

# InnoRad – Erhöhung der Lebensdauer von Rädern und Rollen aus Polyurethan

## Abschlussbericht

Herausgeber:

Prof. Dr.-Ing. Karl-Heinz Wehking

Prof. Dr.-Ing. Rainer Bruns

GEFÖRDERT VOM



Bundesministerium  
für Bildung  
und Forschung

InnoRad –  
Erhöhung der Lebensdauer von Rädern und Rollen aus  
Polyurethan  
F&E-Bericht des Verbundprojektes

BETREUT VOM



**PTKA**  
**Projektträger Karlsruhe**

im Karlsruher Institut für Technologie

Dieses Forschungs- und Entwicklungsprojekt wurde mit Mitteln des Bundesministeriums für Bildung und Forschung (BMBF) im Rahmenkonzept „Forschung für die Produktion von morgen“ gefördert (Förderkennzeichen 02PB3030 bis 02PB3037) und vom Projektträger Karlsruhe (PTKA) betreut. Die Verantwortung für den Inhalt dieser Veröffentlichung liegt bei den Autoren.

## **Erklärung zum Urheberrecht:**

Dieses Werk einschließlich seiner Teile ist urheberrechtlich geschützt. Jede Verwertung außerhalb der engen Grenzen des Urheberrechtsgesetzes ist ohne Zustimmung des InnoRad-Konsortiums unzulässig und strafbar. Insbesondere darf kein Teil dieses Werkes ohne vorherige schriftliche Genehmigung des InnoRad-Konsortiums in irgendeiner Form (unter Verwendung elektronischer Systeme oder als Ausdruck, Fotokopie oder unter Nutzung eines anderen Vervielfältigungsverfahrens) über den persönlichen Gebrauch hinaus verarbeitet, vervielfältigt oder verbreitet werden.

Für alle in diesem Werk verwendeten Warennamen sowie Firmen- und Markenbezeichnungen können Schutzrechte bestehen, auch wenn diese nicht als solche gekennzeichnet sind. Deren Verwendung in diesem Werk berechtigt nicht zu der Annahme, dass diese frei verfügbar sind.

## **Autoren**

Dipl.-Ing. Bernd Dolk,  
Räder-Vogel Räder- und Rollenfabrik GmbH & Co. KG, Hamburg

Rainer Knust,  
Räder-Vogel Räder- und Rollenfabrik GmbH & Co. KG, Hamburg

Dr.-Ing. Ernst-Peter Magens,  
Jungheinrich AG, Norderstedt

MBE Dipl.-Ing. BEng(hons) Maik Manthey,  
Kion Group, Aschaffenburg

Herbert Nowitzki,  
Robert Bosch GmbH, Stuttgart

Peter Plate,  
Bayer MaterialScience AG, Leverkusen

Dr.rer.nat Gunnar Rückner,  
Professur für Maschinenelemente und Technische Logistik, Helmut Schmidt Universität  
Hamburg

Dipl.-Ing. Manfred Schöneborn,  
Wicke GmbH + Co. KG, Sprockhövel

Dipl.-Ing. Markus Schröppel,  
Institut für Fördertechnik und Logistik, Universität Stuttgart

Dipl.-Ing. Manuel Weber,  
Institut für Fördertechnik und Logistik, Universität Stuttgart

## **Redaktion**

Dipl.-Ing. Markus Schröppel,  
Institut für Fördertechnik und Logistik, Universität Stuttgart

Dipl.-Ing. Manuel Weber,  
Institut für Fördertechnik und Logistik, Universität Stuttgart

# Inhaltsverzeichnis

	Seite
<b>1 Einleitung</b>	<b>13</b>
1.1 Ausgangssituation und Bedarf bei den Unternehmen	13
1.2 Forschungsansatz	17
1.3 Beteiligte Unternehmen und Einrichtungen und Ansprechpartner	17
1.4 Vorarbeiten der Verbundpartner	19
<b>2 Geplante Vorgehensweise</b>	<b>24</b>
<b>3 Fragebogen - Einleitung und Motivation</b>	<b>28</b>
3.1 Analyse der FFZ-Belastungen - Einleitung und Erläuterung der Vorgehensweise	28
3.2 Darstellung des erhobenen Datenmaterials zur Arbeits- und Belastungsanalyse von FFZ	29
3.3 Clusteranalyse	33
3.3.1 Ergebnisse aus dem Cluster zur zeitlichen Belastung und der Wegstrecke	34
3.3.2 Ergebnisse aus dem Cluster Hindernisse	34
3.3.3 Spezielle Beobachtungen, die nicht durch den Fragebogen erfasst worden sind	35
3.3.4 Bewertung der Clusteranalyse und der Datenerhebung	35
<b>4 Aktueller Stand der Radkonstruktionen</b>	<b>37</b>
4.1 Einteilung der Räder und Rollen nach Rad- bzw. Belagwerkstoff	37
4.2 Kernmaterialien	37
4.3 Lasträder / Laufrollen	38
4.4 Stützräder / Rollen (Starr / gefedert)	38
4.5 Lasträder gebremst / ungebremst	39
4.6 Antriebsräder	40
4.7 Weitere Entwicklungen	42
<b>5 Standzeiten von marktgängigen Rädern und Rollen</b>	<b>43</b>
5.1 Einführung	43
5.2 Felderhebungen	44
5.2.1 Antriebsräder	44
5.2.2 Lasträder/-rollen	45

---

5.2.3	Stützräder	46
5.3	Zusammenfassung	47
5.4	Ist-Standzeiten KION	47
5.4.1	Darstellung der Daten	48
5.4.2	Datenaufbereitung der Ist-Standzeiten	48
<b>6</b>	<b>Schadensursachen bei VULKOLLAN® - Rädern</b>	<b>50</b>
6.1	Materialverflüssigung	50
6.2	Hydrolyseschäden	51
6.3	Blumenkohleffekt	52
6.4	Überlastungsrisse	52
6.5	Mechanische Beschädigungen	53
6.6	Bindungsschäden	54
<b>7</b>	<b>Stand der Technik und Forschung</b>	<b>56</b>
7.1	Literaturrecherche	56
7.1.1	Kontaktfläche Mechanisch	56
7.1.2	Betrachtung der Trennstelle zwischen Nabe und Bandage	70
7.1.3	Kontaktfläche Thermisch	74
7.1.4	Verschleiß	82
7.2	Patentrecherche	82
7.3	Übersicht bisheriger Prüfstände	83
7.3.1	Räder-Vogel	83
7.3.2	Firma Jungheinrich	85
7.3.3	Firma Wicke	86
7.3.3.1	Rundtellerprüfstand	86
7.3.3.2	Außentrommelprüfstand	87
7.3.4	Firma Bayer MaterialScience AG	88
7.4	Erkenntnisse der Prüfstandsbesichtigung	89
7.4.1	Prüfverfahren	89
7.4.2	Bauarten, konstruktive Lösungen	90
7.5	Ideenfindung neuer Konzepte - Weg zum Kreisaktuator	91
7.5.1	Außentrommelprüfstand	92
7.5.2	Innentrommelprüfstand	94
7.5.3	Tellerradprüfstand	95
7.5.4	Laufband	97
7.5.5	Laufkette	98

---

7.5.6	Röllchen	99
7.5.7	Linear-Aktuator	100
7.5.8	Kreis-Aktuator	101
7.5.9	Bewertung der verschiedenen Grundkonzepte	102
<b>8</b>	<b>Kreisaktuator</b>	<b>105</b>
8.1	Aufbau Kreisaktuator	105
8.1.1	Bodenbelag	106
8.1.2	Prinzipieller Aufbau	108
8.2	Messtechnik	118
<b>9</b>	<b>Modellbildung, Experimente und Numerik</b>	<b>124</b>
9.1	Einleitung	124
9.2	Vulkollan® - Allgemeine Materialeigenschaften und spezielle Eigenschaften im Einsatz als Bandagenmaterial für Reifen von FFZ	125
9.3	Modellbildung	126
9.4	Experimente am MTL	131
9.4.1	Dynamische Druckversuche zur Bestimmung von Frequenzeigenschaften und Temperaturverhalten von Vulkollan®	131
9.4.1.1	Versuchsdurchführung	131
9.4.1.2	Auswertung	135
9.4.2	Quasistatische Druckversuche zur Bestimmung der Neo-Hookeschen Parameter	137
9.4.2.1	Durchführung	137
9.4.2.2	Auswertung	139
9.4.3	Zwischenfazit - Fazit der Experimente	143
9.5	Simulation von Fahrzuständen und konstruktiver Variationen von FFZ-Rädern mit einer Bandage aus Vulkollan®	143
9.5.1	Inputfilegeneratoren – Übersicht und generelle Settings der FEM Rechnungen	144
9.5.2	Geometrievariationen und Lastvariationen	146
9.5.2.1	Variation der Bandagendicke, Felgendicke und Breite des S-Rades	147
9.5.2.1.1	Generelle Charakteristika der zeitlichen Spannungsverläufe des AWB	148
9.5.2.1.2	Einfluss der Radbreite	148
9.5.2.1.3	Einfluss der Bandagendicke	149
9.5.2.1.4	Einfluss der Felgendicke	150

9.5.2.1.5	Zwischenfazit - Fazit der BD-, FD-, und Radbreitenvariationen	155
9.5.2.2	Geometrievariation der Felgen-Bandagenübergänge und Lastvariationen (stationäres Rollen und Querkrafteinfluss)	155
9.5.2.2.1	Belastungsübersicht der S-Rad, V2, V3 und V4- Geometrien unter Berücksichtigung des Einflusses von Querkraften	156
9.5.2.2.2	Zwischenfazit Geometrievariationen und Querkrafteinfluss	159
9.5.2.2.3	Einfluss von Querkraften beim S-Rad – Zeitverläufe ausgewählter Bereiche der Bandage	160
9.5.2.2.4	Zwischenfazit Querkrafteinfluss an Hand des S-Rades	167
9.6	Fazit	168
9.7	Resümee	169
<b>10</b>	<b>Entwicklung InnoRad Material und Untersuchung der Haftvermittlerzone</b>	<b>171</b>
10.1	Entwicklung eines neuen Belagmaterials mit verbesserten thermischen Eigenschaften	174
10.2	Untersuchung der Haftung zwischen Radnabe und Radbelag	176
10.2.1	Prüfverfahren	179
10.2.2	Versuchsdauer:	180
10.2.3	Analytische Untersuchung der Haftungszone	182
10.2.3.1	Zu 1: Visuelle Begutachtung mit dem Digitalmikroskop	183
10.2.3.2	Zu 2: Chromatische Abberation mit dem Micro-Prof, Fa. FRT	185
10.2.3.3	Zu 3: Rauigkeitsmessung mit einem mechanischen Tastschnittverfahren (Perthometer M2 Fa. Mahr)	187
10.2.3.4	Bewertung der unterschiedlichen Methoden zur Bestimmung der Rauigkeit	188
10.2.3.5	Untersuchung der Versagenszone von Vulkollan® beschichteten Flacheisen ST37	189
10.2.3.6	Messung der Festkörperoberflächenspannung	190
<b>11</b>	<b>Einsatzbedingungen im Feld</b>	<b>192</b>
11.1	Einführung	192
11.2	Antriebsräder	192
11.3	Randbedingungen und Erfahrung mit InnoRäder	193
11.3.1	Überwachung und Dokumentation	193
11.3.2	Festlegung der Fahrzeuge und Testräder	193
11.3.3	Einsatzbereiche und damit verbundene Betriebsumgebungen	194
11.3.4	Standzeit der eingesetzten Räder	194

---

11.3.4.1	Auswertung der Feldversuche an Rädern 343/114	194
11.3.4.2	Auswertung der Feldversuche an Rädern 254/102	202
<b>12</b>	<b>Kontaktflächenprüfstand</b>	<b>209</b>
<b>13</b>	<b>Qualitative Beschreibung der Vorgänge innerhalb der Bandage</b>	<b>214</b>
13.1	Einführung	214
13.2	Stehendes Rad unter schwellender Belastung	215
13.2.1	Verformungen innerhalb der Bandage	215
13.2.2	Reibverschleiß am stehenden Rad	217
13.2.3	Walkarbeit am stehenden Rad	219
13.3	Rollendes Rad unter vertikaler Belastung	219
13.3.1	Verformungen innerhalb der Bandage	219
13.3.2	Reibverschleiß am rollenden Rad	220
13.3.3	Walkarbeit am rollenden Rad	221
13.3.4	Rollwiderstand	221
13.4	Betrachtungen quer zur Rollrichtung	221
13.4.1	Verformungen	221
13.4.2	Reibverschleiß	223
13.4.3	Walkarbeit in Querrichtung	224
13.4.4	Beiträge zum Rollwiderstand	225
13.5	Betrachtungen zur Drehung des Rades um die Hochachse	225
13.6	Gesamtbetrachtung	227
13.7	Ansatz zur messtechnischen Ermittlung der Verformungen im Inneren einer Bandage	228
13.7.1	Messprinzip	228
13.7.2	Erste Tastmessungen	232
<b>14</b>	<b>Testergebnisse Prüfstand - Temperaturentwicklung und InnoRäder</b>	<b>236</b>
14.1	InnoRäder	242
14.2	Veränderte Felgengeometrie	243
14.3	Lüfterräder	245
14.4	Test unterschiedlicher Temperstufen	249
14.5	Abgleich Simulationsmodell - Prüfstandsversuche	250
<b>15</b>	<b>Zusammenfassung</b>	<b>251</b>
<b>16</b>	<b>Literatur</b>	<b>253</b>

**17 Anhänge**

**256**

## Abkürzungen

a	Halblänge der Kontaktfläche in Rollrichtung
$2/D_1=k_0$	Anfangsbulkmodul
$A_s$	spezifischer Abrieb
AWB	Auswertungsbereich
B	Radbreite
BD	Bandagendicke
Bh	tatsächlich gefahrene Betriebsstunden
C	Anfangs-Schermodul
d	mechanischer Dämpfungsfaktor (Verlustfaktor)
D	Raddurchmesser
$d_a$	Position Felgenscheibe
$d_c$	Dicke Felgenscheibe
dN	Normalspannung an der Oberfläche
dT	Schubspannung an der Oberfläche
DVR	Druckverformungsrest
E	E-Modul
e	Verschiebung der Mitte der Kontaktflächenlänge (Exzentrizität)
E'	Dynamischer Elastizitätsmodul
f	Verschiebung des Schwerpunktes der Fläche unter $p(x)$ (Kapitel 7)
f	Belastungsfrequenz
FBG	Felgen-Bandagenübergangsgeometrie
FD	Felgendicke
FEM	Finite Elemente Methode
FFZ	Flurförderzeug
G	Schubmodul
g	Relaxationsmodul
G'	Speichermodul
G''	Verlustmodul
Gummi	Vulkanisierter Kautschuk
h	Belaghöhe des Prüfrades
h/a	Verhältnis Bandagendicke zu halber Kontaktflächenlänge
HNS	(Hauptnormal-) Spannungsbelastung
I	erste Hauptinvariante des linken Cauchy-Green-Tensors

---

IG	Inputfilegeneratoren
J	Verzerrungstensor
L <sub>2</sub>	Prüflast Prüfstände
MDI	Methylendiphenyldiisocyanat
N	Normalkraft pro Prüfradbreite
NDI	Naphthylendiisocyanat
p(x)	Normalspannung in Abhängigkeit der Position
PA 12 G	Polyamid 12 G
PA 66	Polyamid 66
PA 6G	Polyamid 6G
POM	Polyoxymethylen
PUR	Polyurethan
q(x)	Schubspannung in Abhängigkeit der Position
Ra	Rauhigkeit
Rsm	Rillenbreite
RT	Raumtemperatur
Rz	gemittelte Profiltiefe
Rzmax	maximale Profiltiefe
S-Rad	Standard-Rad
s <sub>D</sub>	Druckspannungsverhältnis
s <sub>L</sub>	Leerlaufschlupf
SPS	Speicherprogrammierbare Steuerung
s <sub>T</sub>	Temperaturverhältnis
TDI	Toluylendiisocyanat
TPU	Thermoplastisches Polyurethan
TPU C 64 D	Thermoplastisches Polyurethan C 64 D
TPU C 74 D	Thermoplastisches Polyurethan C 74 D
T <sub>Δ</sub>	Einfederzeit
U	Formänderungsenergie
v	Fahrgeschwindigkeit
v <sub>2</sub>	Prüfgeschwindigkeit Prüfstände
Δr	Radiusreduzierung
ε	Dehnung
λ	Dehnung
σ	Gesamtspannung
φ <sub>nach</sub>	Einstellparameter des fein Vernetzen Bereichs nach Kontaktstelle
φ <sub>vor</sub>	Einstellparameter des fein Vernetzen Bereichs vor Kontaktstelle
τ <sub>k</sub>	Schubspannung

# 1 Einleitung

## 1.1 Ausgangssituation und Bedarf bei den Unternehmen

Für die Logistik im Allgemeinen und für die Produktionslogistik im Speziellen sind weltweit Flurförderzeuge und hier im überwiegenden Fall (über 90%) Flurförderzeuge mit Hubeinrichtungen, also Gabelhubwagen und alle Arten von Gabelstaplern (Gabelstapler, Schubstapler, Seitenstapler, Kommissionierstapler, etc.) von herausragender Bedeutung. Die verschiedenen Ausführungen von Gabelhubwagen und Gabelstaplern erfüllen die Funktionen Fördern, Lagern und Handhaben von Einzelgütern und Ladungsträgern in der Produktion und der Produktionslogistik. Die Geräte werden sowohl mit Fahrern als auch vollautomatisch (z. B. als fahrerlose Transportsysteme) eingesetzt. Ihre Anwendung ist in den Ländern der dritten Welt aber auch in modernen Industrieländern absoluter Standard. Auf Basis von Statistiken der Flurförderzeugbranche aus 2003 werden im Bereich der Gabelhubwagen und Gabelstapler (alle Konstruktionen) weltweit jährlich 673.000 Fahrzeuge produziert und verkauft. Der Gesamtbestand wird bei einer durchschnittlichen Lebensdauer von 8 Jahren (branchenübliche Annahme) unter Berücksichtigung einer Zweitnutzung (bspw. in Osteuropa) mit einer Zahl von mindestens 5 Mio. Fahrzeugen weltweit angenommen. Die nur europaweit für den Austausch von Antriebsrädern und Lastrollen entstehenden Kosten betragen jährlich 925 Mio. €, wovon alleine 554 Mio. € im Bereich der elektrisch angetriebenen Flurförderzeuge anfallen (siehe Bild 1.1). Bei jedem elektrisch angetriebenen Flurförderzeug entstehen dabei jährliche Kosten für den Austausch von Rädern/Rollen wegen Verschleiß von durchschnittlich 755 € bei einem Abfallaufkommen von 23 Kg, was zu einem Gesamtabfallaufkommen von 16.930 to nur in Europa und allein für den Bereich elektrisch angetriebener Flurförderzeuge führt.

Stützrollen	Antriebsrad	Lastrollen	Σ	
175	340	240	755	Kosten p.a. für Austausch wegen Verschleiß (Material & Lohn) [in €]
27	53	37	118	Deutschland p.a. [in Mio. €]
129	251	174	<b>554</b>	Europa p.a. [in Mio. €]
8,3	10,3	4,4	23	Abfall bei Austausch (nur Bauteile)
1.299	1.612	692	3.602	Abfall in Deutschland p.a. [in to]
6.104	7.576	3.251	<b>16.930</b>	Abfall Europa p.a. [in to]

**Bild 1.1:** Jährliche in Deutschland / Europa entstehende Kosten für Räder-/Rollentausch und Abfallmengen von elektrisch angetriebene Flurförderzeugen, Quelle: KION

Die hier angesprochenen Fahrzeuge können in folgende 4 Hauptbaugruppen (Antrieb, Fahrwerk, Handhabungs- und Steuerungssystem) gegliedert werden, wobei die verwendeten Reifen für das Fahrverhalten, die Zuverlässigkeit, den auftretenden Verschleiß, die Standsicherheit, etc. des Fahrzeuges von herausragender Bedeutung sind. Dieses logistische Basiselement kann je nach Anwendungsfall unterschieden werden in Indoor- und Outdoor-Räder. Bei den Outdoor-Systemen werden meistens luftgefüllte gummierte Räder oder Superelastikräder eingesetzt. Bei den sogenannten Indoor-Systemen (mit einem Marktanteil von ca. 40% bezogen auf die oben aufgeführten Weltmarktdaten), also bei Flurförderzeugen wie

- Gabelniederhubwagen / -hochhubwagen
- Schubmaststapler
- Hochhubkommissionierer
- Dreiseitenstapler
- Spreizenstapler, etc.

werden als

- Lastrollen
- Stützrollen
- Führungsrollen
- Lenkrollen
- Antriebsräder (Lenk- und Antriebsräder häufig kombiniert)

zu nahezu 100% Rollen / Räder mit Laufbelägen aus Polyurethanen (z. B. Vulkollan® bei extremen Belastungen) verwendet. Der oben bereits angesprochene Weltmarkt dieser Fahrzeuge wird von 10 großen Konzernen (Umsatzzahlen der Konzerne, Quelle dhf 12/2004) abgedeckt. Der Tabelle ist zu entnehmen, dass heute noch deutsche Konzerne eine wesentliche federführende Weltmarktstellung auf den Positionen 2, bzw. 3 haben (alle anderen Großkonzerne wie z. B. Toyota, Mitsubishi, Crown haben Ihren Sitz im Ausland, z. B. USA und Japan). Dieser internationale Markt hat sich so entwickelt, dass es neben den dort dargestellten 10 Weltkonzernen keine KMU mit dem oben aufgeführten Produktvollsortiment an Flurförderzeugen gibt, was durch den internationalen Konzentrationsprozess zu erklären ist.



**Bild 1.2:** Räder und Rollen von Flurförderzeugen

Das im Rahmen dieses Projektes zu optimierende logistische Basiselement „Räder / Rollen von Indoor-Flurförderzeugen“ unterliegt außerordentlich extremen Verschleiß- und Ausfallbedingungen (siehe Bild 1.3). Obwohl für die bei Flurförderzeugen zum Einsatz kommenden Räder eine Lebensdauer zwischen 2 und 3 Jahren angestrebt wird, ist heute festzustellen, dass durch die sich bei den Anwendern in den letzten Jahren immer weiter verschärfenden Belastungen teilweise nur noch Standzeiten von wenigen Monaten und Wochen (in Extremfällen z. B. bei den Lastrollen von Niederhubwagen Lebensdauern von nur 100 – 300 Std.) erreicht werden. Als Ursachen für diese außerordentlich kurzen Standzeiten sind zu nennen:

- Abrollverschleiß
- Abrieb durch Schubbelastungen aus der Reibpaarung Rad / Boden
- Thermische Überlastungen durch hohe Walkarbeit, infolge hoher Fahr- und Lenkgeschwindigkeiten
- Radversagen durch schlagartig auftretende Stößen mit Beschleunigungen von bis zum 50-fachen der Erdbeschleunigung (z. B. beim Überfahren von Auffahrampen)



**Bild 1.3:** Verschleiß- und Ausfallerscheinungen bei Rädern / Rollen von Flurförderzeugen

Aus diesen Umfeldbedingungen lassen sich die Anforderungen an Radsysteme für Flurförderzeuge im Indoor-Einsatz für die Produktion ableiten:

- sehr hohe Radaufstandskräfte
- sehr hohe Seitenführungskräfte
- sehr hohe Umfangskräfte beim Antreiben und Bremsen
- sehr hohe Lenkmomente und -geschwindigkeiten
- stark eingegengter Bauraum (Fahrzeug-/Ladungsträgerseitig)

Als Folge daraus ergeben sich sehr hohe Flächenpressungen und thermische Grenzen für das Versagen des Rades, was zu hohem Verschleiß und dem Auftreten schlagartiger Zerstörungen führt. Bisher realisierte Lösungen bieten keine ausreichende Erfüllung der Anforderungen bei hinreichender Radlebensdauer.

Bei den heute im Indoor-Bereich eingesetzten Flurförderzeugrädern (siehe Bild 1.2) handelt es sich weitestgehend um Metallfelgen mit einem Belagmaterial aus Polyu-

rethan. Als Belagmaterial werden handelsübliche Polyurethane und vor allen Dingen Vulkollan® verwendet. Das Kunststoffmaterial wird bei Räderherstellern, zusammen mit speziellen Bindemitteln großtechnisch verarbeitet und dann zur Zeit im Heißgießverfahren auf die Radkörper aufgegossen. Die heute verwendeten Räder und Rollen stellen das Endergebnis von extrem zeitintensiven, bisher ausschließlich empirischen Untersuchungen dar.

Aufgrund der ständig wachsenden Anforderungen an die Verfügbarkeit der in den Produktionsprozess eingebundenen Flurförderzeuge auf bis zu 100% und der auch weiterhin notwendigen Steigerung der Umschlagsleistung müssen die Ausfallzeiten und -kosten der Fahrzeuge infolge Rad-/Rollenversagen minimiert werden. Darüber hinaus würde die Marktposition der beteiligten Partner des Konsortiums für die Zukunft weiter wesentlich gesteigert, wenn es durch die Optimierung der Räder/Rollen möglich würde, die Lastaufnahme der Flurförderzeuge im Indoor-Bereich von heute bis zu zwei Tonnen zu steigern. Diese Forderungen zwingen die deutschen, international agierenden Großunternehmensgruppen KION und Jungheinrich, die im Bereich von Indoor-Flurförderzeugen tätig sind, für dieses fördertechnische Basiselement eine völlig neue, sich von bisherigen Konzepten durch neue Werkstoffe, Fertigungsverfahren und Konstruktionen deutlich abhebende, zukunftssträchtige Technologie zu entwickeln und somit einen nachhaltigen Wettbewerbsvorsprung gegenüber Billiglohnländern zu sichern und damit die Arbeitsplätze in diesem dann neuen High-Tech-Sektor bei den Produzenten und insbesondere auch bei den mittelständischen Zulieferern für die deutsche Volkswirtschaft zu erhalten.

Für diese neue, innovative Technologieentwicklung ist die aktive Zuarbeit von Räder- und Rollenherstellern, sowie der Kunststoffmaterialhersteller notwendig. Bei den Räder- und Rollenherstellern in Deutschland gibt es für diesen Bereich nur drei selbstständig agierende mittelständische Hersteller. Zwei dieser Hersteller liefern über 90% des Marktvolumens im Bereich der Erstausrüstung bezogen auf den europäischen Markt. Der dritte Hersteller beliefert hauptsächlich andere, nicht zum Bereich der Flurförderzeuge gehörende Marktsegmente und liefert für den Bereich der Flurförderzeuge nicht oder nur unwesentlich als Erstausrüster. Diese beiden Räder- und Rollenhersteller (Räder-Vogel und Wicke) haben sich diesem Konsortium angeschlossen. Die Marke Vulkollan® ist Eigentum der Bayer AG. Die Nutzung der Marke durch die Kunststoffhersteller (beispielsweise Räder Vogel und Wicke) ist mittels Markenverträgen/Lizenzen geregelt. Grundlage für die Herstellung von Vulkollan® ist eine Herstellervorschrift, erarbeitet von der Bayer MaterialScience AG, welche für alle Vulkollan® Hersteller bindend ist. Die Bayer MaterialScience AG als einziger Kunststoffhersteller in Europa produziert die Systemkomponenten Desmodur® 15 und Vulkollan® Polyester, welche die wesentlichen Bestandteile einer Vulkollan® Elastomer-Rezeptur ausmachen. Dadurch ist es dem Elastomerhersteller möglich Vulkollan® weltweit in einer reproduzierbaren Qualität herzustellen. Somit bringt insbesondere die Bayer MaterialScience AG die notwendige Erfahrung auf dem Gebiet der Vulkollan® Herstellung, Rohstoff-Qualitätsprüfung wie

auch Rohstoffentwicklung mit, welche für die Durchführung des Projektes entscheidend war. Die Bayer MaterialScience AG hat sich diesem Konsortium angeschlossen.

## **1.2 Forschungsansatz**

Ziel des Forschungsprojekts ist es, die Lebensdauer des Basiselements Rad/Laufrolle technischer Logistiksysteme beim Einsatz in Flurförderzeugen unter Beibehaltung der Produktionskosten mit einer Zielvorgabe von mindestens 20 Prozent gravierend zu verlängern, indem auftretender Verschleiß und schlagartige Zerstörung drastisch reduziert werden und reproduzierbare Auslegungs-, Berechnungs- und Testverfahren für verschiedene Einsatzzwecke zu generieren. Ferner soll untersucht werden, ob eine Erhöhung der Maximalbelastungen bei gleichzeitiger Erhöhung der Verschleißfestigkeit möglich ist. Dadurch könnte ein neues Alleinstellungsmerkmal für die Konsortialpartner geschaffen werden.

Mit Hilfe eines ganzheitlichen Ansatzes für das System Rad/Laufrolle im Flurförderzeugen bestehend aus dem Felgenkörper, der Bandage, der Bindemittelschicht, der Lagerung, der Radaufhängung (im Flurförderzeug), der spezifischen Einsatzbedingungen, der unterschiedlichen Funktionen des Rades als Laufrolle, Stützrolle, Antriebsrad, gebremstes oder gelenktes Rad sowie der Einbausituation sollen innovative Lösungsansätze gefunden werden, um bestehende Zielkonflikte z. B. zwischen der Lebensdauer Rad/Boden, der Traktion, der Schonung des Bodens und dem Fahrkomfort zu überwinden. Verbesserungspotential wird bei allen oben genannten Rad-/Laufrollen-Bestandteilen gesehen (z. B. durch Variation / Optimierung der Felgengeometrie, Bandagengeometrie, Lagerung, Radaufhängung, Werkstoffe, Fertigungsverfahren, usw.).

Mit Hilfe eines neu zu entwickelnden Prüfstandes sollen auf Basis der Analyseergebnisse und den bereits vorhandenen Kenntnissen der Partner standardisierte Tests entwickelt werden, um das Verschleißverhalten objektiv beurteilen zu können.

## **1.3 Beteiligte Unternehmen und Einrichtungen und Ansprechpartner**

Die im Projekt vereinten Partner zählen in ihrer Branche zu den jeweiligen Produktions- und Technologieführern in Deutschland, die sich durch besonders innovative Lösungsansätze auszeichnen. Im Rahmen des Verbundprojekts tauschen die Partner über gemeinsame, regelmäßige Treffen (1/4-Jährlich) die Zwischenergebnisse Ihrer Arbeiten aus und diskutieren anhand des Terminplans die weitere Vorgehensweise. Auf der ersten Ebene wird das Projekt von der Firma KION Group koordiniert und geleitet. Unterstützt wird dabei die Fa. KION durch das IFT. Zu den Meilensteinen, die bereits im Terminplan eingebracht sind, werden gemeinsam die Phasen abgeschlossen und die Entscheidungen für die weitere Vorgehensweise getroffen. Parallel zu diesen Besprechun-

gen sind Gespräche zu den einzelnen Arbeitspaketen geplant, die von den jeweils führenden Partnern einberufen und koordiniert werden.

<p>KION Group (mit allen Marken) Abraham-Lincoln-Strasse 21 65189 Wiesbaden</p> <p>Dipl.-Ing. M. Manthey Vice President Electronic Systems and Drives</p>	<p>Tel.: +49 (0)6021 99 4850 Fax: +49 (0)6021 99 2257 Email: <a href="mailto:maik.manthey@kiongroup.com">maik.manthey@kiongroup.com</a> <a href="http://www.kiongroup.com">http://www.kiongroup.com</a></p> <p>Zugehörigkeit: Kion Group GmbH</p>
<p>Jungheinrich AG (Einmarkenstrategie) Friedrich-Ebert-Damm 129 22047 Hamburg</p> <p>Dr.-Ing. E.-P. Magens Leiter Grundlagenentwicklung / Neue Produkte</p>	<p>Tel.: +49 (0)40 5269-1934 Fax: +49 (0)40 5269-1894 Email: <a href="mailto:dr.peter.magens@jungheinrich">dr.peter.magens@jungheinrich</a> <a href="http://www.jungheinrich.de">http://www.jungheinrich.de</a></p> <p>Zugehörigkeit: Jungheinrich AG</p>
<p>Räder-Vogel, Räder- und Rollenfabrik GmbH &amp; Co. Sperlsdeicher Weg 19-23 21109 Hamburg</p> <p>Dipl.-Volkswirt Dieter Henning / Dipl.-Ing. B. Dolk Geschäftsführer / Vertriebsleiter</p>	<p>Tel.: +49 (0)40 75499-172 Fax: +49 (0)40 75499-990 Email: <a href="mailto:dieter.henning@raedervogel.de">dieter.henning@raedervogel.de</a> <a href="http://www.raedervogel.de">http://www.raedervogel.de</a></p> <p>Zugehörigkeit: Räder-Vogel GmbH &amp; Co.</p>
<p>Wicke GmbH &amp; Co. KG Elberfelder Strasse 109 45549 Sprockhövel-Herzkamp</p> <p>Herr Schlösser / Dipl.-Ing. Schöneborn Geschäftsführer / Leiter Qualitätswesen</p>	<p>Tel.: +49 (0)202 2528-194 Fax: +49 (0)202 2528-110 Email: <a href="mailto:schloesser@wicke.com">schloesser@wicke.com</a> <a href="http://www.wicke.com">http://www.wicke.com</a></p> <p>Zugehörigkeit: Wicke GmbH &amp; Co. KG</p>
<p>Bayer Material Science AG 51368 Leverkusen BU Polyurethane BaySystems Application Development Composites/Elastomers Herr Plate</p>	<p>Tel.: +49 (0) 214 30-57898 Fax: +49 (0) 214 30-55352 Email: <a href="mailto:peter.plate@bayermaterialscience.de">peter.plate@bayermaterialscience.de</a> <a href="http://www.bayermaterialscience.de">http://www.bayermaterialscience.de</a></p> <p>Zugehörigkeit: Bayer AG</p>

Robert Bosch GmbH Wernerstrasse 51 70469 Stuttgart-Feuerbach  Herr Nowitzki Facility Management	Tel.: +49 (0) 711 - 811 44742 Fax: +49 (0) 711 - 811 51144742 Email: <a href="mailto:herbert.nowitzki@de.bosch.com">herbert.nowitzki@de.bosch.com</a> <a href="http://www.bosch.de">http://www.bosch.de</a>  Zugehörigkeit: Robert Bosch GmbH
Lehrstuhl für Maschinenelemente und Technische Logistik (MTL) Holstenhofweg 85 22043 Hamburg  Prof. Dr.-Ing. R. Bruns / Dr. G. Rückner Institutsleiter / Wiss. Mitarbeiter	Tel.: +49-(0)40 6541-2855 Fax: +49-(0)40 6541-2095 Email: <a href="mailto:rainer.bruns@unibw-hamburg.de">rainer.bruns@unibw-hamburg.de</a> <a href="http://www.hsu-hh.de/mtl">http://www.hsu-hh.de/mtl</a>  Zugehörigkeit: Helmut Schmidt Universität Hamburg
Institut für Fördertechnik und Logistik (IFT) Holzgartenstraße 15B D 70174 Stuttgart  Prof. Dr.-Ing. K.-H. Wehking / Dipl.-Ing. C. Vorwerk Institutsleiter / Leiter Maschinenentwicklung / -optimierung	Tel.: +49 (0)711-121-3771 Fax: +49 711-121-3769 Email: <a href="mailto:wehking@ift.uni-stuttgart.de">wehking@ift.uni-stuttgart.de</a> <a href="http://www.uni-stuttgart.de/ift">http://www.uni-stuttgart.de/ift</a>  Zugehörigkeit: Universität Stuttgart

## 1.4 Vorarbeiten der Verbundpartner

Die Projektpartner können folgende für das Verbundprojekt relevante Vorarbeiten aufweisen:

### Lehrstuhl für Maschinenelemente und Technische Logistik (MTL), Helmut-Schmidt-Universität Hamburg:

- Reuter, M.: Integration von Innovationstechniken in ein wissensbasiertes System. Dissertation. Hamburg, 2000
- Reuter, M.; Bruns, R.: Generierung von Innovationen mit Hilfe eines Expertensystems. Zeitschrift Konstruktion. 9-2001
- Steffen, T.: Untersuchung der Hotspotbildung bei Pkw-Bremsscheiben. Dissertation. Düsseldorf, 1998
- Schrader, M.: Beitrag zur Berechnung von Formteilen aus Polyurethanintegral-schaumstoffen. Dissertation. Hamburg, 1998
- Schmuhl, B.; Vogel, A.; Wartmann, D.: Finite-Elemente-Simulation erzwungener Schwingungen in Blechen mit Elastomer-Dämpfungsbelägen. Interdisziplinäre Studienarbeit. Hamburg, 2002

- Wolf, G.: Identifikation der Systemparameter von Resonatoren zur Körperschall-dämpfung. Studienarbeit. Hamburg, 2000
- Untersuchung des hochfrequenten Schwingungsverhaltens von Pkw-Reifen. Industrie-Projektstudie. Hamburg, 2005.
- Messung der Reifen-Kennlinien von Gabelstaplerreifen. Industrie-Projektstudie. Hamburg, 2005.

Die Professur für Maschinenelemente und Technische Logistik (MTL) ist ein Lehrstuhl der Fakultät für Maschinenbau an der Helmut Schmidt Universität (HSU) in Hamburg. Das MTL vertritt in der Lehre das Fach Maschinenelemente und das Fach Technische Logistik für Studierende des Maschinenbaus und des Wirtschaftsingenieurwesens.

Das Forschungsgebiet des MTL ist die technische Logistik. Diese umfasst z. B. die Optimierung und Weiterentwicklung von FFZ als Ganzes und von einzelnen Komponenten. Dazu zählt u. a. die Forschung an agentenbasierten Steuerungssystemen für hybride Antriebssysteme von FFZ, die Entwicklung und Konstruktion von Prüfständen - aktuell einem Trommelreifenprüfstand zur Messung der lateralen Kraftflusseigenschaften von FFZ-Vollreifen, die Modellierung des Verhaltens der Standsicherheit von Portalstaplern, die Entwicklung von elektrorheologischen Aktoren und wie Rahmen dieses Verbundprojektes InnoRad geschehen, die Forschung an der Modellierung von Werkstoffeigenschaften von (Polyurethan-) Reifen von FFZ.

#### **Institut für Fördertechnik und Logistik (IFT), Universität Stuttgart:**

- „Messung dynamischer Beanspruchung an Flurförderzeugen in Feldversuchen“ Prof. Dr. techn. F. Beisteiner und Dipl.-Ing. E. F. Beha, Fördern und Heben 40 (1990) Nr.5
- „Beanspruchungskollektive aus typischen Einsatzfällen von Gabelstaplern“ Dr.-Ing. D. Messerschmidt, Begleitband zur Hamburger Staplertagung 13.06.1996
- Messung des Reibungsbeiwertes zwischen Vulkollan® Radbelag und Estrichboden für Flurförderzeuge Dipl.-Ing. A. Atak, Industrieprojekt (Still-Wagner GmbH Reutlingen), 02.05.2002
- Mehrkörperschwingungssimulation und -analyse von Schubmaststaplern, Dipl.-Ing. C.Vorwerk, Dipl.-Ing. I.Nikic, Industrie-Projekt, (Still-Wagner GmbH Reutlingen), 27.08.2004
- Aufbau eines Prüfstandes zur Reibwerterfassung der Rad-/Bodenpaarung

Das Institut blickt auf eine über 75-jährige erfolgreiche Forschung und Entwicklung im Bereich der Seiltechnologie, speziell hier der Dauer- und Verschleißuntersuchungen zurück. Für die Auswertung der in diesem Bereich über 25.000 Einzelversuche, bei denen ein vielparametrisches Feld systematisch untersucht werden muss, greift das IFT auf das gesamte Methodeninventar der Statistik und Wahrscheinlichkeitsrechnung bis hin zu spezifischen Theorien der Geburtenprozessverteilung und der linearen Mehrfach-

regression zurück. Die hier angestrebten Untersuchungen des Bauteiles Rad / Rolle und der tribologischen Problemstellung lassen sich hinsichtlich des Methodeneinsatzes absolut vergleichen, so dass jahrzehntelange Kompetenz in Versuchsdurchführung, -auswertung und Analyse vorliegt.

### **KION Group GmbH:**

- Die KION Group hat aufgrund ihrer Entwicklungskompetenz spezifisches Know-How im Bereich der Werkstoffoptimierung und verfügt darüber hinaus für dieses Forschungsvorhaben im Rahmen eines Beratungsvertrages über die Verbindung zu einem bekannten Partner für kunststofftechn. Fragen.
- Die KION Group führt Dauerlauf- und Feldtests auf ausreichende Standzeit durch.
- Die Lenk-/Antriebseinheit wird von der KION Group als separate Baugruppe qualifiziert. Hierzu betreibt die KION Group bei einem Partner einen Rollenprüfstand, der die Rolle über das Antriebsrad antreibt und auch Lenkbewegungen realisieren kann.

### **Jungheinrich AG:**

- Die Jungheinrich AG führt im Rahmen der Fahrzeugentwicklung Dauerteste mit kompletten Fahrzeugen durch, bei denen die Räder und Rollen "mitgetestet" werden. Diese Tests werden auf Linearprüfständen oder Trommelprüfständen durchgeführt. Ein Umlaufprüfstand ist in der Erprobung.
- Speziell für Rollen nutzt die Jungheinrich AG einen Prüfstand mit "sinusförmiger" Laufbahn.
- Die Komponente Fahrtrieb incl. Antriebsrad wird ebenfalls bei einem Lieferanten einem Dauertest unterzogen.
- Weiterhin sind mehrere Diplomarbeiten und interne Untersuchungen zu diesem Themenkreis angefertigt worden.

### **Räder-Vogel GmbH:**

- Neubau einer Produktionsstätte für Vulkollan® / Polyurethanverarbeitung in 2001/2002, die aufgrund besserer Prozesskontrollen zu einer geringeren Fehlerquote und verbesserter Produktqualität führt
- Aufbau eines Trommelprüfstandes Ende 2004 zur dynamischen Prüfung der Räder
- Optimierung der Kerngeometrien mit einem FEM-Berechnungsprogramm

### **Wicke GmbH:**

- Neubau einer Produktionsstätte für Vulkollan® / Polyurethanverarbeitung in 2002/2003, die aufgrund besserer Prozesskontrollen zu einer geringeren Fehlerquote und verbesserter Produktqualität führt
- Aufbau eines Trommelprüfstandes 1994 zur dynamischen Prüfung der Räder
- Aufbau eines Rundtellerprüfstandes 1999 zur dynamischen Prüfung der Räder
- Optimierung der Kerngeometrien mit einem FEM-Berechnungsprogramm (in Arbeit)

### **Bayer MaterialScience AG:**

- Weltweit größter Hersteller von Polymeren und hochwertigen Kunststoffen
- Mit Vulkollan® bietet die Bayer MaterialScience AG bereits heute ein technologisch führendes Material an, das wegen überragender Materialeigenschaften verbreitet für die Herstellung von Rädern/Rollen eingesetzt wird
- Die Einbindung der Forschungs- und Entwicklungskompetenz von Bayer ist eine wesentliche Voraussetzung für die Entwicklung und Herstellung deutlich verbesserter Materialien für Räder/Rollen
- Speziell für Vulkollan® Rollen mit hoher Belastung nutzt die Bayer MaterialScience AG einen Walzenprüfstand

### **Robert Bosch GmbH:**

- Betrieb eines Fuhrparks mit mehreren hundert Flurförderzeugen allein in Deutschland
- Sehr harte Einsatzbedingungen für Flurförderzeuge im Lager ermöglichen in relativ kurzer Zeit aussagefähige Feldtests für das Verschleißverhalten der Räder und Rollen
- Das professionelle Fuhrparkmanagement ist eine wesentliche Voraussetzung für eine aussagefähige Dokumentation und Reproduzierbarkeit der geplanten Feldtests

Die Firmen Räder-Vogel und Wicke beziehen beide vom selben Lieferanten die Bindemittel. Es handelt sich hierbei um ein in Frankreich ansässiges Unternehmen, das mindestens europaweit die absolute technologische Spitzenposition einnimmt. Dieser Bindemittelhersteller wird über die beiden Räderhersteller hinsichtlich des Know-How-Transfers eingebunden.

