sämtliche Reibungsverluste der Lagerungen, Getriebe, aber auch Planschverluste der Getriebe einfließen, lassen sich durch Beibehaltung der Umgebungs- und Betriebstemperatur Schwankungen der Messwerte infolge dieser Einflussfaktoren weitestgehend im Rahmen der Messungenauigkeit eliminieren. Auf diese Weise ist mittels des aufzubringenden Antriebsmoments nicht nur ein qualitativer sondern auch quantitativer Vergleich des Rollwiderstandes der Prüfprobanden möglich. Diese Versuchskonstellation und Messmethodik folgt demnach der These, wonach sich der Rollwiderstand als eine der Bewegungsrichtung entgegengesetzt wirkende Kraft darstellt.

Zur Ermittlung der Werte wurde eine Fahrgeschwindigkeit von konstant 2 m/s bei einer konstanten Radlast von 26,5 kN zugrunde gelegt und das erforderliche Antriebsmoment über eine Messdauer von jeweils drei Sekunden gemittelt. Zuvor absolvieren die Probanden jeweils eine 20-minütige Aufwärmphase bei last- und geschwindigkeitskonstanter Fahrt mit 3,0 m/s bei einer Radlast von 26,5 kN aus dem kalten und ungebrauchten Zustand heraus. Für die hier vorgestellten Ergebnisse betrug die Umgebungstemperatur 18°C, was auch der Ausgangstemperatur der Probanden zu Testbeginn entspricht. Indem die Werte sodann nach dieser kurzen Aufwärmphase ermittelt wurden und sich auch noch keine Beharrungstemperatur nach dieser kurzen Zeit einstellt, ist auch die messbare Übertemperatur der Bandage primär dem Walken zuzuordnen, da in dieser Aufwärmphase aus kaltem Zustand die Effekte der Wärmeübertragung an die Umgebung noch verhältnismäßig gering sind, da zunächst die Energiedissipation in der Bandage vorstättgeht. Durch die Konstantfahrt sind lediglich geringe Umfangskräfte zu übertragen, so dass primär der Einfluss des Walkens durch reines Abrollen zum Tragen kommt und nicht etwa zusätzliche Umfangskräfte infolge von Beschleunigungs- und Bremsvorgängen übertragen werden. Zusätzliche Umfangskräfte haben höhere dynamische Verformungen im Latsch und damit höhere Walkarbeit zur Folge. Diese zum Beschleunigen und Abbremsen aufgebrauchten Umfangskräfte haben zudem erhöhte Schlupfwerte zur Folge, was auch lokal an der Bandagenoberfläche zu einem erhöhten Wärmeeintrag

aufgrund äußerer Reibung führt. Nach Abschluss der 20-minütigen Warmup Fahrt erfolgt die Messung des Bewegungswiderstandes bei einer Geschwindigkeit von 2,0 m/s.

Getestet wurde unter gleichbleibenden ambienten Bedingungen, so dass dahingehende Einflüsse auf das Messergebnis, wie etwa Lagerreibung infolge des Temperatur-Viskositätsverhaltens von Schmierfetten auszuschließen sind. Gleiches gilt für die Planschverluste der ölgeschmierten Getriebe. Diese Einflüsse sind insoweit relevant, als dass, wie oben beschrieben, der Rollwiderstand nicht direkt gemessen werden kann, sondern lediglich über den gesamten Bewegungswiderstand, sprich der erforderlichen Antriebsleistung, um das Gesamtsystem auf konstanter Geschwindigkeit zu halten, auf den Radwiderstand geschlossen werden kann. Der Radwiderstand setzt sich zusammen aus dem Fahrbahnwiderstand, dem Schräglaufwiderstand sowie dem Rollwiderstand. Aufgrund konstanter Fahrbahnbedingungen sowie eines konstanten Schräglaufwinkels kann ein Vergleich des resultierenden Bewegungswiderstandes erfolgen und dabei auf den Rollwiderstand geschlossen werden, indem die anderen Einflussfaktoren im Rahmen der Messungenauigkeit konstant gehalten werden.