Der am IFT vorhandene Prüfstand erlaubt die dreidimensionale Erfassung der beim Durchrutschen eines Rades zwischen Rad und Boden entstehenden Kräfte (spez. Reibkräfte). Mit Hilfe der bei den Räderherstellern vorhandenen Prüfstände können für

die Referenzbildung mit einem Stahlboden die zur Analyse erforderlichen Daten erfasst und anschließend mit Kennfeldern abgebildet werden.

Zur unbedingt notwendigen systematischen Erfassung und mathematischen Formulierung des Einflusses verschiedener für die Praxis relevanter Böden und der Messung der Lenk- und Antriebskräfte ist jedoch der Aufbau eines zusätzlichen Prüfstandes notwendig (den es bislang europaweit und nach Wissen der Projektpartner auch weltweit nicht gibt), der eine Integration unterschiedlicher Reibwerte ermöglicht und somit im Rahmen der Ist- und Demonstratoranalyse eine vollständige Beschreibung der auftretenden Belastungsfälle gestattet.

## 2 Geplante Vorgehensweise

Um die Ziele des Forschungsvorhabens zu erreichen wurde eine Vorgehensweise mit systematisch auf einander aufbauenden Arbeitspaketen und terminierten Meilensteinen ausgearbeitet. Die Vorgehensweise gliedert sich in vier operative Phasen, sowie einer Verwertungsphase.

<b>1.</b>	<b>Analysephase</b>
1.1	Vervollständigung der Literatur- und Patentrecherche
1.1.1	<i>Weitergehende Literatur- und Patentrecherche über Konstruktionen und Werkstoffe</i>
1.1.2	<i>Systematische Sammlung und Auswertung der Rechercheergebnisse aller Projektpartner</i>
1.2	Systematische Bestandsaufnahmen der heutigen Konstruktion
1.2.1	<i>Weitergehende Bestandsaufnahme über bestehende Räder-Rollen-Konstruktionen</i>
1.2.2	<i>Systematische Sammlung und Auswertung der Bestandsaufnahmen aller Projektpartner</i>
1.3	Systematische Bestandsaufnahmen der verwendeten Werkstoffe
1.3.1	<i>Weitergehende Bestandsaufnahme über heute verwendete Werkstoffe</i>
1.3.2	<i>Systematische Sammlung und Auswertung der Bestandsaufnahmen aller Projektpartner</i>
1.4	Ermittlung des Istzustandes der Rad-Lebensdauern aus statistischen Daten
1.4.1	<i>Ermittlung des Istzustandes der Rad-Rollen-Lebensdauern aus statistischen Daten</i>
1.4.2	<i>Systematische Sammlung und Auswertung der Bestandsaufnahmen aller Projektpartner</i>
1.5	Analyse und Bewertung auftretender Schäden
1.5.1	<i>Systematische qualitative und quantitative Analyse aller bekannten auftretenden Schäden</i>
1.5.2	<i>Bewertung der Analyseergebnisse, wirtschaftliches und konstruktives Verbesserungspotential abschätzen</i>
1.6	Untersuchung der unterschiedlichen Einsatz- und Belastungsbedingungen
1.6.1	<i>Systematische Erfassung und Analyse der unterschiedlichen Einsatz- und Belastungsbedingungen</i>
1.6.2	<i>Auswertung der Analyseergebnisse hinsichtlich Häufigkeiten und Intensitäten</i>
1.7	Ableitung Einsatzspezifischer Anforderungsprofile
	<b>Meilenstein 1 – Abschluss Analyse und Anforderungsklärung</b>

**Tabelle 2.1:** Projektphase 1

An die Analysephase schließt sich die Erstellung eines Finiten Elemente Modells des Rades, sowie die Entwicklung eines Prüfstandes zu experimentellen Untersuchung von Rädern und Rollen an.

<b>2.</b>	<b>Modellbildungsphase</b>
2.1	Entwicklung eines Finiten Elemente Modells für die Räder
2.2	Computergestützte Untersuchungen der Versagensursachen und Verschleißmechanismen
2.3	Experimentelle Untersuchungen der Lebensdauern / Verschleißmechanismen / Versagensursachen
2.4	Ableitung der Verbesserungspotentiale (Zusammenfassung der Erkenntnisse für Anforderungsklärung)
2.5	Ableitung der Verbesserungspotentiale (Detaillierung der Anforderungsklärung)
2.6	Entwicklung eines Prüfstands für experimentelle Laboruntersuchungen
2.6.1	<i>Weitergehende Recherche über Konstruktionen heutiger Prüfstände</i>
2.6.2	<i>Systematische Aufstellung möglicher Varianten</i>
2.6.3	<i>Auswahl und Konstruktion einer Variante (Mechanik, Elektrik, Steuerung)</i>
2.7	Realisierung eines Prüfstands für experimentelle Laboruntersuchungen
2.7.1	<i>Fertigung von Komponenten (Mechanik, Elektrik, Steuerung)</i>
2.7.2	<i>Aufbau des Prüfstands (Mechanik, Elektrik, Steuerung)</i>
2.7.3	<i>Erstinbetriebnahme und Tests des Prüfstands</i>
2.7.4	<i>Optimierung und Kalibrierung des Prüfstands</i>
2.7.5	<i>Inbetriebnahme des Prüfstands</i>
2.8	Modifikation eines vorhandenen Prüfstands für experimentelle Laboruntersuchungen
2.8.1	<i>Fertigung von Komponenten (Mechanik, Elektrik, Steuerung)</i>
2.8.2	<i>Umbau des Prüfstands am IFT (Mechanik, Elektrik, Steuerung)</i>
2.8.3	<i>Erstinbetriebnahme und Tests des Prüfstands</i>
2.8.4	<i>Optimierung und Kalibrierung des Prüfstands</i>
2.8.5	<i>Inbetriebnahme des Prüfstands</i>
	<b>Meilenstein 2 – (Abschluss FEM-Modellbildung und Prüfstandsbau)</b>

**Tabelle 2.2:** Projektphase 2

Bei der Realisierung des Prüfstandes kam es im Projektverlauf zu terminlichen Verzögerungen, da der Prüfstand als Kreisaktor-Konzept verwirklicht wurde. Der Kreisaktor bietet die Möglichkeit einer realitätsnahen Belastung der Räder hat allerdings deutlichen Mehraufwand in der Konstruktion und Fertigung gegenüber einfacheren Trommelprüfständen verursacht. Darüber hinaus gab es zu Beginn der Ferti-

gung/Montage des Prüfstandes lange Lieferzeiten/Bearbeitungszeiten der Komponenten aufgrund der boomenden Wirtschaft.

Basierend auf den in Projektphase 2 gewonnenen Erkenntnissen kann in der dritten Phase mit der Optimierung der jeweiligen Komponenten begonnen werden.

<b>3</b>	<b>Entwicklungsphase</b>
3.1	Generierung / Auswahl neuer Lösungsideen für das Systemelement Rad/Laufrolle
3.2	Konstruktive Optimierung der Räder
3.3	Konstruktive Optimierung der Schnittstelle Fahrzeug – Rad/Laufrolle
3.4	Verbesserung des Bandagen-Werkstoffs (chemische Zusammensetzung, Verbundwerkstoffe)
3.5	Verbesserung / Entwicklung alternativer Bindemittel
3.6	Computergestützte Analyse der Lösungsansätze mit Hilfe der erstellten Modelle
	<b>Meilenstein 3 (Freigabe Demonstrator)</b>

**Tabelle 2.3:** Projektphase 3

In der letzten operativen Projektphase werden die noch ausstehenden Versuche durchgeführt, sowie die Ergebnisse zusammengeführt und abgeglichen.

<b>4.</b>	<b>Demonstratorphase</b>
4.1	Aufbau neuartiger Lösungen / Materialzusammensetzungen als Demonstrator
4.2	Sammlung der Erfahrung bei der Herstellung
4.3	Verifizierung der Modelle mit Hilfe der Demonstratoren und Optimierung, Weiterentwicklung Modelle
4.4	Validierung der Forschungsergebnisse in Labortests (Prüfstandsversuche)
4.4.1	<i>Durchführung von experimentellen Untersuchungen an Rollenprüfständen</i>
4.4.2	<i>Durchführung von experimentellen Untersuchungen am umgebauten Prüfstand</i>
4.4.3	<i>Aus- und Bewertung der Laborversuche</i>
4.5	Validierung der Forschungsergebnisse in Praxistests (Feldversuche)
4.5.1	<i>Durchführung von Feldversuchen in der Produktion</i>
4.5.2	<i>Aus- und Bewertung der Feldversuche</i>
	<b>Meilenstein 4 Zusammenfassung der Ergebnisse</b>
	Jahresbericht 2006 (fachlich & finanziell)
	Jahresbericht 2007 (fachlich & finanziell)
	Abschlussbericht (fachlich & finanziell)

**Tabelle 2.4:** Projektphase 4

Bedingt durch die Wirtschaftskrise konnten die Feldtests nicht in dem gewünschten Zeitumrahmen und Umfang durchgeführt werden. Zum Teil stehen Ergebnisse noch aus.

In der letzten Projektphase werden die gewonnen Erkenntnisse einem möglichst großen Personenkreis aus Wissenschaft und Industrie bekannt gemacht.

<b>5.</b>	<b>Verbreitungsphase (Wissenstransfer)</b>
5.1	Verbreitung der Forschungsergebnisse innerhalb des Konsortiums
5.2	Verbreitung der Forschungsergebnisse durch z. B. Vorträge, Veröffentlichungen, Tagungen, Industriearbeitskreise
5.3	Transfer der Verfahren für die Gestaltung und Auslegung von Räder/Laufrollen
5.4	Transfer reproduzierbarer Testverfahren zur Validierung des Systems Rad/Laufrolle – Boden
5.5	Einarbeiten der Erkenntnisse in Normen und Richtlinien (Deutschland/EU-weit)

**Tabelle 2.5:** Projektphase 5

### **3 Fragebogen - Einleitung und Motivation**

Im Rahmen des Verbundprojektes InnoRad wurde an den Belastungen von FFZ-Reifen aus Vulkollan® für Indoor-FFZ und deren Beschreibung geforscht. Um sich einen Überblick über real existierende Belastungen zu verschaffen, wurde dabei zunächst eine Datenerhebung vorgenommen, um die Einsatz- und Belastungsbedingungen von FFZ zu erfassen (Abschnitt 3.1) und Hinweise auf Belastungsbedingungen zu bekommen, die besonders schädlich für die Reifen sein können. Als Hauptaufgabe wurde dann im Rahmen des Verbundprojektes InnoRad am MTL ein Modell zur Beschreibung der Eigenschaften von Reifen aus Vulkollan® erforscht und umgesetzt. Zur Umsetzung dieses Forschungsvorhabens waren umfangreiche Experimente zur Bestimmung der Materialeigenschaften nötig – diese wurden teilweise am MTL durchgeführt (auszugsweise siehe Abschnitt 9.4), teilweise wurden Werkstoffdaten auch im Auftrag der Bayer MaterialScience AG ermittelt und übernommen. Basierend auf experimentellen Befunden, wurde ein Rechenmodell für das Material, sowie dem Verbundobjekt Reifen (Felge, Bandage und Straße) (Prinzipielle Erläuterungen siehe Abschnitt 0) entwickelt und mit dem FEM-Tool Abaqus® umgesetzt. Um die Möglichkeit zu haben, möglichst vielfältige konstruktive Verbesserungen und Überprüfungen von vorhandenen Radgeometrien vornehmen zu können, wurden im Rahmen des Projektes eine Reihe von parametrisierten Skripten entwickelt, die es einem sowohl gestatten die Bandagen- und Felgengeometrie (z. B.: Bandagendicke [BD], Felgendicke [FD] Radbreite [B], Felgen-Bandagenübergangs-Geometrie [FBG], ...), als auch die Radbelastungen (Aufprägung von Momenten, Querkräften, Rollgeschwindigkeiten, Reibbeiwerten, Anpresskräften, ...) zu variieren. Im Numerikteil dieses Berichtes (siehe Abschnitt 9.5) werden die durchgeführten numerischen Berechnungen, in denen die Last und Geometrieparameter eines Antriebsrades der Geometrie 343x114 variiert worden sind, behandelt.

#### **3.1 Analyse der FFZ-Belastungen - Einleitung und Erläuterung der Vorgehensweise**

Im Rahmen einer Analyse der Einsätze und Belastungen von FFZ, wurde federführend durch das MTL eine Datenerhebung vorgenommen. Es wurde ein Fragebogen entworfen, der die Arbeitsbedingungen der FFZ erfasste. Der Fragebogen (siehe Kapitel 17) umfasste dabei folgende Daten:

- 1) Unternehmensdaten
- 2) Verwendete FFZ
- 3) Einsatzdauer von FFZ
- 4) Umgebungsbedingungen
- 5) Bodenverhältnisse/Hindernisse
- 6) Schadensfälle

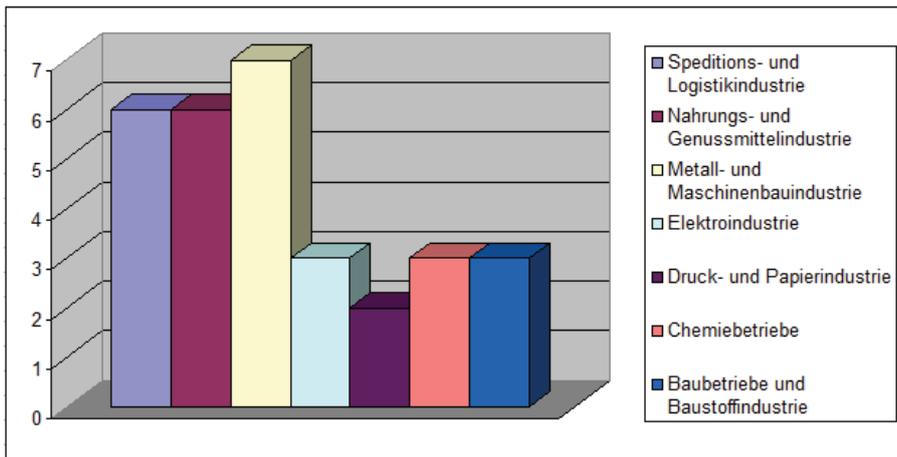
## 7) Wegstreckencharakterisierung / Arbeitsspiele

## 8) Fahrweisen

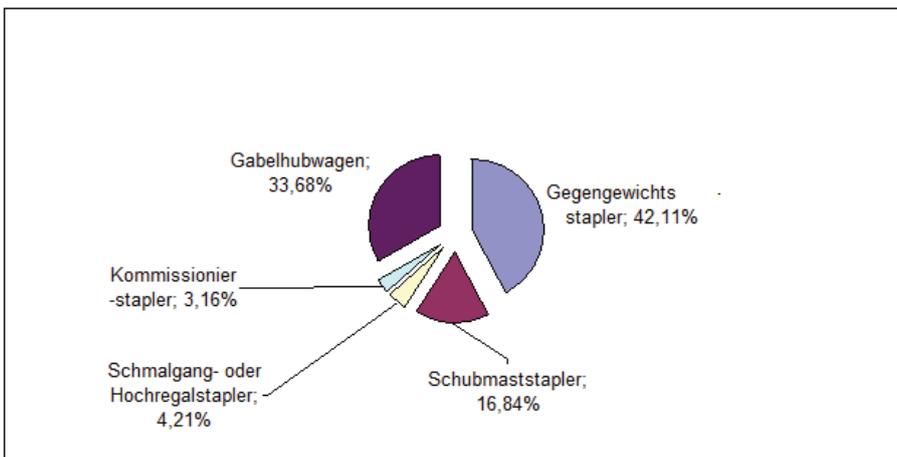
Die Erhebungen wurden mittels vor Ort Befragungen und schriftlicher Fernabfrage mit Hilfe des Fragebogens zur Erfassung der allgemeinen Arbeits- und Belastungsbedingungen von FFZ durchgeführt. Ein Ziel war es, aus dem typischen Arbeitsumfeld und charakteristischen Belastungsspektrum von FFZ Rückschlüsse auf mögliche Verschleißerscheinungen treffen zu können. Zum anderen sollte herausgefunden werden, unter welchen Bedingungen das Rad signifikant als Verschleißteil auftritt und wo welche FFZ typischerweise eingesetzt werden. Bild 3.4, Bild 3.5 und Bild 3.6 zeigen die Verwendungen der einzelnen FFZ-Typen aufgeschlüsselt in Anforderungsprofile, Belastungsarten (Einsatzbereiche) und einer Übersicht der verwendeten FFZ-Typen - je nach Branche, wie Sie in den Unternehmen vorgefunden wurde. Die erhobenen Daten wurden statistisch aufbereitet und eine Clusteranalyse vorgenommen. Die Clusteranalyse ist ein Verfahren, um Zusammenhänge zwischen einer Gruppe von betrachteten Objekten zu erzielen. Als Maß für innere Zusammenhänge können dabei unterschiedliche Abstandsmaße verwendet werden, mit denen man auf unterschiedlicher Art in der Lage ist, Besonderheiten, wie z. B. Ausreißer festzustellen und zu bewerten. Für eine detaillierte Einführung in die Clusteranalyse wird auf die Literatur verwiesen /Bac02/. Im folgenden Abschnitt werden exemplarisch von beiden Analysearten Ergebnisse präsentiert.

### **3.2 Darstellung des erhobenen Datenmaterials zur Arbeits- und Belastungsanalyse von FFZ**

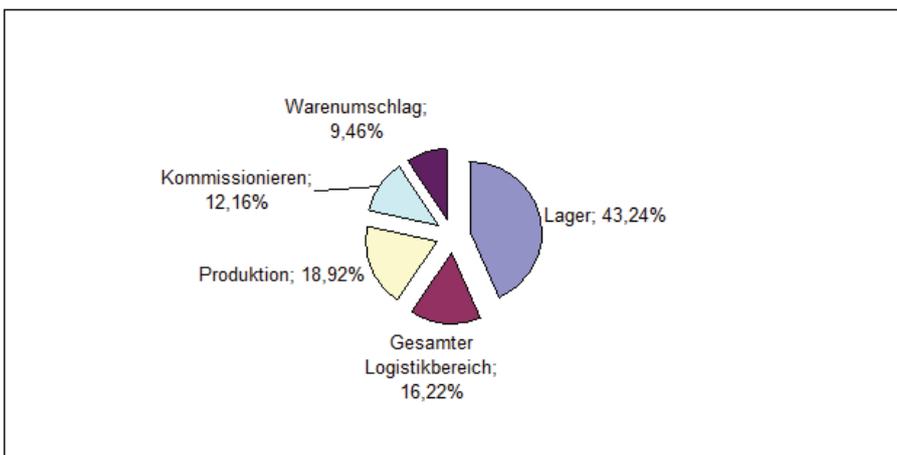
Es konnten durch die Befragung 95 einzelne Datensätze zu verschiedenen Einsatzfällen von Flurförderzeugen innerhalb der 51 befragten Unternehmen (Bild 3.1) erhoben werden. 42,11% dieser Datensätze spiegeln Einsatzfälle des Gegengewichtsstaplers, 33,68% Einsatzfälle des Gabelhubwagen und 16,84% Einsatzfälle des Schubmaststaplers wieder (Bild 3.2). Über alle Unternehmen hinweg wurden die Flurförderzeuge mit 43,24% (Bild 3.3) am meisten ausschließlich im Lager eingesetzt. Der weitere Einsatz der erfassten Flurförderzeuge verteilt sich relativ gleichmäßig auf die Bereiche Produktion, Warenumschlag und Kommissionieren, sowie dem Einsatz im gesamten logistischen Bereich. Der Einsatz der Flurförderzeuge im gesamten logistischen Bereich repräsentiert diejenigen Unternehmen innerhalb der Erhebung mit einem kleinen Fuhrpark an Flurförderzeugen. Hierbei werden die Flurförderzeuge standardmäßig in mehreren Bereichen eingesetzt.



**Bild 3.1:** Verteilung der Unternehmen innerhalb der Branchen



**Bild 3.2:** Verteilung des Stichprobenumfangs auf die Flurförderzeuge



**Bild 3.3:** Verteilung des Stichprobenumfangs auf die Betriebsbereiche der Unternehmen

Exemplarisch werden die drei bei der Datenerhebung am häufigsten vorkommenden FFZ-Typen (Gegengewichtstapler - Bild 3.4, Schubmaststapler - Bild 3.5 und Gabelhubwagen - Bild 3.6) präsentiert.

<b>Branche</b>	Speditions- und Logistikindustrie	12,50%		
	Nahrungs- und Genussmittelindustrie	10,00%		
	Metall- und Maschinenbauindustrie	20,00%		
	Elektroindustrie	27,50%		
	Druck- und Papierindustrie	7,50%		
	Chemiebetriebe	12,50%		
	Baubetriebe und Baustoffindustrie	10,00%		
<b>Einsatzbereich</b>	Lager	42,50%		
	Produktion	5,00%		
	Hochregallager	7,50%		
	Wareneingang	5,00%		
	Warenausgang	5,00%		
	Kommissionieren	0,00%		
	Innerbetrieblicher Transport	35,00%		
<b>Länge der Fahrstrecke in m</b>	$0 \leq X < 75$	42,10%	<b>Länge der Fahrstrecke in m im Ø</b>	141,00
	$75 \leq X < 150$	31,58%		
	$150 \leq X$	26,32%		
<b>Durchschnitts-geschwindigkeit</b>	Niedrige Geschwindigkeit 6,56 km/h	28,21%		
	Mittlere Geschwindigkeit 10,2 km/h	28,21%		
	Hohe Geschwindigkeit 13,4 km/h	43,58%		
<b>Häufige Schadensfälle</b>	Achsschaden	1,12%	Radschaden	21,35%
	Mastschaden	7,87%	Motorschaden	4,50%
	Gabelschaden	16,84%	Elektrik	24,72%
	Kabinenschaden	8,99%	Bremsen	2,25%
	Getriebeschaden	0,00%	Sonstiges	12,36%

**Bild 3.4:** Auswertung der Gegengewichtstaplerdaten

Bei der Einsatz- und Belastungsanalyse des Gegengewichtstaplers fällt der auf alle Branchen verteilte Einsatz auf. In der Nutzung des Gegengewichtstaplers für kurze bis lange Fahrstrecken, sowie bei niedrigen bis hohen Geschwindigkeiten spiegelt sich die Vielseitigkeit dieses Flurförderzeugs als Universalgerät erneut wieder. Ein großes Einsatzfeld bildet hierbei der Einsatz bei hohen Geschwindigkeiten (43,58%). Der große Wert von 141m für die Durchschnittslänge der Fahrstrecke wird stark durch einen Einsatzfall beeinflusst. Hierbei wurde eine Fahrstrecke von 1600m angegeben. Lässt man diesen Wert aus der Betrachtung als Ausreißer herausfallen, erhält man als neuen Durchschnittswert eine mittlere Fahrstreckenlänge/Fahrt von 98m. Bzgl. der Schadensfälle lässt sich feststellen, dass der Radschaden einer der dominierenden Schadensfälle ist aber nicht deutlich dominiert.

<b>Branche</b>	Speditions- und Logistikindustrie	30,77%		
	Nahrungs- und Genussmittelindustrie	30,77%		
	Metall- und Maschinenbauindustrie	23,08%		
	Elektroindustrie	0,00%		
	Druck- und Papierindustrie	0,00%		
	Chemiebetriebe	15,38%		
	Baubetriebe und Baustoffindustrie	0,00%		
<b>Einsatzbereich</b>	Lager	62,50%		
	Produktion	12,50%		
	Hochregallager	0,00%		
	Wareneingang	0,00%		
	Warenausgang	0,00%		
	Kommissionieren	6,25%		
	Innerbetrieblicher Transport	18,75%		
<b>Länge der Fahrstrecke in m</b>	$0 < X < 75$	40,00%	<b>Länge der Fahrstrecke in m im Ø</b>	110,00
	$75 \leq X < 150$	33,33%		
	$150 \leq X$	26,67%		
<b>Durchschnitts-geschwindigkeit</b>	Niedrige Geschwindigkeit 6,56 km/h	56,25%		
	Mittlere Geschwindigkeit 10,2 km/h	43,75%		
	Hohe Geschwindigkeit 13,4 km/h	0,00%		
<b>Häufige Schadensfälle</b>	Achsschaden	0,00%	Radschaden	40,62%
	Mastschaden	6,25%	Motorschaden	3,13%
	Gabelschaden	3,13%	Elektrik	21,86%
	Kabinenschaden	3,13%	Bremsen	3,13%
	Getriebeschaden	0,00%	Sonstiges	18,75%

**Bild 3.5:** Auswertung der Schubmaststaplerdaten

Der Schubmaststapler findet sein Aufgabenfeld besonders in den weniger verschmutzten, modernen Hallen der Speditions- und Logistikindustrie und der Nahrungs- und Genussmittelindustrie mit jeweils 30,77%. Dort wird er mit Abstand am häufigsten im Lager (62,50%) eingesetzt, findet jedoch auch Einsatz im Bereich der Produktion (12,50%) oder allgemein im innerbetrieblichen Transport (18,75%). Es wurden keine Angaben zu Fahrgeschwindigkeiten jenseits von 13km/h gemacht. Der Schubmaststapler wird über alle Entfernungen von kurzen bis hin zu langen Strecken eingesetzt, jedoch mit einer leichten Tendenz zu kleineren Strecken mit 40,00% gegenüber den langen Strecken mit 26,67%. Im Bereich der Schadensfälle liegt der häufigste erfasste Schaden bei den Rädern (40,62%).

<b>Branche</b>	Speditions- und Logistikindustrie	42,86%		
	Nahrungs- und Genussmittelindustrie	28,57%		
	Metall- und Maschinenbauindustrie	28,57%		
	Elektroindustrie	0,00%		
	Druck- und Papierindustrie	0,00%		
	Chemiebetriebe	0,00%		
	Baubetriebe und Baustoffindustrie	0,00%		
<b>Einsatzbereich</b>	Lager	26,68%		
	Produktion	23,33%		
	Hochregallager	0,00%		
	Wareneingang	3,33%		
	Warenausgang	3,33%		
	Kommissionieren	10,00%		
	Innerbetrieblicher Transport	33,33%		
<b>Länge der Fahrstrecke in m</b>	$0 \leq X < 75$	51,61%	<b>Länge der Fahrstrecke in m im Ø</b>	149,00
	$75 \leq X < 150$	22,58%		
	$150 \leq X$	25,81%		
<b>Durchschnitts-geschwindigkeit</b>	Niedrige Geschwindigkeit 6,56 km/h	87,10%		
	Mittlere Geschwindigkeit 10,2 km/h	6,45%		
	Hohe Geschwindigkeit 13,4 km/h	6,45%		
<b>Häufige Schadensfälle</b>	Achsschaden	2,50%	Radschaden	65,00%
	Mastschaden	0,00%	Motorschaden	2,50%
	Gabelschaden	2,50%	Elektrik	12,50%
	Kabinenschaden	2,50%	Bremsen	2,50%
	Getriebeschaden	0,00%	Sonstiges	10,00%

**Bild 3.6:** Auswertung der Gabelhubwagen Daten

Der häufigste Einsatz von Gabelhubwagen lag in der Speditions- und Logistikindustrie mit 42,86%. Bezüglich des Einsatzbereiches ist der Gabelhubwagen am häufigsten im Bereich des innerbetrieblichen Transports (33,33%) und des Lagers (26,68%). Der Gabelhubwagen findet seine Verwendung über alle Längen der Fahrstrecken, jedoch ist er deutlich mehr mit 51,61% auf kürzeren Strecken und kleine Geschwindigkeiten (80%) vertreten. Der auffälligste erfasste Schadensfall des Gabelhubwagens ist mit über 60% der Radschaden, wobei alle weiteren Schäden mit um die 10% oder meist noch da drunter eine geringe Rolle spielen.

### 3.3 Clusteranalyse

Zunächst wurde eine Clusteranalyse basierend auf allen aus dem Fragebogen zur Verfügung stehenden Antworten vorgenommen. Im Sinne der Clusteranalyse sind die Antworten Objekte bzw. Variable, die mit diesem Verfahren analysiert werden. Aufgrund der Vielzahl an Variablen konnten keine signifikanten Strukturen also innere Zusammenhänge erfasst werden. Aus diesem Grunde wurden die Daten in verschiedenen Gruppen unterteilt. Dies sind Hauptmerkmale, die in allen Clusteranalysen verwendet wurden (Hersteller, Betriebsbereich, Einsatzbereich, FFZ-Typ, Anbaugeräte und Häufige Schadensfälle) und Gruppen von verschiedenen Objekten, die jeweils zu einen der folgenden übergeordneten Merkmalen zeitliche Belastungen und Wegstrecken, Umwelteinflüsse, Bodenbeläge, Hindernisse oder Bedienerinflüsse gehören. Näher dargestellt

werden Ergebnisse zu den untersuchten Clustern zeitliche Belastungen und Wegstrecken, Bodenbeläge und Bedienerinflüsse.

### 3.3.1 Ergebnisse aus dem Cluster zur zeitlichen Belastung und der Wegstrecke

Es konnte ein Zusammenhang zwischen Einsatzdauer und Elektrischäden der Flurförderzeuge gezeigt werden. FFZ, die mit 6 Tagen pro Woche durchschnittlich einen Tag länger im Einsatz sind, haben als häufigste Schadensart einen Elektrischaden. Die Anzahl der Schichten pro Tag (2-3) liefert dazu keine weiteren Erkenntnisse. Auffällig war ebenfalls ein Zusammenhang zwischen Schadensart und Wegstreckenlänge. Bei langen Wegstrecken, welche im Durchschnitt 200m betragen, treten Radschäden an den Flurförderzeugen wesentlich öfter auf (80%). Auch bei kombiniertem Auftreten von kurzen Wegstrecken (10-100m) und vielen Richtungswechseln (50% Vor- und Rückwärtsfahrt) treten sehr oft (70%) Radschäden auf, was vermutlich durch häufige Beschleunigungen bedingt ist. Die Art der Lasten, welche bei den Fahrten befördert werden, haben keinen erkennbaren Einfluss auf die auftretenden Schadensfälle.

### 3.3.2 Ergebnisse aus dem Cluster Hindernisse

Erfasst wurden systematisch alle vorkommenden Bodenhindernisse. Die Höhe überfahrender Hindernisse (Auflistung siehe Tabelle 3.1) wirkt sich auch auf den prozentualen Anteil der Schäden an der Elektrik im Verhältnis zu allen Schadensfällen aus. Je höher die zu überfahrenden Hindernisse, desto höher der Anteil der Elektrischäden. Man beachte gleichzeitig den Zusammenhang einer längeren Fahrstrecke (und damit häufigeren Hindernisüberfahrten), mit dem überproportionalen Anstieg der Radschäden.

Hindernisse	Höhe [mm]	∅	Breite [mm]	∅	Abstand [m]	∅	Steigung [%]	∅	Anzahl Hindernisüberfahrten	∅
Laderampe	X	X	2000-2500	2050	X	X	0-12	3	40-200	50
Bodentrennfugen	-10-0	-9,4	5-20	8,25	10-20	14,5	X	X	100-200	140
Schrägfahrten	X	X	X	X	X	X	2,5-10	5	4-20	6
Schlaglöcher	0-50	40	0-500	490	0-100	45	X	X	4-10	4

**Tabelle 3.1:** Ergebnisse aus dem Cluster Bedienerinflüsse

Eine große Rolle in Bezug auf die anfallenden Schadensfälle bedingt durch Bedienerinflüsse spielt die gefahrene Geschwindigkeit. Bei höheren Geschwindigkeiten, ab durchschnittlich 11km/h, kommt es zu einer deutlichen Vergrößerung des Spektrums der verschiedenen Schadensfälle. Diese hohen Geschwindigkeiten sind zu 90% im Bereich des Lagers und des innerbetrieblichen Transport anzutreffen. In den anderen Bereichen herrscht überwiegend eine Fahrweise mit niedrigeren Geschwindigkeiten (ca. 6km/h). Ein weiterer Aspekt ist die Lastabhängigkeit der Fahrweise. Eine hohe Lastabhängigkeit kann mit 75% im Lagereinsatz nachgewiesen werden. Hierbei zeichnet sich auch ein Einfluss durch die Nutzung von Anbaugeräten ab. Die angegebene Lastabhängigkeit der Fahrweise nimmt mit der Nutzung von Anbaugeräten zu, wobei der Einsatz von Anbaugeräten häufig mit einem Gegengewichtsstapler zusammenhängt (ca. 85 % der Anbaugeräte). Eine maximale Beschleunigung wird über alle Fahrzeuge hinweg nur bei niedriger bis mittlerer Lastabhängigkeit benutzt.

### **3.3.3 Spezielle Beobachtungen, die nicht durch den Fragebogen erfasst worden sind**

In besonderen Umgebungen z. B. in der Lebensmittelindustrie (Essiggurkenproduktion) kommt es aufgrund der säurehaltigen Umgebung zu verstärkter Korrosionsbildung. Etwa 25% der befragten Unternehmen gaben Gewaltschäden durch Bedienfehlverhalten zu, beobachtet wurden diese aber bei 90% der besuchten Unternehmen. In über 90% der besuchten Unternehmen wies der Boden Mängel bis hin zu Schlaglöchern hin auf. Neue Versiegelungen sind nach etwa 2 Jahren de facto nicht mehr vorhanden gewesen. Der Radverschleiß stieg bei frisch versiegelten Böden zunächst an. Exemplarisch wurde dieser Radverschleiß in einem Unternehmen mit Hilfe kleiner Kunststoffsplitter unterbunden, mit denen der frisch versiegelte Boden aufgeraut worden war. 25% der besuchten Unternehmen benutzten FFZ ohne eigenes Bremspedal, bei 100% ging der Radverschleiß zurück. Gebremst wurde hierbei mittels eines elektrischen Steuerhebels Überproportional häufiges Rückwärtsfahren (relativ zur Gabelrichtung) trat u. a. bei Firmen auf, die dadurch die Fahrerbelastung durch aufgewehten Staub oder anderen Verschmutzungen vermeiden wollen

### **3.3.4 Bewertung der Clusteranalyse und der Datenerhebung**

Es ließen sich leichter eindeutige Schadensfälle aus der Clusteranalyse Fahrweisen und Wegstrecken zuordnen. Die am häufigsten vorkommende Schadensart ist der Rad Schaden (70%), zweithäufigste der Elektrischaden (20%). Alle weiteren Schadensfälle kommen nur selten vor. Neben den Daten aus der Clusteranalyse, die sich aus den erhobenen Daten des Fragebogens beziehen, ließen sich bei den vor Ort Besuchen eine Reihe weiterer Tatsachen feststellen, die demzufolge nicht durch den Fragebogen abgedeckt werden konnten. Die Begründung hierfür liegt darin, dass man insbesondere bei den Fernabfragen auf den Wahrheitsgehalt der Antworten angewiesen war und sel-

ten nur nach dem Einreichen der Fragebögen durch Nachfragen weitere Informationen erhalten konnte. Insgesamt gesehen konnte der Radschaden als einer der am häufigsten vorkommenden Schadensarten identifiziert werden. Es konnten eindeutige Zusammenhänge insbesondere zwischen Fahrdauer, Betriebsdauer, erhöhter Fahrgeschwindigkeit und die Zunahme der Anzahl an Schäden am Rad aufgedeckt werden. Zusätzlich zu den aus dem im Fragebogen gewonnenen Erkenntnissen konnte insbesondere der Radverschleiß (Stichwort Blumenkohleffekt) bei sehr neuen Böden beobachtet werden und wie unter (Abschnitt 3.3.3) erwähnt, durch geeignete Maßnahmen unterbunden werden.

## 4 Aktueller Stand der Radkonstruktionen

### 4.1 Einteilung der Räder und Rollen nach Rad- bzw. Belagwerkstoff

Grundsätzlich lassen sich die derzeit bestehenden Radkonstruktionen nach der Werkstoffart der Laufbeläge einteilen. Dabei unterscheidet man zwischen hartelastischen und weichelastischen Werkstoffen:

**hartelastisch:** Stahl-/ Gussträder

Polyamid

Polypropylen

**weichelastisch:** Vollgummi / Super Elastik

Thermoplastische Polyurethane

Synthetischer Gummi [ Santoprene ]

Polyurethane ⇒ MDI kalt / heiß vergossen

⇒ NDI [ Vulkollan® ]

⇒ TDI

Aufgrund des vorwiegenden Einsatzes in der Produktions- und Distributionslogistik werden im Folgenden die polyurethanbeschichteten Räder für den Einsatz in elektromotorisch angetriebenen Flurförderzeugen näher dargestellt.

### 4.2 Kernmaterialien

Als Kern wird bei Rädern von Flurförderzeugen der meist metallische Grundkörper bezeichnet, auf den das Bandagenmaterial aufgebracht wird, also vergleichbar mit der Felge bei einem Kfz-Reifen. Zum Einsatz kommen hauptsächlich folgende Kernmaterialien:

- Stahl ( St 52-3 / C 45)
- Grauguß EN-GJL-200 bis 250
- Sphäroguß EN-GJS 400 bis 600
- Aluminium-Druckguß

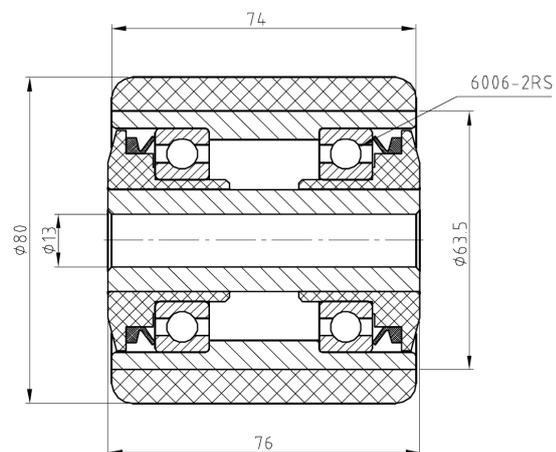
Auf Grund der vielfältigen Einsatzmöglichkeiten für Räder und Rollen im Bereich der Intralogistik werden im Folgenden die wichtigsten Kategorien exemplarisch dargestellt.

### 4.3 Lasträder / Laufrollen

Laufrollen werden im Bereich der Deichselstapler und Kommissionierer als Lastrollen Einzel- wie auch Tandemrollen eingesetzt und dienen ausschließlich zur Aufnahme von radialen Lasten und sind nicht angetrieben. Der Aufbau ist fast bei fast allen im Markt eingesetzten Produkten identisch: Ein Kern aus Stahlrohr oder Grauguß wird mit einem entsprechenden Laufbelag beschichtet. Zur Lagerung werden Rillenkugellager eingesetzt, die mit entsprechenden Dichtungen und Laufbuchsen komplettiert werden, siehe Bild 4.1. Die Abmessungen liegen im Durchmesserbereich von 75mm bis 90mm und Breiten von 40mm bis 160mm.



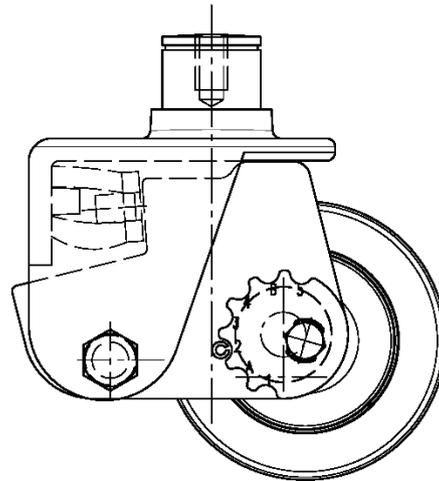
**Bild 4.1:** Lastrolle



**Bild 4.2:** Schnittzeichnung Lastrolle

### 4.4 Stützräder / Rollen (Starr / gefedert)

Stützrollen dienen zur Stabilisierung von Deichsel- und Kommissionierstaplern und bestehen aus einem im Chassis des Staplers befestigten Gehäuse und dem entsprechenden Stützrad. Diese Stützrollen können auch auf einer Konsole befestigt direkt mit dem Chassis des Staplers verschraubt werden („Koppelschwingen“). Je nach Aufbau des Staplers kommen starre oder gefederte Rollen zum Einsatz.

**Bild 4.3:** Stützrolle**Bild 4.4:** Schnittzeichnung Stützrolle

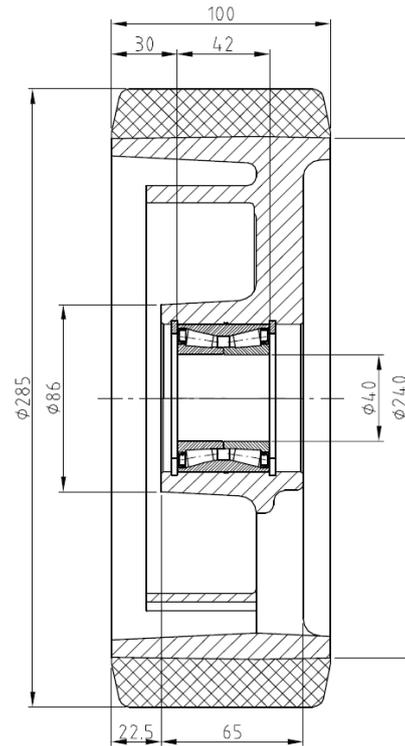
Stützrollen nehmen neben den radialen Lasten auch axiale Lasten beim Drehen auf der Stelle auf, speziell beim Fahrtrichtungswechsel des Staplers.

#### 4.5 Lasträder gebremst / ungebremst

Lasträder übernehmen definitionsgemäß die auftretenden Lasten aus den Radarmen der entsprechenden Stapler auf. Frei laufende wie auch gebremste Räder werden mit Rillen- oder Kegelrollenlagern gelagert. Eingesetzte Bremsentypen sind hydraulisch betätigte Trommelbremsen, elektrisch betätigte Mehrlamellenbremsen und elektrisch betätigte Einscheibenbremsen. Abmessungen reichen von 200mm bis hin zu 400mm im Großserieneinsatz, siehe Bild 4.5 und Bild 4.6.



**Bild 4.5:** Lastrad (gebremst)



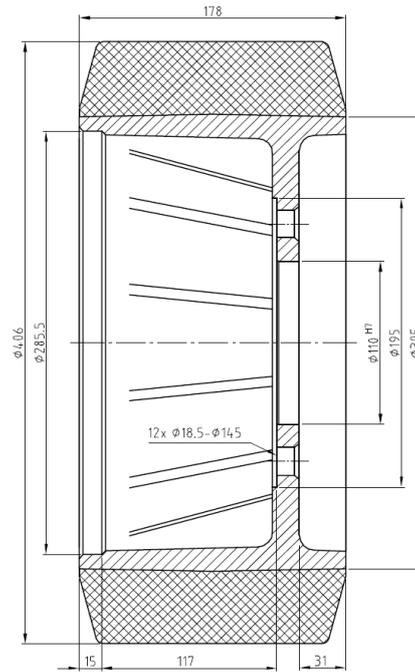
**Bild 4.6:** Schnittzeichnung Lastrad

## 4.6 Antriebsräder

Antriebsräder übernehmen neben der radialen Lastaufnahme auch die Funktionen Lenkung und Antreiben /Bremsen. Zur Übertragung des Drehmomentes vom Getriebe auf das Rad kommen sowohl formschlüssige wie kraftschlüssige Verbindungen zum Einsatz. Je nach Bauart können die Räder direkt beschichtet oder als Bandagenrad verwendet werden; speziell im amerikanischen Markt werden bei größeren Rädern die Bandagenräder mit auswechselbarer Laufbelagbandage verwendet. In Europa kommen fast ausschließlich direkt beschichtete Räder zum Einsatz. In Bild 4.7 und Bild 4.9 sind jeweils Räder in beiden Ausführungen exemplarisch dargestellt.