Für die vorliegenden Untersuchungen dient ein Testfeld mit 15 unterschiedlichen Polyurethanspezifikationen. Die Räder mit der einheitlichen Abmessung 343 x 114 mm, was einer Standardabmessung für Gabelstapler entspricht, haben eine Bandagendicke von 32 mm. Des Weiteren weisen alle Räder dieselbe Felgenausführung auf, so dass weder konstruktiv noch hinsichtlich des Werkstoffes dahingehende Unterschiede bestehen, die sich bezüglich der Wärmeleitung und Konvektion, und damit dem Temperaturverhalten der Bandage, bemerkbar machen würden, insbesondere im Hinblick auf die zu messende Oberflächentemperatur. Für den vergleichenden Test wurde ein Spektrum des Härtegrades der Bandagen zwischen 85° und 95° Shore A herangezogen, siehe nachfolgende Tabelle 1.

Tabelle 1. Übersicht der Probanden.

Proband Nr.:	Härtegrad [° Shore A]	Statische radiale Verformung bei 26,5 kN Radlast [mm]
Typ 1	93	1,8
Typ 2	92	2,5
Typ 3	95	1,6
Typ 4	90	3,4
Typ 5	92	3,1
Typ 6	95	2,6
Typ 7	95	1,2
Typ 8	85	3,4
Typ 9	94	1,6
Typ 10	92	1,8
Typ 11	90	1,8
Typ 12	90	2,0
Typ 13	94	1,2

Im Bereich der Härtegrade 90°, 92° und 95° Shore A sind mehrere Bandagenwerkstoffspezifikationen mit jeweils unterschiedlicher Werkstoffrezeptur im Portfolio der Prüfprobanden. Ein gestreutes Spektrum hinsichtlich der Spezifikationen ist insoweit relevant, als dass der an der Oberfläche gemessene Härtegrad für sich gesehen noch keine Rückschlüsse auf das Verhalten des Laufbelags unter Belastung zulässt. So zeigen die Ergebnisse, dass trotz identischen Härtegrades fundamentale Unterschiede im Betriebsverhalten bestehen. Die hier angeführten Werte des Härtegrades entsprechen nicht der nominellen - mit Streuung behafteten Angaben - sondern tatsächlich gemessenen. Somit sind die im Zuge der Versuche feststellbaren Unterschiede eindeutig einem spezifischen Werkstoffverhalten zuzuschreiben und nicht etwa produktionsbedingt vom nominellen Wert abweichenden Härtegraden geschuldet. Von jedem Typus wurden zudem jeweils drei Probanden getestet, um weitere fertigungsbedingte Abweichungen, die sich auf das Abrollverhalten und die Messergebnisse auswirken können, zu kompensieren. In dem zwischen den Messergebnissen der Probanden eines Bandagentypus nur geringfügige Abweichungen feststellbar sind, spricht dies nicht nur für die gleichbleibende Güte der Bandagenwerkstoffe während des Gieß- und Temperverfahrens, sondern belegt auch die Validität der auf qualitativen Vergleich ausgerichteten Messmethodik.

Da die Erwärmung den messtechnisch erfassbaren Indikator für den Energieverlust darstellt [11], [12], [13], wird während der Versuche, nicht nur zum Zeitpunkt der Messung des Rollwiderstandes, die Temperatur des Laufbelags ermittelt. Für eine kontinuierliche Messung der Oberflächentemperatur der Lauffläche der Bandage, auch während der Fahrt, wird ein berührungslos messendes Pyrometer eingesetzt. Zusätzlich wird im Stillstand mittels

Infrarotwärmebildkamera die Oberflächentemperatur des gesamten Rades erfasst. Anhand des Thermobildes lässt sich die Temperaturverteilung über die Lauffläche, die Flanke sowie die Felge hinweg während des Stillstandes erfassen. Dies ergibt ein detaillierteres Abbild der Eigenerwärmung insbesondere vor dem Hintergrund spezifischer Wärmeleiteffekte der unterschiedlichen Polyurethanspezifikationen. Außerdem wird die Temperatur im Inneren der Bandage gemessen. Hierfür ist an der Bandage mittig in radialer Richtung eine Bohrung eingebracht, um im Stillstand eine Sonde einzuführen. Auf diese Weise kann der infolge innerer Reibung generierte Wärmeeintrag und die daraus resultierende Übertemperatur direkt im Entstehungsbereich, innerhalb der Bandage, und nicht nur indirekt an der Oberfläche, was unweigerlich durch die Wärmeleiteigenschaften des Materials behaftet ist, erfasst werden.

### 3 VERSUCHSERGEBNISSE

Für das gesamte Testfeld, absolut gesprochen, weisen gerade jene Belagswerkstoffe den geringsten Rollwiderstand auf, die lediglich über einen mittleren Härtegrad verfügen und zudem die höchste Verformung unter Last zeigen. Ein Ausschnitt der Messergebnisse ist Abbildung 3 zu entnehmen. Angaben und Messwerte der Probanden 14 und 15 können an dieser Stelle nicht veröffentlicht werden. Die zugehörigen und in Tabelle 1 aufgeführten Werte der zugrundeliegenden Verformungen sind dabei im statischen Zustand gemessen, sodass die Angaben der betragsmäßigen Verformung unter Last in Relation zum unbelasteten Ausgangszustand entsprechen.

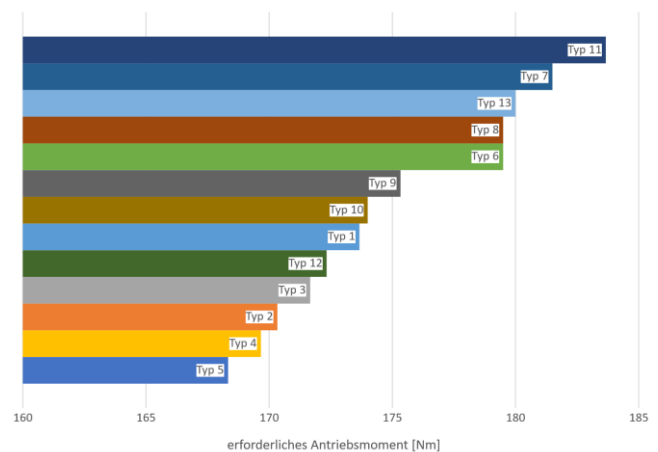


Abbildung 3. Ranking des gemessenen Rollwiderstandes.

Die in Abbildung 3 ersichtlichen Ergebnisse zeigen primär, dass innerhalb des Testfeldes für die Probanden des Typs 4 und 5 die geringsten Rollwiderstandswerte ermittelt werden konnten. Gleichzeitig markieren diese Probanden jedoch auch den Spitzenbereich hinsichtlich der radialen Verformung unter Last. Im direkten Vergleich hierzu weisen beispielsweise die Probanden des Typs 3 und 1 lediglich ca. 50% der Verformung auf, jedoch sind diese im Abrollen