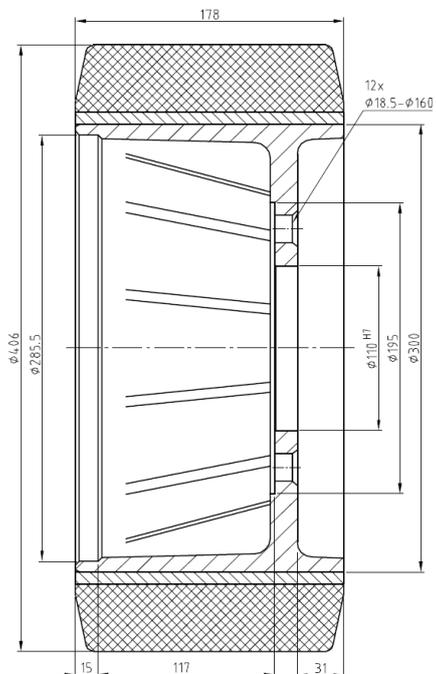
**Bild 4.7:** direkt beschichtetes Antriebsrad



**Bild 4.8:** Schnittzeichnung direkt beschichtetes Antriebsrad



**Bild 4.9:** Bandagenrad



**Bild 4.10:** Schnittzeichnung Bandagenrad

## **4.7 Weitere Entwicklungen**

Auf Grund des ständig steigenden Anforderungsprofils für alle betrachteten Arten von Rädern optimieren die Räderhersteller die Laufbelagsstärke für den jeweiligen Einsatz.

Resultierend aus diesen Optimierungen sind beispielhaft die Gebrauchsmuster für eine formschlüssige Verbindung zwischen Radkörper und Laufbelag (WICKE) und angepassten Kernkonturen zur Scherkraftreduzierung (RÄDER-VOGEL) anzuführen.

## 5 Standzeiten von marktgängigen Rädern und Rollen

### 5.1 Einführung

Die Standzeit oder Lebensdauer der Bereifung von Fahrzeugen wird, wie jeder PKW-Eigentümer weiß, von unterschiedlichen Größen beeinflusst. Einerseits unterliegen die Reifen bestimmten Fertigungstoleranzen, die sich natürlich auf die Lebensdauer eines Reifens auswirken, andererseits haben die Einsatzbedingungen einen vermutlich noch größeren Einfluss!

Während bei PKW- und LKW-Reifen die Laufleistung in km ein Kriterium für die Lebensdauer ist, wird bei Flurförderzeugen die aktive Betriebszeit, d. h. die Zeit, in der das Fahrzeug aktiv Funktionen ausführt, also fährt, hebt / senkt oder lenkt, als Kriterium herangezogen.

Zu ermitteln ist also die aktive Betriebszeit, die nach Montage eines neuen Reifens bzw. Rades bis zu seiner Demontage vergeht. Diese Werte werden insbesondere bei solchen Fahrzeugen ermittelt, die im Fullservice-Einsatz laufen, d. h. durch die Flurförderzeug-Hersteller oder -Händler gewartet werden oder die durch aufmerksame Betreiber selbst instand gehalten werden.

Ein wichtiges Kriterium für die zu erwartende Lebensdauer eines Flurförderzeugrades ist die Einsatzumgebung, die gekennzeichnet ist durch:

- Bodenverhältnisse (Reibbeiwert, Härte, Rauigkeit, Ebenheit, Kanten, Schwellen, Laderampen, neu versiegelt, Kunstharz, Beton, Asphalt,...)
- Umgebungsbedingungen (Temperaturen, Luftfeuchtigkeit, Staubbelastung, Flüssigkeiten, Molkerei, Eisengießerei,...)
- Fahrverhalten (starke/schwache Beschleunigungen, Fahrgeschwindigkeiten, Bremsverhalten, Kurvenfahrten (-radien, -geschwindigkeiten), Steigung, Gefälle,...)
- Durchschnittliches Lastgewicht, Anteil Leerfahrt / Lastfahrt, durchschnittliche Transportwegstrecke

Für einzelne der genannten Einsatzbedingungen wurden in der Vergangenheit bereits optimierte Bandagen entwickelt, die dann meist bei anderen Einsatzbedingungen erhebliche Nachteile haben (Analogie aus dem PKW-Bereich: „Spike-Reifen“ aus den 70-er Jahren des vorigen Jahrhunderts). Aus der Sicht der Flurförderzeughersteller ist man aus Komplexitätsgründen bestrebt, keine einsatzspezifischen Radausführungen in der Erstausrüstung bereitzustellen.

Die von einzelnen Projektpartnern durchgeführten Erhebungen zur Lebensdauer von marktgängigen Rädern und Rollen zeigt, dass die ermittelten Werte z. B. aus den o.g.

Gründen sehr stark streuen. Daher können gesicherte Aussagen nur über eine große Anzahl von Testeinsätzen über längere Zeiträume (1 – 2 Jahre) erreicht werden.

Für Lebensdauer-bezogene Betrachtungen wird in der Literatur die Bildung der Medianwerte als Mittelwert empfohlen.

## **5.2 Felderhebungen**

Basis für die Felderhebungen sind die Serviceberichte der Kundendienstorganisationen der Flurförderzeug-Hersteller / -Händler der beteiligten Projektpartner bzw. die Erhebungen des projektbeteiligten Betreibers von Flurförderzeugen.

Folgende Eckdaten kennzeichnen die Felderhebungen:

Projektpartner A:

Gegenstand der Auswertungen: Auswahl von 27 Rad-/Rollentypen

Anzahl der beobachteten Fahrzeuge: 1418

Beobachtungszeitraum: Anfang 2004 bis Ende 2006

Einsatzbereich: Flurförderzeuganwender in Deutschland

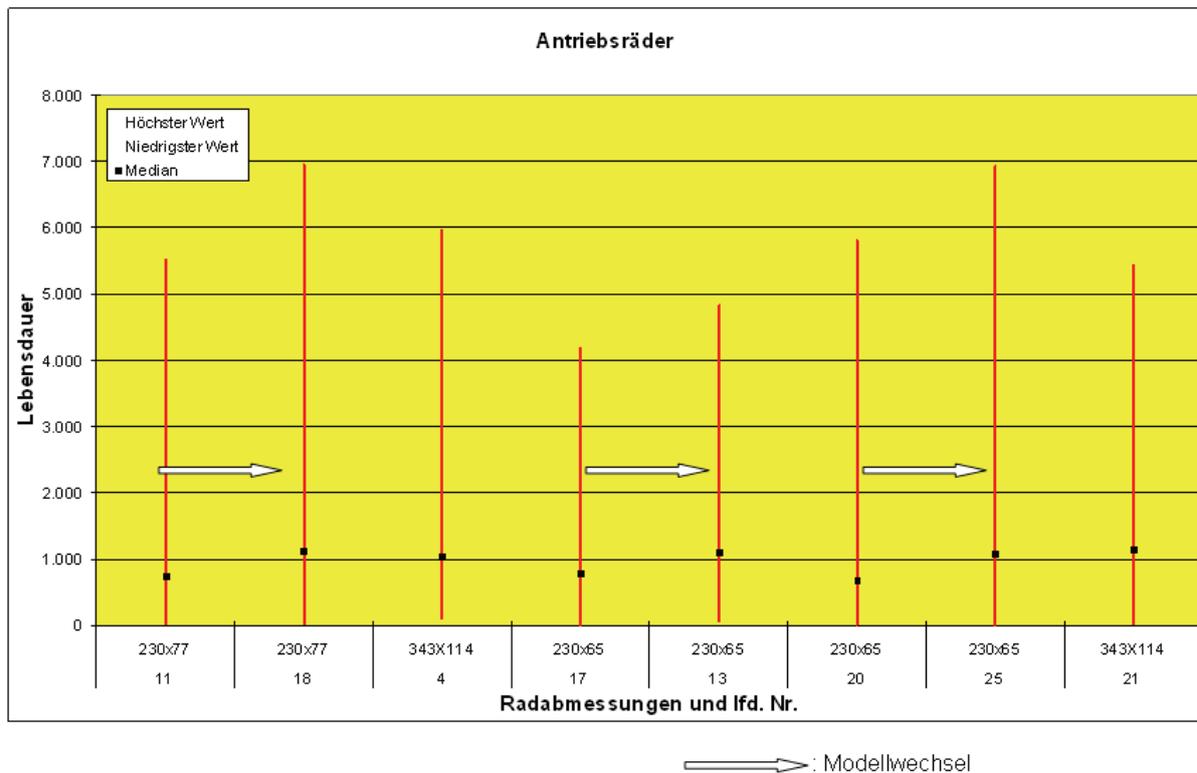
### **5.2.1 Antriebsräder**

Dieser Radtyp ist gekennzeichnet durch ein Durchmesser / Breiten-Verhältnis von ca. 3:1 und unterliegt sehr komplexen Belastungen. Neben der vertikal wirkenden Radlast treten Umfangskräfte infolge Antreiben, Bremsen und Beschleunigen auf. Weiterhin wirken Kräfte quer zur Rollrichtung resultierend aus Führungskräften bei Kurvenfahrt und, bei gelenkten Antriebsrädern, aus Lenkbewegungen. Das Drehen der Räder um die Hochachse bei einem stehenden Fahrzeug führt zu weiteren besonderen Belastungen dieses Radtyps.

Die ermittelten Werte für die Lebensdauer der einzelnen Räder streuen sehr stark, die minimalen Werte liegen im ein- bis zweistelligen Bereich, die maximalen erreichen nach Bild 5.1 die 7000h-Marke!

Die für Lebensdauerbetrachtungen relevanten Medianwerte unterliegen einer wesentlich geringeren Schwankungsbreite, sie liegen zwischen 800 und 1100 Betriebsstunden. Bei einigen der untersuchten 8 Radtypen wurden im Auswertungszeitraum bereits Modifizierungen durchgeführt, die zu besseren Einsatzzeiten führten. So ist die laufende Nr. 18 ein Nachfolgemodell der Nr. 11, die lfd. Nr. 13 folgte der Nr. 17 und die lfd. Nr. 25 folgte der 20. In allen drei Fällen konnte eine Verbesserung in den maximalen, aber auch in den Medianwerten festgestellt werden. Diese Feststellung gab u. a. Anlass zu

der Annahme, dass auch mit geringen Modifizierungen merkliche Verbesserungen erreicht werden können.



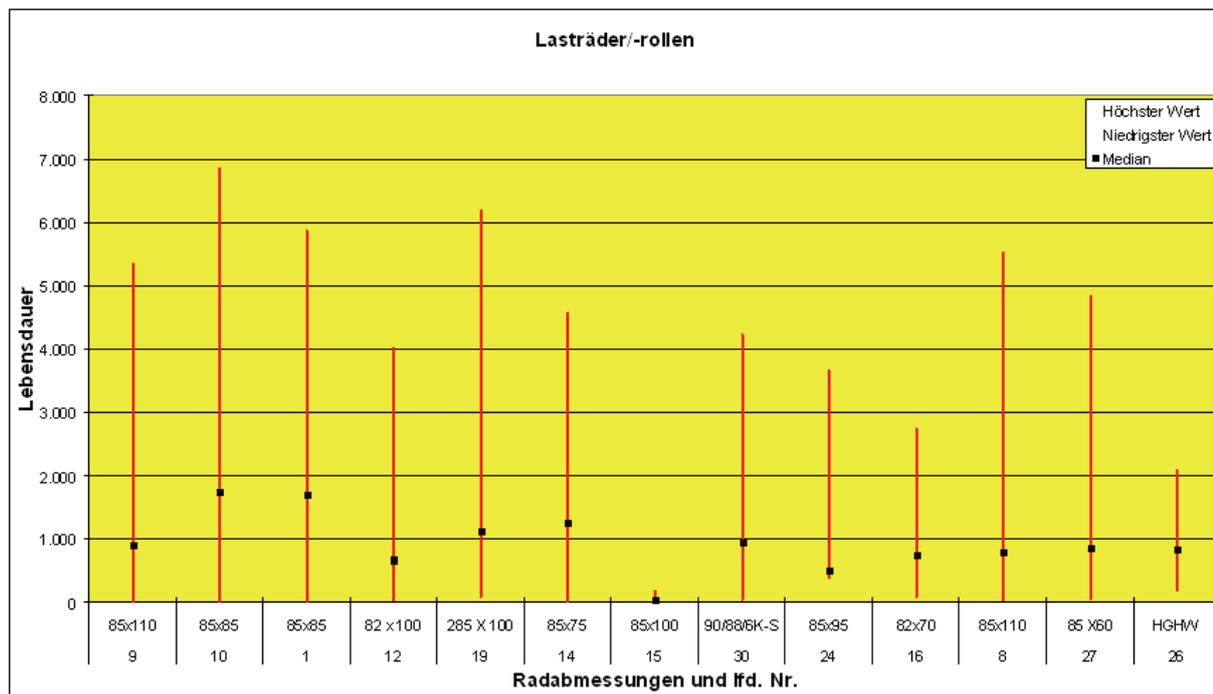
**Bild 5.1:** Ermittelte Werte für die Lebensdauer von Antriebsrädern

Weiterhin wird deutlich, dass im Projekt InnoRad entstehende neue Räder gesichert hohe Lebensdauerwerte erreichen müssen, um eine ausreichende Basis für die Ergebnisse und den Nachweis der Verbesserung zu erhalten.

### 5.2.2 Lasträder/-rollen

Während Lasträder, wie die Antriebsräder, durch ein Durchmesser / Breiten-Verhältnis von ca. 3:1 gekennzeichnet sind, beträgt das Verhältnis bei sogenannten Lastrollen ca. 1:1. Die Lastrollen sind meist in den Gabel- oder Radarmen der Flurförderzeuge untergebracht, die zum Transport der üblichen Paletten in die entsprechende „Kanäle“ der Paletten eintauchen. Hierdurch sind die maximalen Werte für Durchmesser und Rollenbreite vorgegeben. Weiterhin erreichen die Lastrollen im Vergleich zu den Last- und Antriebsrädern eine bis zu dreifache Drehzahl und damit Belastungsfrequenz bei Durchlauf durch die Kontaktzone Rad/Fahrbahn. Neben der vertikalen Radlast wirken Führungskräfte in Querrichtung und insbesondere Kräfte beim Drehen um die Hochachse auf die Rollen. Bei Ausführung als Tandemrolle kommt es zu Scherkräften beim Befahren von kleinen Kurvenradien. Einen weiteren Schwerpunkt bilden stoßartige Belastun-

gen beim Überfahren von Kanten, insbesondere durch Fahrt über Überfahrampen bei der LKW-Be- und Entladung.



**Bild 5.2:** Ermittelte Werte für die Lebensdauer von Lasträdern/-rollen

Auch bei diesem Radtyp liegt eine große Streubreite vor, siehe Bild 5.2. Es handelt sich mit Ausnahme des Lastrades lfd. Nr. 19 um Lastrollen. Der Radtyp Nr. 15 kam nur bei relativ wenigen Fahrzeugen zum Einsatz und war für die Anwendung nicht geeignet. Abhilfe schuf eine, nur selten mögliche, Verbreiterung des Rades um 10 mm und eine Modifikation des Übergangsbereichs Felgenring / Bandage in den Randbereichen. Der so entstandene Radtyp 8 erreichte Lebensdauerwerte, die im guten Mittelfeld liegen.

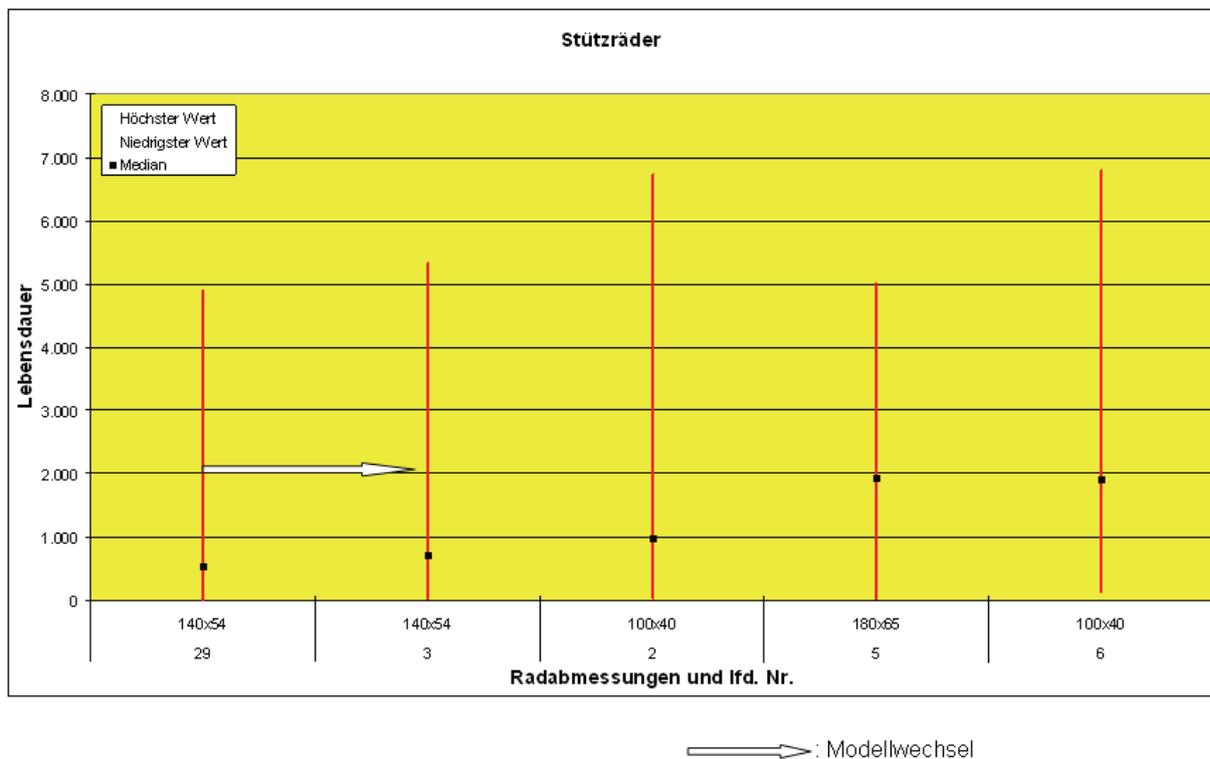
### 5.2.3 Stützräder

Die Stützräder sind meist als sogenannte „Schwenkrollen“ ausgeführt. Sie besitzen ein Durchmesser / Breiten-Verhältnis von ca. 2.5:1 bis 3:1 und erreichen Drehzahlen, die zwischen denen der Antriebsräder und denen der Lastrollen liegen.

Neben der vertikalen Radlast treten her besondere Belastungen durch Drehen um die Hochachse auf. Dies passiert jedes Mal, wenn das Fahrzeug die Fahrtrichtung wechselt. Durch die Art der frei drehenden Radaufhängung treten nur minimale Führungskräfte auf.

Auch hier wurde am Radtyp 29 eine Modifikation vorgenommen, die mit Radtyp 3 zu einer geringen Verbesserung der Lebensdauerwerte führte, siehe Bild 5.3.

Die ermittelten Werte für die Einsatzdauer liegen auch bei diesen Rädern zwischen wenigen Betriebsstunden und maximal 6800h.



**Bild 5.3:** Ermittelte Werte für die Lebensdauer von Stützrädern

### 5.3 Zusammenfassung

Die in der Felderhebung ermittelten Werte für die Ist-Standzeiten der betrachteten Räder liegen in einem Bereich von wenigen Stunden bis zu 7000 Stunden. Die Bestimmung der bei Lebensdauerbetrachtungen üblichen Medianwerte führt zu Werten zwischen 500 und 2000 Stunden. Die große Streubreite der Werte ist insbesondere auf die stark unterschiedlichen Einsatzbedingungen zurückzuführen.

Um bei einer begrenzten Anzahl von Testrädern und Testeinsätzen überhaupt Verbesserungen feststellen zu können, müssen die neuen Räder mindestens Lebensdauerwerte in Höhe der Medianwerte erreichen.

### 5.4 Ist-Standzeiten KION

Zur Analyse der Ist-Standzeiten wurden Analysen bei den Lagertechnikgeräten an den Standorten Montataire und Reutlingen durchgeführt. Um die Analyse zu begrenzen wurde Flurförderzeuge ab Oktober 2005 berücksichtigt.

Während der Datenerhebungen haben sich zahlreiche Schwierigkeiten herausgestellt, wie z. B. das viele Rad- und Rollenwechsel gar nicht von der Herstellern durchgeführt werden und somit die Datengrundlage verfälscht wird. Aufgrund dieser Tatsache wurde der Analyserahmen noch mal angepasst - indem nur verbautes Material in Servicebereichen von Dezember 2005 bis November 2006 berücksichtigt wurde. Damit die Datenerhebung nicht von weiteren Nebeneffekten gestört wird sieht ausschließlich Full-Service Geräte in betracht genommen worden. Nur so kann sichergestellt werden, dass KION den Rad- und Rollenwechsel durchführt.

### 5.4.1 Darstellung der Daten

Die Daten werden in einem Boxplot-Verfahren dargestellt. Die Aussage der Daten würden ansonsten durch einzelne Ausreißer stark beeinflusst werden.

Es werden alle Daten zur Berücksichtigung herangezogen. Die Hälfte der Daten stellen den Box-Bereich dar – innerhalb des Box Bereiches wird dann der Median berechnet.

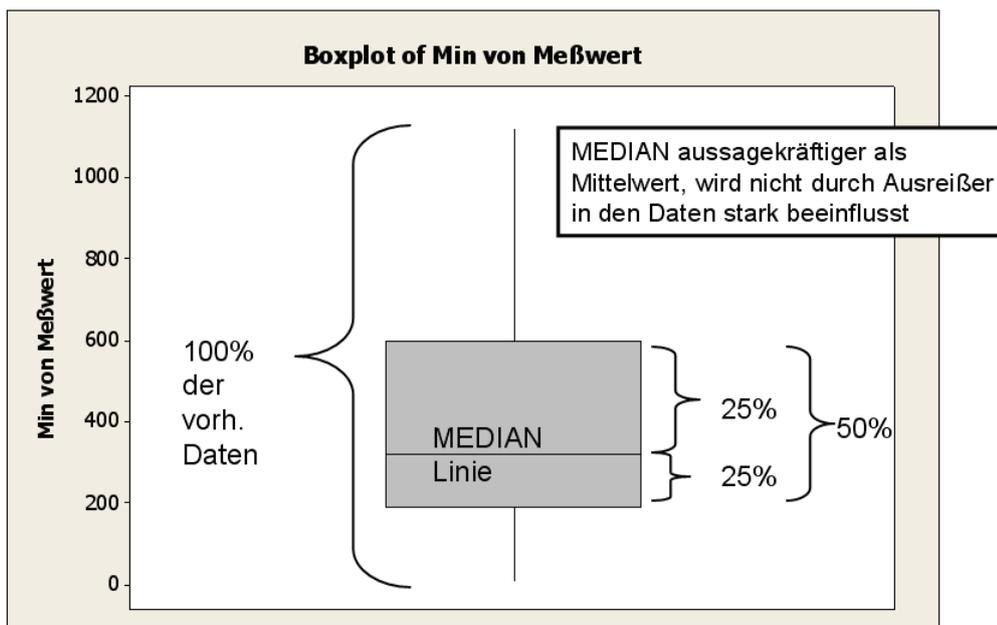
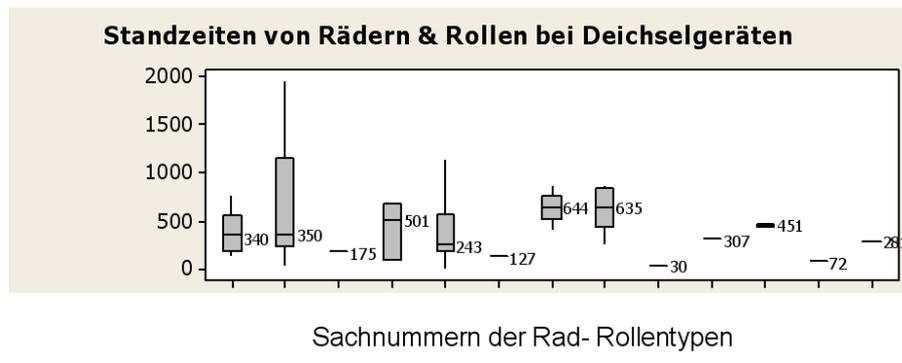


Bild 5.4: Box-Plot

### 5.4.2 Datenaufbereitung der Ist-Standzeiten

Die Datenaufbereitung ist nach zwei Flurförderzeugtypen unterschieden:

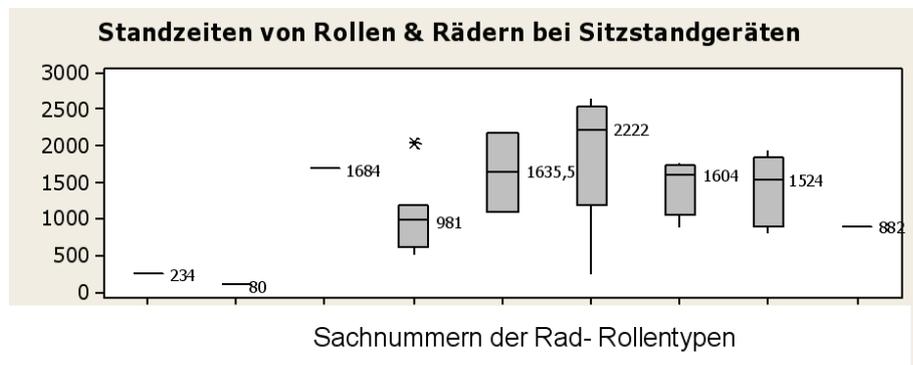
- Deichselgeräte
- Sitzstandgeräte



**Bild 5.5:** Ist-Standzeiten Deichselgeräte

Aus den Daten in der Bild 5.5 ist ersichtlich, dass die Standzeit von 30 Stunden bis fast 2000 Stunden variieren. In der Abbildung sind Datensätze darstellt, die keinen Boxbereich haben. Der Grund dafür sind nicht ausreichende Datenmengen, um die Darstellungsweise sinnvoll durchzuführen.

Anhand des zweiten Rollentyp ist klar zu erkennen, dass diese Rad eine hohe Varianz an Stanzeiten mit sich bringt. Es reicht von ca. 200h bis fast 2000h – wobei sich der Median auf 350h einstellt. Anhand des siebten und achten Plots stellt sich der Median auf ca. 640h ein. Zusammenfassend lässt sich darstellen, dass Deichselgeräte repräsentativ eine Ist-Standzeit von 300 bis 600 Stunden haben.



**Bild 5.6:** Ist-Standzeiten Sitzstandgeräte

Aus den Daten in der Bild 5.6 ist die Aussage zu treffen, dass wesentlich größere Standzeiten erzielt werden. Aus den vorliegenden Daten lassen sich repräsentativ ca. 1500 Stunden erreichen. Leider sind auch in dieser Darstellung einige Sachnummern ohne Box-Bereich dargestellt aufgrund von zu geringen Datensätzen.

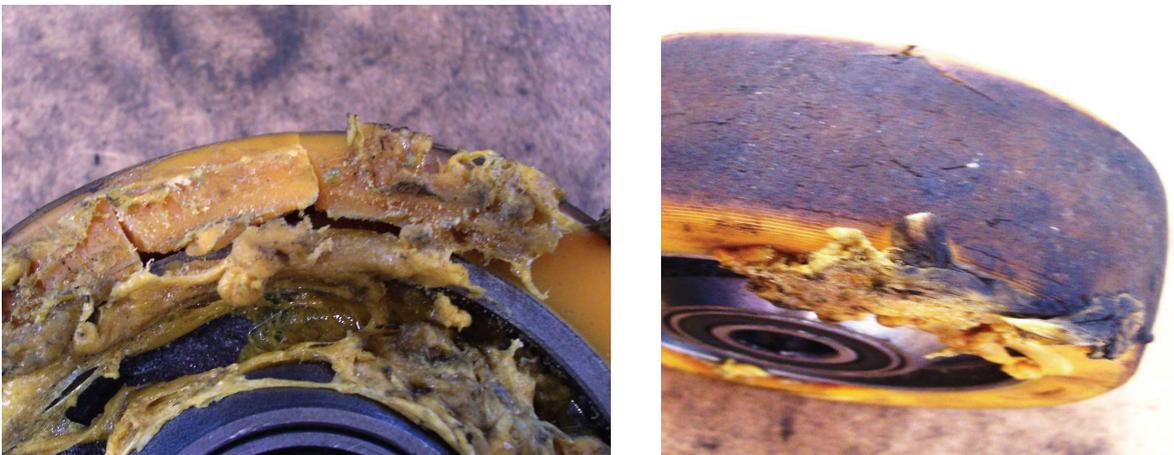
Auffällig ist hier, dass der sechste Rollentyp eine größere Streuung aufweist. Der Bereich startet von etwa 500 Stunden und reicht bis etwa 2700 Stunden. Der Median stellt sich auf 2222 Stunden ein. Der Einsatzbereich ist ein entscheidender Faktor bzgl. der Ist-Standzeit und wird separat in einem anderen Kapitel behandelt.

## 6 Schadensursachen bei VULKOLLAN® - Rädern

Im Folgenden sind die häufigsten Schadensursachen für VULKOLLAN®- und Polyurethanräder exemplarisch dargestellt.

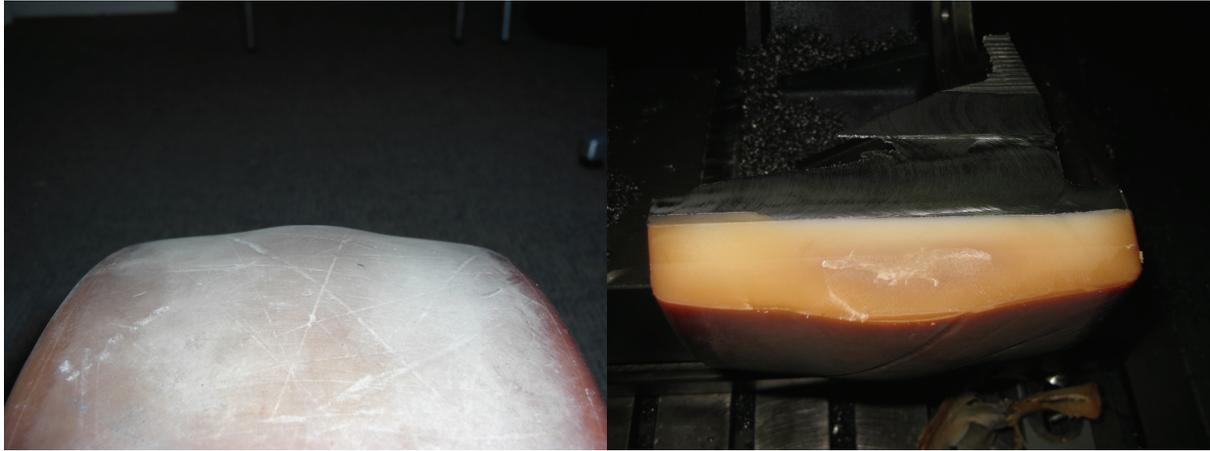
### 6.1 Materialverflüssigung

Das Schadensbild Materialverflüssigung ist auf eine thermische Überlastung infolge großer Tragkräfte in Verbindung mit hohen Laufgeschwindigkeiten zurückzuführen. Die durch Hystereseverlust entstehende Walkwärme erreicht im Inneren des Belags Temperaturen, die das Material verflüssigen, welches dann über die Lauffläche oder über die Stirnseite des Rades austreten kann, siehe Bild 6.1.



**Bild 6.1:** Thermisch überlastete Räder mit ausgetretenem Polyurethan

Im Feld treten auch teilweise Verflüssigungen auf, bei denen die Temperaturen im Inneren des Belages  $125^{\circ}\text{C}$  überschreiten und durch die Verschiebung des flüssigen Materials innerhalb des Belages eine bleibende Verformung entsteht. Im Schnitt des zerstörten Rades ist dann klar das geschmolzene und rekristallisierte Polyurethan zu erkennen, siehe Bild 6.2.



**Bild 6.2:** Rekristallisiertes Polyurethan im Laufbelag

## 6.2 Hydrolyseschäden

Ein Hydrolyseschaden kann bei lang andauerndem Einsatz bzw. Lagerung eines Rades in Verbindung mit Wasser, hohen Temperaturen und/oder bei besonderen klimatischen Bedingungen, in Verbindung mit hoher Luftfeuchtigkeit, auftreten. Ein typischer Hydrolyseschaden beginnt mit einer wachsartigen Oberfläche (Oberfläche ohne Elastizität) des Belages und führt zu einer Abnahme der Materialfestigkeit von außen nach innen. Die Folge davon sind Materialausbrüche, die bis zur kompletten Zerstörung des Belages führen können, siehe Bild 6.3. Ähnliche Schadensursachen können auch durch die Einwirkung von Chemikalien entstehen, wie z.B. im Einsatz in Galvanik-Betrieben.



**Bild 6.3:** Hydrolyseschäden

### 6.3 Blumenkohleffekt

Ungleichmäßig verlaufende Quer- und Längsrisse auf der gesamten Lauffläche eines Rades bezeichnet man auch als „Blumenkohleffekt“, siehe Bild 6.4. Das Schadensbild entsteht durch Spannungsrisse in der Belagoberfläche, wenn infolge hoher Antriebskräfte und einer kraftschlüssigen Verbindung zum Untergrund die Materialfestigkeit überschritten wird. Längerer Einsatz unter diesen Überbeanspruchungen führt dann zur Vertiefung der Risse und später zum Ausbrechen ganzer Belagstücke.

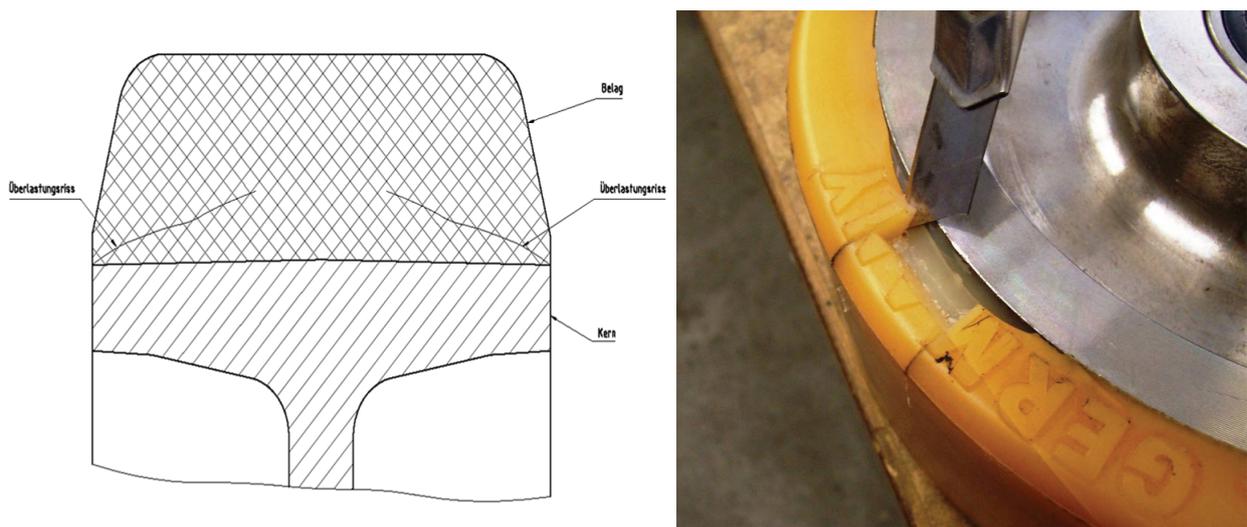
Je nach Einsatz können diese Risse quer zur Laufrichtung durch reine Beschleunigung und Verzögerung wie bei Regalbediengeräten und kreisrund durch die kombinierte Belastung durch das Lenken auf der Stelle und Beschleunigung und Verzögerung im Bereich der FFZ auftreten. Begünstigt wird dieser Effekt durch sehr glatte und beschichtete Böden, die einen extrem hohen Reibwert aufweisen.



**Bild 6.4:** Blumenkohleffekt

### 6.4 Überlastungsrisse

Durch die Verformung des elastischen Belags bei dynamischer Beanspruchung entstehen an den Stirnseiten erhöhte Druck- und Schubspannungen. Bei einer Überbeanspruchung führen diese Spannungen zum Einreißen des Belagmaterials über der Bindungsfläche, siehe Bild 6.5. Überlastungsrisse werden häufig mit einer Belagablösung durch Bindungsfehler verwechselt.



**Bild 6.5:** Überlastungsrisse

## 6.5 Mechanische Beschädigungen

Mechanische Beschädigungen entstehen durch eine unsachgemäße Handhabung im Einsatz und führen zur Zerstörung des Belags bzw. des Radkerns, siehe Bild 6.6 bis Bild 6.8. Häufige Schadensursachen sind:

- Belageinschnitte und Ausbrüche durch scharfkantige Gegenstände
- Einbettungen scharfkantiger Fremdkörper
- Abplattungen durch Materialabrieb beim Blockieren der Räder.



**Bild 6.6:** Mechanische Beschädigung mit Materialausbruch



**Bild 6.7:** Abplattung („Bremsplatten“)



**Bild 6.8:** Materialausbruch nach mechanischer Beschädigung

## 6.6 Bindungsschäden

Die gute Qualität eines Rades hängt u. a. von der optimalen chemischen, physikalischen und mechanischen Verbindung zwischen Belagmaterial und Radkern ab. Treten im Prozess Abweichungen auf oder sind äußere Einflüsse, wie z. B. der Betrieb der Räder bei zu hoher Umgebungstemperatur oder eine thermische Überlastung der Bindung durch zu hohe Last, Stöße und zu hohe Geschwindigkeit vorhanden, kann es zu partiellen oder kompletten Belagablösungen kommen, siehe Bild 6.9. Am Belagmaterial sind

dann meist keine Schäden erkennbar und am Radkern sind keine oder nur wenige Belag- bzw. Bindemittelanhaftungen nachzuweisen.



**Bild 6.9:** Bindungsfehler am Radkörper und Belag

## 7 Stand der Technik und Forschung

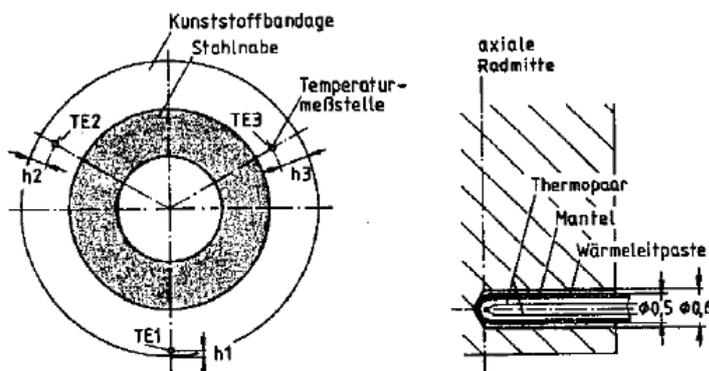
Für Räder und Rollen gibt es eine Reihe von Normen und Richtlinien. In erster Linie ist es die /DINEN12526/, in der das gängigste Vokabular erläutert wird. In der /DINEN12527\_99/ werden Prüfverfahren und -geräte zur Untersuchung von Rädern und Rollen vorgestellt. In /DINEN12533\_99/ sind Anforderungen und Prüfverfahren an Schwerlastrollen aufgeführt.

### 7.1 Literaturrecherche

Im Bereich der wissenschaftlich durchgeführten Forschungsprojekte wurden schwerpunktmäßig Arbeiten am Lehrstuhl von Prof. Severin (TU Berlin) durchgeführt. Die Arbeiten konzentrieren sich auf die Abhängigkeit der Werkstoffeigenschaften von Frequenz, Temperatur und Belastung. Sie beschäftigen sich in erster Linie mit den mechanischen Eigenschaften von Rädern aus thermoplastischen Kunststoffen. Der hier dargestellte Stand der Forschung stellt den aktuellen Stand zu Beginn des Projektes dar.

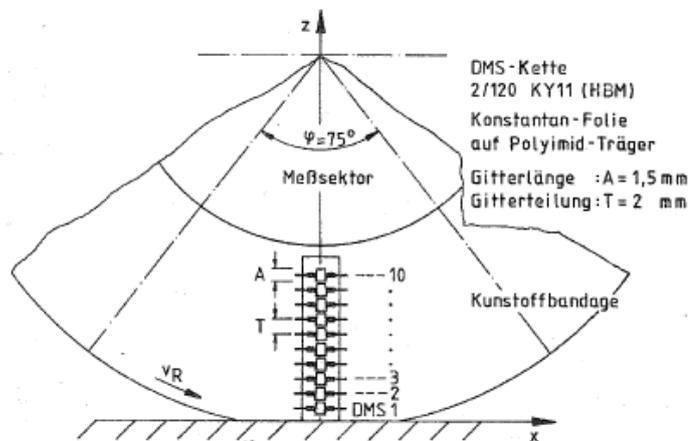
#### 7.1.1 Kontaktfläche Mechanisch

Lütkebohle /Lüt84/ beschäftigt sich in seiner Arbeit mit der Roll- und Wälzreibung zylindrischer Räder aus thermoplastischen Kunststoffen. Er berücksichtigt jedoch auch die Temperatur der Räder bei seinen Untersuchungen und misst über Miniatur-Mantelthermoelemente mit einem Außendurchmesser von 0,5mm und einer vom Mantel isolierten Messstelle im Rad an drei Stellen die Temperaturen. Die Thermolemente werden in eine Bohrung mit 0,6mm Durchmesser eingesetzt und mit Wärmeleitpaste versehen, siehe Bild 7.1. Die Temperatursensoren sind in unterschiedlichen Höhen am Umfang verteilt. Die Messwerte werden kontinuierlich über einen Schleifringübertrager während des Rollvorgangs übertragen.



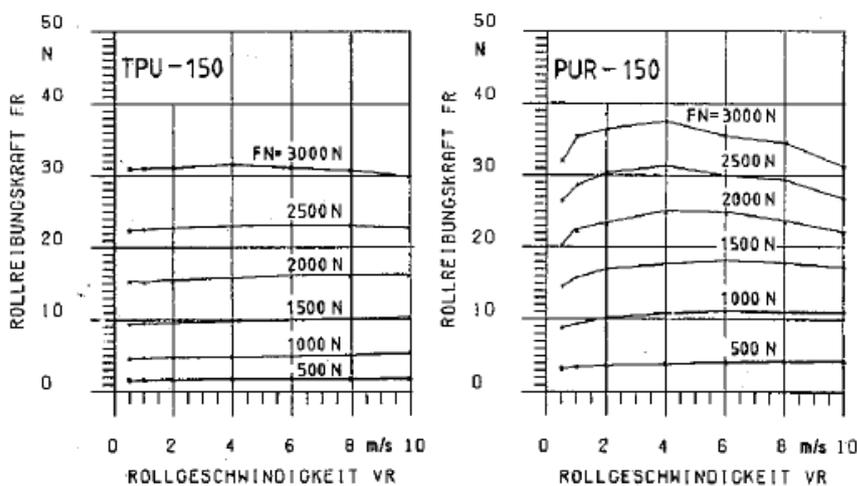
**Bild 7.1:** Anordnung der Thermolemente im Radkörper /Lüt84/

Zur Ermittlung der Radkörperverformung während des Rollvorgangs wurde eine DMS-Kette am Rad angebracht (Bild 7.2).



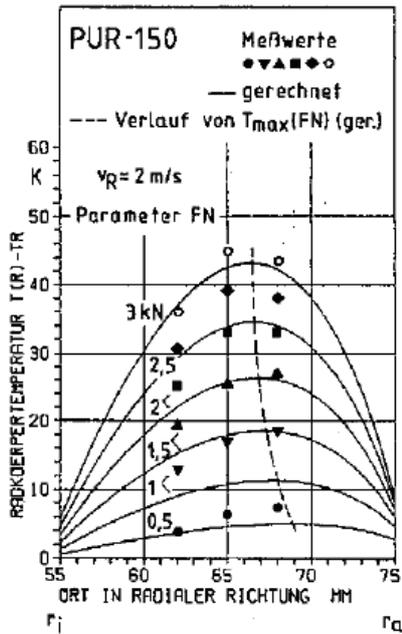
**Bild 7.2:** DMS-Kette zur Bestimmung der radialen Radkörperdehnung /Lüt84/

In seinen Versuchen ermittelt Lütkebohle u.a. die Rollreibungskraft bei unterschiedlichen Radlasten und Rollgeschwindigkeiten (Bild 7.3).



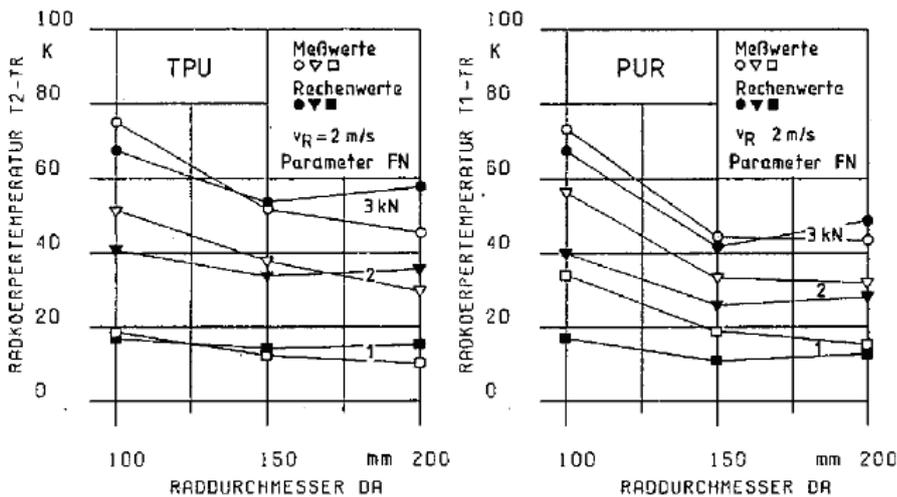
**Bild 7.3:** Gemessene Rollreibungskräfte für TPU und PUR bei unterschiedlichen Lasten und Geschwindigkeiten /Lüt84/

Neben den experimentell ermittelten Werten führt Lütkebohle auch Berechnungen zur Temperaturentwicklung durch. In Bild 7.4 sind für ein Rad aus PUR die gemessenen und berechneten Temperaturverläufe bei unterschiedlichen Radbelastungen dargestellt. Deutlich zu erkennen ist, dass das Maximum sich nahe der Bandagenmitte befindet. Steigt die Radlast und somit auch die Einfederung, so verschiebt sich das Maximum zur Radmitte hin.



**Bild 7.4:** Gemessene und gerechnete Temperaturverteilung /Lüt84/

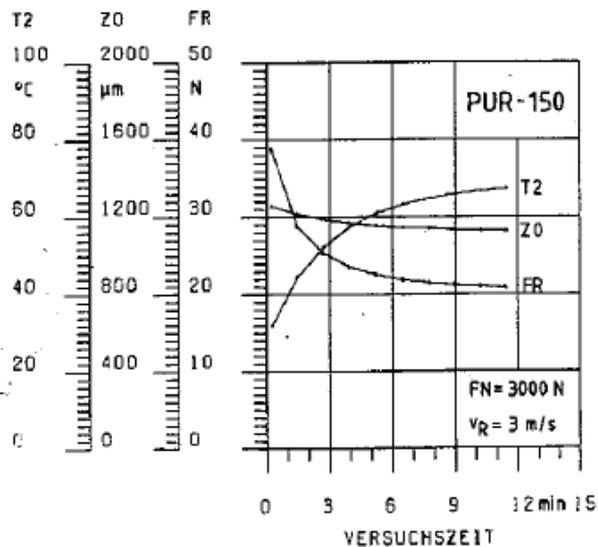
In weiteren Untersuchungen ermittelt Lütkebohle die Radkörpertemperatur für unterschiedliche Radgeometrien (Bild 7.5). Bei Vergleich der berechneten und gemessenen Temperaturwerte zeigt sich eine tendenzielle Abweichung bei Rädern mit 200mm Durchmesser. Lütkebohle erklärt dies mit dem eindimensionalen Berechnungsmodell, welches die seitliche Abkühlung an den Radkörperflanken nicht berücksichtigen kann /Lüt84/.



**Bild 7.5:** Einfluss der Radkörpergeometrie auf die Radkörpererwärmung /Lüt84/

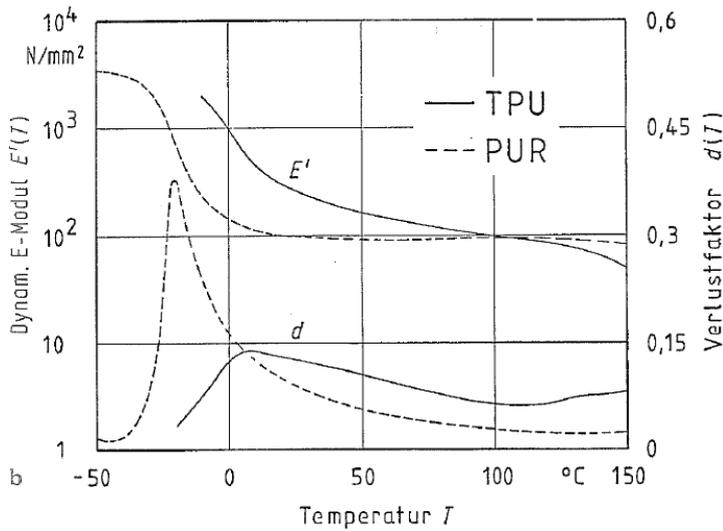
Mit der Änderung der Radtemperatur verändern sich auch die mechanischen Eigenschaften der Räder. In Bild 7.6 stellt Lütkebohle den Verlauf von Rollreibungskraft, Temperatur und Einfederung für ein Rad aus PUR dar. Auffällig ist, dass trotz der steigenden Temperatur und der damit verbundenen höheren Einfederung die Rollreibungs-

kraft (durch den Rollwiderstand verursachte Kraft in Fahrtrichtung) sinkt. Das stärkere Einfedern lässt sich über den abnehmenden Elastizitätsmodul erklären (vgl. Bild 7.7). Da zusätzlich jedoch der Verlustfaktor  $d$  ab einer bestimmten Temperatur wieder abnimmt (Bild 7.7), sinkt dennoch die Rollreibungskraft /Sev85/.



**Bild 7.6:** Zusammenhang zwischen Radkörpertemperatur, Rollreibungskraft und Einfedern /Lüt84/

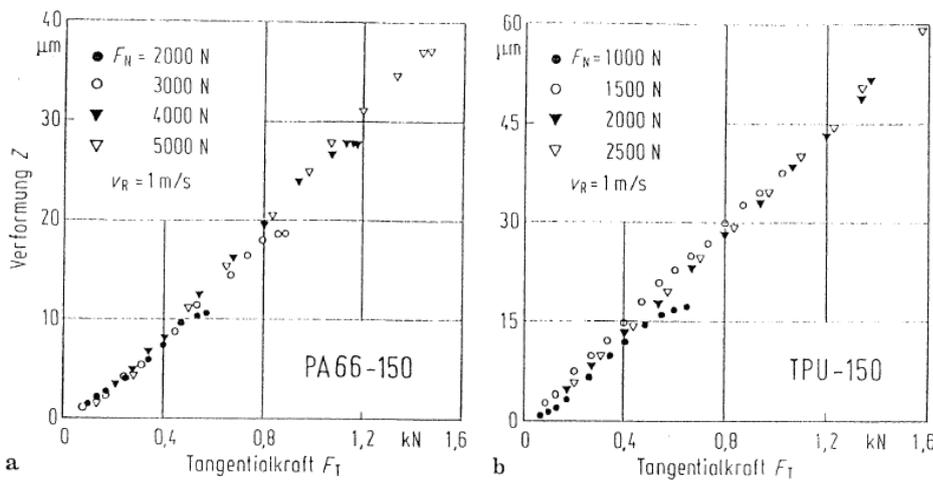
In /Sev85/ stellen die Autoren Messungen zum Rollwiderstand vor. Dazu wurden in einem speziellen Prüfstand u.a. die Tangentialkraft, Einfedern, Temperatur und die Prüflast gemessen. Über vereinfachte Gleichungen wurde eine Formel zur Bestimmung des Rollwiderstands aufgestellt. Die berechneten Werte werden mit Messungen verglichen. In Bild 7.7 ist für Räder aus TPU und PUR der dynamische Elastizitätsmodul  $E'$  und der Verlustfaktor  $d$  bei unterschiedlichen Temperaturen dargestellt. Bei beiden Radtypen nimmt der Verlustfaktor mit steigender Temperatur deutlich ab. Bei dem Rad aus TPU nimmt auch der E-Modul konstant ab. Bei dem Rad aus PUR nimmt der E-Modul nach einem konstanten Bereich erst ab einer Temperatur über 100°C ab.



**Bild 7.7:** Dynamischer Elastizitätsmodul  $E'$  und Verlustfaktor  $d$  bei unterschiedlichen Temperaturen /Sev85/

Geprüft wurden Räder aus PA 66, POM, TPU und PUR. Zur Berechnung wird ein viskoelastisches Materialverhalten vorausgesetzt. Dieses wird über ein einfaches Feder-Dämpfer (Maxwell-Modell) abgebildet. Die Spannungsfunktion wird über eine eindimensionale Radkörperbeanspruchung mittels einer sinusförmigen Dehnungsfunktion abgebildet /Sev85/.

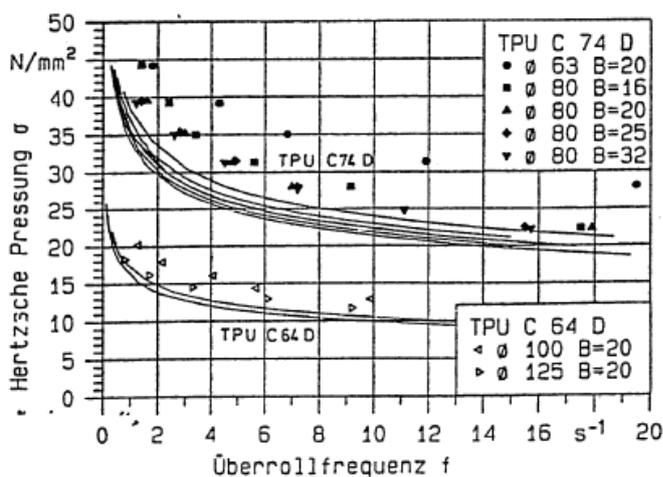
In /Sev86/ werden Räder beim Übertragen von Tangentialkräften untersucht und Kraftschlussbeiwerte ermittelt. Es konnte u.a. nachgewiesen werden, dass der Leerlaufschlupf unter Normalbelastung bei Rädern aus Polyurethan (PUR) negativ sein kann. Bild 7.8 zeigt, dass die Radkörperabplattung mit steigender Tangentialkraft zunimmt /Sev86/.



**Bild 7.8:** Einfederung für PA 66 und TPU Räder bei unterschiedlichen Tangentialkräften /Sev86/

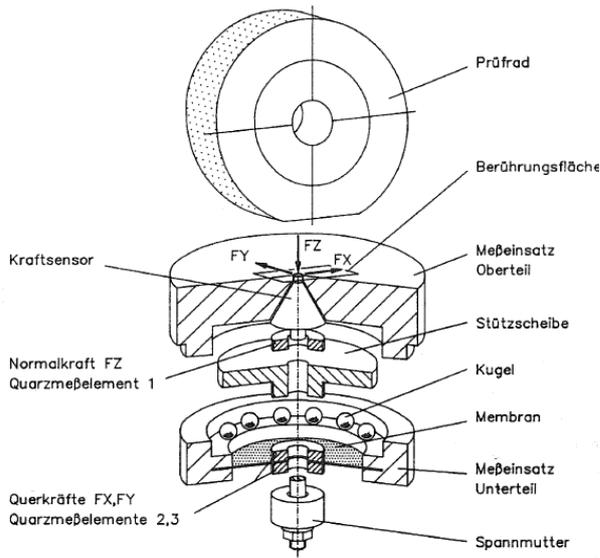
Im ersten Teil von /Sev89/ stellen die Autoren unterschiedliche Theorien zur Bestimmung der Normal- und Tangentialspannungen vor (Hertz, Bufler, Carter und Fromm, Föppl, .../Sev89/). Teil zwei beschäftigt sich mit Kraftschluß-Schlupf Messungen bei unterschiedlichen Radwerkstoffen, -durchmessern, -balligkeitsradien, sowie unterschiedlicher Normalkraft und Rollgeschwindigkeit.

Knothe /Kno89/ erstellt ein 3-Parametermodell bestehend aus zwei Federn und einem Dämpfer (Poynting-Modell), um den Rollkontakt zwischen zwei zylindrischen (visko-) elastischen Körpern theoretisch zu untersuchen. Dabei wird der Einfluss der Temperatur auf das Materialverhalten nicht berücksichtigt. Als Ergebnis erhält er den Verlauf der Normal- und Tangentialspannungen, sowie unterschiedliche Schlupfverläufe.



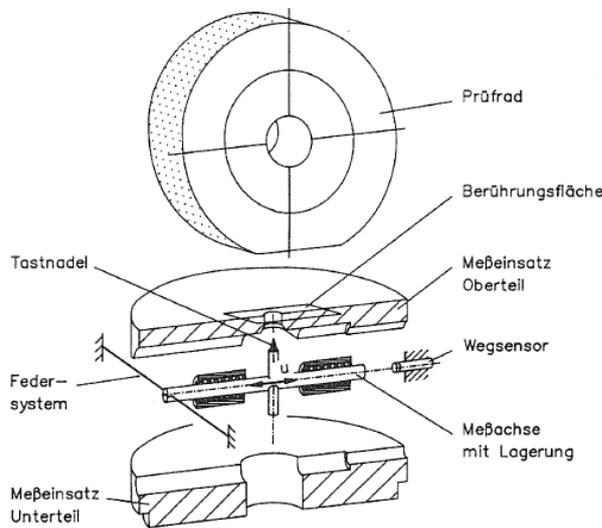
**Bild 7.9:** Experimentell ermittelte und berechnete Grenzpressungen /Sev91/

Möhler /Möh93/ entwickelt eine Messvorrichtung zum Ermitteln der Druckkräfte, seitlichen Schubkräfte und Schubkräfte in Fahrtrichtung in der Radaufstandsfläche des Rades u.a. für Polyurethanräder. Er untersuchte dabei rollende Räder mit und ohne wirkende Tangentialkraft.



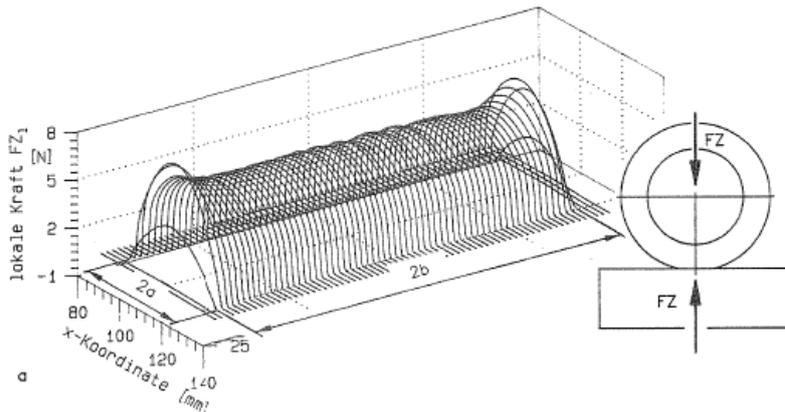
**Bild 7.10:** Messsystem zur Messung der Kräfte /Möh93/

Weiterhin versucht Möhler die Schlupfverteilung zu ermitteln, kommt aber zu dem Schluss, dass aufgrund der nicht vorhandenen Relativverschiebungen in der Aufstandsfläche mit dem vorhandenen Mess-Equipment (siehe Bild 7.11) keine sinnvolle Ermittlung des Übergangs vom Haftgebiet ins Gleitgebiet möglich ist.



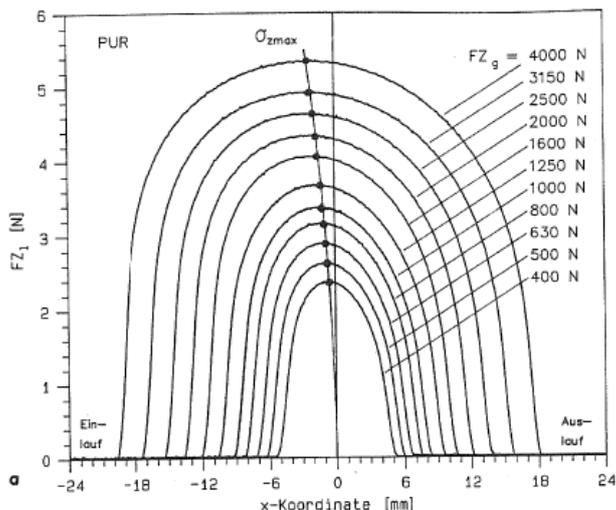
**Bild 7.11:** Messsystem zur lokalen Schlupfmessung /Möh93/

Der Verlauf der Normalkraft über der Radbreite ist für ein tangentialkraftfrei rollendes Rad in Bild 7.12 dargestellt.



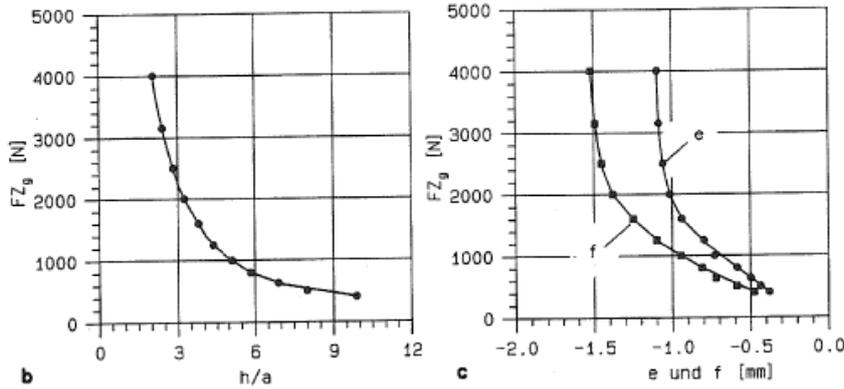
**Bild 7.12:** Rollendes Rad aus PUR unter natürlichem Fahrwiderstand /Möh93/

In Bild 7.13 ist der Verlauf der Normalkraft für unterschiedliche Radlasten dargestellt. Deutlich ist zu erkennen, dass sich der Punkt der maximalen Spannungen von der Radmitte in Richtung des Einlaufs hin verschiebt.

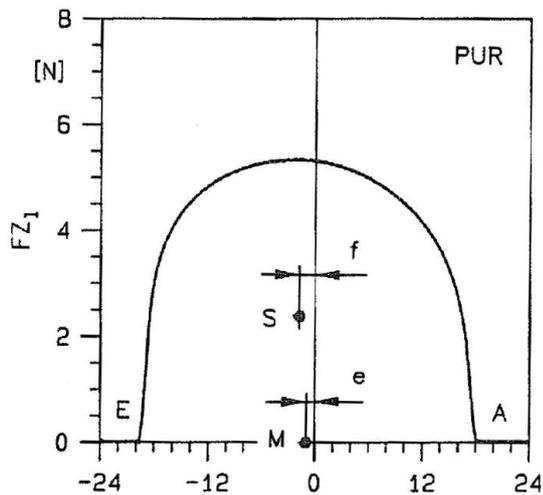


**Bild 7.13:** Rollendes Rad unter natürlichem Fahrwiderstand, Druckmesskurven, /Möh93/

Der Einfluss der Normalkraft auf das  $h/a$  Verhältnis (Verhältnis Bandagendicke  $h$  zu halber Kontaktflächenlänge  $a$ ) ist in Bild 7.14 links dargestellt. Auf der rechten Seite ist die gemessene Verschiebung  $f$  (Verschiebung des Flächenschwerpunktes der Druckspannungskurve gegenüber der Wirkungslinie der aufgetragenen Normalkraft) und die Exzentrizität  $e$  (Verschiebung der Mitte der Kontaktflächenlänge) bei unterschiedlichen Normalkräften dargestellt. Die Lage von  $f$  und  $e$  sind anschaulich in Bild 7.15 dargestellt.

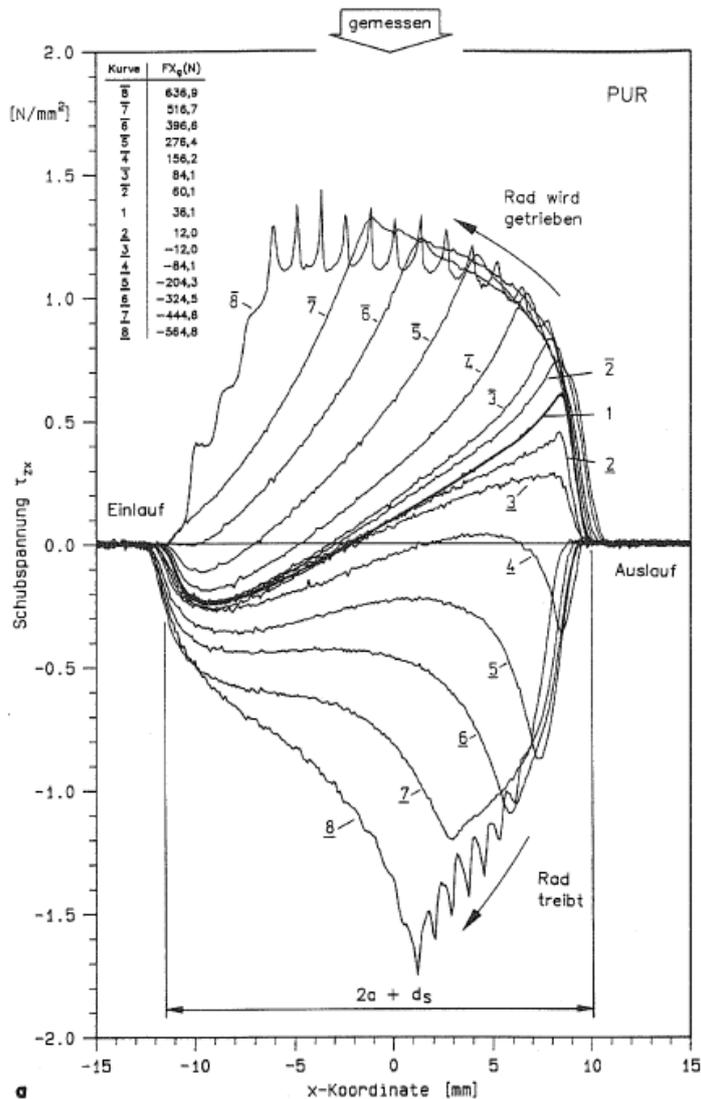


**Bild 7.14:** Gemessenes  $h/a$  Verhältnis, gemessene Verschiebung  $f$  und Exzentrizität  $e$ , /Möh93/



**Bild 7.15:** Lage der Verschiebung  $f$  und der Exzentrizität  $e$  /Möh93/

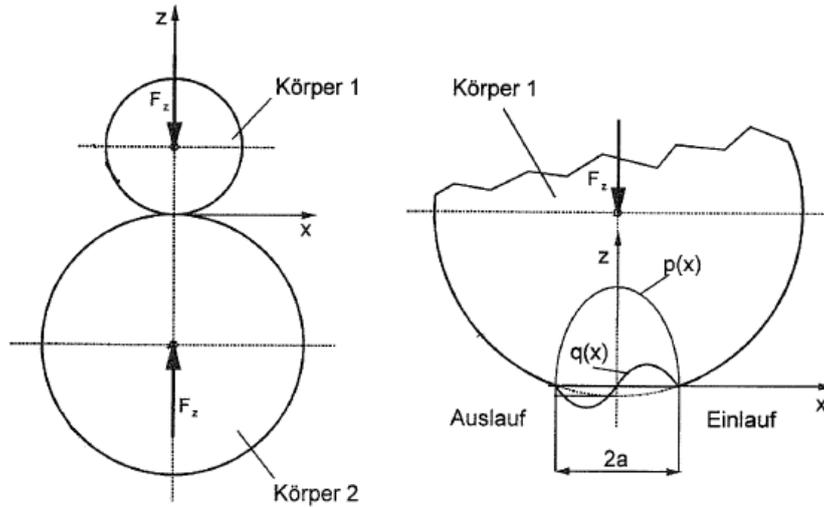
In Bild 7.16 ist die gemessene Schubspannungsverteilung bei einem rollenden Rad unter wirkender Tangentialkraft dargestellt. In der oberen Hälfte des Diagramms ist bei unterschiedlichen Tangentialkräften die Schubspannung für das getriebene Rad dargestellt. Bei der Kurve mit der maximalen Tangentialkraft ist deutlich zu erkennen, dass die gemessene Schubspannung einbricht und ein sogenannter Stick-Slip-Effekt auftritt. Die untere Diagrammhälfte zeigt das treibende Rad.



**Bild 7.16:** Gemessene Schubspannungsverteilung bei rollendem Rad unter Tangentialkraft /Möh93/

Möhler vergleicht seine Messwerte mit gerechneten Werten von Wang/ Knothe /Kno89/ und erhält meist eine gute Übereinstimmung.

Hammele /Ham97/ vergleicht die Berechnungsverfahren zur Bestimmung der Normalspannung  $p(x)$  und der Schubspannung  $q(x)$  für ein Rad aus PUR auf ebener Stahlfahrbahn, siehe Bild 7.18. Beispielhaft wird die Methode von Bufler, die sich mit den Spannungen von zwei auf einander abrollenden Walzen beschäftigt, vorgestellt, siehe Bild 7.17.



**Bild 7.17:** Zwei mit einer Normalkraft  $F_z$  belastete aufeinander abrollende Zylinder (links) und Verlauf der Normal- und Schubspannungen im Kontaktgebiet (rechts) /Ham97/

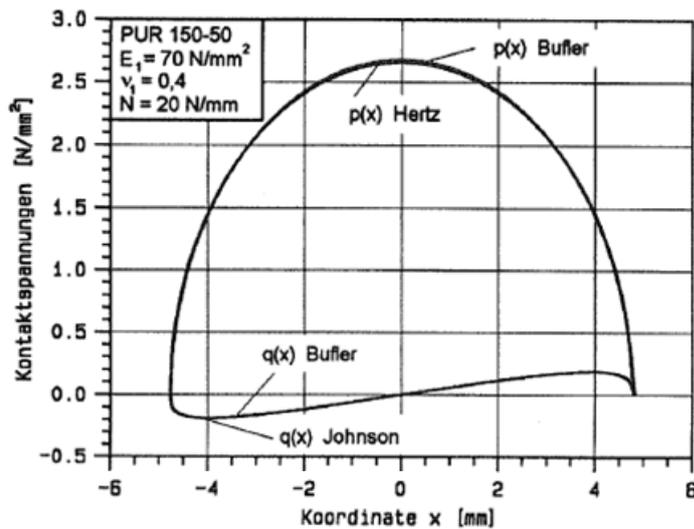
Für die halbe Kontaktflächenlänge gibt Bufler folgende Gleichung an /Ham97/:

$$a_B = \sqrt{\frac{2 \cdot N}{(1 + 4 \cdot B_3^2) \cdot B_1}} \quad (7.1)$$

Die Faktoren  $B_1$ ,  $B_2$  und  $B_3$  berücksichtigen die unterschiedlichen elastischen Eigenschaften der Walzen. Für den Verlauf der Normal- und Schubspannungen über der Kontaktflächenlänge ergeben sich folgende Formeln /Ham97/:

$$p(x) = \frac{B_1 \cdot a_B}{\sqrt{\pi^2 - B_2^2}} \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{x}{a_B}\right)^2} \cdot \cos \left[ B_3 \cdot \ln \left( \frac{1 + \frac{x}{a_B}}{1 - \frac{x}{a_B}} \right) \right] \quad (7.2)$$

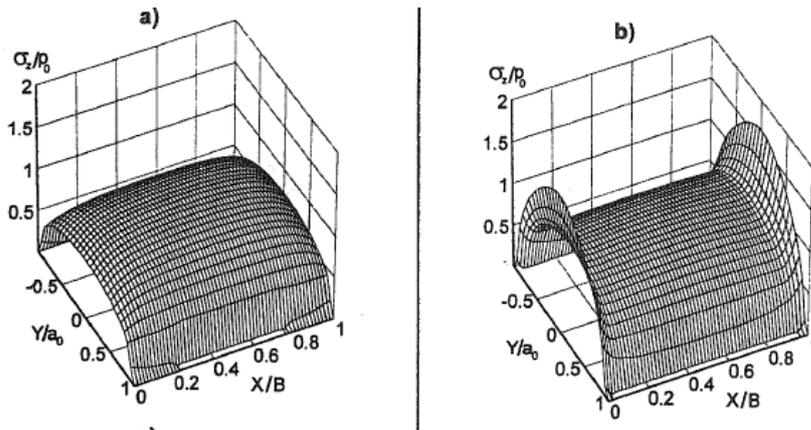
$$q(x) = \frac{B_1 \cdot a_B}{\sqrt{\pi^2 - B_2^2}} \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{x}{a_B}\right)^2} \cdot \sin \left[ B_3 \cdot \ln \left( \frac{1 + \frac{x}{a_B}}{1 - \frac{x}{a_B}} \right) \right] \quad (7.3)$$



**Bild 7.18:** Vergleich der nach Bufler und Hertz berechneten Normalspannungen  $p(x)$  und der nach Bufler und Johnson berechneten Schubspannungen  $q(x)$  für den Kontaktfall PUR-Rad auf Stahlebene /Ham97/

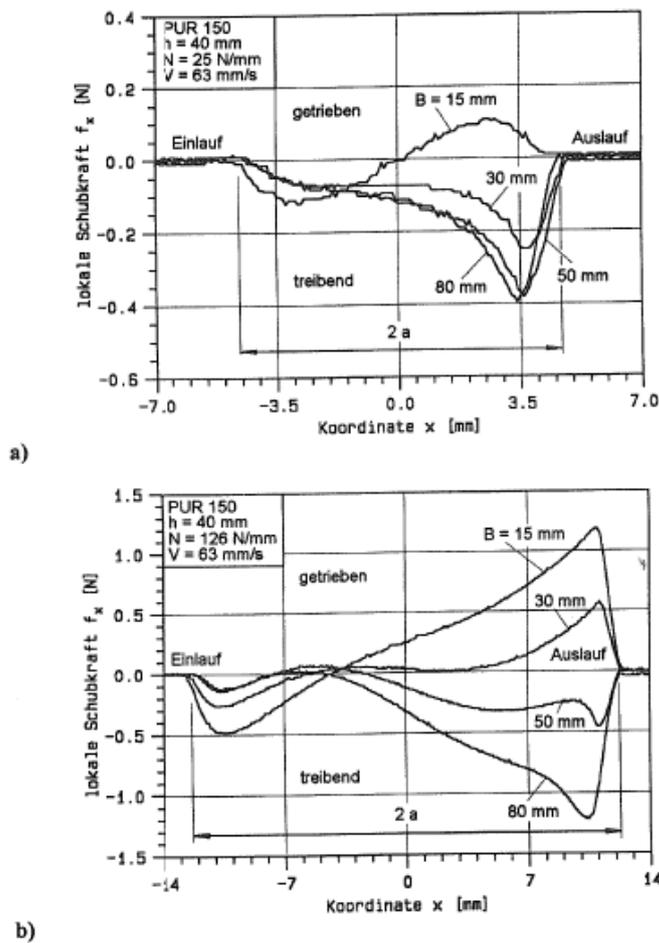
Hammele /Ham97/ bestimmt weiterhin den E-Modul sowie die Querkontraktionszahl von Gummi, PUR und POM. Dies geschieht über die Messung der Kontaktflächenlänge  $a$  sowie des Leerlaufschlupfes  $s_L$ . Er verwendet dabei hauptsächlich die Messvorrichtung nach Möhler /Möh93/. Hammele stützt sich auf Messwerte und berechnet über analytische Modelle die gewünschten Parameter (im geltenden Bereich). Durch Variation der Geschwindigkeit werden u.a. die Parameter Steifigkeitsverhältnis und Retardationszeit über Rollkontaktversuche bestimmt.

Bei unterschiedlichen E-Modulen zwischen zwei Laufpartnern ergeben sich Schubspannungen quer zur Laufrichtung. Die Verteilung der Normal- und Schubspannungen ist stark von der herrschenden Reibungszahl abhängig /Sev99a/. Bild 7.19 zeigt die Normalspannungsverteilung bei unterschiedlichen Reibungszahlen (links  $\mu = 0,05$  und rechts  $\mu = 0,5$ ), siehe auch Bild 7.12.



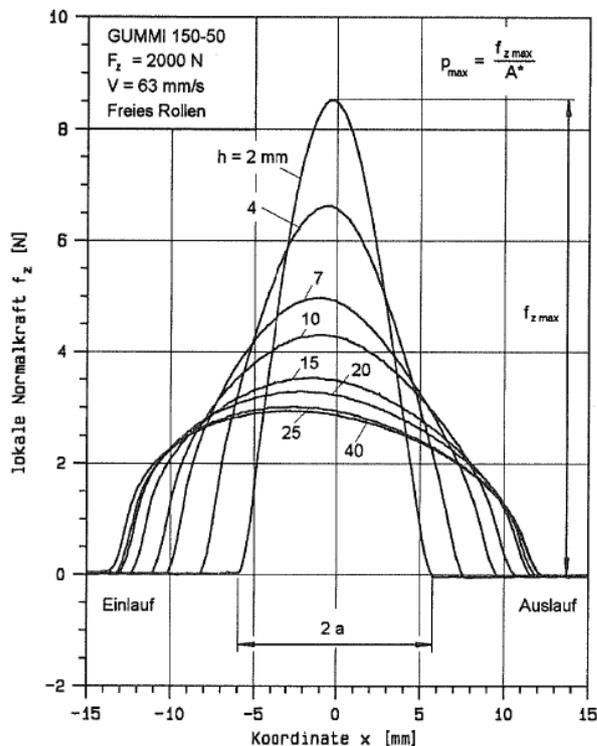
**Bild 7.19:** Berechnete Normalspannungsverteilung über der Kontaktfläche /Qia97/

Eine weitere Erkenntnis von Hammele ist, dass die Reibungszahl nicht über den gesamten Kontaktbereich konstant ist, sondern zum Rand des Rades hin abnimmt. In Reifenmitte tritt kein Gleiten auf, wenn das Rad nur tangentialkraftfrei abrollt.



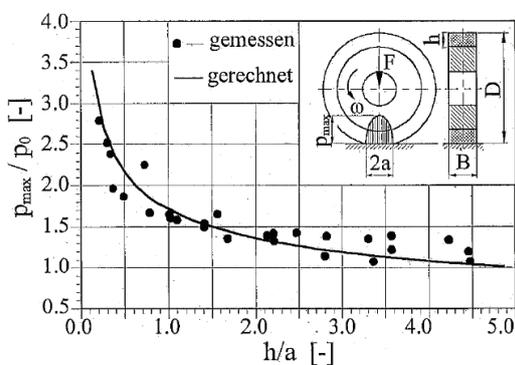
**Bild 7.20:** Schubkraftverteilung in Radbreitenmitte /Ham97/

Hammele untersucht auch den Einfluss unterschiedlicher Bandagendicken auf die auftretenden Normalkräfte im Kontaktbereich. Bei dünnen Bandagen ergeben sich erwartungsgemäß deutlich größere Normalkräfte in der Radaufstandsfläche. Bild 7.21 stellt dies übersichtlich dar.



**Bild 7.21:** Gemessene Druckkraftverteilung in der Kontaktfläche in Abhängigkeit der Bandagendicke /Ham97/

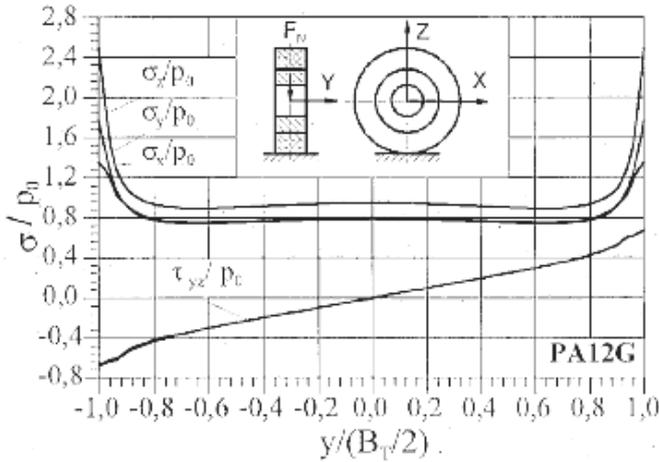
Die normierte Pressung  $p_{\max}/p_0$  in Abhängigkeit des Verhältnisses  $h/a$  ist in Bild 7.22 dargestellt. Hier werden sowohl berechnete als auch gemessene Werte dargestellt.



**Bild 7.22:** Beziehung zwischen der normierten Pressung in der Kontaktfläche und dem Verhältnis  $h/a$  /Sev99a/

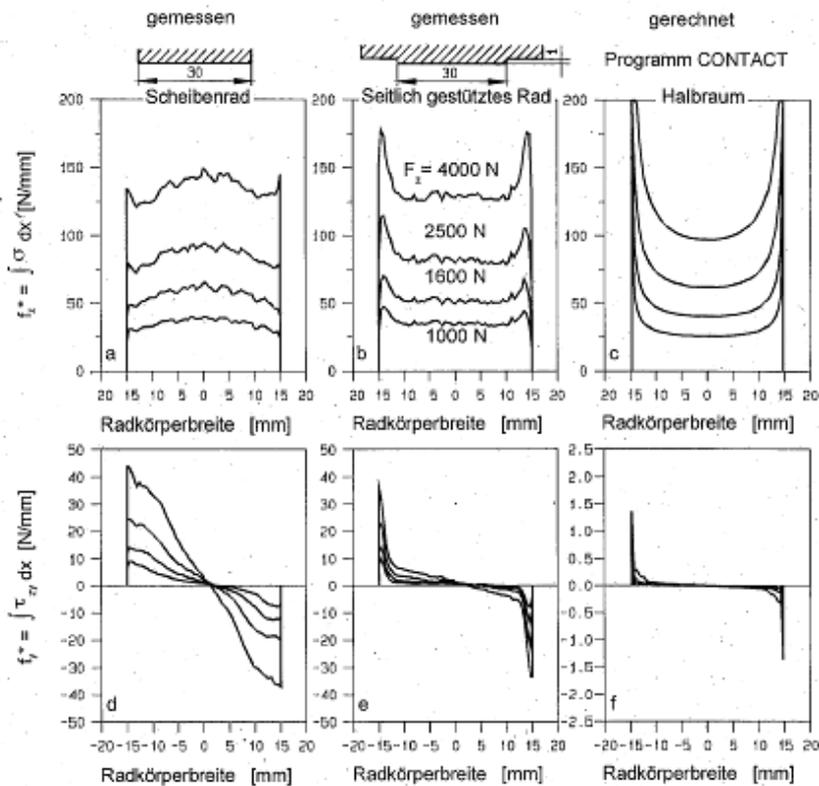
### 7.1.2 Betrachtung der Trennstelle zwischen Nabe und Bandage

Der Verlauf der Druckspannungen in der Teilfuge ist in Bild 7.23 dargestellt. Eine auf das Rad wirkende Querkraft verschiebt die Spannungsverläufe /Sev99a/.



**Bild 7.23:** Beanspruchung in der Teilfuge /Sev99a/

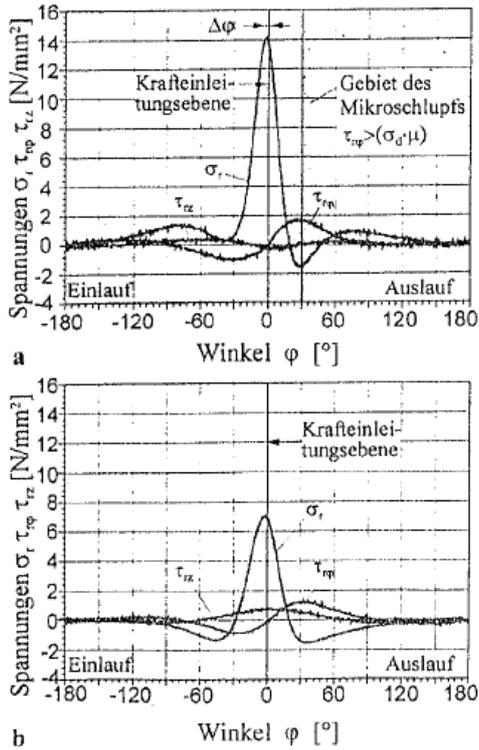
Bild 7.24 zeigt Untersuchungen zu einem seitlich gestützten Rad. Hier ergeben sich an den Rändern deutlich größere Normalspannungen. Die Schubspannungen in der Radmitte gehen stark zurück. Dieses Radverhalten entspricht recht gut den gerechneten Verläufen in der rechten Spalte.



**Bild 7.24:** Verteilung von Normalspannung und Querschub /Sev99a/

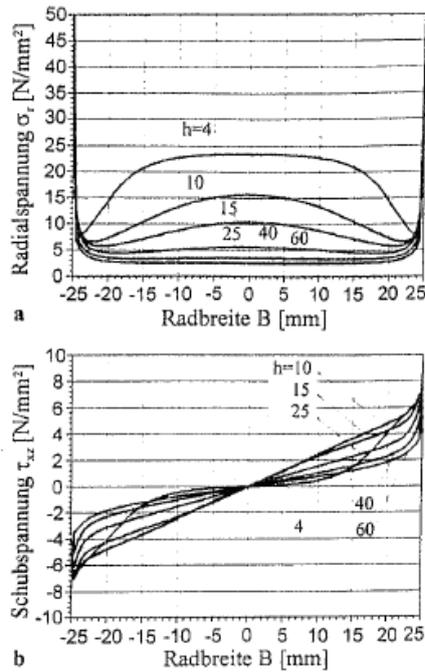
Bei den verschiedenen Radgeometrien ergeben sich unterschiedliche Kontaktflächen. Zum Vergleich ist in der rechten Spalte wieder die gerechnete Version dargestellt.

In /Sev02/ stellen die Autoren Untersuchungen zum Beanspruchungszustand in der Teilfuge von Bandage-Nabe-Verbindungen vor. Die Bandagen werden zur Schlupfuntersuchung aufgepresst. Es werden zylinderförmige stoff- und reibschlüssige Bandage-Nabe-Verbindungen betrachtet, die Hinweise für die beanspruchungsgerechte konstruktive Ausführung geben.



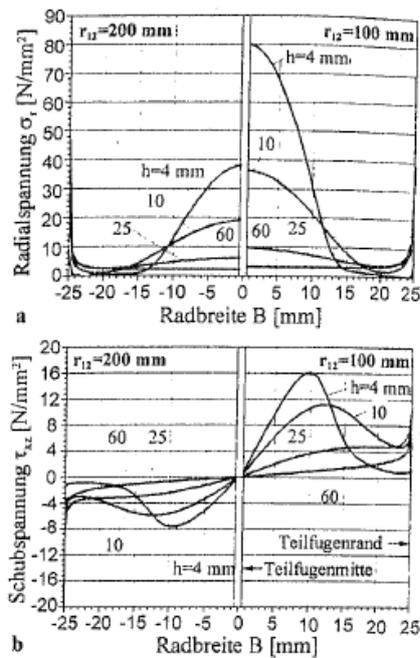
**Bild 7.25:** Radiale Spannung in der Teilfuge, gemessen in der Radmitte (a) und am Rand (b) /Sev02/

Für ein Rad mit Durchmesser 200mm und zylinderförmiger Lauffläche sind in Bild 7.26 die Radial- und Schubspannungen in der Trennfuge in Abhängigkeit der Bandagendicke dargestellt. Die Felge hat einen Durchmesser von 120mm.