mit einem höheren Rollwiderstand behaftet. Im Gegensatz hierzu zeigt der Typ 8 eine ähnlich hohe Verformung unter Last wie die Typen 4 und 5, rangiert aber am unteren Ende der Skala hinsichtlich des Rollwiderstandes. Ähnliche Rollwiderstandswerte wie Typ 8 liefern die Probanden der Werkstofftypen 6 und 13, wobei hier jedoch deutlich geringere Verformungswerte vorliegen. Der Versuch zeigt somit zunächst, dass ein hohes Maß an Verformung dem Erzielen eines guten Rollwiderstandes nicht per se entgegenstehen muss und gleichsam ein hoher Härtegrad nicht zwangsläufig zu einem günstigen Rollwiderstand führt. Gleichwohl wird durch die Ergebnisse der Probanden vom Typ 8 verdeutlicht, dass mit einer hohen radialen Verformung durchaus ein entsprechend hoher Rollwiderstandswert einhergehen kann. Dieses Betriebsverhalten entspräche somit der klassischen Betrachtungsweise des auf Verformung basierenden Rollwiderstandes. Zieht man in diese Betrachtung die Typen 6 und 13 mit ein, wird innerhalb des Testfeldes ein Verformungsspektrum ersichtlich, innerhalb dessen 3 verschiedene Laufbelagwerkstoffe mit höchst unterschiedlicher Verformung annähernd ähnliche Rollwiderstandswerte zeigen. Dies unterstreicht, dass für die hier gegenständlichen Polyurethanbandagen hinsichtlich des resultierenden Rollwiderstandes auf Basis der Verformung keine einheitlich gültige Aussage getroffen werden kann. Dies ist insofern valide, als dass der Vergleich zwischen

den Probanden 4 und 8 bei fast identischer Verformung gleichzeitig annähernd die Extrema des innerhalb des Testfeldes gemessenen Rollwiderstandes markieren. In der konträren Betrachtungsweise können innerhalb einer Probandengruppe über das maximal gemessene Spektrum der radialen Verformung hinweg annähernd identische Rollwiderstandswerte erzielt werden. Im direkten Vergleich zwischen den Typen 13 und 8 besteht ein Verformungs-Delta von ca. dem Faktor drei, siehe Abbildung 4, was sich im Ergebnis jedoch faktisch nicht auf den erzielten Rollwiderstandswert auswirkt.

In Bezug auf das hier gegenständliche Testfeld lässt sich somit festhalten, dass einige der Probanden, trotz gleichsweise niedrigem Härtegrad der Bandage und damit einhergehend großer radialer Verformung unter Last, in der Messung des Bewegungswiderstandes niedrigere Werte liefern, als solche mit höherem Härtegrad und geringerer Verformung. Diese Versuchsergebnisse verhalten sich folglich konträr zur verformungsbasierten Rollwiderstandstheorie und zeigen zum anderen, dass der von luftbefüllten Reifen bekannte Zusammenhang zwischen Innendruck und Rollwiderstand nicht auf Vollmaterial-Polyurethanbandagen und deren Härtegrad übertragbar ist. Neben dem der Rollrichtung entgegengesetzt wirkenden Bewegungswiderstand ist jedoch gemäß den obigen Ausführungen unter Ziff. 1.1 auch die Wärmeentwicklung

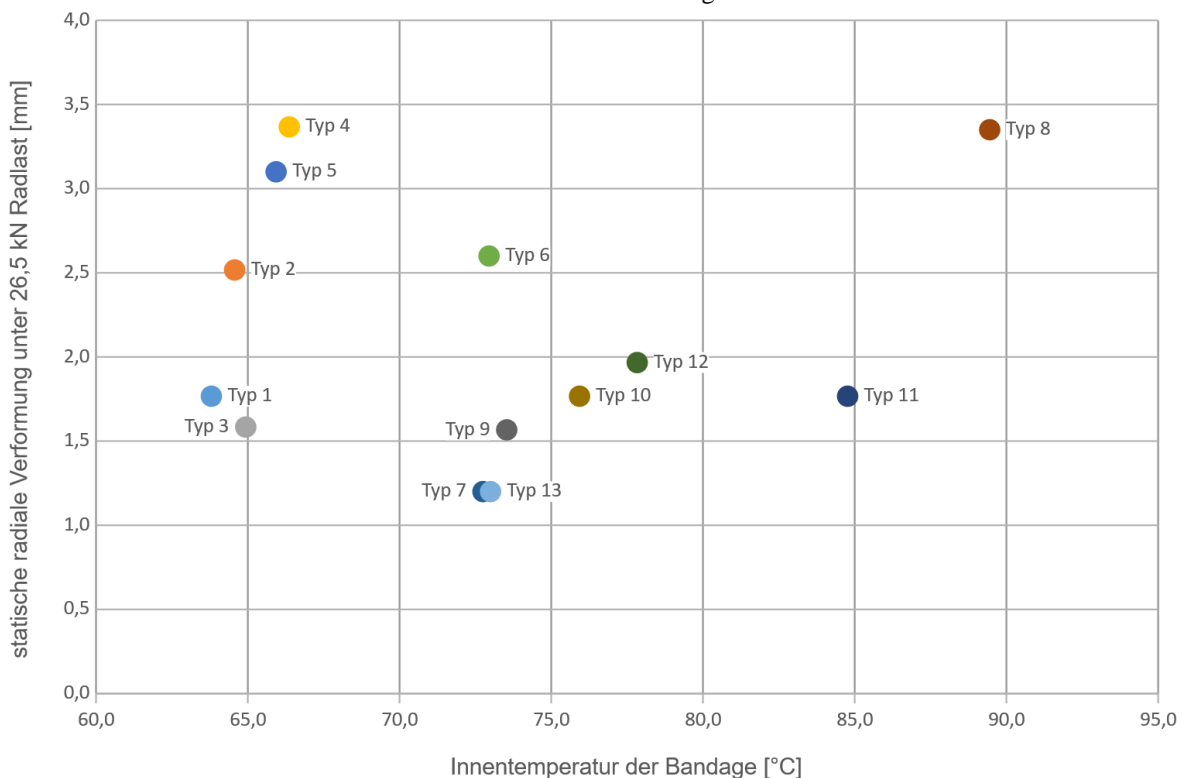


Abbildung 4. Korrelation zwischen Innentemperatur und statischer radialer Verformung der Probanden im Rollversuch.







ringere Energiedissipation aufweisen, als jene mit geringem Rollwiderstand. Vor diesem Hintergrund erweist sich anhand der hier untersuchten Vollmaterial-Polyurethanbandagen die Theorie des Rollverlustes nicht als Erweiterung der verformungsbasierten Rollwiderstandstheorie, wie im Falle luftbefüllter Reifen, sondern vielmehr als Widerspruch. Vor diesem Hintergrund ist auch fraglich, ob im konkreten Fall der Rollwiderstandsbeiwert tatsächlich als Proportionalitätskonstante angesehen werden kann, nachdem auch Ejsmont et al. [9] davon berichten, dass in ihren Versuchen ein Einfluss der Radlast auf den sich einstellenden Rollwiderstandsbeiwert feststellbar ist. Im vorliegenden Fall ist im Hinblick auf die Konstellation zwischen Verformung und resultierendem Rollwiderstand die Ausprägung der Verformung in der Aufstandsfläche, die dort vorherrschende Pressungsverteilung und somit die resultierende Exzentrizität bei Rotation des Rades weitergehend zu betrachten.

In der Gesamtbetrachtung der durchgeführten Versuche ist demnach festzuhalten, dass ein geringer Härtegrad mit einhergehend hohem Maß an Verformung nicht per se einen erhöhten Rollwiderstand zur Folge hat. Unter Einbeziehung des thermischen Verhaltens legt dies den Schluss nahe, dass der mechanische Rollwiderstand und der energetische Rollverlust womöglich stärker von Vorgängen auf Molekülebene der vernetzten Werkstoffstruktur abhängig sind. Um dies näher betrachten zu können, sind in Fortsetzung von Severin [10] die Pressungsverteilung und Verformung im Latsch näher zu untersuchen. Dies muss jedoch zwingend experimentell und während der Rotation des Rades erfolgen, um realistische aussagekräftige Daten hierfür zu gewinnen. Der Bau eines hierfür geeigneten Prüfstandes ist dafür vonnöten und ein entsprechendes Konzept hierfür liegt bereits vor, so dass weitergehende Untersuchungen bezüglich des Rollwiderstandes und des Rollverlustes von Flurförderzeugrädern auf Basis von Vollmaterial-Polyurethanbandagen im Rahmen eines Grundlagenforschungsprojektes angestrebt werden.