**Bild 7.26:** Einfluss der Bandagendicke  $h$  auf die Spannungsverteilung in der Teilfuge, aufgetragen über die Radbreite /Sev02/

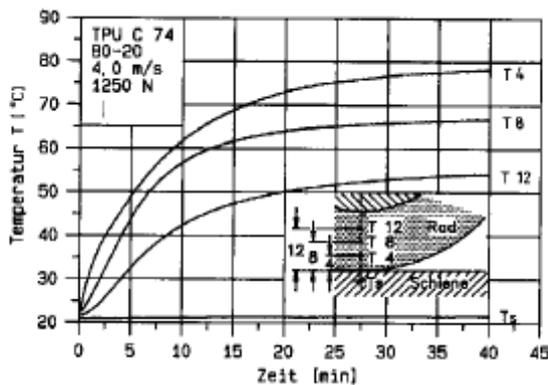
Der Einfluss der Balligkeit auf die Radial- und Schubspannungen ist in Bild 7.27 dargestellt. In der linken Bildhälfte beträgt der Krümmungsradius 200mm in der rechten Bildhälfte 100mm.



**Bild 7.27:** Einfluss der Balligkeit auf die Spannungsverteilung in der Teilfuge, aufgetragen über die Radbreite /Sev02/

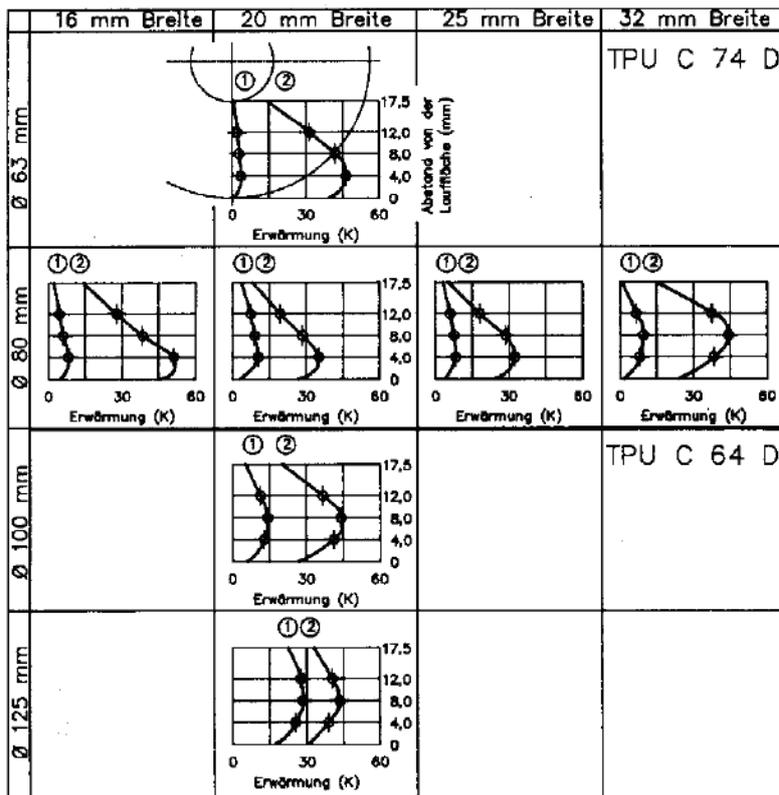
### 7.1.3 Kontaktfläche Thermisch

Kühlken /Küh90/ ermittelt mit experimentellen Versuchen den Rollwiderstand, die Temperaturentwicklung und die Temperaturverteilung für Räder aus PA 6G, PA 66, TPU C 74 D und TPU C 64 D. Er misst dazu u. A. in unterschiedlichen Bandagentiefen die Temperatur im rollenden Rad. Prinzipiell verwendet er dazu den Versuchsaufbau von /Lüt84/. In Bild 7.28 ist die Lage der Messstellen für ein Rad aus TPU C 74 dargestellt. Die genaue Lage der Temperaturmessstellen, sowie die Abmessungen der einzelnen Bohrungen sind Bild 7.1 zu entnehmen.



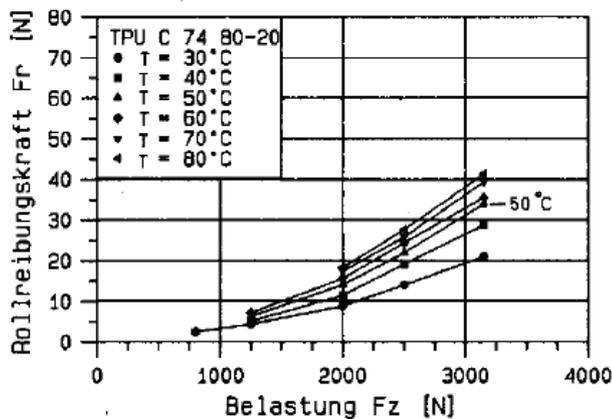
**Bild 7.28:** Gemessener zeitlicher Verlauf der Erwärmung einer Radbandage /Küh90/

Kühlken untersucht die Temperaturverteilung bei unterschiedlichen Raddbreiten und -durchmessern. Das Ergebnis ist in Bild 7.29 für unterschiedliche Belastungen dargestellt. Deutlich zu erkennen ist, dass sich mit steigendem Raddurchmesser bei gleicher Pressung die maximale Temperatur ins Radinnere verschiebt, da vermutlich über die größere Radaufstandsfläche die Wärme besser vom Rad auf den Boden übertragen werden kann.



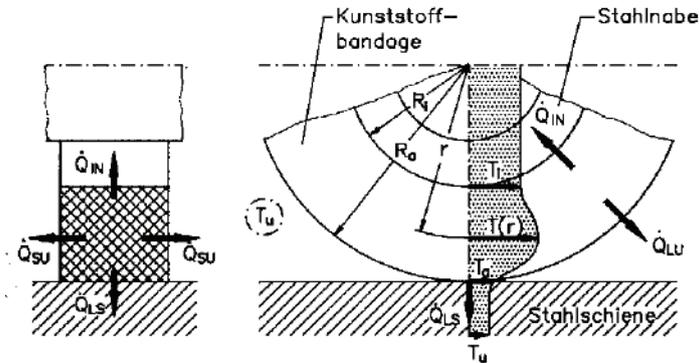
**Bild 7.29:** Radiale Temperaturverteilung bei Rädern mit unterschiedlichen Breiten und Durchmessern /Küh90/

In Bild 7.30 ist die Rollreibungskraft des Rades bei unterschiedlichen Belastungen und Temperaturen dargestellt. Bei höheren Temperaturen und gleicher Last ermittelt Kühlen eine größere Rollreibungskraft für Räder aus TPU.



**Bild 7.30:** Rollreibungskraft in Abhängigkeit der Belastung bei verschiedenen Radkörpertemperaturen /Küh90/

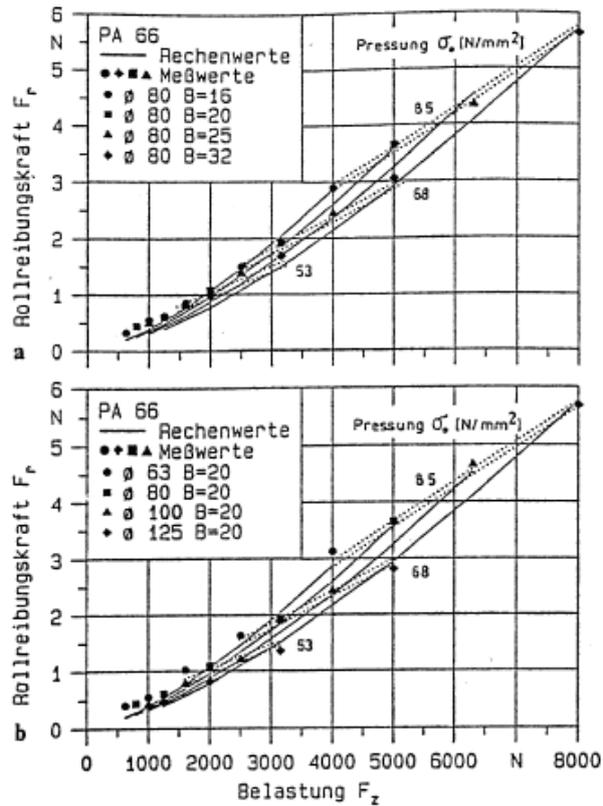
An die experimentelle Ermittlung der Radkörpererwärmung und der Rollreibung schließt sich die Berechnung der beiden Größen an.



**Bild 7.31:** Radiale Temperaturverteilung in der Bandage und die abfließende Wärmeströme /Küh90/

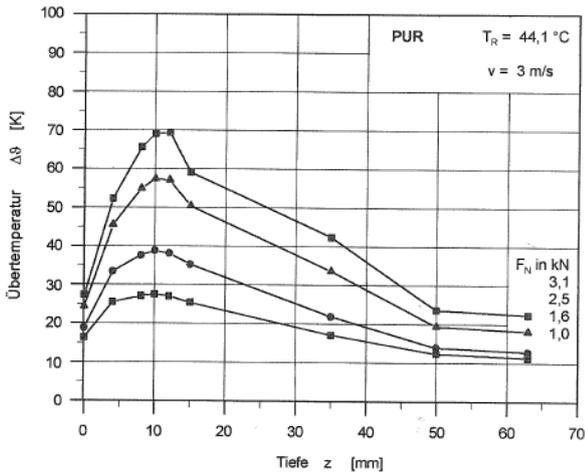
Über ein iteratives Berechnungsverfahren mit temperaturabhängigen E-Modulen ermittelt Kühken die Temperaturverteilung in Abhängigkeit der Rollgeschwindigkeit, Belastung und Umgebungstemperatur. Beginnend mit einer Starttemperatur und einem Start-E-Modul werden nach einer kurzen Drehung des Rades die Temperatur und der E-Modul neu bestimmt.

In /Sev91/ stellen die Autoren u.a. eine Funktion zur Berechnung der Rollwiderstandskraft u.a. in Abhängigkeit der volumenspezifischen Verlustleistung in radialer Richtung vor. Der Vergleich mit gemessenen Werten ist in Bild 7.32 dargestellt.

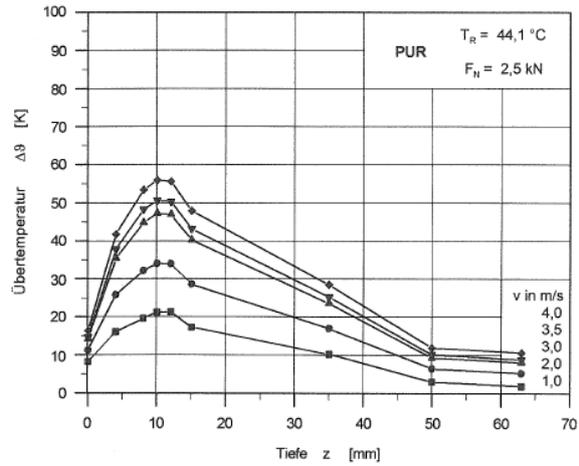


**Bild 7.32:** Berechnete Rollreibungskräfte im Vergleich mit gemessenen Werten /Sev91/

Tromp /Tro00/ ermittelt in speziellen Versuchen das Verhalten der Räder beim Übergang vom Haften zum Gleiten. In weiteren Versuchen ermittelt er den Einfluss der Normalkraft, Rollgeschwindigkeit und der Tangentialkraft auf die Temperatur der Räder, siehe Bild 7.33 bis Bild 7.35.

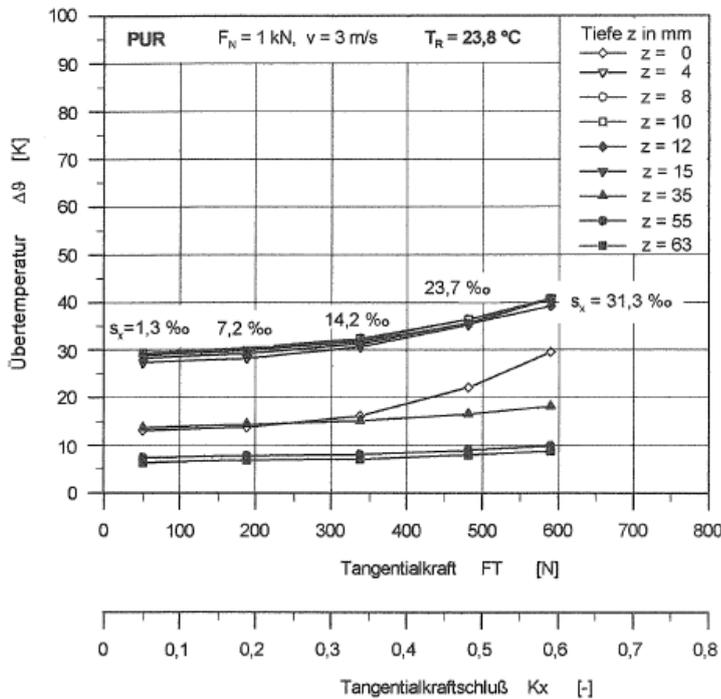


**Bild 7.33:** /Tro00/ Einfluss der Normalkraft auf die Radkörpertemperatur



**Bild 7.34:** Einfluss der Rollgeschwindigkeit auf die Radkörpertemperatur /Tro00/

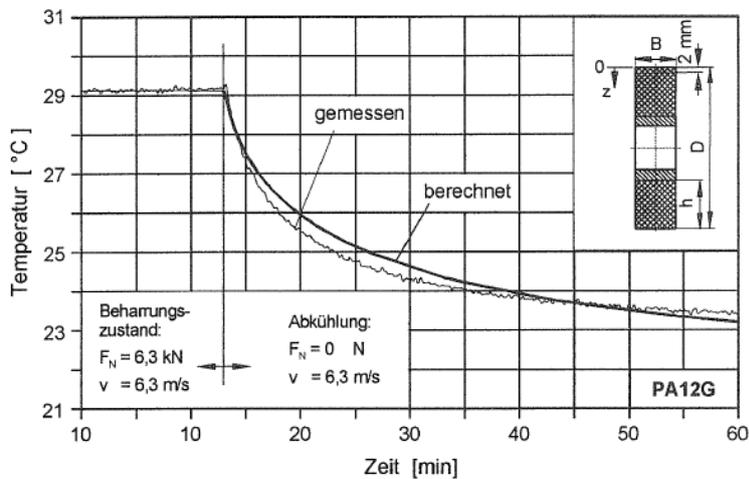
Mit steigender Tangentialkraft steigt die Temperatur im Rad, vgl. Bild 7.35



**Bild 7.35:** Übertemperaturen im Radkörper in Abhängigkeit der Tangentialkraft /Tro00/

In speziellen Versuchen wird das Abkühlverhalten eines Rades untersucht. Dazu wird zunächst das Rad bei einer konstanten Belastung auf eine Beharrungstemperatur gebracht. Anschließend wird das Rad entlastet, weiterhin gedreht und die Abkühlkurve

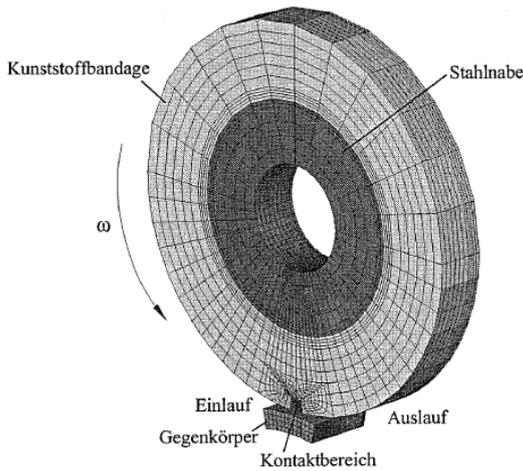
aufgezeichnet. In Bild 7.36 sind die gemessenen und berechneten Abkühlkurven dargestellt.



**Bild 7.36:** Vergleich des berechneten und des experimentell ermittelten Temperaturverlaufs für ein Rad aus PA 12 G /Tro00/

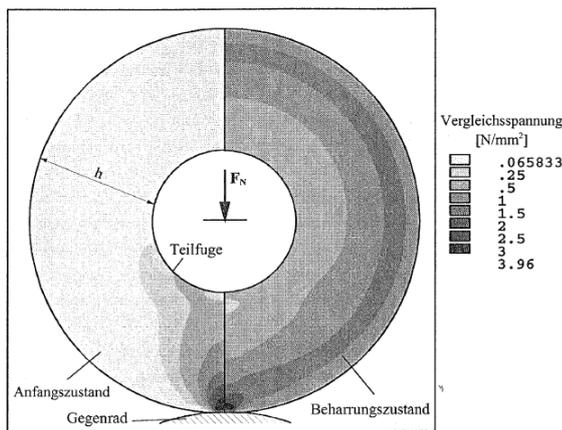
Tromp kommt ebenfalls zu der Erkenntnis, dass sowohl der E-Modul als auch der Verlustfaktor die Radkörpertemperatur bestimmen. Der Einfluss der Tangentialkraft auf die Radkörpererwärmung ist erst ab einem Kraftschlussbeiwert von 0,3 relevant. Tromp stellt fest, dass ab einer bestimmten Belastung die Temperatur der Lauffläche nicht mehr konstant ist, sondern über den Umfang wandert. Er ermittelt ebenfalls den Verlauf der Tangentialkräfte quer zur Rollrichtung mit und ohne wirkende Querkraft. /Tro00/

Liu /Liu02/ erstellt ein dreidimensionales Modell zur Berechnung der Spannungsverteilung im Rad. Er hat erkannt, dass der Spannungszustand im Rad nur über ein dreidimensionales Modell zu bestimmen ist. Einerseits spielen unterschiedliche Werkstoffkennwerte innerhalb des Rades (je nach Temperatur) eine Rolle. Andererseits ist die Spannungsverteilung über der Radbreite nicht konstant. Zusätzlich spielt für den Wärmeübergang zwischen den Radseitenflächen und der Umgebung der Radius eine Rolle. So ergeben sich (aufgrund der Einfederung) über den Umfang verteilt unterschiedliche Wärmeströme.

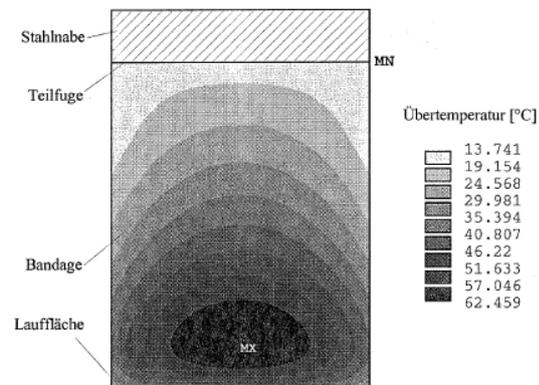


**Bild 7.37:** Mit ANSYS erstelltes FE-Modell /Liu02/

In Bild 7.38 wird die berechnete Vergleichsspannung in der Bandagenmitte dargestellt. In der linken Radhälfte ist der Anfangszustand dargestellt, in der rechten Radhälfte der Beharrungszustand.



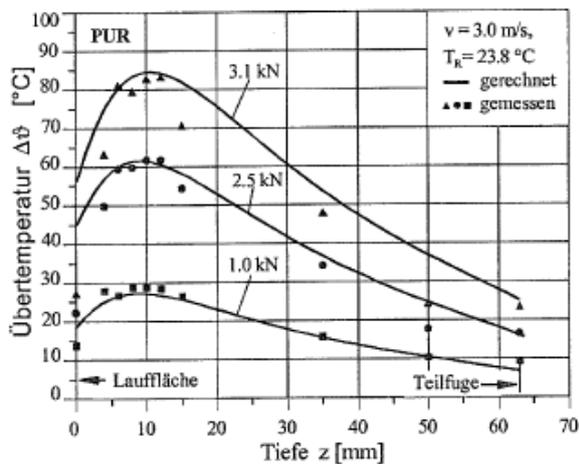
**Bild 7.38:** Berechnete Vergleichsspannung in der Bandage (Radmitte) /Liu02/



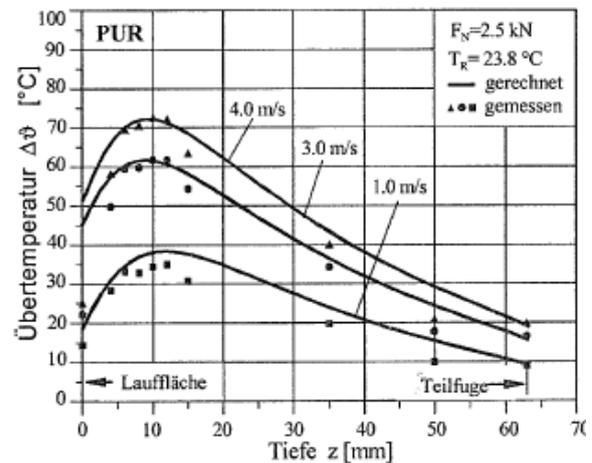
**Bild 7.39:** Berechnete Temperaturverteilung für ein Polyurethanrad /Liu02/

Über zuvor ermittelte Zusammenhänge wird aus den berechneten Spannungswerten die Energiedissipation und daraus die Temperaturverteilung errechnet. Liu beschäftigt sich ausführlich mit dem Wärmeübergang zwischen dem rollenden Kunststoffrad und der Umgebung und berücksichtigt hierbei auch die Unterschiede zwischen einem sich rein rotatorisch bewegendem Rad und einem sich translatorisch und rotatorisch bewegendem Rad.

In Bild 7.40 und Bild 7.41 stellt Liu die gemessenen und die gerechneten Temperaturverteilungen für unterschiedliche Normalkräfte, bzw. unterschiedlichen Geschwindigkeiten gegenüber.

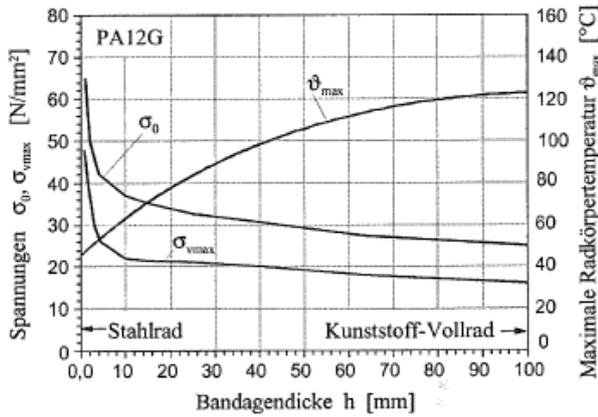


**Bild 7.40:** Gerechnete und gemessene Temperaturverteilungen bei unterschiedlichen Normalkräften /Liu02/

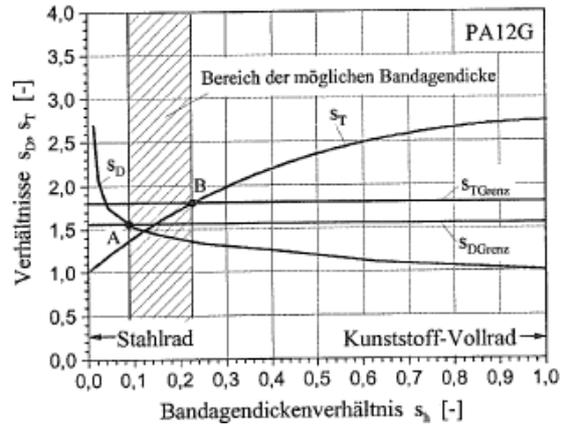


**Bild 7.41:** Gerechnete und gemessene Temperaturverteilungen bei unterschiedlichen Geschwindigkeiten /Liu02/

In Bild 7.43 sind das Druckspannungsverhältnis  $s_D$  und das Temperaturverhältnis  $s_T$  dargestellt. Das Druckspannungsverhältnis wird dabei aus dem Quotienten der maximalen Druckspannung in der Kontaktfläche bei der jeweiligen Bandagendicke und der maximalen Druckspannung eines gleichgroßen Voll-Kunststoffrad gebildet. Das Temperaturverhältnis ist das Verhältnis zwischen der maximalen Radkörpertemperatur und der Umgebungstemperatur /Liu02/.

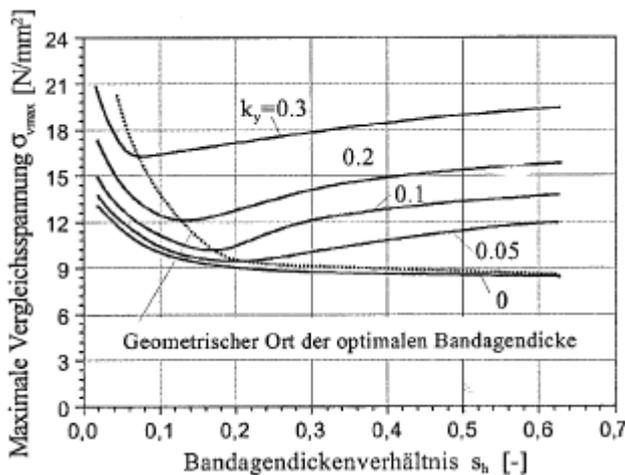


**Bild 7.42:** Einfluss der Bandagendicke auf die maximale Druckspannung in der Kontaktfläche /Liu02/



**Bild 7.43:** Einfluss der thermischen Belastung auf das Bandagendickenverhältnis /Liu02/

In Bild 7.44 ist der Einfluss der Querkraft auf die optimale Bandagendicke dargestellt.



**Bild 7.44:** Einfluss der Querkraft auf die optimale Bandagendicke /Liu02/

### 7.1.4 Verschleiß

Mehlan /Meh02/ hat Versuche mit eingebrachten Zwischenstoffen (u.a. Wasser, Sand, Schneidöl) durchgeführt und Veränderungen der Räder analysiert und die Auswirkungen auf die Lebensdauer untersucht.

## 7.2 Patentrecherche

Zu Beginn des Projektes wurde eine umfangreiche Patentrecherche erstellt. Die Recherche betraf dabei neben dem Prüfstand chemische Entwicklungen, sowie Radkon-

struktionen und Konstruktionen der Radaufhängungen der FFZ. Als Ergebnis wurden über 100 Patente, aus den obigen Bereichen gefunden. Viele der Patente beziehen sich auf mechanische Lösungen und werden zum Teil von den beteiligten Projektpartnern gehalten. Für den Bau eines Prüfstandes zur Prüfung von Rädern und Rollen werden keine Schutzrechte verletzt.

### 7.3 Übersicht bisheriger Prüfstände

Zu Beginn des Projektes wurden die vorhandenen Prüfstände jeweils vor Ort untersucht, um die so gewonnen Erkenntnisse und erkannten Probleme in die Konstruktion des neuen Prüfstands einzuarbeiten. Im Folgenden werden die verschiedenen realisierten Prüfstandskonzepte der Projektpartner detailliert beschrieben.

#### 7.3.1 Räder-Vogel

Beim Prüfstand der Firma Räder-Vogel handelt es sich um einen Außentrommelprüfstand mit einem Trommeldurchmesser von 2,2m. Die Trommel wird über einen 40kW Drehstromasynchronmotor angetrieben.

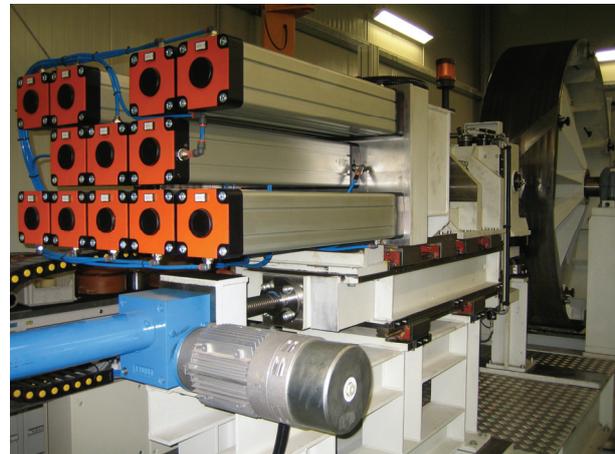


**Bild 7.45:** Außentrommelprüfstand der Firma Räder-Vogel

Die Aufbringung der Rollenlast erfolgt über bis zu 12 identische Pneumatikzylinder. Durch variable Druckbeaufschlagung und durch eine unterschiedliche Anzahl der eingesetzten Zylinder soll eine möglichst reale Federung und Dämpfung verwirklicht werden. Es können bei kleineren Rollen geringere Belastungen mit weniger Zylindern eingestellt werden und bei großen Rollen entsprechend mehr Zylinder eingesetzt werden, um eine härtere Federrate zu erhalten. Zur Kontrolle der tatsächlichen Belastung wird die so erzeugte Kraft über eine Kraftmessdose gemessen. Für eine Schwellenfahrt nach /DINEN12533\_99/ können verschiedene Stahlschwellen in vorgefertigte Nuten eingelegt werden. Der Prüfstand ist prinzipiell für Räder/Rollen mit einem maximalen Raddurchmesser bis zu 500mm und einer maximalen Radbreite von ca. 300mm konzipiert. Auf dem Prüfstand können Prüfgeschwindigkeiten von 2–30km/h mit einer maximalen Prüflast von 70kN realisiert werden. Es sind Fahrten in beide Bewegungsrichtungen möglich (vorwärts und rückwärts), wodurch sich unterschiedlichste Belastungspro-



**Bild 7.46:** Antrieb und Lagerung der Trommel



**Bild 7.47:** Pneumatikzylinder zum Aufbringen der Prüflast

gramme simulieren lassen. Der Prüfstand besitzt zwei symmetrische Belastungseinheiten. Somit können 2 Rollen simultan geprüft werden. Diese beiden Einheiten sind um 180° versetzt gegeneinander angeordnet, um beim gemeinsamen Betrieb die Lagerkräfte der Trommel zu minimieren. Über zwei Spindeltriebe ist eine Verstellung des Sturzes und des Schräglaufs sogar während des Betriebes möglich. Der einstellbare Winkel beträgt jeweils  $\pm 10^\circ$ . Dadurch können Belastungen, wie sie durch Seitenneigung oder Kurvenfahrt verursacht werden, simuliert werden.

Die gemessenen Größen werden zur späteren Auswertung in einem Messprotokoll gespeichert. Während eines Prüflaufs wird kontinuierlich der Rollwiderstand gemessen. Die Radtemperatur wird an der Bandage und an der Felge berührungslos gemessen. Zusätzlich erfolgen taktile Messungen. Die Ansteuerung und Regelung des Prüfstandes erfolgt über eine SPS. Das gezielte Abfahren von vordefinierten Lastzyklen ist dadurch

möglich. Der gesamte Prüfstand steht zur Entkopplung vom Gebäude auf einem eigenen Fundament.

### 7.3.2 Firma Jungheinrich

Der Prüfstand der Firma Jungheinrich besitzt als Lauffläche ein Tellerrad. Auf dieses Tellerrad können spezielle Platten aufgeschraubt werden, mit denen sich eine sinusartige Laufbahn ergibt - so genannte "Sinuswellen". Der Durchmesser der Lauffläche beträgt 1m. Ausgelegt und gebaut wurde der Prüfstand für Räder und Rollen bis 200mm Durchmesser. Die mögliche Rollenbreite beträgt ca. 100mm, dabei können 2 Räder gleichzeitig bei einer maximalen Prüfgeschwindigkeit von 10km/h geprüft werden, jedoch nur in eine Drehrichtung. Die maximale Prüflast beträgt 20kN.



**Bild 7.48:** Sinuswellenprüfstand der Firma Jungheinrich

Das Tellerrad wird über einen Drehstromasynchronmotor und ein zwischengeschaltetes Getriebe angetrieben. Das Aufbringen der Prüflast erfolgt entweder weggesteuert durch ein Verspannen der Rollen mittels Stellschrauben oder hydraulisch. Zur Verringerung von Kraftspitzen werden zusätzliche Feder-/Dämpferelemente eingesetzt. In bestimmten Zeitabständen werden die Radlasten gemessen und gegebenenfalls vom Prüfpersonal durch Verstellen der Schrauben an die geforderten Werte angepasst. Der Prüfstand ist auf Dämpfungselementen gelagert und besitzt somit keine direkte Verbindung zum Hallenboden.

### 7.3.3 Firma Wicke

Die Firma Wicke besitzt zwei im Folgenden näher beschriebene unterschiedliche Rollenprüfstände.

#### 7.3.3.1 Rundtellerprüfstand

Auf dem Rundtellerprüfstand mit einem Tellerdurchmesser von 1,4m können Rollen mit einer maximalen Prüflast von 10kN bei einem Raddurchmesser bis 250mm geprüft werden.



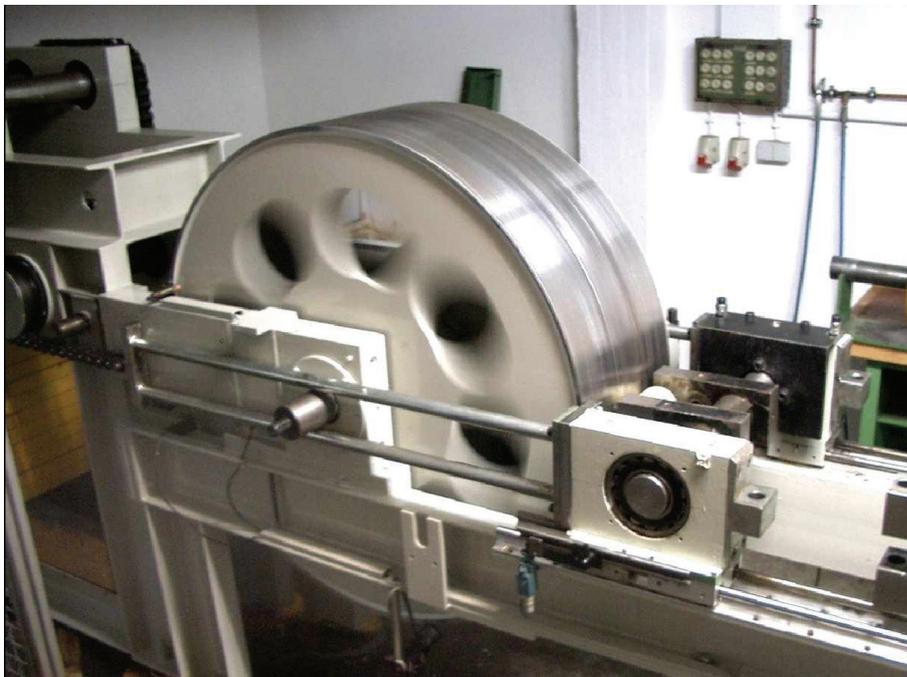
**Bild 7.49:** Rundtellerprüfstand Firma Wicke

Die Prüfgeschwindigkeit beträgt zwischen 3-6km/h in beide Bewegungsrichtungen. Das Aufbringen der Prüflast wird über Stahlscheiben realisiert. Dazu wird, je nach geforderter Belastung, die entsprechende Anzahl an Gewichtsscheiben direkt auf die Radaufhängung aufgelegt. Durch die "offene" Belastung ist ein Zurückfedern der ganzen Aufhängung mitsamt den Gewichten beim Überfahren einer Schwelle möglich. Diese Art der Belastung entspricht nahezu der realen Belastung wie sie bei einem Flurförderzeug im Betrieb auftritt. Auf den Teller können verschiedene Schwellen nach /DINEN12533\_99/ aufgebracht werden. Des Weiteren kann auch eine Auffahrrampe angebracht werden, um zum Beispiel das Überfahren einer Bordsteinkante mit Müllcontainerrollen zu simulieren. Die Temperatur des Rades wurde mit einem Messfühler im Betrieb berührungslos und im Stillstand auch taktil gemessen.

Im Prüfstandsbetrieb können Lastzyklen nach /DINEN12527\_99/ abgefahren werden. Dabei können Dauerläufe realisiert werden, bei denen Richtungswechsel mit regelmäßigen Pausenzeiten durchgeführt werden können. Die gesamte Rahmenkonstruktion des Prüfstandes ist auf mehreren Dämpfungselementen zur Entkopplung vom Gebäude gelagert.

### 7.3.3.2 Außentrommelprüfstand

Der Außentrommelprüfstand der Firma Wicke besitzt einen Trommeldurchmesser von 1,2m und es können Prüflasten bis zu maximal 60kN realisiert werden. Es können Räder/Rollen mit einem Durchmesser von bis zu 500mm bei Prüfungsgeschwindigkeiten bis 30km/h geprüft werden. Die Prüflast kann über Massen, mit einem Hydraulikzylinder oder kombiniert aufgebracht werden.



**Bild 7.50:** Außentrommelprüfstand der Firma Wicke

Beim Hindernislauf kann die Prüflast nur über die Massen aufgebracht werden, da der Hydraulikzylinder das nötige Zurückfedern beim Überfahren der Schwellen nicht zulässt. Die Kraftübertragung zwischen den neben der Trommel angeordneten Massen und der horizontal gelagerten Radaufhängung erfolgt über Ketten und Zugstäbe.

Die Drehzahlermittlung erfolgt direkt an der Trommel. Zusätzlich wird über einen Sensor der Drehwinkel detektiert, um zu verhindern, dass die Rolle direkt von einer Schwelle stehen bleibt. Vor einer Drehrichtungsumkehr wird daher eine festgelegte Position angefahren.

Auf die Trommel können verschiedene Schwellen nach /DINEN12533\_99/ angebracht werden. Alternativ ist es bei diesem Prüfstand auch möglich andere Belagsarten aufzuschrauben.

Im Betrieb wurde die Temperatur berührungslos von Hand mit einem Messfühler und im Stillstand taktile ebenfalls mit einem entsprechenden Messfühler gemessen. Bei Rollenversagen wird der Prüfstand beim Erreichen einer bestimmten Einfederung des Schlittens automatisch abgeschaltet. Die gesamte Rahmenkonstruktion des Prüfstandes steht auf mehreren Dämpfungselementen. Zur zusätzlichen Entkoppelung vom Gebäude wurde ein eigenes, von dem Hallenboden getrenntes Betonfundament erstellt.

#### **7.3.4 Firma Bayer MaterialScience AG**

Die Firma Bayer MaterialScience AG betreibt einen Prüfstand der als Außen- und Innentrommelprüfstand konzipiert ist. Der Außendurchmesser der Stahltrommel beträgt 3m. Auf dieser sind Räder/Rollen mit einem Durchmesser von 85mm bis 340mm mit einer Last bis zu 100kN prüfbar. Die maximale Prüfgeschwindigkeit beträgt 60km/h. Die Trommel wird über einen Gleichstrommotor (75kW) angetrieben. Die Momentübertragung Motor –Trommel erfolgt über einen Zahnriemen, um eine Dämpfung zwischen Motor und Trommel zu erhalten.

Die Trommel ist zur Nutzung der Trommelinnenseite als zusätzliche Prüffläche fliegend gelagert.



**Bild 7.51:** Trommelprüfstand der Firma Bayer MaterialScience

Die Aufbringung der Rollenlast erfolgt über einen Hydraulikzylinder. Die aufgebrachte Kraft wird über eine Kraftmessdose, der resultierende Weg über einen Wegaufnehmer gemessen.

Der Schräglauf einer Prüfrolle ist durch einen Stellmotor mit Spindeltrieb im Stillstand einstellbar. Bisher ist mit dieser Radaufhängung keine Sturzeinstellung möglich, im Rahmen der Erweiterung soll dies aber statisch bis  $\pm 5^\circ$  möglich werden.

Am Prüfstand ist eine Temperaturüberwachung vorhanden, die bei Überhitzung der Prüfrolle die Maschine automatisch abschaltet. Da sich die Rollen bei hoher Temperatur etwas ausbeulen, kann diese Veränderung als Abschaltkriterium genutzt werden. Zusätzlich ist eine Temperaturmessung für die Prüfrolle vorhanden. Diese Temperaturmessung erfolgt über die komplette Mantelfläche der Rollen mit einem Infrarotmesskopf (Linescanner) und lokal über Thermoelemente, die in der Trennschicht zwischen Felge und Bandage eingebracht werden. Der gesamte Prüfstand steht zur Entkopplung vom Gebäude auf einem eigenen, vom Hallenboden getrennten Fundament.

## 7.4 Erkenntnisse der Prüfstandsbesichtigung

### 7.4.1 Prüfverfahren

Die Prüfstände der Rad- und Staplerhersteller sind hauptsächlich für die Erfassung der Lebensdauer des Rades mit den aufgebrachten Belastungen konzipiert. Es werden dazu meist spezielle Belastungsprogramme abgefahren, bei denen die Prüflast sowie andere Größen, wie z. B. Sturz- und Schräglauf verstellt werden. Die Prüfläufe orientieren sich in der Regel an der /DINEN12533\_99/, in der auch Standzeiten (Pausen) zwischen den einzelnen Läufen vorgesehen werden. In Bezug auf die Prüfbedingungen bietet der Prüfstand der Firma Räder-Vogel die meisten Möglichkeiten, denn hier können der Sturz und der Schräglauf im Betrieb verstellt werden. Allerdings wird hier, wie bei den anderen Prüfständen, das Hauptaugenmerk auf das Verhalten (Temperatur, Rollwiderstand, Einfederung) des Prüflings gelegt. Diese Daten werden mit einer bestimmten Abtastrate kontinuierlich erfasst. Eine Erfassung von Beschleunigungen, oder zumindest eine Änderung des Abstands zwischen Lauffläche und Nabe bei der Schwellenfahrt wird bisher von keinem der hier untersuchten Prüfstände aufgezeichnet. Ebenfalls können mit keinem dieser Prüfstände die Seitenführungskräfte direkt gemessen werden. Somit können diese Prüfstände bisher nur Teile der möglichen Messdaten liefern. Daraus ergab sich die Motivation für einen neuen Prüfstand mit dem das Verschleißverhalten objektiv beurteilt werden kann, um ein eindeutiges Erkennen verschiedener Ursachen für den hohen Verschleiß zu ermöglichen.

Prüfstand	Lauffläche	Rad- durch- messer D [mm]	L <sub>2</sub> [kN]	v <sub>2</sub> [m/s]
Räder-Vogel	Trommel	500	70	8,33
Wicke	Teller	250	10	1,66
Wicke	Trommel	500	60	8,33
Jungheinrich	Teller	200	20	2,77
Bayer Materi- alScience AG	Trommel	340	100	16,66

**Tabelle 7.1:** Vergleich der Prüfstandsdaten

#### 7.4.2 Bauarten, konstruktive Lösungen

Bei der Untersuchung der Prüfstände fällt auf, dass Lasten ab 60kN und Geschwindigkeiten über 3m/s bisher nur mit "Außentrommel-Prüfständen" realisiert werden. Eine Lagerung der Trommel über Wälzlager ist deutlich steifer ausführbar als eine Abstützung des Tellerrades über weitere Stützrollen. Diese Stützrollen müssten, um dem unterschiedlichen Durchmesser angepasst zu werden, eine Kegelform besitzen und zusätzlich leicht geneigt zur Lauffläche eingebaut werden. Beim Trommelprüfstand wirken die Kräfte in Richtung (Wirkrichtung) der Lagerachse und können dadurch einfacher abgeleitet werden.

Bei keinem der betrachteten Prüfstände können Schwellen überfahren werden, wenn die Prüflast mittels Hydraulikzylindern aufgebracht wird. Entweder wird zur Schwellenfahrt die Prüflast ohne eine spezielle Dämpfung mit einer "offenen" Belastung über die Gewichtskraft aufgebracht, oder durch einen geschlossenen Kraftfluss (Pneumatikzylinder/Räder-Vogel, mechanische Verspannung/Jungheinrich) erzeugt. Beim Fall des geschlossenen Kraftflusses sind zusätzliche Feder-/Dämpferelemente (Luftsäule, mechanische Federn/Dämpfer) erforderlich, um das stoßartige Einfedern abzumildern.