## LITERATUR

- [1] Aldhufairi, H.S.; Olatunbosun, O.A. (2017). Developments in tyre design for lower rolling resistance: a state of the art review. In: Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering. <https://doi.org/10.1177/0954407017727195>.
- [2] Ejsmont, J., Taryma, S., Ronowski, G.(2024). Comparison of Tire Rolling Resistance Measuring Methods for Different Surfaces. *International Journal of Automotive Technology*. 25, 965-976 (2024). <https://doi.org/10.1007/s12239-024-00092-w>.
- [3] Lee, H. W.; Cho, J. R.; Jeong, W. B.; Kim, K. W. (2014). Mesh generation and hysteretic loss prediction of 3-D periodic patterned tire. *Int. J. Automotive Technology* 15, 3, S. 411–417.
- [4] Kunze, G. (1984). Rollreibung der Paarung Plastlaufrolle-Stahlschiene. In: *Plaste und Kautschuk* 1984, Vol. 31, Nummer 11, S. 427-430.
- [5] Knothe, K.; Wang, G. (1989). Zur Theorie der Rollreibung zylindrischer Kunststoffräder. In: *Konstruktion* 41, 1989, S. 193-200.
- [6] Hiss, F.; Knothe, K.; Wang, G. (1992). Stationärer Rollkontakt für Walzen mit viskoelastischen Bandagen. In: *Konstruktion* 44, 1992, S. 105-112.
- [7] Holt, W.L.; Wormeley, P.L. (1922). Power losses in automobile tires. *Technol Pap Bur Stand* 1922; 213, S. 451–461.
- [8] Naunheimer, H.; Bertsche, B. Et al. (2019). *Fahrzeuggetriebe*. Berlin, Heidelberg: Springer Vieweg, ISBN 978-3-662-58882-6.
- [9] Ejsmont, J.; Taryma, S.; Ronowski, G. et al. (2016). Influence of load and inflation pressure on the tyre rolling resistance. *International Journal of Automotive Technology*. 17, 237–244 (2016). <https://doi.org/10.1007/s12239-016-0023-z>.
- [10] Severin, D.; Liu, X. (2004). Roll- und Anfahrwiderstände von Rädern aus Polymerwerkstoffen. Abschlussbericht Nr.: Se 342/28 des DFG-Vorhabens 5173388, Berlin, 30.12.2004.
- [11] Schuring DJ. (1977). A new look at the definition of tire rolling loss. In: *Proceedings of tire rolling losses and fuel economy – an R&D planning workshop*, Cambridge, MA, 18–20 October 1977.

- [12] Holt, W.L.; Wormeley, P.L. (1922). Power losses in automobile tires. Technol Pap Bur Stand 1922; 213: 451–461.
- [13] Ydrefors, L.; Hjort, M.; Kharrazi S.; Jerrelind, J.; Stensson Trigell, A.(2021). Rolling resistance and its relation to operating conditions: A literature review. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering. 2021;235(12):2931-2948. doi:10.1177/09544070211011089

---

**Dr.-Ing. Matthias Hofmann**, wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Fördertechnik und Logistik der Universität Stuttgart.

Adresse: Universität Stuttgart, Institut für Fördertechnik und Logistik

Holzgartenstraße 15 B, 70174 Stuttgart,  
Telefon: +49 711 685-83792, Fax: +49 711 685-83769  
E-Mail: matthias.hofmann@ift.uni-stuttgart.de