Da wie oben bereits beschrieben, das Hauptaugenmerk auf die Lebensdauer der Räder/Rollen gelegt wird, werden keine besonderen Anstrengungen unternommen, andere Komponenten, wie zum Beispiel die Radaufhängung mit in die Untersuchungen einzu beziehen. Bis zu einem gewissen Grad ist bei den Prüfständen der Firmen Räder-Vogel und Jungheinrich ein Einstellen der Feder-Dämpferelemente möglich. Bei der Firma Räder-Vogel ist die Übertragbarkeit auf mechanische Dämpfer abhängig von der Realitätsnähe der Feder-/Dämpfereigenschaften der Pneumatikzylinder.

Alle untersuchten Prüfstände verfügen ausschließlich über einen Antrieb der Lauffläche. Die Räder oder Rollen werden in keinem der analysierten Prüfstände selbst angetrieben oder gebremst. Die Erzeugung eines definierten Schlupfes zwischen Rolle und Trom-

mel kann daher mit keinem der untersuchten Prüfstände erzeugt werden. Dies wäre aber zur Abbildung der Realität, zum Beispiel zur Simulation des Anfahrvorgangs eines Flurförderzeuges, wichtig.

Bei allen dargestellten Prüfständen besteht die Fahrbahn aus einer Stahllauffläche. Im realen Betrieb bewegen sich Flurförderzeuge aber in der Regel auf Beton-/Estrichböden.

Bei der Konzeption müssen besonders die Sicherheitseinrichtungen des Rollenprüfstands beachtet werden. So ist speziell zum Schutz von Personen darauf zu achten, dass durch herausspritzendes Material (beim thermischen Versagen der Räder) keine Gefährdung entsteht. Hierfür sind entweder spezielle Trennwände oder eigene abgetrennte Räume für den Prüfstand erforderlich. Ein weiterer wichtiger Aspekt ist die Sicherheitsabschaltung bei Versagen des Rades, um ein Aufschlagen der Radaufhängung auf die Lauffläche zu verhindern.

## **7.5 Ideenfindung neuer Konzepte - Weg zum Kreisaktuator**

Im Rahmen des Projektes sollte am IFT ein Prüfstand zur Untersuchung der Räder und Rollen aufgebaut werden. Ziel des Prüfstandes soll es sein, die zu untersuchenden Räder und Rollen unter möglichst realitätsnahen Bedingungen testen zu können und dabei alle am Rad angreifenden Belastungen und Reaktionen des Rades messtechnisch zu erfassen. Bei der Konzeption des Prüfstandes sollten nicht nur die durch die Projektpartner bekannten Konzepte berücksichtigt werden, sondern darüber hinaus auch völlig neue Lösungsansätze gefunden werden.

Prinzipiell kann die benötigte Abrollbewegung zwischen Rad und Fahrbahn durch drei Möglichkeiten realisiert werden:

- Lauffläche bewegt, Radaufhängung festgehalten
- Lauffläche festgehalten, Radaufhängung bewegt
- Kombination dieser zwei Prinzipien

Es ergibt sich daher folgendes Ordnungsschema:

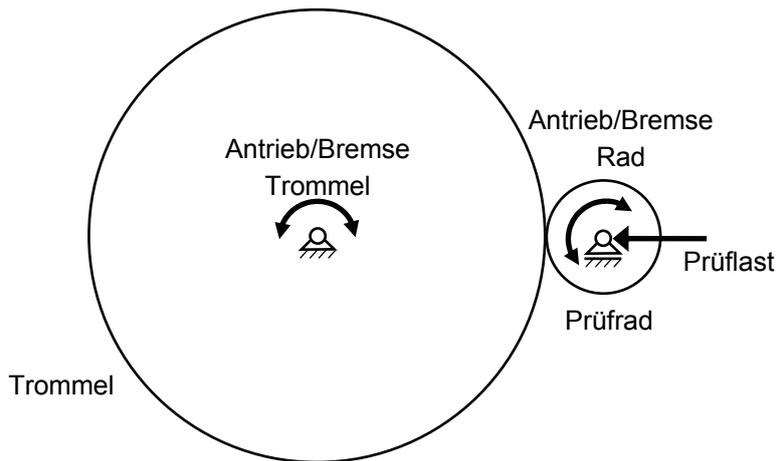
Radachse \ Lauffläche	ruhend	translatorisch	rotierend senkrecht zu Radachse	rotierend parallel zu Radachse
ruhend		Linear-Aktuator	Kreis-Aktuator	Prinzip Zentrifuge
translatorisch	Laufband/ Laufkette	Kombination der unterschiedlichen Prinzipien (hier nicht sinnvoll)		
rotierend senkrecht zu Radachse	Tellerrad			
rotierend parallel zu Radachse	Trommel Röllchen			

**Bild 7.52:** Ordnungsschema Prüfstandsgrundkonzepte

In dem Ordnungsschema sind alle denkbaren und umsetzbaren Konzepte, welche durch ein Bewegen der Radaufhängung oder der Lauffläche realisiert werden können, eingetragen. Es wurden für die verschiedenen Konzepte mögliche Lösungen soweit ausgearbeitet, dass eine Bewertung und somit die Auswahl der optimalen Lösung möglich war. Die verschiedenen Lösungen mit ihren jeweiligen Vor- und Nachteilen sind im Folgenden dargestellt.

### 7.5.1 Außentrommelprüfstand

Der Außentrommelprüfstand ist das Konzept, welches zur Prüfung von Rädern, auch zum Beispiel bei Autoreifen, am häufigsten umgesetzt wird. Bei nahezu allen Projektpartnern ist ein Prüfstand mit einer solchen Konstruktion vorhanden. Diese Prüfstandsform hat den Vorteil, dass sie recht einfach aufgebaut ist und keine komplexen Konstruktionen zum Beispiel für die Lagerung der Fahrbahn beinhaltet.



**Bild 7.53:** Prinzipschaubild Außentrommelprüfstand

Der Prüfstand ist dabei so aufgebaut, dass die Trommel in der Regel mittels einer horizontalen Achse gelagert wird. Die Lagerung dieser Trommelachse kann hier über Stehlager realisiert werden. Ein Antreiben und Bremsen der Trommel ist direkt über die Trommelachse möglich, so dass keine weiteren Elemente zur Kraftübertragung angebracht werden müssen. Ein wesentlicher Vorteil des Außentrommelprüfstandes besteht darin, dass das zu prüfende Rad direkt von außen an die Trommel angepresst werden kann. Damit besteht ein fast beliebig großer Bauraum für die Radaufhängung und die Komponenten zum Aufbringen der Prüflast. Die aus der aufgebrachten Prüflast resultierende Reaktionskraft kann hier an der Trommel einfach über die Trommellagerung an den Rahmen abgegeben werden. Es wird damit keine zusätzliche Lagerung im Bereich der Einleitung der Prüflast in die Lauffläche benötigt.

Nachteilig ist jedoch, dass durch die gewölbte Oberfläche der Trommel keine ebene Fahrbahn für das Rad abgebildet werden kann. Somit entsprechen die Prüfbedingungen nicht ganz der Realität. Um dies weitestgehend ausgleichen zu können sind im Vergleich zum Rad große Trommeldurchmesser nötig, wodurch für den Prüfstand ein erheblicher Bauraum benötigt wird. Ebenfalls ist durch diese großen Abmessungen der Trommel keine Fertigung in der eigenen Werkstatt des IFT möglich. Darüber hinaus entsteht durch die große rotierende Masse eine enorme Trägheit. Beim Abbremsen und Beschleunigen der Trommel sind daher verhältnismäßig große Leistungen nötig, so dass bei Lastzyklen keine großen Beschleunigungswerte für das Prüfrad erreicht werden können.

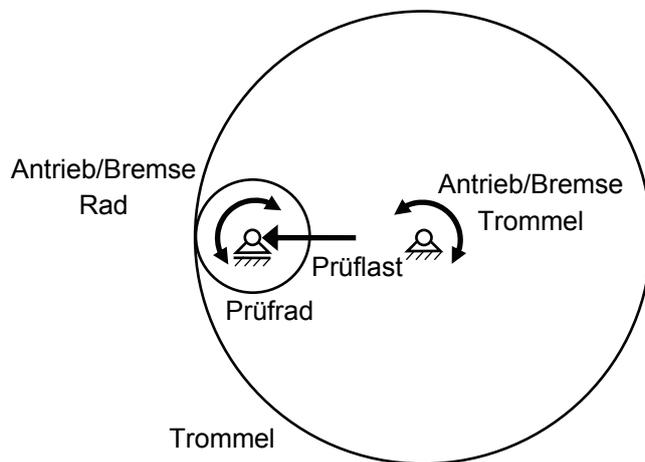
Ein Vorteil der Trommel gegenüber etwa dem Tellerradprüfstand, wie ihn die Firma Wicke verwirklicht hat, ist, dass keine so starke ständige und ungewollte Schlupfbelastung entsteht. Dies kommt daher, dass nicht kontinuierlich eine Kurve gefahren wird. Durch ein Antreiben der Prüfräder kann eine Relativbewegung, also ein Schlupf, zwischen der Fahrbahn und dem Prüfrad hergestellt werden.

Die Trommel ermöglicht hohe Prüfungsgeschwindigkeiten. Dabei kann durch den großen Bauraum, welcher für die Radaufhängung zur Verfügung steht, problemlos ein Schräglauf- oder ein Sturzwinkel realisiert werden. Zur Messung der daraus entstehenden Kräfte an der Radaufhängung muss noch ein Verfahren ausgearbeitet werden. An den Lagerstellen der Trommel können eventuell die einwirkenden Reaktionskräfte gemessen werden.

Ein großes Problem der Trommel ist die Realisierbarkeit verschiedener Fahrbahnbeläge. Austauschbare Beläge aus Stahl lassen sich eventuell an der Trommelwand befestigen. Problematisch dagegen ist die Befestigung von Belägen aus Beton oder Estrich. Die Wölbung dieser Beläge aufgrund der Trommeloberfläche kann nur schwer oder gar nicht hergestellt werden. Das Anbringen von 90 Grad Schwellen dagegen ist auf der Trommeloberfläche gut umzusetzen. Schwellen, die im 45 Grad Winkel zur Fahrtrichtung liegen sollen, müssen wegen der gewölbten Oberfläche eine Schraubenlinienform aufweisen, so dass deren Herstellung kompliziert ist. Ein weiterer Nachteil besteht darin, dass das Rad sich nicht translatorisch bewegt, und sich ein Luftpolster um das Rad herum bilden kann. Somit kann die Wärme nicht realitätsgetreu abgeführt werden.

### 7.5.2 Innentrommelprüfstand

Der Innentrommelprüfstand ist nahezu gleich aufgebaut wie der Außentrommelprüfstand. Der wesentliche Unterschied besteht darin, dass das Prüfrad gegen die Innenseite der Trommel gepresst wird.



**Bild 7.54:** Prinzipschaubild Innentrommelprüfstand

Das Anpressen des Prüfrades von innen gegen die Trommel hat zur Folge, dass die Lauffläche nun konkav und nicht im Vergleich zur Außentrommel konvex gewölbt ist. Auch hier ist keine ebene Fahrbahn vorhanden. Die wesentlichen Vor- und Nachteile sind identisch mit denen der Außentrommel. Bei diesem Konzept kann die Trommel ebenso einfach gelagert und somit die Kräfte gut abgeleitet werden wie beim Außen-

trommelprüfstand. Darüber hinaus sind die Reaktionskräfte auf die Trommel eventuell messbar. Das Antreiben und Abbremsen der Trommel kann direkt über die Trommelachse erfolgen. Das Abführen der entstehenden Wärme kann allerdings noch schlechter erfolgen als beim Außentrommelprüfstand.

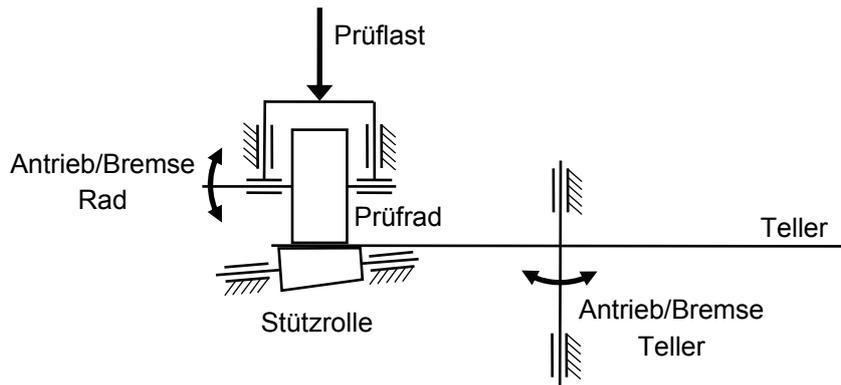
Der Trommeldurchmesser muss bei diesem Konzept im Verhältnis zum Raddurchmesser ebenfalls sehr groß gewählt werden, um eine möglichst ebene Fahrbahn zu bekommen. Wegen dieser großen Ausmaße ist eine Fertigung in der eigenen Werkstatt des IFT nur eingeschränkt möglich. Der Bauraum für die Radaufhängung dagegen ist im Vergleich zur Außentrommel stark eingeschränkt. Die Radaufhängung muss hier innerhalb der Trommel angeordnet werden. Dabei kann hier die Trommelachse im Weg sein. Diese Problematik kann durch eine fliegende Lagerung der Trommel umgangen werden. Dies ist jedoch bei den vorhandenen Massen und Trägheitsmomenten nur durch eine massive Lagerung möglich.

Diese große Massen und die daraus resultierenden Trägheitsmomente führen auch dazu, dass sich mit diesem Prüfstandskonzept keine hohen Beschleunigungs- und Verzögerungswerte realisieren lassen. Eine hohe Prüfgeschwindigkeit kann dagegen, vor allem bei einem großen Trommeldurchmesser, gut umgesetzt werden. Eine Verstellung des Sturzes und der Spur ist mit diesem Konzept ebenfalls realisierbar. Durch ein Antreiben des Prüfrades kann darüber hinaus ein Schlupf zwischen Prüfrad und der Fahrbahn erzeugt werden.

Eine Schwellenfahrt ist mit diesem Prüfstand gut realisierbar. Schwellen, die 90 Grad zur Laufrichtung angebracht werden, können sehr einfach gestaltet werden. Schwellen welche im 45 Grad Winkel angebracht werden sollen, müssen wegen der gebogenen Lauffläche eine Schraubenlinienform aufweisen. Beim Aufbringen der verschiedenen Beläge ergeben sich ähnliche Schwierigkeiten wie bei der Außentrommel. Auch bei diesem Konzept können Beläge aus Beton oder ähnlichen Werkstoffen wegen der gewölbten Lauffläche nur schwer realisiert werden.

### **7.5.3 Tellerradprüfstand**

Das Konzept des Tellerradprüfstandes unterscheidet sich wesentlich von den beiden bisher beschriebenen Konzepten.



**Bild 7.55:** Prinzipschaubild Tellerradprüfstand

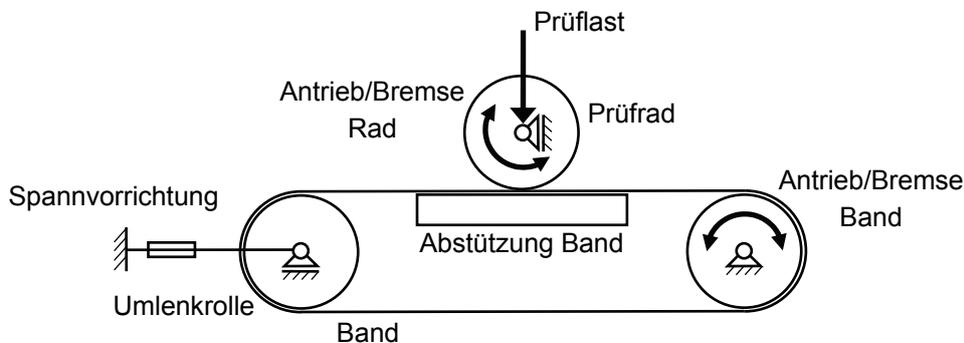
Ein wesentlicher Vorteil des Tellerradprüfstandes ist, dass die Fahrbahnoberfläche nicht gewölbt sondern eben ist. Allerdings entsteht durch die Kreisform der Fahrbahn ständig ein ungewollter Schlupf und eine Schubbelastung zwischen Fahrbahn und dem geprüften Rad. Dies spielt vor allem bei größeren Rädern eine Rolle. Um diesen Effekt zu minimieren wird ein möglichst großer Durchmesser des Tellers benötigt. Hierdurch ergibt sich für den Teller allerdings ein großes Trägheitsmoment. Um dennoch gute Beschleunigungen zu erreichen, muss der Antrieb über ausreichend Leistung verfügen. Der Antrieb der Lauffläche kann direkt über die Tellerachse erfolgen, so dass hier keine weiteren Antriebskomponenten benötigt werden. Durch den großen Durchmesser des Tellers dürfte eine Fertigung in der eigenen Werkstatt kaum möglich sein. Es können durch dieses Konzept ebenfalls hohe Prüfgeschwindigkeiten erreicht werden.

Ein Problem des Tellerrades ist, dass an der Stelle der Krafteinleitung durch das Prüfrad eine Abstützung erforderlich ist. Diese Stützrolle muss zur Reduzierung des Schlupfes zwischen Teller und Stützrolle kegelförmig ausgeführt sein. Aufgrund der Stützrolle ist das Messen der Reaktionskräfte, welche auf den Teller einwirken, nur schwer möglich. Wegen der direkten Anpressung des Prüfrades von oben kann ohne großen Aufwand mit Belastungsmassen gearbeitet werden. Diese Anordnung bietet genügend Bauraum für die Radaufhängung und die Komponenten zur Lastaufbringung. Durch ein Antreiben und Abbremsen des Prüfrades kann ein Schlupf zwischen Rad und Lauffläche erzeugt werden. Ebenso ist ein leichtes Variieren des Sturz- und Schräglaufwinkels möglich.

Aufgrund der nicht gewölbten Fahrbahnoberfläche ist bei diesem Konzept ein Aufbringen verschiedener Beläge realisierbar. Es können dabei ebene Elemente aus Beton oder Estrichboden aufgebracht werden. Das Anbringen der Schwellen gestaltet sich ebenfalls einfach. Sie können direkt auf das Teller geschraubt werden und müssen selbst in 45 Grad Anordnung nicht speziell (wie z. B. Schraubenlinienförmig bei Trommelprüfständen) geformt werden.

### 7.5.4 Laufband

Das Laufband unterscheidet sich von seinem prinzipiellen Aufbau stark von den anderen bisher betrachteten Konzepten. Die Fahrbahn besteht hier aus einem flexiblen Band.

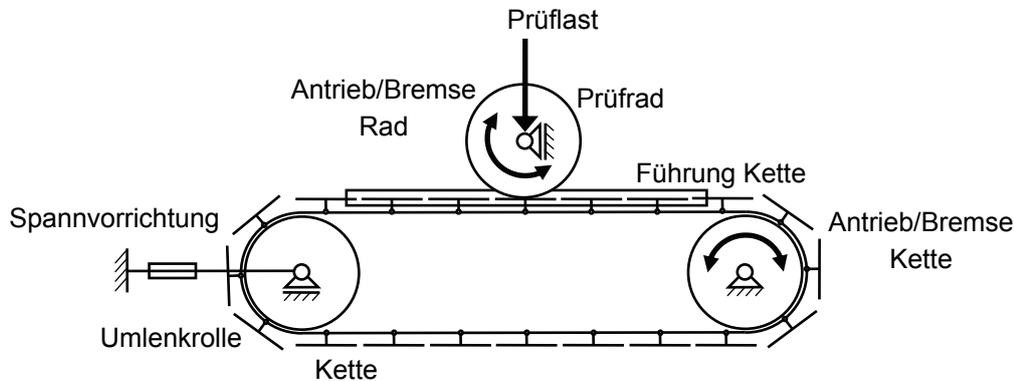


**Bild 7.56:** Prinzipschaubild Laufbandprüfstand

Das Band wird mittels einer Antriebstrommel angetrieben. Auf der Gegenseite dient eine Umlenkrolle zum Spannen des Bandes. Das Prüfrad kann direkt von oben auf das Band gepresst werden. Es gibt keine Einschränkung für den Bauraum der Radaufhängung, der Komponenten zur Aufbringung der Prüflast und dem Antreiben des Rades. Beim Aufbringen der Prüflast ergibt sich die Schwierigkeit, dass diese Belastung nicht durch das Band abgeleitet werden kann. Das heißt, das Band muss an der Einleitungsstelle unterstützt werden. Dabei tritt das Problem auf, dass bei einer Abstützung des Bandes mittels einer ebenen Fläche dort viel Reibung entsteht. Wird die Abstützung mittels Rollen oder Walzen realisiert, entsteht keine ebene Fahrbahnfläche auf der das Prüfrad abrollen kann. Durch ein Antreiben bzw. Abbremsen sowohl des Bandes als auch des Prüfrades kann ein Schlupf erzeugt werden. Dies stellt für das Band aber eine große Belastung da. Ein Sturzwinkel des Prüfrades kann je nach Unterstützung des Bandes eventuell realisiert werden, ein Schräglaufwinkel dagegen kann nur schwer verwirklicht werden, da hier Seitenkräfte auf das Band wirken, die nur sehr eingeschränkt abgeführt werden können. Das Erreichen hoher Prüfgeschwindigkeiten scheint mit diesem Prüfstand möglich, ein Überfahren von Schwellen voraussichtlich jedoch nicht. Schwellen können hier nur schwer am Band angebracht werden und würden zu Schwierigkeiten durch ihre Steifigkeit im Bereich der Umlenk- und Antriebsrolle führen. Eine Realisierung verschiedener Beläge ist kaum möglich. Wegen der nötigen Biegsamkeit des Bandes an den Umlenkbereichen kann hier kein anderer Belag aufgebracht werden.

### 7.5.5 Laufkette

Ein Prüfstand mit Laufkette ist prinzipiell gleich aufgebaut wie ein Laufbandprüfstand. Allerdings wird das Band in diesem Fall durch eine Kette mit festen Elementen ähnlich denen einer Panzerkette ersetzt.



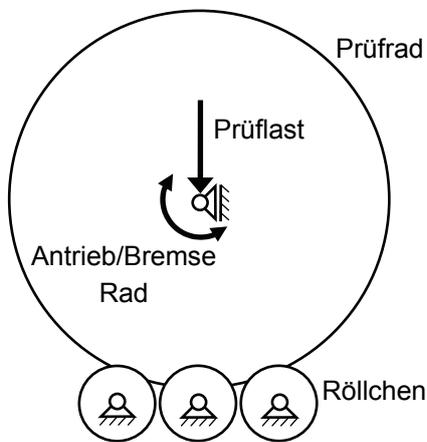
**Bild 7.57:** Prinzipschaubild Laufkettenprüfstand

Ein Vorteil dieses Konzeptes, vor allem im Vergleich zum Laufband, ergibt sich dadurch dass die aufgebrachten Prüflasten direkt aufgrund der starren Elemente abgeleitet werden können. Es lässt sich darüber hinaus eine ebene Fahrbahn herstellen, welche allerdings eventuell durch kleine Fugen unterbrochen wird. Durch die starren Kettenelemente können dort, im Vergleich zum Laufband, verschiedene Beläge (z. B. Beton) angebracht werden. Darüber hinaus können direkt auf den starren Elementen Schwellen montiert werden, so dass eine Schwellenfahrt mit dem Prüfrad realisiert werden kann. Aufgrund der stabilen Führung der Kettenglieder kann auch ein Schräglauf und Sturz realisiert werden. Anders als beim Laufband wäre hier eine Ableitung der Kräfte durch die Kettenführung denkbar.

Für die Aufbringung der Prüflast ist auch bei diesem Konzept ausreichend Bauraum nach oben vorhanden. Dabei kann sowohl die Lauffläche als auch das Prüfrad angetrieben werden, wodurch ein Schlupf zwischen Fahrbahn und Rad erzeugt werden kann. Wegen der Kettenbauweise sind allerdings keine großen Prüfgeschwindigkeiten realisierbar. Ebenso ist mit einer großen Lärmentwicklung durch die Laufkette während des Betriebes zu rechnen. Die Lagerung der Kettenglieder muss aufwendig gestaltet werden, damit die Kräfte, welche durch die Prüflast und die Seitenführungskraft entstehen, abgeleitet werden können. Durch diese Lagerung der Kettenglieder ist jedoch ein Messen der Reaktionskräfte an der Fahrbahn nur sehr schlecht möglich. Bei diesem Konzept gibt es sehr viele bewegliche Bauteile, so dass ein großer Verschleiß und hohen Wartungsaufwand zu erwarten ist.

### 7.5.6 Röllchen

Bei diesem Konzept handelt es sich um eine Konstruktion, bei der das Prüfrad gegen mehrere Röllchen, ähnlich wie sie beispielsweise in einer Rollenbahn verwendet werden, gedrückt wird.



**Bild 7.58:** Prinzipschaubild Röllchenprüfstand

Durch das Prinzipschaubild lässt sich schon der wesentliche Vorteil dieses Konzeptes zeigen. Der Bauraumbedarf des Gesamtprüfstandes reduziert sich durch diese Anordnung auf ein Minimum. Für den Bauraum der Radaufhängung und deren Antriebs- und Belastungskomponenten gibt es keine Einschränkungen. Es lassen sich durch dieses Konzept voraussichtlich durchaus hohe Prüfgeschwindigkeiten erreichen, eine Verstellung des Sturzes ist jedoch nur bedingt möglich. Ebenso kann vermutlich eine Schrägstellung nicht realisiert werden.

Der entscheidende Nachteil dieser Konstruktion besteht darin, dass keine reale Fahrbahn nachgebildet wird. Der Kontakt des Rades mit der "Fahrbahn" besteht hierbei aus mehreren Linienberührungen.

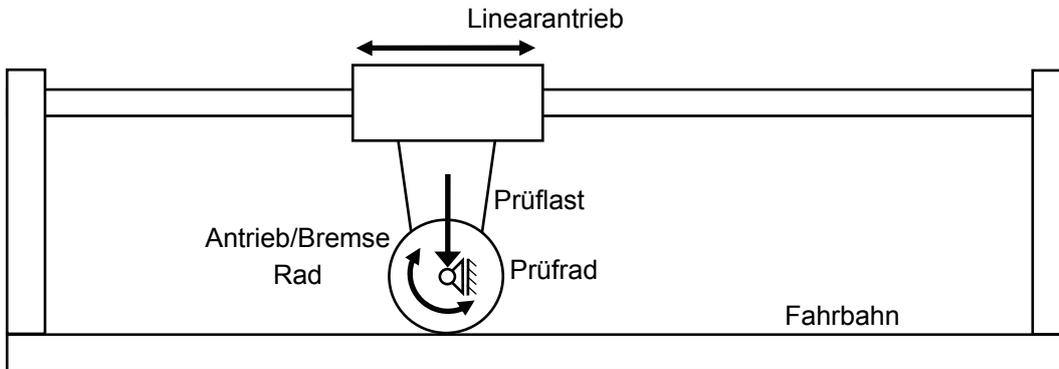
Ein gezieltes Erzeugen von Schlupf zwischen Rad und "Fahrbahn" ist nur schwer möglich, da ein Antreiben und Abbremsen der Röllchen kaum möglich ist.

Verschiedene Fahrbahnbeläge können mit diesem Konzept ebenfalls nicht realisiert werden. Ebenso ist eine Schwellenfahrt nicht möglich.

Es wird deutlich, dass dieses Konzept erhebliche Mängel aufweist. Es können einige Forderungen, wie sie in der Anforderungsliste stehen, nicht umgesetzt werden. Aus diesem Grund wird dieses Konzept nicht weiter betrachtet.

### 7.5.7 Linear-Aktuator

Beim Linearaktuator wird im Vergleich zu den bisher betrachteten Konzepten die Fahrbahn nicht bewegt. Ein Abrollen des Rades entsteht hierbei dadurch, dass die gesamte Radaufhängung, samt Rad, über der Fahrbahn hin und her bewegt wird und es somit zum Abrollen des Rades kommt.



**Bild 7.59:** Prinzipschaubild Linear-Aktuator-Prüfstand

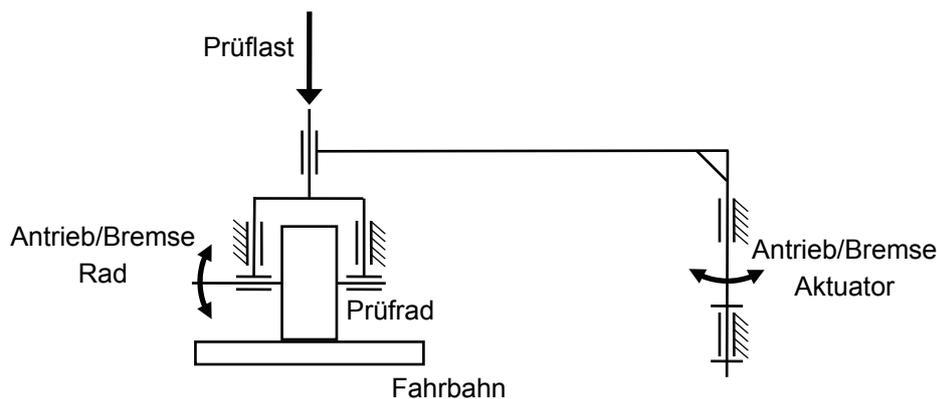
Ein wesentlicher Vorteil dieses Konzeptes liegt darin, dass die Fahrbahn so gestaltet werden kann, dass sie absolut der Realität entspricht. Es kann mit dem Prüfstand eventuell sogar direkt auf dem Hallenboden gefahren werden. Durch diese prinzipielle Anordnung sind auch verschiedene Beläge und Schwellenfahrten realisierbar. So kann die Fahrbahn separat aufgebaut werden, was den Vorteil bietet, dass dort zum Beispiel mittels einer Messplatte Reaktionskräfte, welche auf die Fahrbahn wirken, gemessen werden können. Darüber hinaus wäre das Messen von Temperaturen im Belag denkbar, wodurch dann eventuell Aussagen über die Wärmeableitung durch den Belag ermittelt werden können. Durch ein Antreiben bzw. Abbremsen des Rades kann eine Relativbewegung und somit ein Schlupf zwischen dem Rad und der Fahrbahn hergestellt werden. Durch die Gesamtanordnung kann das Prüfrad direkt von oben angepresst werden. Allerdings müssen Kräfte, welche durch das Aufbringen der Prüflast und die Beschleunigungen entstehen, durch die Linearführungen übertragen werden. Durch eine geeignete Aufhängung der Radachse kann ein verstellbarer Sturz wie auch ein Schräglaufwinkel realisiert werden.

Ein großer Nachteil dieses Prüfstandskonzeptes ist jedoch, dass wegen der begrenzten Länge der Konstruktion nur kurze Fahrten in eine Richtung möglich sind. Vor allem wenn hohe Geschwindigkeiten erreicht werden sollen, muss wegen der Anfahr- und Abbremsphasen die Länge des Linearaktuator sehr groß ausgeführt werden. Dies führt allerdings zu einem großen Bauraumbedarf. Es können somit mit diesem Konzept keine realen Lastzyklen abgefahren werden. Darüber hinaus besteht das Problem, dass zum Erzeugen von Schlupf ein leistungsstarker linearer Antrieb benötigt wird. Durch diesen muss nicht nur das Prüfrad sondern auch die komplette Radaufhängung mit dem Antrieb des Rades und den Komponenten zum Aufbringen der Prüflast bewegt werden.

Das Bewegen der Radaufhängung hat auch zur Folge, dass alle daran befestigten Messsysteme mitbewegt werden, so dass die Messsignale vom bewegten linearen Teil geeignet übertragen werden müssen.

### 7.5.8 Kreis-Aktuator

Der Kreisaktuator hat große Ähnlichkeiten mit dem Rundtellerprüfstand. Allerdings wird hier nicht die Fahrbahn bewegt, sondern die Radaufhängung um die Mittelachse gedreht, so dass ein Abrollen des zu prüfenden Rades auf einer Kreisbahn erfolgt.



**Bild 7.60:** Prinzipschaubild Kreis-Aktuator

Ein wesentlicher Vorteil dieses Konzepts besteht darin, dass die Oberfläche der Fahrbahn eben ist. Durch die Kreisbahn, auf der das Prüfrad ständig abrollt, kommt es aber zu einem verstärkten Schlupf in Fahrtrichtung in der Kontaktfläche zwischen Prüfrad und Fahrbahnoberfläche. Um diesen Effekt gering zu halten, muss ein möglichst großer Durchmesser gewählt werden. Da die Fahrbahn eben und fest im Raum ist können hier, ähnlich wie beim Linear-Aktuator, verschiedene Fahrbahnbeläge problemlos realisiert werden. Durch das Einbringen einer Messplattform an einer Stelle der Fahrbahn können einfach die Reaktionskräfte, welche durch die Prüflast entstehen, gemessen werden. Ein Messen von Temperaturen in der Fahrbahn zur Ermittlung der Wärmeableitung wäre ebenfalls gut umsetzbar. Die ebene Fahrbahn bietet den Vorteil, dass keine aufwendigen Schwellenformen hergestellt werden müssen, so dass eine Schwellenfahrt leicht realisiert werden kann. Ein Verstellen des Sturz- und Spurwinkels kann ebenfalls realisiert werden, wobei die dabei entstehenden Kräfte durch den Rahmen abgeleitet werden müssen. Das Erreichen großer Prüfgeschwindigkeiten könnte durch die großen bewegten Massen zu hohen Belastungen bei Beschleunigungen führen. Zum Beschleunigen werden aus diesem Grund auch große Antriebsleistungen benötigt. Für die Radaufhängung des Prüfrades bleibt genügend Bauraum, so dass dieses mit einem geeigneten Antrieb bzw. Bremse versehen werden kann, wodurch ein definierter Schlupf zwischen Rad und Fahrbahn erzeugt werden kann. Ein grundlegendes Problem

dieses Prüfstandskonzeptes ergibt sich dadurch, dass sowohl der Antrieb für das Prüfrad als auch die Komponenten zur Aufbringung der Prüflast mitbewegt werden müssen. Dadurch tritt eine große Belastung der Lagerung der Rotationsachse auf. Da sich der Antrieb der Radaufhängung und auch sämtliche damit verbundene Messtechnik mitbewegt, ist eine drehbare Übertragung des Antriebsstromes und der Messsignale nötig. Ein großes Problem ergibt sich beim Versagen des Prüfrades durch thermische Überlastung. In diesem Fall tritt eventuell verflüssigtes und heißes Vulkollan® aus dem Rad aus. Um zu verhindern, dass durch das Austreten des Materials Personen oder andere Geräte getroffen werden, ist (wegen der sich ständig ändernden Position des Rades) ein aufwändiger Spritzschutz nötig. Der Kreis-Aktuator bietet im Vergleich zum Linear-Aktuator die Möglichkeit Prüffahrten über eine längere Distanz hinweg in eine Bewegungsrichtung des Rades zu realisieren.

### **7.5.9 Bewertung der verschiedenen Grundkonzepte**

Nachdem verschiedene Konzepte für den zu realisierenden Prüfstand erarbeitet wurden, musste im nächsten Schritt eines dieser Konzepte zur weiteren Ausarbeitung ausgewählt werden. Diese Auswahl erfolgte mittels einer Bewertung der einzelnen Konzepte. Dabei stand die Erfüllung der in der Anforderungsliste aufgestellten Forderungen und Wünsche stets im Vordergrund. Die Anforderungen ergaben sich aus denen im Projekt geplanten Optimierungen der Räder und den dazu nötigen Untersuchungen. Darüber hinaus konnte hier auch von der Erfahrung der Projektpartner mit deren umgesetzten Prüfständen profitiert werden.

Bei der Bewertung der verschiedenen Grundkonzepte mussten diese bezüglich der Erfüllung der Kriterien und der Qualität mit der sie die Kriterien erfüllen, beurteilt werden. Dabei wurde eine Gewichtung der verschiedenen Bewertungskriterien vorgenommen. Die für die jeweiligen Bewertungskriterien vergebenen Punkte werden in eine Tabelle (siehe Tabelle 7.2) eingetragen. Dadurch ergibt sich ein direkter Vergleich zwischen den verschiedenen Konzepten.



Um einen Überblick über die Bewertung der verschiedenen Konzepte und somit eine bessere Vergleichsmöglichkeit zu erhalten, werden in folgender Tabelle nochmals alle Konzepte gegenübergestellt. Dabei wird sowohl die Summe der ungewichteten (ung.) als auch die Summe der gewichteten (gew.) Punkte aufgelistet.

		Außentr.	Innentr.	Tellerrad	Laufband	Laufkette	Linearakt.	Kreisakt.
ung	Summe	72	66	70	57	63	69	75
	Prozent	72	66	70	57	63	69	75
gew	Summe	3,0	2,7	2,7	2,3	2,5	2,8	3,0
	Prozent	74,1	68,0	68,3	57,6	63,0	69,3	74,3

**Tabelle 7.3:** Übersicht Bewertung Prüfstandsgrundkonzepte

Aus der Tabelle 7.3 kann man erkennen, dass der Außentrommelprüfstand mit 74,1 und das Konzept des Kreisaktuators mit 74,3 Punkten die beste Bewertung erhalten. Der Außentrommelprüfstand erhält seine gute Bewertung vor allem durch die Vorteile beim einfacheren und preiswerteren Aufbau. Dadurch dass die Radaufhängung mit der gesamten Messtechnik bei diesem Konzept ortsfest angebracht wird und somit der gesamte Prüfstandsaufbau deutlich einfacher und kompakter wird, entstehen deutlich geringere Kosten im Vergleich zum Kreisaktuator. Dieser bietet allerdings dagegen den wesentlichen Vorteil, dass die Räder auf einer realen ebenen Lauffläche mit originalen Bodenbelägen getestet werden können. Dies ist für die im Rahmen des Projektes durchzuführenden experimentellen Untersuchungen der Räder, neben der Tatsache dass Trommelprüfstände bei den Projektpartnern vorhanden sind, von entscheidender Bedeutung. Aus diesem Grund wurde durch das Konsortium beschlossen am IFT einen solchen Kreisaktuator zu verwirklichen.

## 8 Kreisaktuator

Zur Realisierung des geplanten Prüfstandes stand in der Versuchshalle des IFT eine entsprechende Fläche zur Verfügung. Der komplette Entwicklungsprozess von der Planung und Konzeption über die Konstruktion mit dazu nötigen Simulationen und Berechnungen bis hin zu großen Teilen der Fertigung wurde im IFT durchgeführt. Da es bisher keine vergleichbare Maschine gab und es eine Reihe von Wechselwirkungen (z. B. Größe der Prüflastwanne → Größe Arm → Gewicht Arm → Größe Prüflastwanne) gibt, galt insbesondere der Planung und Konzipierung ein großes Augenmerk.

### 8.1 Aufbau Kreisaktuator



**Bild 8.1:** Kreisaktuator im Labor des IFT (im Aufbau)

Wie bereits in Kapitel 7.5 beschrieben werden beim Prüfstandsprinzip des Kreisaktuators (Bild 8.1) zwei Räder, wovon jeweils ein Rad an einem Arm angebracht ist, auf einer kreisringförmigen ebenen Fahrbahn geführt. Die Räder können jeweils einzeln direkt angetrieben und abgebremst werden. Ferner können unterschiedliche Fahrbahnbeläge aufgebracht werden. Somit sind praxisgetreue Versuche mit dem gewählten Prüfstandskonzept möglich. Da die Räder jedoch eine ständige Kurvenfahrt durchführen, wurde der Radius des Prüfstandes im Rahmen des zur Verfügung stehenden Bauraums möglichst groß gewählt. Als wesentliches Ziel sollte der neue Prüfstand die Möglichkeit bieten, die Räder auf realen Bodenbelägen zu testen.

### 8.1.1 Bodenbelag

Im Rahmen des Projektes wurde als Prüfboden ein Zementestrich gewählt, wie er häufig in Logistikzentren, Lagern oder Produktionsbetrieben, also den Einsatzgebieten der Flurförderzeuge, eingesetzt wird. Durch Umbaumaßnahmen lassen sich jedoch auch andere Bodenbeläge realisieren, so ist es bspw. möglich einen Stahlboden auf der Lauffläche anzubringen. Wie in Bild 8.1 zu erkennen wurde der Prüfstandbelag als Kreisringscheibe auf den eigentlichen Hallenboden aufgebracht. Ein direktes Fahren auf dem Hallenboden, wie zunächst angedacht, konnte leider aufgrund der Hallenstatik nicht realisiert werden. Dadurch musste der Fahrbahnbelag durch eine spezielle Dämpfungsschicht vom Hallenboden entkoppelt werden. Wie in Bild 8.2 zu sehen besteht der Prüfbelag somit aus mehreren Schichten.



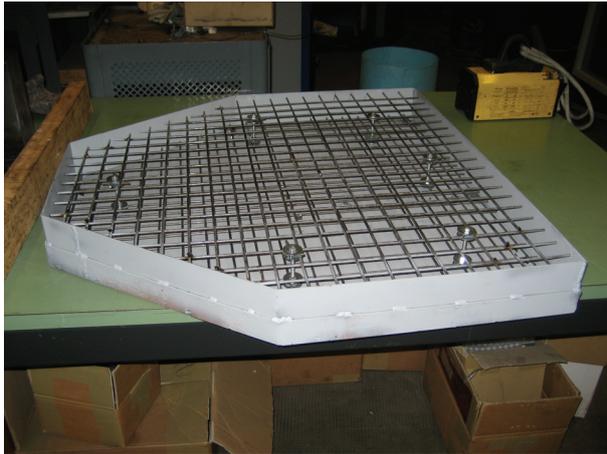
**Bild 8.2:** Aufbau des Prüfbodens

Zunächst wurde eine Ausgleichsschüttung zur Nivellierung auf den bestehenden Hallenboden aufgebracht, anschließend wurde zur Entkopplung des Gebäudes eine Dämmschicht (orange-rot) aus einem speziellen Elastomer aufgebracht. Auf diese Elastomerschicht wurde dann der eigentliche Belag aufgebaut.

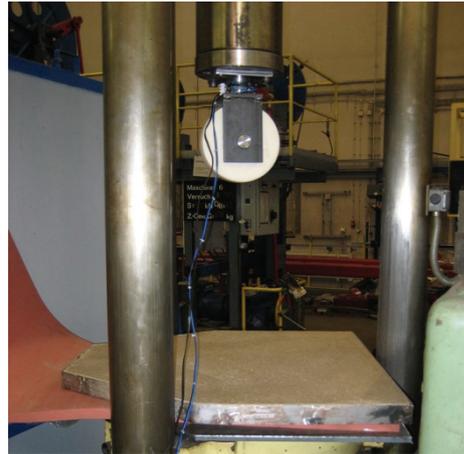


**Bild 8.3:** Aufbau des Prüfbodens mit Dämmschicht

Da die Krafteinleitung in den Prüfbelag durch das Rad punktförmig erfolgt und der Untergrund des Prüfbelages elastisch nachgibt führt dies zu Verformungen des Belages. Diese Belastungen führen jedoch bei einem Zementestrich sofort zur Rissbildung und somit zur Zerstörung des Belages. Um dies zu verhindern wurden umfangreiche Berechnungen und Versuche durchgeführt. Dazu wurden u.a. spezielle Probestücke in verschiedenen Stärken und mit unterschiedlichen Stahlbewehrungen gebaut und Belastungstests unterzogen (Bild 8.4 und Bild 8.5).



**Bild 8.4:** Test-Boden



**Bild 8.5:** Prüfung Bodenbelag

Bei den Tests wurden die Prüfstücke auf einer Elastomerschicht gelagert, in eine Presse eingespannt und mit einer Testrolle bzw. verschiedenen Metallzylindern belastet. Bei der letztlich verwendeten Version führte selbst ein Einpressen eines Metallzylinders zu keiner Rissbildung (Bild 8.6 und Bild 8.7).



**Bild 8.6:** Prüfung mit Metallzylinder



**Bild 8.7:** Abdruck von Metallzylinder

Der Metallzylinder wurde mit einer Kraft von bis zu 200kN in den Prüfbelag gedrückt, so dass dort plastische Verformungen auftraten, aber sich dennoch keine Risse bildeten.

Eine optimale Festigkeit des Bodens konnte bei einer Stärke des Zementestrichs von 120mm und zwei darin eingebetteten Stahlbewehrungsschichten erzielt werden. Nach Abschluss der Testphase konnte mit dem Aufbau und Verguss des Bodens begonnen werden (Bild 8.8 und Bild 8.9).



**Bild 8.8:** Metallwanne



**Bild 8.9:** Verguss des Bodenbelags in die Metallwanne

Dazu wurde auf die Elastomerschicht eine Wanne aus Stahl aufgebaut in die der Estrich vergossen werden konnte. Die Stahlwanne besteht aus Kreissegmenten, die in zwei Schichten im Versatz angeordneten und miteinander verschraubt wurden. Als Seitenwände wurden Bleche an die Kreissegmente angeschweißt. Der Estrich wurde in zwei Schichten in die Wanne vergossen und an der Oberfläche geglättet.

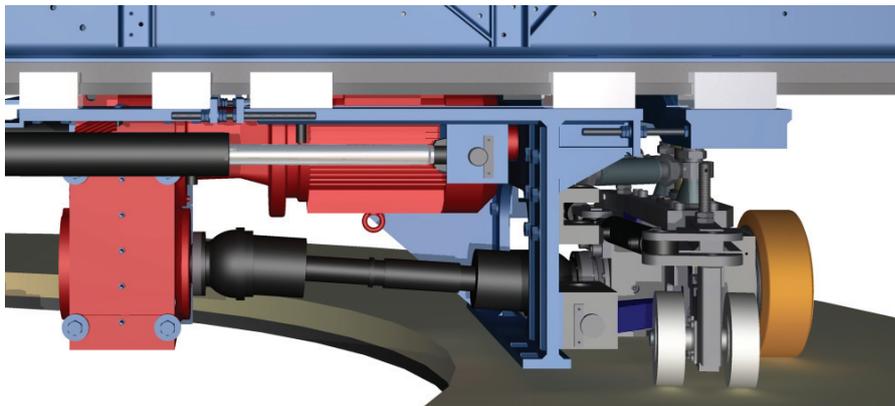
### 8.1.2 Prinzipieller Aufbau

Ein Vorteil des am IFT umgesetzten Prüfstandes im Vergleich zu den Prüfständen der Projektpartner liegt darin, dass die Prüfräder direkt angetrieben werden. Dazu wird jedes Rad einzeln durch einen Drehstromasynchronmotor mit Frequenzumrichter angetrieben. An die Antriebsmotoren wird direkt ein Stirnradgetriebe angeflanscht (siehe Bild 8.11). Durch die Verwendung verschiedener Getriebestufen können Radantriebs- und -bremsmomente von bis zu 3000Nm bzw. Fahrgeschwindigkeiten bis 10m/s realisiert werden.



**Bild 8.10:** Kreisaktuator mit allen mess-, antriebs- und steuerungstechnischen Komponenten

Um bei sämtlichen Stellungen des Rades die Leistung vom Getriebe zur Radwelle und somit zum Rad übertragen zu können, werden Gleichlaufgelenkwellen eingesetzt (Bild 8.11).



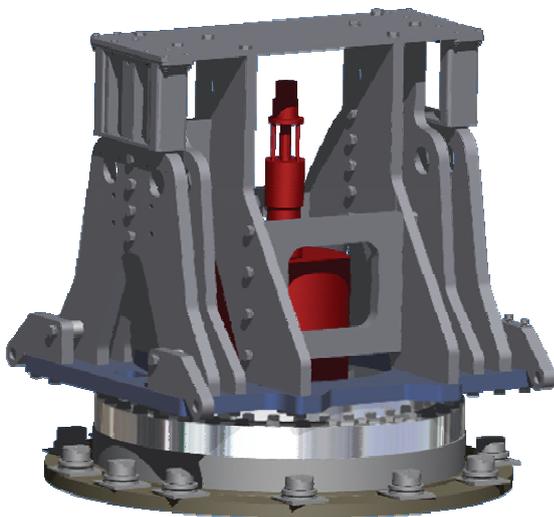
**Bild 8.11:** Gleichlaufgelenkwelle (schwarz) zur Übertragung der Antriebsleistung vom Getriebe (rot) zur Radwelle (grau)

Das zentrale Bauteil des Prüfstandes stellt die mittlere Lagerung dar. Über sie ist der Prüfstand mit dem Hallenboden verschraubt. Dabei wurde zur Schwingungsentkopplung auch eine spezielle Elastomerdämpfung verwendet. Die Befestigungsschrauben sind über Tellerfederpakete so vorgespannt, dass die Dämpfungsschicht optimal wirkt. An der mittleren Lagerung sind alle weiteren Komponenten des Prüfstandes wie zum Beispiel die Arme oder die Gewichtswannen befestigt.



**Bild 8.12:** Zentrales Drehlager, Zentraler Lagerbock (grau) und Arm

Die Lagerung erfolgt mittels einer großen Kugel-Drehverbindung wie sie zum Beispiel im Kranbau eingesetzt wird (siehe Bild 8.13). Dabei musste jedoch beachtet werden, dass sich der Prüfstand mit einer für diese Lager recht hohen Drehzahl von bis zu 30 1/min dreht, wodurch ein spezieller Schmierstoff verwendet werden muss.

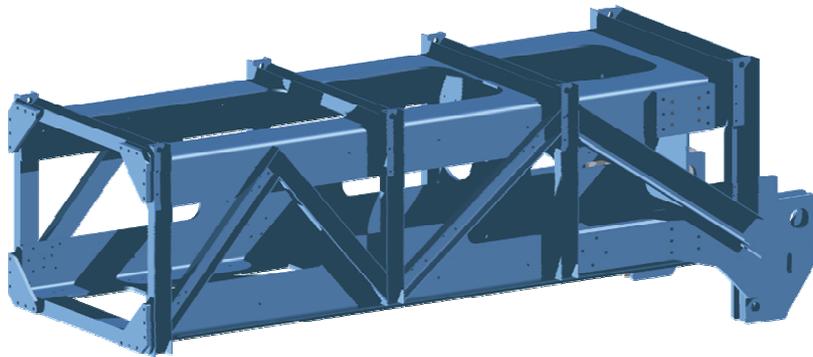


**Bild 8.13:** Zentrales Drehlager (glänzend) mit zentralem Lagerbock und Drehübertrager (rot) zur Energieübertragung

In den zentralen Lagerbock musste ein Drehübertrager integriert werden (in Bild 8.13 rot dargestellt). Dieser dient dazu die für die gesamte Aktuatorik und Messtechnik benötigte elektrische Energie auf den Prüfstand zu übertragen. Darüber hinaus steht ein optisches Datenübertragungssystem mit zwei Kanälen GigaBit-Lan zur Übertragung der Steuerungsbefehle und der Messwerte zur Verfügung. In den Drehübertrager ist auch

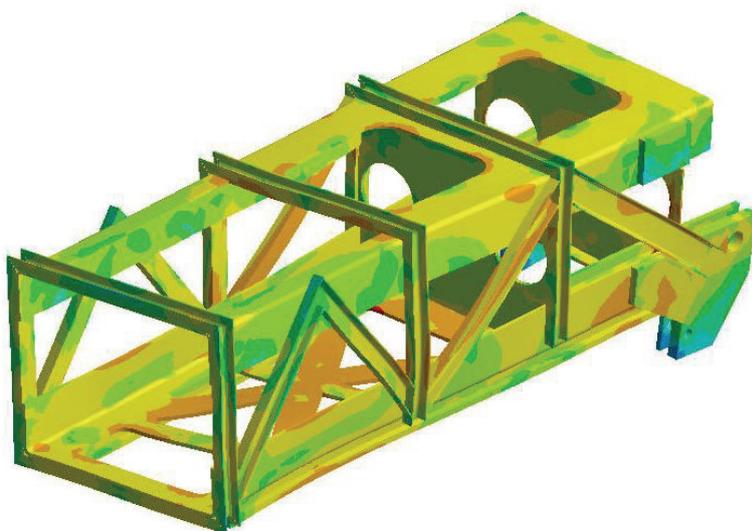
ein Absolutwertgeber integriert, so dass ständig die genaue Position des Prüfstandes durch die Steuerung erfasst werden kann.

Im zentralen Lagerbock sind die beiden Arme gelagert, an denen wiederum die beiden Radaufhängungen befestigt sind.



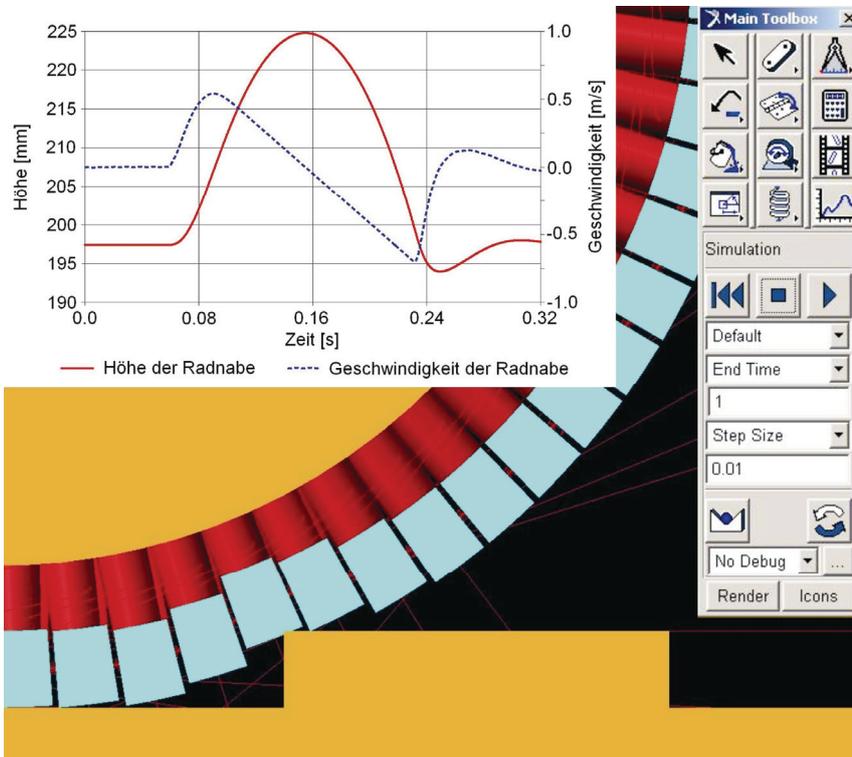
**Bild 8.14:** CAD-Modell des Arms

An diese Arme werden hohe Anforderungen gestellt. So muss der Arm einerseits hohe Kräfte und Momente übertragen, andererseits sollte er nicht zu schwer sein, da sein Gewicht direkte Auswirkungen auf die Prüflast hat. Aus diesem Grund musste der Arm als eine möglichst leichte aber dennoch sehr steife Konstruktion ausgeführt werden. Um dies zu ermöglichen wurden umfangreiche FEM-Simulationen angestellt, siehe Bild 8.15.



**Bild 8.15:** FEM-Modellierung des Arms

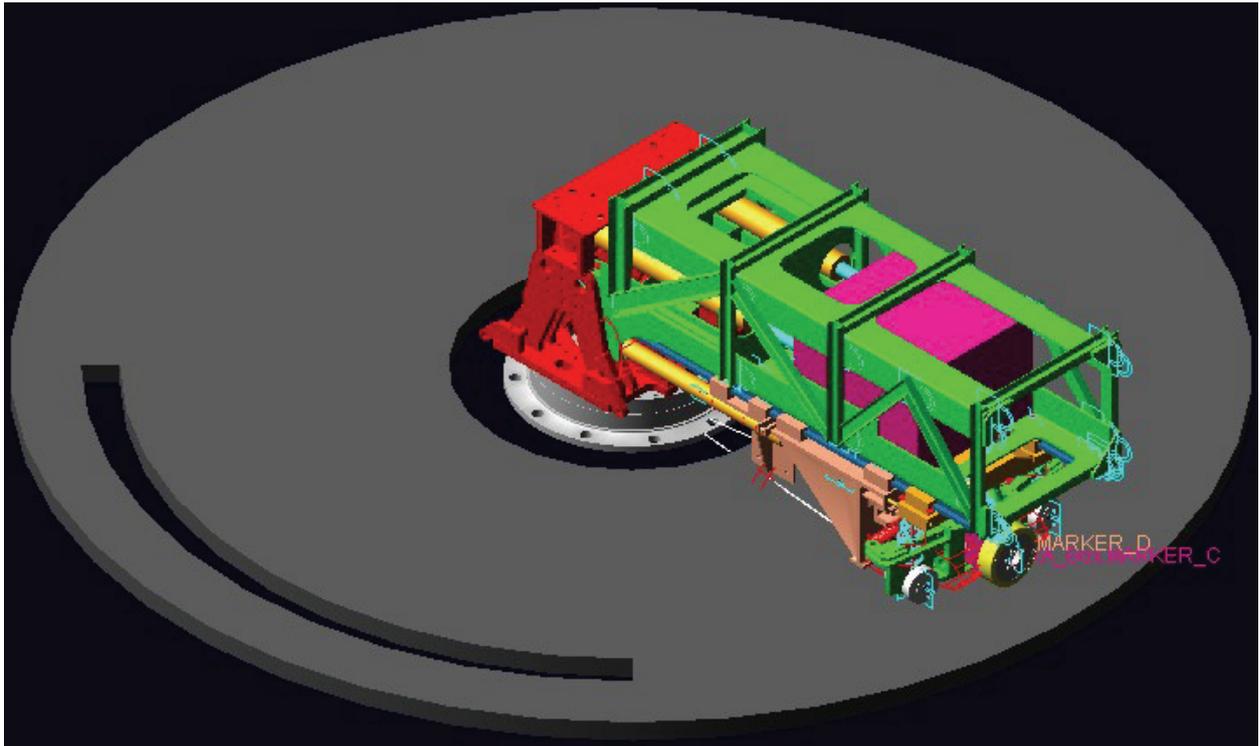
Als Grundlage für die FEM-Simulationen mussten zunächst jedoch die Belastungen, die auf die einzelnen Bauteile des Prüfstandes wirken, ermittelt werden. Da die durch die Prüfstandsfahrten entstehenden dynamischen Lasten jedoch schwer abgeschätzt werden können, wurden Mehrkörpersimulationen zur dynamischen Kraftanalyse erstellt.



**Bild 8.16:** MKS-Modell eines Rades

Mit Hilfe eines Radmodells wurden zunächst die dynamischen Lasten ermittelt, die z. B. beim Überfahren einer Schwelle entstehen. Diese Lasten bildeten die Grundlage für die Auslegung der Komponenten der Radaufhängung.

Zur Untersuchung der Belastungen des Armes wurde ein Modell einer kompletten Prüfstandsseite in MKS erstellt (siehe Bild 8.17). Darin wurde der Arm als flexibler Körper modelliert. Dadurch kann der Arm direkt auf hoch belastete Stellen untersucht werden.



**Bild 8.17:** MKS-Modell einer Prüfstandsseite

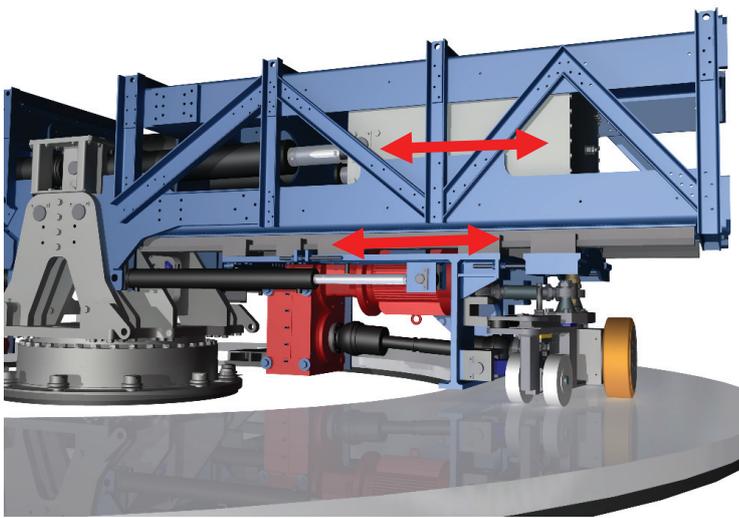
Für alle Stellbewegungen auf dem Prüfstand, wie z. B. das Verschieben der Gewichtswannen, die Verstellung des Bahnradius oder das Lenken der Räder werden Hydraulikzylinder verwendet. Dazu wird auf dem drehenden Prüfstand ein Hydraulikaggregat und auch die komplette Steuer- und Regelungstechnik mitgeführt (siehe Bild 8.18).



**Bild 8.18:** Am zentralen Lagerbock befestigtes Hydraulikaggregat

Da sich das Öl im Tank des Aggregates durch die Drehbewegung des Prüfstands ständig bewegt, musste ein spezielles Luftkissen in den Öltank integriert werden, das ein Aufschäumen des Öls verhindert.

Die Stellbewegungen der einzelnen Zylinder werden durch Proportionalventile angesteuert, so dass mit einer hohen Genauigkeit beliebige Positionen angefahren und gehalten werden können. Die Verstellung des Bahnradius (Bild 8.19) kann darüber hinaus durch entsprechende Ventile hydraulisch kraftfrei realisiert werden. Somit müssen die Haltekräfte durch das Rad aufgebracht werden, wodurch eine Kurvenfahrt mit Seitenführungskräften nachgebildet werden kann.



**Bild 8.19:** Verstellung des Bahnradius und der Gewichtswanne über Hydraulikzylinder

Ein Kernelement des Prüfstandes stellen die beiden Radaufhängungen dar. Durch sie wird das Rad auf der Fahrspur gehalten und die resultierenden Führungskräfte aufgenommen. Die Radaufhängung ist als stabile Rahmenkonstruktion ausgeführt, an der die Anlenkpunkte zur Verbindung zum Arm angebracht sind und beinhaltet auch das eigentliche Lagergehäuse mit der Antriebswelle (Bild 8.20). Analog zur Einbausituation im Stapler wurde eine fliegende Lagerung des Rades realisiert. Durch diese fliegende Lagerung bei gleichzeitigen Radlasten von bis zu 50kN treten in der Antriebswelle und deren Lagern enorme Belastungen auf. Gleichzeitig ist der radiale Bauraum bedingt durch die minimale Radgröße, die getestet werden soll, stark eingeschränkt. Um diesen Zielkonflikt zu lösen, mussten umfangreiche FEM-Simulationen der Welle und Lagerberechnungen durchgeführt werden.

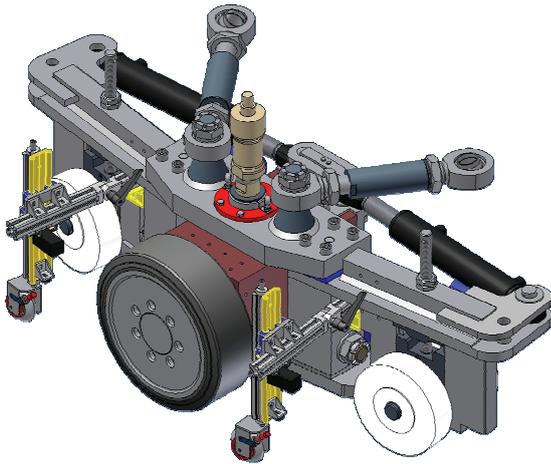
Das Lagergehäuse ist drehbar ausgeführt, so dass ein dynamisches Lenken des Rades mit einem Lenkwinkel von bis zu  $\pm 25^\circ$  während der Fahrt möglich ist. Als Aktuatoren für die Lenkbewegung werden je Radaufhängung zwei parallel geschaltete Hydraulikzylinder verwendet, siehe Bild 8.22.



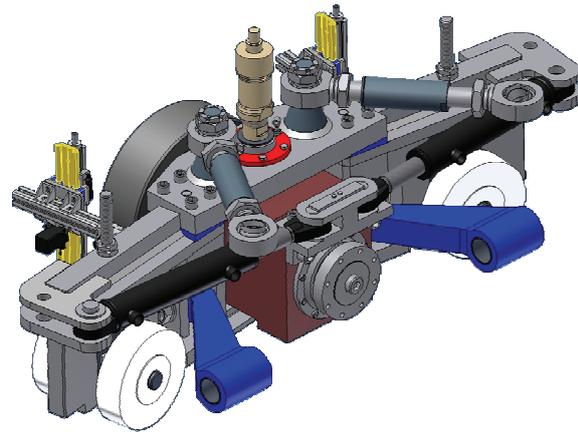
**Bild 8.20:** Radaufhängung

Die Anbindung der Radaufhängung an den Arm erfolgt durch je zwei Ober- und Unterlenker und eine Druckstrebe nach dem Prinzip der Parallelkinematik (Bild 8.21 und Bild 8.22). Hierdurch wird es möglich, Räder mit einem Durchmesser von 200mm bis 400mm zu prüfen. Durch die Längenverstellbarkeit der Oberlenker lässt sich der Sturz am Rad um bis zu  $10^\circ$  variieren.

Die Aufbringung der Normalkraft auf das Rad erfolgt durch eine Druckstrebe (Bild 8.21). Diese kann exakt senkrecht über der Radaufhängung ausgerichtet werden, so dass eine präzise messtechnische Erfassung der wirkenden Normalkraft möglich wird. In die Druckstrebe können wahlweise verschiedene Feder-Dämpferelemente adaptiert werden, wodurch die Untersuchung der Auswirkungen einer elastischen Radaufhängung auf die Radlebensdauer ermöglicht wird. Neben der Messung der Normalkraft werden auch alle weiteren in den Ober- und Unterlenkern angreifenden Kräfte mit Dehnungsmessstreifen erfasst und ausgewertet, um neben der Normalkraft auch die Seitenführungskräfte, die Antriebskräfte und auch den Rollwiderstand ermitteln zu können, vgl. Kapitel 8.2.

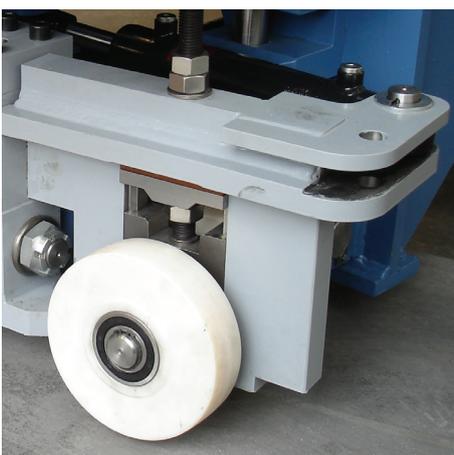


**Bild 8.21:** CAD-Modell der Radaufhängung mit Druckstrebe (sandfarben)



**Bild 8.22:** Radaufhängung mit Hydraulikzylindern, Unterlenkern (blau) und Oberlenkern

Bei den Prüfläufen werden die Räder teilweise bis zu deren Versagen hin getestet. In diesem Fall kann es z. B. zur Verflüssigung des Radkunststoffes oder zu einer Ablösung der Bandage von der Felge des Rades kommen. Um dabei eine Beschädigung der Prüfstandskonstruktion oder des Fahrbahnbelages zu verhindern, wurden an der Radaufhängung Stützrollen angebracht. Es sind je Radaufhängung zwei Stützrollenpaare höhenverstellbar montiert, so dass ein Anpassen an unterschiedliche Radgrößen und verschiedene Sturzwinkel möglich ist. Die Stützrollenpaare sind dabei schwenkbar gelagert, wodurch eine optimale Verteilung der Last auf alle Stützräder und eine Anpassung an verschiedene Kurvenradien sichergestellt werden kann (Bild 8.23).



**Bild 8.23:** Stützrollen zum Abfangen der Radaufhängung im Schadensfall

Die Prüfkraft der Räder setzt sich aus den Gewichten einzelner Prüfstandskomponenten (Arm, Motor-Getriebe-Einheit, Radaufhängung...) und einer variablen Prüflast zusammen. Hierdurch lässt sich eine maximale Prüfkraft von 50kN je Rad realisieren. Die

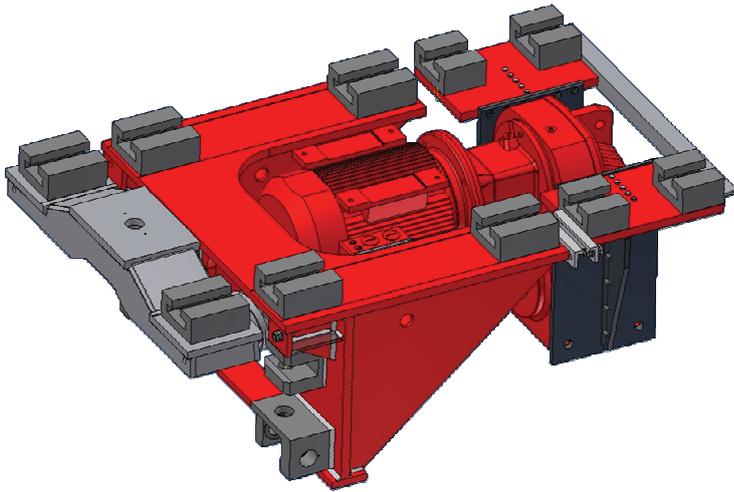
variable Prüflast besteht aus einer Prüflastwanne, welche auf dämpfenden Kunststoffgleitschienen gelagert ist und in die unterschiedliche Gewichtsplatten montiert werden können, siehe Bild 8.24. Diese Einheit ist verschiebbar im Arm integriert um ein dynamisches Verändern der Prüflast während eines Versuchslaufes zu ermöglichen. Die Verschiebung wird je Prüflast durch zwei redundant ausgeführte Hydraulikzylinder realisiert, vgl. Bild 8.19.

Die Anbringung der Prüflast in Form von (in einem weiten Bereich verstellbaren) Gewichten über dem Rad gestattet eine Nachstellung von realitätsgetreuen Belastungssituationen im Prüfbetrieb. Der Arm stützt sich in der Prüfstandsmitte auf dem zentralen Lagerbock und außen über die Radaufhängung auf dem Prüfrad ab, siehe Bild 8.12. Somit trägt ein vom Bahnradius des Rades abhängiger Teil der Eigenmasse des Arms zur Belastung des Prüfrades bei.



**Bild 8.24:** Prüflastwanne gelagert auf Kunststoffgleitschienen (schwarz)

Die Ober- und Unterlenker der Radaufhängung werden im Lagerbock der Radaufhängung (welcher die Verbindung zum Arm herstellt) gelagert. Dieser Lagerbock seinerseits ist über Schwerlast-Lineargleitführungen verschiebbar an den Arm montiert, siehe Bild 8.25. Hierdurch wird eine Veränderung des Laufbahndurchmessers zwischen 4,0 und 6,0 Metern ermöglicht, vgl. Bild 8.19.



**Bild 8.25:** Lagerbock der Radaufhängung (rot) mit Aufnahme für die Druckstrebe (grau)

Die Verschiebung bzw. das Halten des Lagerbocks auf einem bestimmten Laufbahndurchmesser erfolgt auch hier über zwei parallel geschaltete Hydraulikzylinder. Durch ein gezieltes Ansteuern der Zylinder kann so z. B. das Prüfrad gezielt durch eine Querkraft belastet und somit eine realitätsgetreue Kurvenfahrt im Versuch nachgestellt werden, vgl. Bild 8.19.

Durch die bereits beschriebene „Freischaltung der Zylinder“ und die Vorgabe eines festen Lenkwinkels des Rades ist es auch möglich eine Kurvendurchfahrt von Staplern zu simulieren, bei der das Rad die Seitenführungskraft aufbringen muss.

## 8.2 Messtechnik

Zur objektiven Beurteilung und Optimierung des an den Rädern auftretenden Verschleißverhaltens werden während eines Prüflaufes am Kreisaktuator neben der Radlast und der Fahrgeschwindigkeit diverse weitere Messwerte zur Beschreibung der Gesamtbelastung ermittelt. Neben den einwirkenden mechanischen Kräften hat beispielsweise die Temperaturentwicklung innerhalb eines Polyurethanrades einen großen Einfluss auf die Radeigenschaften und den entstehenden Verschleiß.

Bei den am Prüfrad angreifenden Belastungen sind neben der vertikal einwirkenden Prüfkraft vor allem die Antriebs-/Bremskraft in Laufrichtung (u. a. beeinflusst durch den Rollwiderstandsbeiwert) und die Seitenführungskraft bei Kurvenfahrt interessant. Die Antriebs-/Bremskraft und die Seitenführungskraft können im Prüfstand nicht direkt gemessen werden. Zusammen mit der Prüfkraft werden beide Kräfte jedoch über die Komponenten der (nach dem Prinzip einer Parallelkinematik ausgeführten) Radaufhängung an den Prüfstandsarm übertragen, der die resultierenden Führungskräfte des Rades aufnimmt. Aus der messtechnischen Erfassung und Analyse aller an den Kompo-

nennten der Radaufhängung (Oberlenker, Unterlenker und Druckstreben) angreifenden Kräfte kann deshalb eine Berechnung der einzelnen Führungskräfte vorgenommen werden.

### Erfassung der Führungskräfte

Die Oberlenker nehmen nur Zug- und Druckkräfte auf und stützen die Radaufhängung ab. Zur Aufbringung der Normalkraft auf das Rad dient die Druckstrebe, vgl. Bild 8.21. Die Unterlenker sind so ausgeführt, dass sie sowohl Längs- als auch Querkräfte aufnehmen und damit die wesentlichen am Rad wirkenden Antriebs- und Seitenführungskräfte in den Arm ableiten können. Alle Kräfte in den Komponenten der Radaufhängung werden mit Dehnungsmessstreifen (DMS) in temperaturkompensierten Halb- und Vollbrückenschaltungen gemessen.

Da der Prüfstand einen Betrieb mit variablen Prüflasten von deutlich weniger als 10kN bis zu 50kN zulässt, musste während der Konstruktion und Dimensionierung der Radaufhängung ein wesentlicher Zielkonflikt gelöst werden. Mithilfe von umfangreichen FEM-Simulationen wurden alle Komponenten soweit optimiert, dass einerseits die maximal angreifenden Kräfte dauerhaft sicher ertragen werden können und andererseits auch bei geringen Führungskräften ausreichende mechanische Spannungen für eine DMS-Messung der entstehenden Bauteilverformungen entstehen.



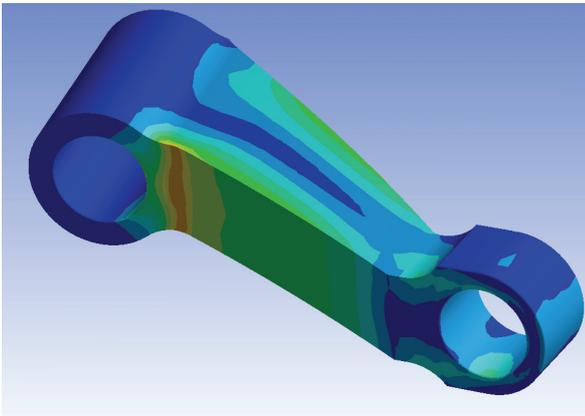
**Bild 8.26:** CAD-Modell der Druckstrebe (halbtransparent)



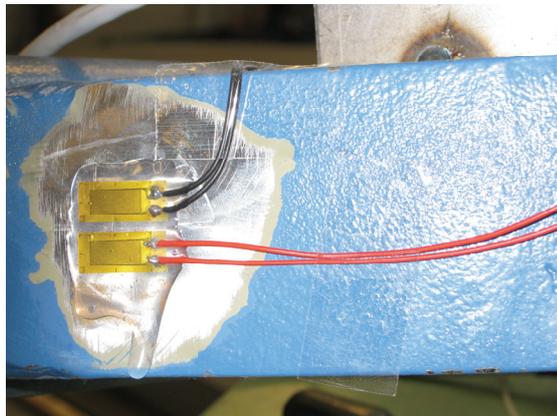
**Bild 8.27:** Druckstrebe zur Messung der Gewichtskraft

Besonders anspruchsvoll gestaltete sich dabei die Auslegung der Unterlenker, in denen wegen des gleichzeitigen Auftretens von Zug-/Druckspannungen und Biegemomenten ein dreiachsiger Spannungs- und Verformungszustand auftritt. Mit einer FEM-Analyse der bei verschiedenen Belastungszuständen auftretenden Bauteilverformungen konnten

geeignete Messstellen identifiziert werden, die eine weitgehend unabhängige Messung der Kräfte aus Zug-/Druckspannungen und Biegemomenten gestatten (Bild 8.28).



**Bild 8.28:** Spannungsanalyse im Unterlenker

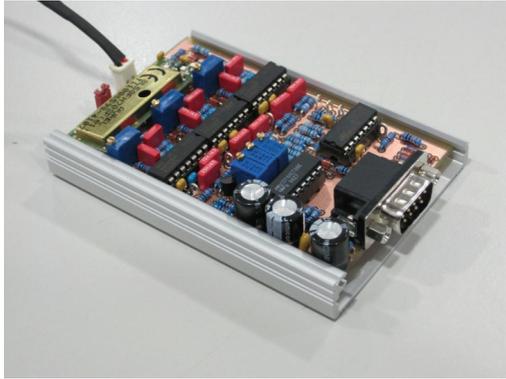


**Bild 8.29:** DMS am Unterlenker

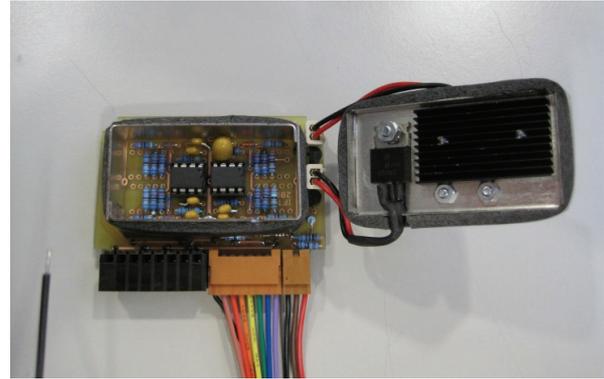
Da der Kreisaktuator auch Lenkbewegungen auf unterschiedlichen Kreisbahnen zwischen 4m und 6m zulässt und dabei ein fahrtrichtungsabhängiges zusätzliches Moment um die vertikale Achse an den Rädern auftritt, werden auch die in den Lenkzylindern auftretenden Kräfte erfasst und ausgewertet.

### Messwertaufbereitung und -kalibrierung

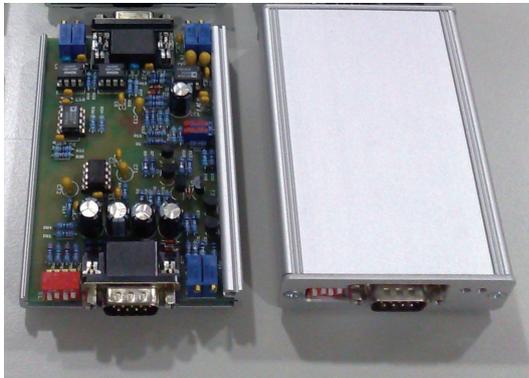
Um die beim Einsatz einer DMS-Brückenschaltung entstehenden sehr kleinen elektrischen Spannungen im Brückenweig (im mV- oder sogar  $\mu\text{V}$ -Bereich) mit großer Genauigkeit digitalisieren und auswerten zu können, ist häufig eine sehr hohe Signalverstärkung erforderlich. Ein modulares und kompaktes Messverstärkersystem mit Sechselektroden-Schaltung, das vom IFT entwickelt wurde, ermöglicht hochpräzise Messungen mit variablen Verstärkungsfaktoren (Bild 8.32).



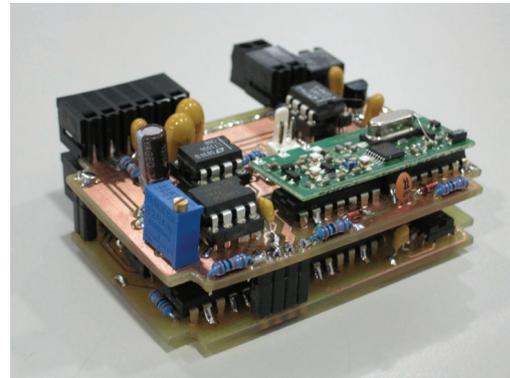
**Bild 8.30:** 868-MHz-Empfänger mit Frequenz-Shift-Verfahren



**Bild 8.31:** 4-Kanal-PT1000-Temperaturmessung mit Heizvorrichtung



**Bild 8.32:** 2-Kanal-DMS-Messverstärker für Sechselekterschaltung



**Bild 8.33:** Messdatendigitalisierung und Funkübertragung

Um aus den gemessenen Spannungswerten der DMS-Verstärker die resultierenden Führungskräfte am Prüfrad exakt ermitteln zu können, wurden die Komponenten mit definierten Belastungen kalibriert. Die Oberlenker und Druckstreben konnten wegen ihres einachsigen Verformungszustandes dabei im ausgebauten Zustand mit Zug- bzw. Druckkräften belastet werden. Für die Kalibrierung der Unterlenker musste eine spezielle Vorrichtung zur Belastungseinbringung im Einbauzustand entwickelt werden.

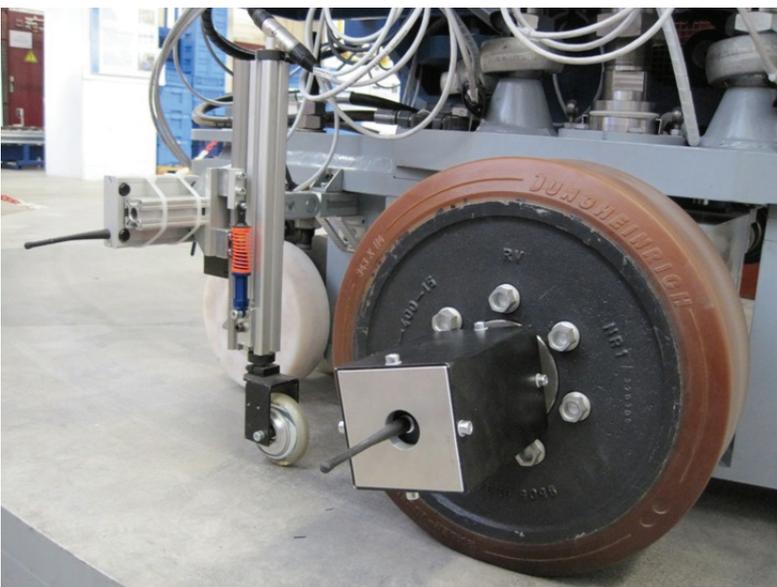
### Weitere Messgrößen

Zur Erfassung der Prüfgeschwindigkeit stehen unterschiedliche Messwerte zur Verfügung. Einerseits liefert die Steuerung der Antriebsmotoren die aktuelle Raddrehzahl. Um jedoch den zwischen Rad und Prüfbelag entstehenden Schlupf auch bei Kurvenfahrt genau bestimmen zu können, werden die Winkelgeschwindigkeit des Prüfarmes und die Geschwindigkeit der Radaufhängung in Fahrtrichtung zusätzlich mit je einem Inkrementalgeber erfasst.

Die Belastung und das Verschleißverhalten der Räder werden außer von der mechanisch verursachten Verlustleistung maßgeblich von der daraus resultierenden Wärmeentwicklung mit beeinflusst. Um die thermische Leitfähigkeit des Werkstoffs und die entstehende Wärmeverteilung im Rad analysieren zu können, werden deshalb bis zu vier verschiedene Temperaturen an der Felge und im Inneren der Radbandage gemessen (Bild 8.34). Zur Übertragung der Messwerte vom sich mit bis zu 900U/min drehenden Rad zum Messsystem wurde vom IFT ein Telemetriesystem entwickelt, das es ermöglicht, vier Messkanäle zu digitalisieren und über 868-MHz-Funktechnik zu übertragen (Bild 8.35).



**Bild 8.34:** Temperaturmessung im Rad



**Bild 8.35:** Funkübertragung Messwerte

Zur Temperaturmessung werden Platin-Chip-Sensoren mit kleinen Abmessungen, sehr guten Ansprechzeiten sowie guter Reproduzierbarkeit und Langzeitstabilität verwendet.

---

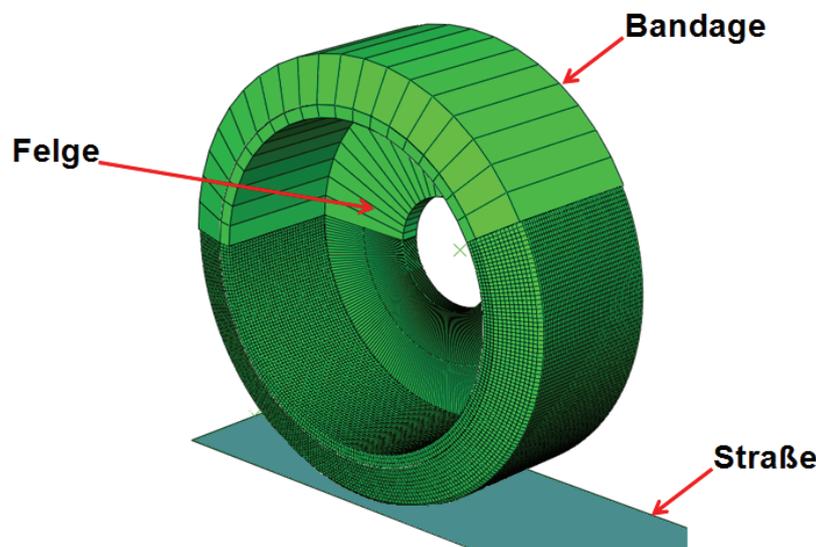
Das Messsignal dieser Sensoren wird vor der Digitalisierung durch einen vom IFT entwickelten analogen Messverstärker aufbereitet, der aus der nichtlinearen Kennlinie der Temperatursensoren ein zur Absoluttemperatur lineares Spannungssignal mit einer maximalen Linearitätsabweichung von weniger als  $0,01^{\circ}\text{C}$  generiert. Um mögliche Einflüsse aus den sich ändernden Umgebungstemperaturen an der Felge auf den Messverstärker zu verhindern, wurden alle auf den Messwert Einfluss nehmenden elektronischen Bauteile in ein separates, isoliertes Gehäuse integriert, das durch eine geregelte Heizvorrichtung auf einer konstanten Temperatur gehalten wird. Die Basis für die störungsfreie Übertragung der Messwerte ist eine 12-Bit-Digitalisierung vor der Funkübertragung mit einer resultierenden Messwertauflösung von  $< 0,1^{\circ}\text{C}$ .

## 9 Modellbildung, Experimente und Numerik

### 9.1 Einleitung

Neben den im vorigen Abschnitt präsentierten Vorarbeiten zur Erfassung der Einsatz- und Belastungsbedingungen von FFZ, wurde am MTL hauptsächlich an der Entwicklung und Beschreibung der Belastungseigenschaften des Verbundsystems Rad-Felge-Straße (Bild 9.1) geforscht.

#### FEM-Simulation



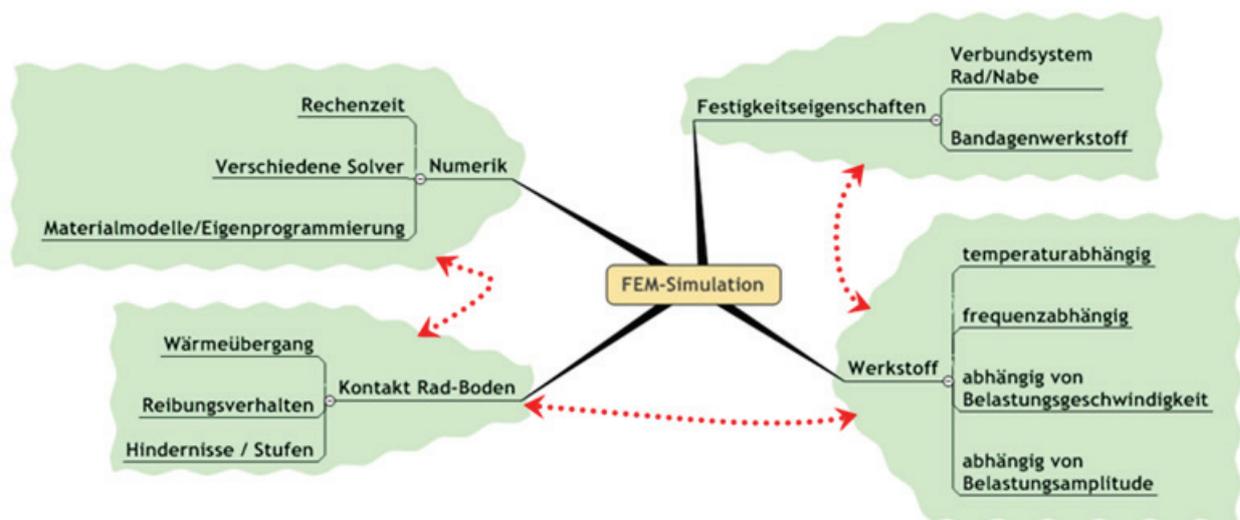
**Bild 9.1:** Prinzipskizze des simulierten Standardrades

Die Aufgaben für das MTL waren dabei geteilt und beliefen sich auf die Entwicklung und Implementierung des Gesamtreifenmodells, die Implementierung eines Rechenkatalogs zur Überprüfung von Belastungsverhalten (Abschnitt 9.5.1) des Rades und die Bereitstellung der Möglichkeit zur Berechnung konstruktiver Variationen. Zur Modellbildung war es notwendig, die bestehende Basis an Materialdaten durch Experimente zu erweitern. Dazu wurden sowohl durch und im Auftrag der Firma Bayer MaterialScience AG, als auch am MTL verschiedene Experimente durchgeführt. Von den durchgeführten Experimenten wird in den folgenden Kapiteln eine relevante Auswahl der am MTL durchgeführten Experimente dargestellt. Die Modellbildung wurde unter Verwendung des Softwaretools Abaqus® durchgeführt. Dabei ergaben sich zunächst einige prägnante Schwierigkeiten die thermischen Eigenschaften des Materialverhaltens einzubinden. Letztendlich wurde das in den folgenden Abschnitten beschriebene thermo-mechanische (sequentielle) Modell erarbeitet und implementiert.

## 9.2 Vulkollan® - Allgemeine Materialeigenschaften und spezielle Eigenschaften im Einsatz als Bandagenmaterial für Reifen von FFZ

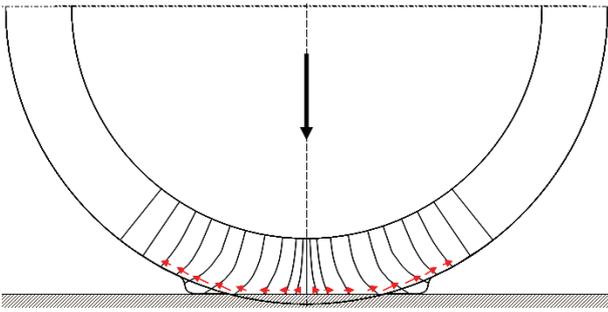
Vulkollan® zeigt visko-elastisches Materialverhalten und ist ein schlechter Wärmeleiter. Deshalb ist die im Innern erzeugte Wärme größer, als die nach Außen transportierte Wärmemenge und das Rad erwärmt sich im Rollbetrieb. Bei schnellen Fahrten oder langen Fahrstrecken kann die lokale Temperatur das Maß für die mechanische Grenzbelastung sein. Sie kann bis zur Materialzersetzung (welche bei ca. 230°C beginnt und ab ca. 300°C in eine Verflüssigung übergeht) des PUR-Werkstoffs ansteigen.

Die Abhängigkeit der Materialeigenschaften der Bandage von der Temperatur führt dazu, dass sich die Werkstoffeigenschaften im Rollbetrieb ändern. Wegen des Reibkontaktes von der Fahrbahn zum Rad, treten Abhängigkeiten vom Kontaktpartner /Joh87/ (Wärmeübergang, Reibungseffekte) auf, die in den numerischen Simulationen Berücksichtigung finden müssen. Das Materialverhalten und die Komplexität der FEM-Simulation /Bac02/, /Bet01/ lassen sich schematisch wie folgt darstellen (Bild 9.2).

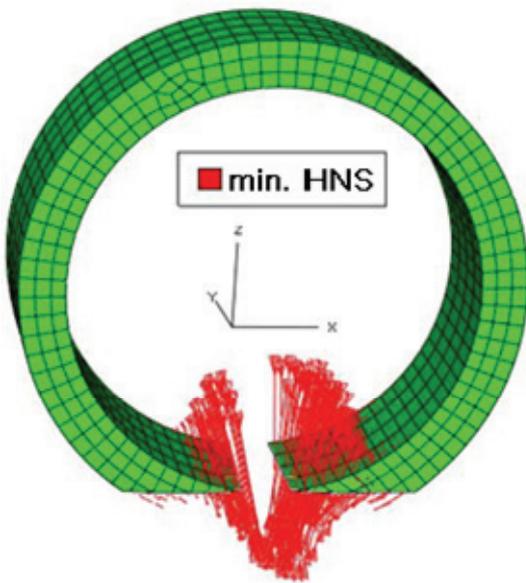


**Bild 9.2:** Prinzipskizze – Einflussfaktoren für die FEM-Simulation

Neben den eben angesprochenen visko-elastischen Eigenschaften ist Vulkollan® inkompressibel. Im Verlauf der Belastung beim Fahrbetrieb kommt es zu einer Verdrängung des Bandagenmaterials (seitwärts und entlang der Fahrachse). Das Prinzip ist in Bild 9.3 zu sehen. Bei stationärer Fahrt ohne Lenk- und Bremsmanöver und Stufenfahrten, ist die größte wirkende Belastung die Massenbelastung senkrecht zur Aufstandsfläche. Daraus resultiert die größte wirkende (Hauptnormal-) Spannungsbelastung (HNS), welche sich im Fahrbetrieb ebenfalls in Richtung der Aufstandsfläche befindet (Bild 9.4). Diese Ausrichtung der HNS hat sich im Rahmen der gerechneten Belastungen (5kN-50kN) als unabhängig von diesen erwiesen.



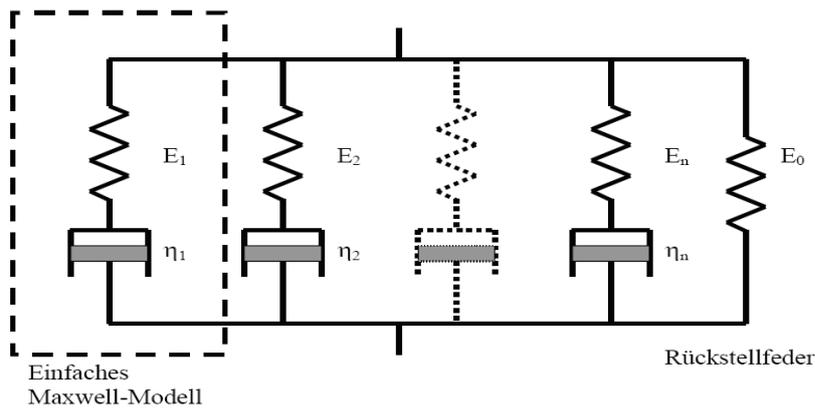
**Bild 9.3:** Verhalten bei rein vertikaler Beanspruchung



**Bild 9.4:** Wesentliche Richtung der min. HNS im Latschbereich

### 9.3 Modellbildung

Basierend auf den vorhandenen Erkenntnissen, wurde dann das Werkstoffmodell entwickelt und in das FEM-Tool Abaqus® implementiert. Das visko-elastische Verhalten des PUR-Werkstoffs wird mittels des verallgemeinerten Maxwell-Modells modelliert (Bild 9.5).



**Bild 9.5:** Prinzipskizze zum generalisierten Maxwell-Modell (Feder-Dämpfer-System)

Die Gesamtspannung ergibt sich als additive Überlagerung der parallel geschalteten Feder-Dämpfer-Elemente.

$$\sigma = E_0 \varepsilon + \sum_k E_k \exp^{-t/\tau_k} \quad (9.1)$$

Visko-elastisches Verhalten sorgt für ein zeitverzögertes Antwortverhalten des Materials auf Belastungen. Zur Beschreibung dieses zeitabhängigen Verhaltens müssen zeitabhängige Materialparameter bestimmt werden. Im Rahmen der von der Firma Bayer MaterialScience AG in Auftrag gegebenen dynamischen Versuchen, wurden das dynamische Schubmodul und E-Modul bestimmt. Exemplarisch wird die Bestimmung im Rahmen eines verallgemeinerten Maxwell-Modells des Schubmoduls angegeben, welches bei der FEM-Analyse Verwendung findet.

Definition des Langzeit und des instantanen Verhaltens der Schubmodule

$$G_\infty := \lim_{t \rightarrow \infty} G_R(t), \text{ und } G_0 := \lim_{t \rightarrow 0} G_R(t) \quad (9.2)$$

Daraus ergibt sich das dimensionslose Relaxationsmodul,

$$g_R(t) := G_R(t)/G_0 \quad (9.3)$$

das zur Darstellung des komplexen Relaxationsmoduls in Zeitbereichsdarstellung verwendet wird. Unter Voraussetzung von harmonischer Belastung ergibt sich für die Darstellung des Schubmoduls im Zeitbereich

$$G(t) = G_0 (g_\infty + \sum_k g_k \exp^{-t/\tau_k}) \quad (9.4)$$

bzw. im Frequenzbereich

$$G'(\omega) := G_0 \left[ 1 - \sum_k g_k + G_0 \sum_k g_k \frac{\tau_k^2 \omega^2}{(1 + \tau_k^2 \omega^2)} \right], \quad (9.5)$$

$$G''(\omega) := G_0 \sum_k g_k \frac{\tau_k \omega}{(1 + \tau_k^2 \omega^2)} \quad (9.6)$$

Es sind  $G'(\omega)$  das Speichermodul (elastisches Verhalten) und  $G''(\omega)$  das Verlustmodul (viskoses Verhalten). Zusammen mit einem Least-Square-Fit Verfahren können aus den Gleichungen (9.4) oder (9.5) und (9.6) aus den dynamischen Versuchen die numerischen Modellparameter für das Maxwellmodell bestimmt werden. Mit dem Maxwell-Modell wird das zeitliche Verhalten des Kunststoffes erfasst /Aba07/, /Gör07/.

Das nichtlineare elastische Verhalten wird durch hyperelastische Materialmodelle beschrieben /Val01/, /Yeo93/, /Yeo95/, /Hau05/. Dabei wird eine Formänderungsenergiefunktion aufgestellt, die für homogene, isotrope Materialien im Hauptdehnungszustand die allgemeine Form besitzt.

$$U = U(I, II, III) \text{ oder } U = U(\lambda_1, \lambda_2, \lambda_3), \quad (9.7)$$

hier sind I, II, III die Hauptinvarianten des Rechten Cauchy-Green-Tensors und  $\lambda_i$  die Dehnungen. Im einfachsten Fall können dessen Materialparameter mittels uniaxialer Versuche bestimmt werden können. Ein Beispiel hierfür ist das kompressible Neo-Hookesche Materialgesetz, dessen Materialparameter experimentell bestimmt wurden. Das Neo-Hookesche Modell kann bevorzugt bei kleineren Dehnungen im Bereich von weniger als etwa 30% Dehnung angewendet werden. Dieses Materialverhalten liegt in unserem Falle vor.

$$U = C(I - 3) + 1/D_1(J - 1)^2 \quad (9.8)$$

mit der Determinante J des Verzerrungstensors, I erste Hauptinvariante des linken Cauchy-Green-Tensors, C Anfangs Schermodul und  $2/D_1 = k_0$  Anfangsbulkmodul. Im Fall von inkompressiblen Materialien wie z. B. bei dem bei FFZ verwendeten Vulkollan® kann der volumetrische Anteil vernachlässigt werden.

### Gesamtradmodell - Implementierung

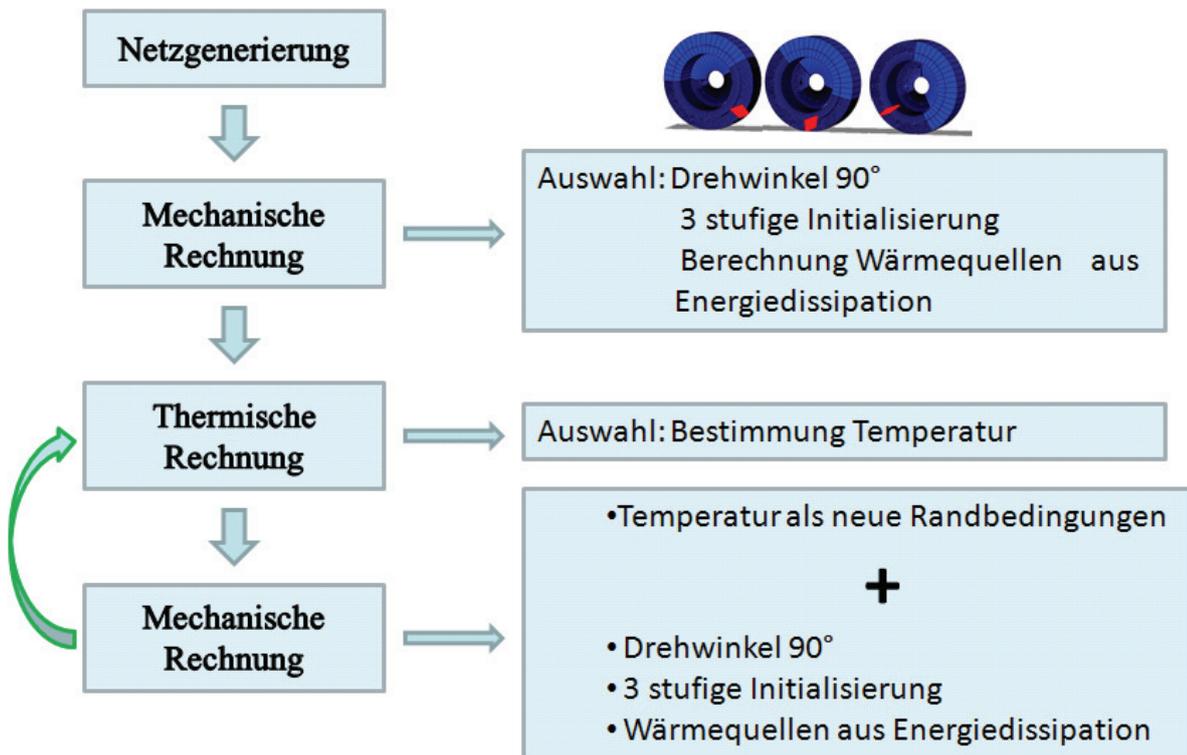
Implementiert wurde das Modell letztendlich in Abaqus®. Aus Gründen der numerischen Stabilität, respektive der Verfügbarkeit von benötigten Hilfsroutinen wurde zwischen den beiden verschiedenen Solvern (expliziter und impliziter Solver) in Abaqus® gewechselt. Mit "implizit" und "explizit" bezeichnet man zwei unterschiedliche Verfahren zur numerischen Lösung einer Bewegungsgleichung, die im Allgemeinen die Form-

Trägheitskräfte + Dämpfung + elastische Kräfte = äußere Kräfte + nichtlineare Anteile besitzt. Explizite Solver sind extrem schnell, weil sie zum Übergang vom Zeitpunkt  $t$  auf den Zeitpunkt  $t+Dt$  nur den Zustandsvektor zum Zeitpunkt  $t$  mit einer Matrix multiplizieren müssen, aber nicht in jedem Zeitschritt  $Dt$  die Lösung eines Gleichungssystems erforderlich machen. Deshalb werden sie bevorzugt für dynamische und nichtlineare Vorgänge verwendet. Sie büßen viel von ihrer Performance dadurch ein, da sie zum Erreichen numerischer Stabilität häufig sehr kleine Zeitschritte  $Dt$  brauchen. Bei impliziten Verfahren wird die Bewegungsgleichung mit einem linearen Ansatz in der Zeit gelöst. Implizite FEM-Solver sind robuster und numerisch stabiler als explizite, aber dafür auch deutlich langsamer, da in jedem Iterationsschritt ein Gleichungssystem gelöst werden muss. Es war nicht möglich Rechnungen mit völlig identischen Settings mit den beiden Solvern durchzuführen, aufgrund von deren unterschiedlichen numerischen Stabilitätsverhaltens. Trotzdem lagen die Ergebnisse hinreichend nahe beieinander. Alle präsentierten Ergebnisse basieren auf Rechnungen mit dem impliziten Solver.

Das implementierte Modell beinhaltet die sequentielle Berechnung der mechanischen Eigenschaften und die daraus resultierenden Wärmequellen, die dann in einem Wärmeleitungsabschnitt zur Bestimmung der Temperaturen im Innern des Reifens verwendet werden (Prinzipskizze siehe Bild 9.6). Zu diesem Zweck werden die Vernetzung und Aufbringung der Lasten komplett mittels mehrerer entwickelter Inputfilegeneratoren automatisch erzeugt. Die Inputfilegeneratoren (IG) bilden die Basis für parametrische Variationen der Radgeometrie.

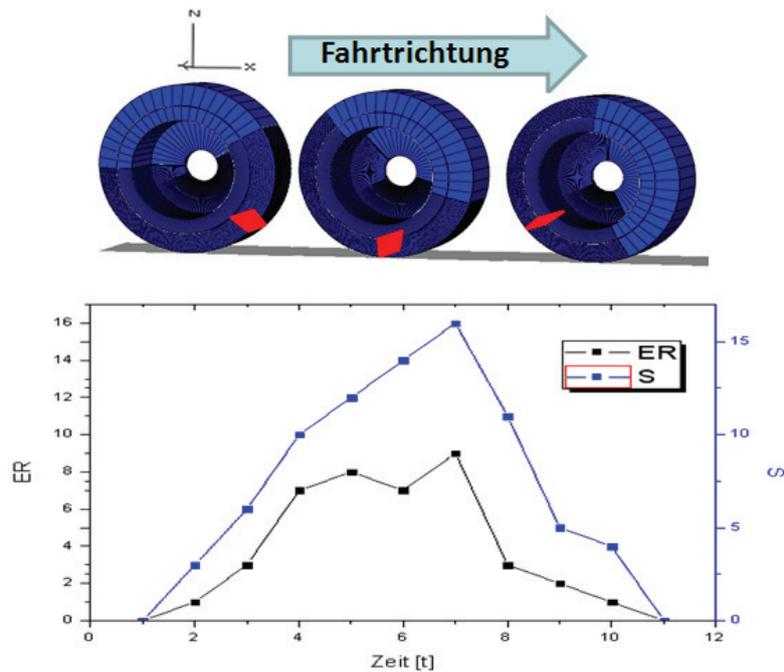
### **Ablaufskizze der Rechnungen (Bild 9.6 und Bild 9.7)**

1. Generierung der Geometrie und der Vernetzung, Lasten und sonstiger Randbedingungen (**RB**)
2. Teilrechnung: Mechanik:
  - a. Festlegung der Fahrzeit durch Vorgabe eines Drehwinkels
  - b. Festlegung des Bereiches, der zur Berechnung der Wärmequellen verwendet wird
  - c. Initialisierung der RB und Lasten
  - d. Start Mechanische Rechnung und damit Erzeugung der Wärmequellen
3. Teilrechnung: Thermische Rechnung unter Nutzung der in (2.d) erzeugten Wärmequellen
4. Start nächster Rechenzyklus mit Aufprägung der aus Teil 3. Gewonnenen Temperaturen als neue Temperaturlastwerte und Berichtigung der temperaturabhängigen Materialkennwerte



**Bild 9.6:** Ablaufschema thermo-mechanische Simulation

Die Wärmequellen werden in der mechanischen Teilrechnung innerhalb eines vorher festgelegten Bereiches bestimmt (roter Bereich in den Rädern (hier Scheibe) wie in Bild 9.6 und Bild 9.7). Die Lastdaten in diesem Bereich werden zeitlich integriert und dann in der zweiten Teilrechnung - einer Wärmeleitungsrechnung - zur Temperaturfindung verwendet. Der Bereich, in dem die Wärmequellen berechnet werden, kann variiert werden. Der Bereich, der zur Berechnung der Wärmequellen genommen wird, wird als Auswertungsbereich AWB bezeichnet. Befindet sich dieser Bereich lotrecht unter der Radachse, wird dies als Kontakt bezeichnet. Beide Teilrechnungen zusammen bilden einen Rechenzyklus. Beim Start von dem nächsten Zyklus wird das Rad in die Ausgangsposition der ersten mechanischen Rechnung zurückgebracht. Da die Vernetzung komplett selber vorgenommen werden, sind alle Knoten-, respektive Elementnummierungen bekannt. Dies wird dazu benutzt eine Vereinfachung bei der Temperaturaufprägung zu benutzen. Es wird angenommen, dass in Umfangsrichtung die Temperatur unverändert bleibt.



**Bild 9.7:** Prinzipische Darstellung der Wärmequellen-Generierung

Um die umfangreichen numerischen Rechnungen durchführen zu können, mussten zunächst eine Reihe von Experimenten durchgeführt werden. Im folgenden Abschnitt wird eine Auswahl der am MTL durchgeführten Experimente zur Bestimmung einiger Materialeigenschaften dargestellt.

## 9.4 Experimente am MTL

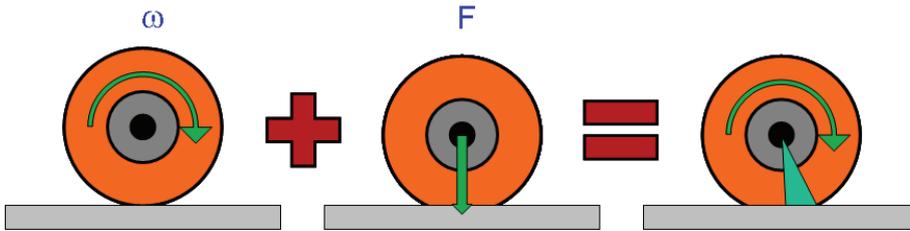
Neben Standardversuchen auf Basis von 2000M bei den Projektpartnern wurden am MTL eine Reihe von Experimenten zur Materialcharakterisierung vorgenommen, mit dem Ziel Materialkennwerten im betriebsrelevanten Bereich zu bekommen (uniaxiale Druckversuche von einigen kN, temperatur- und frequenzabhängig). Es wurden quasi-statische und dynamische Versuche durchgeführt. Vermessen wurden Vulkollan® 27 (Shore-Härte A/D 93/38) und Vulkollan® 30 (Shore-Härte A/D: 94/42) Proben. Präsentiert wird hier eine kleine Auswahl der durchgeführten Experimente.

### 9.4.1 Dynamische Druckversuche zur Bestimmung von Frequenzeigenschaften und Temperaturverhalten von Vulkollan®

#### 9.4.1.1 Versuchsdurchführung

Um die Erwärmung des Werkstoffs durch innere Reibung zu studieren, wurden Hydro-pulserversuche unter Druckbelastung (5-20kN) mit den Zylinderproben (siehe Bild 9.9) bei den Frequenzen 0,5Hz, 3Hz und 5Hz durchgeführt. Bei stationärer Fahrt wird der

Latsch des Rades periodisch belastet. In Tabelle 9.1 sind für ein Rad mit 343mm Durchmesser für drei Geschwindigkeiten die entsprechenden Belastungsfrequenzen eines Punktes auf der Oberfläche (Spalte 2) und die Größenordnung der Einfederzeiten des Latsches (Spalte 3) angegeben. Belastungsfrequenzen bis zu 5 Hz treten üblicherweise bei Rädern an FFZ auf, die mit Geschwindigkeiten zwischen 5km/h bis 20km/h (Raddurchmesser 85mm - 343mm) fahren (Bild 9.8 und Tabelle 9.1). Typische Einfederzeiten bei den Rädern liegen bei  $10^{-1}$ s bis  $10^{-3}$ s.

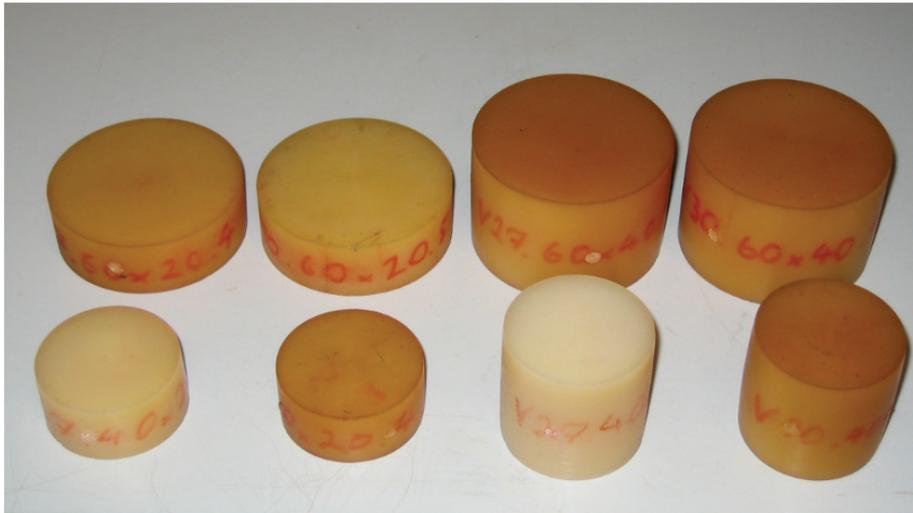


**Bild 9.8:** Prinzipskizze rollendes Rad – Drehung und Achslast führen zu einer periodischen Belastung des Latsches mit typischen Einfederzeiten

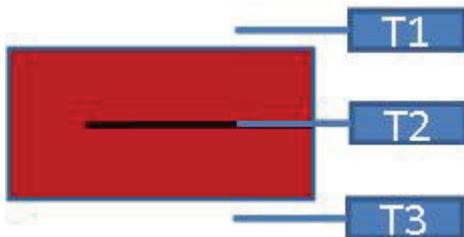
v [in km/h]	f [in Hz]	$T_{\Delta}$ [in s]
1	0.258	$10^1 - 10^{-2}$
5	1.289	$10^{-3}$
10	2.578	$10^{-3}$
20	5.156	$10^{-3}$

**Tabelle 9.1:** Belastungsfrequenz und typische Einfederzeiten eines Bereiches bei typischen Fahrgeschwindigkeiten - Angaben gelten für ein Rad mit 343mm Durchmesser

Die für die Versuche verwendeten Proben sind Zylinderproben mit den Geometrien 40mm x 20mm, 40mm x 40mm, 60mm x 20mm und 60mm x 40mm aus Vulkollan® (Bild 9.9). In die Proben wurde ein Loch gebohrt, um die Innentemperatur der Probe mit einem Thermosensor messen zu können (Bild 9.10).

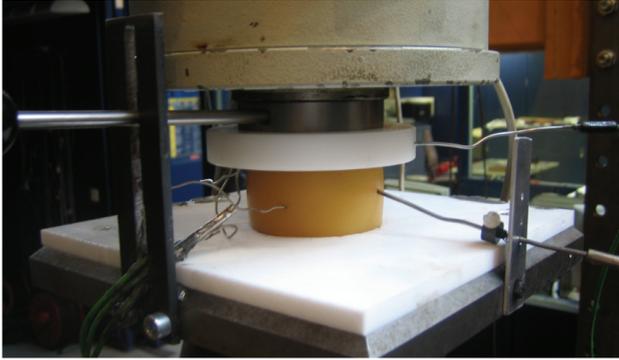


**Bild 9.9:** Verwendete Vulkollan®-Proben

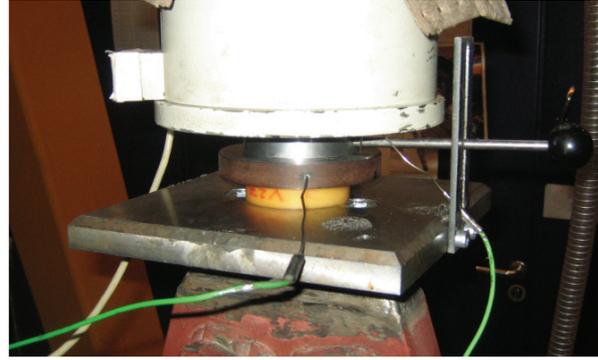


**Bild 9.10:** Probe mit Lochbohrung und Thermosensoren - Prinzipskizze

Es wurden zum Teil mehrere Innen- und Außentemperaturen der Druckplatten und der Probenoberfläche gemessen. Um die bei Stahlplatten (Bild 9.12) verstärkt auftretende Wärmeabfuhr zu unterdrücken, wurden die Versuche zusätzlich unter Verwendung von Polyamid-Platten (PA) durchgeführt (Bild 9.11). Die Polyamid-Platten entsprechen eher den Begebenheiten der Reifen im Fahreinsatz, da die Wärmeabfuhr zwischen Probe und Polyamid realistischer ist. Die Messungen erstreckten sich jeweils über so viele Belastungszyklen, bis sich eine konstante Temperatur im Innern eingestellt hatte.

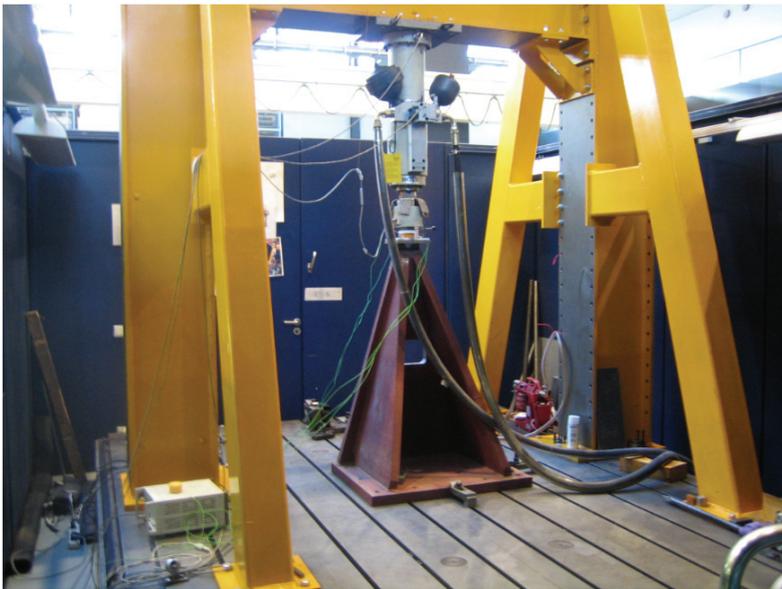


**Bild 9.11:** Probe zwischen Polyamid



**Bild 9.12:** Probe zwischen Stahl

Beim Start der Versuche muss bei diesem Hydropulser ein Einschwingvorgang abgewartet werden. Daher wurden die Daten für die Messung erst nach dem Einschwingen erfasst. Für die Versuche wurde eine Hydropuls®-Digital-Elektronik Serie 56 der Firma Carl Schenk AG verwendet (siehe Bild 9.13 und Tabelle 9.2).



**Bild 9.13:** Hydropulser

Für die servohydraulische und elektromechanische Prüfmaschine mit einer Hydropuls®-Elektronik Serie 56 sind folgende technische Daten vom Hersteller bekannt (/Sch01/):

**Zylinder:**

Hochdruck-Speicher des Zylinders:	2,5 Liter Gasvorspannung: 200bar
Niederdruck-Speicher des Zylinders:	2,5 Liter Gasvorspannung: 200bar
Nutzbarer Frequenzbereich:	0,001Hz bis ca. 5Hz

**Radialkolbenpumpe:**

Umgebungstemperaturbereich:	-15°C bis +60°C
min. Eingangsdruck:	0,8bar absolut
max. Dauerdruck:	280bar
max. Spitzendruck:	350bar
Druckflüssigkeit:	Hydrauliköl
Druckflüssigkeitstemperaturbereich:	-15°C bis +80°C

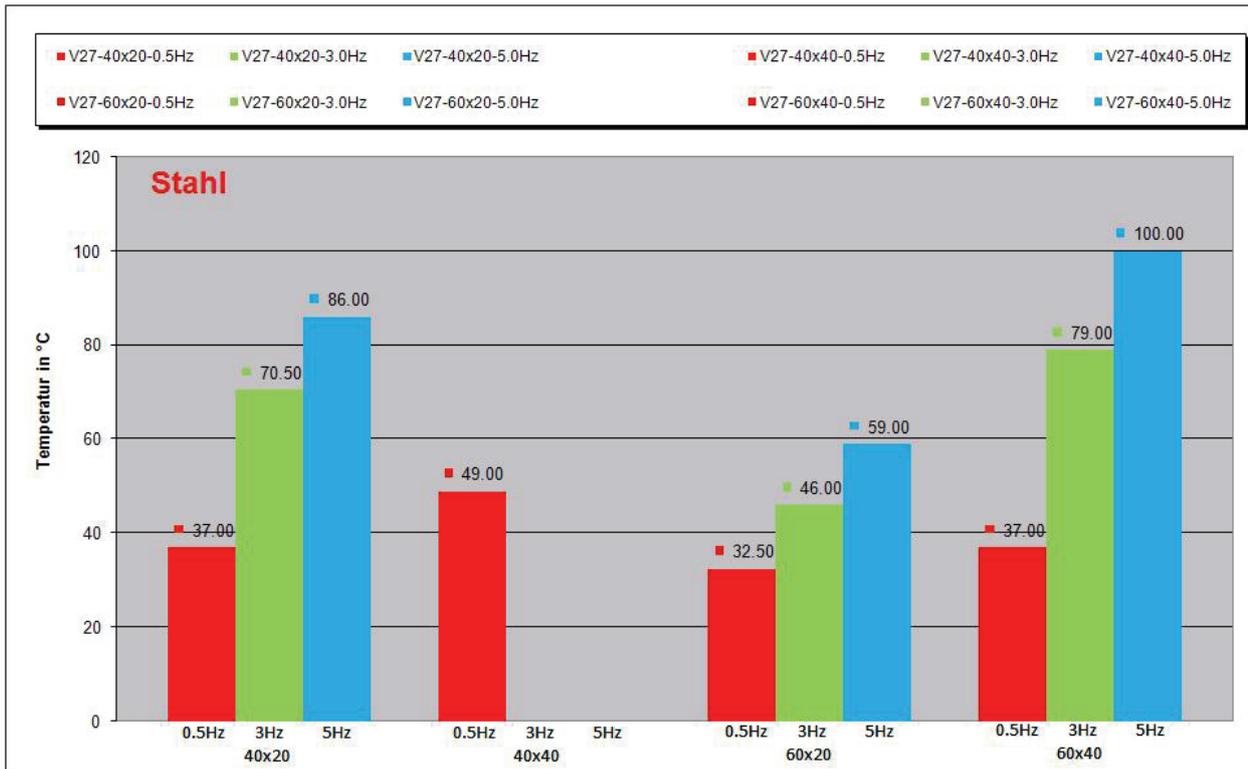
**Präzisions-Kraftaufnehmer:**

Grenzkraft:	160kN
Grenzquerkraft statisch:	50kN
Grenzquerkraft dynamisch wechselnd:	$\pm 20$ kN
Nenntemperaturbereich:	+10°C bis 60°C
Gebrauchstemperaturbereich:	0°C bis +70°C

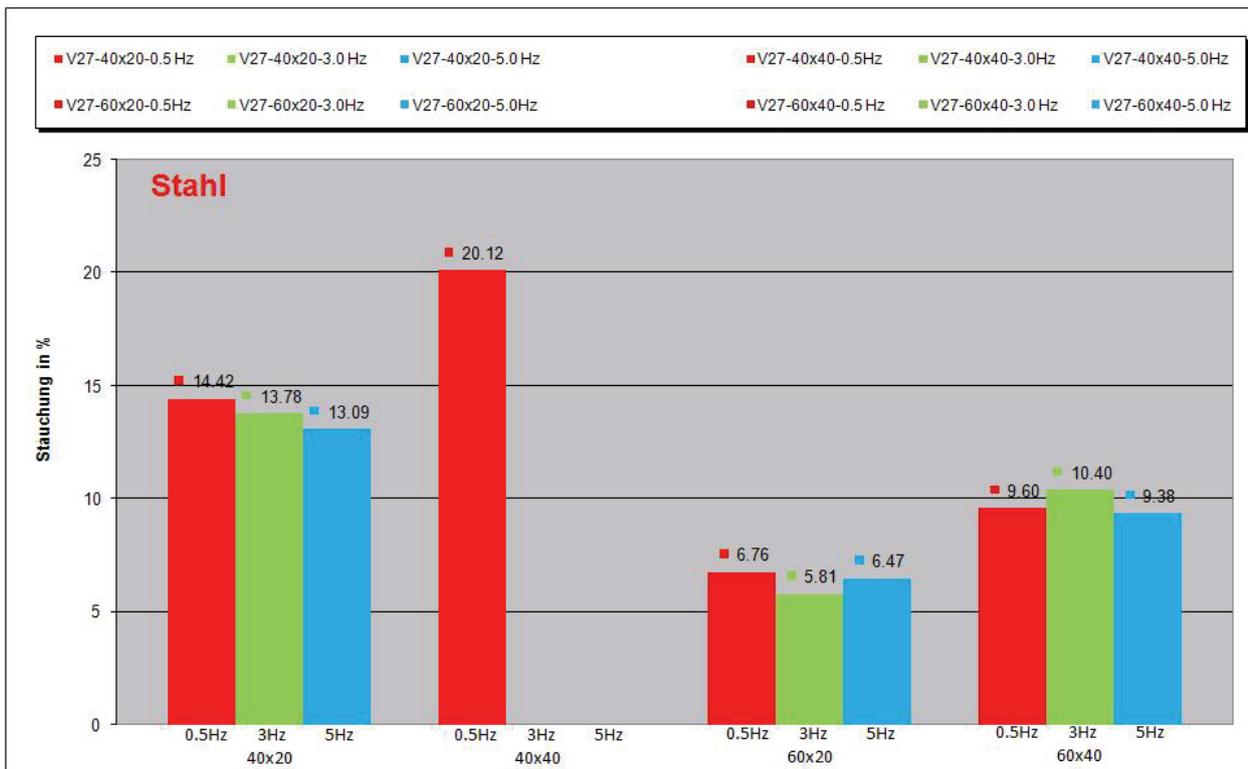
**Tabelle 9.2:** Technische Daten servohydraulische und elektromechanische Prüfmaschine

### 9.4.1.2 Auswertung

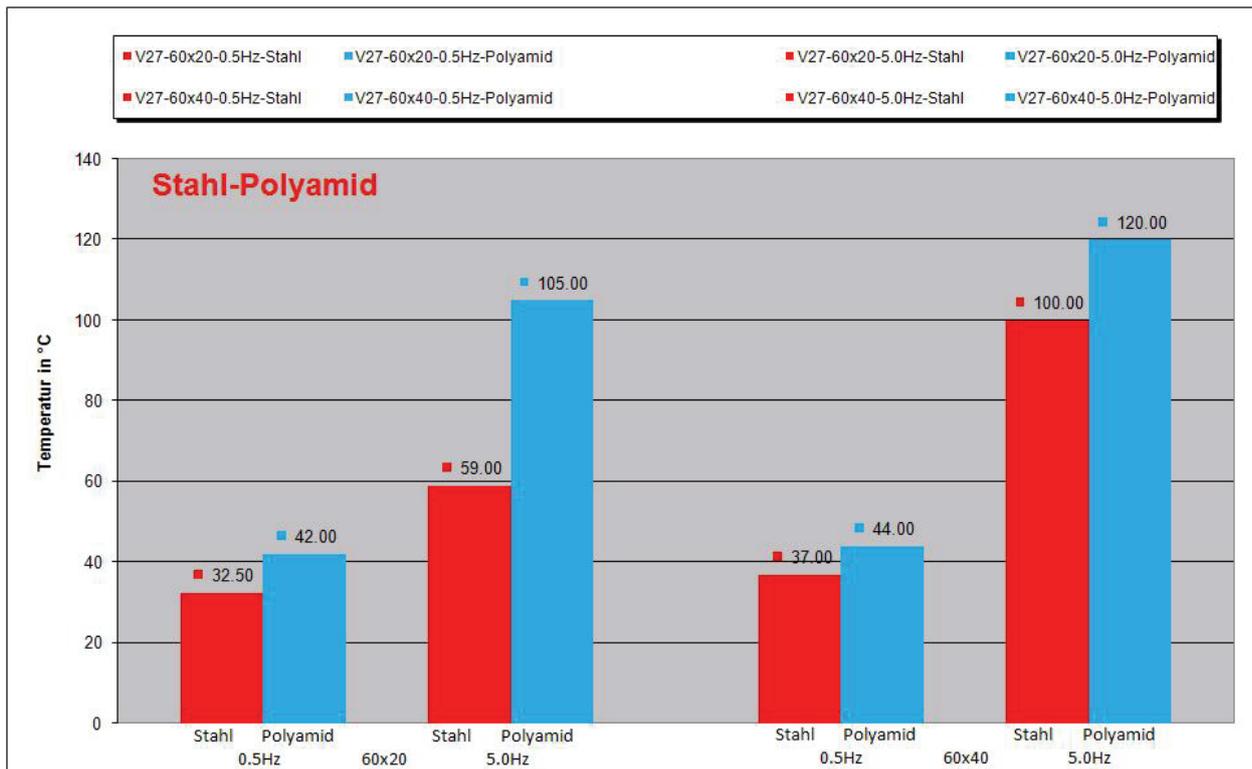
Überprüft wurde das Frequenzverhalten und dessen Auswirkung auf die Dehnung und den Temperaturanstieg. Wie in Bild 9.14 zu sehen ist, kommt es mit Erhöhung der Frequenz bei allen Geometrien zu einer Zunahme der Temperatur. Dabei erwies sich die Bohrung für den Temperatursensor als Nachteil für die Probe, denn bei der Geometrie 40x40 kam es an der Bohrung auf Grund der hohen Temperaturen (ca. 140°C – ohne Bild) zu Beschädigungen, weshalb diese Versuche nicht auswertbar waren. Für die Auswertung wurden nur Versuche berücksichtigt in denen die Probe intakt geblieben ist. Es ist auch gut zu sehen, dass die Temperatur bei den Versuchen mit PA wie erwartet deutlich höher liegen, als bei den Versuchen mit Stahlplatten (Bild 9.16). Innerhalb des untersuchten Frequenzbereiches von 0.5-5Hz konnten bzgl. des Dehnungsverhaltens bei keiner der verwendeten Probengeometrien eine Frequenzabhängigkeit im Rahmen der Messgenauigkeit (ca. 10% Messungenauigkeit) nachgewiesen werden (Bild 9.15).



**Bild 9.14:** Übersicht der Temperaturen der Hydropulserverversuche



**Bild 9.15:** Übersicht der prozentualen Stauchungen der Hydropulserverversuche



**Bild 9.16:** Vergleich der Temperaturen zwischen Stahl und Polyamid (Auswahl)

## 9.4.2 Quasistatische Druckversuche zur Bestimmung der Neo-Hookeschen Parameter

### 9.4.2.1 Durchführung

Zur Beschreibung von nichtlinearen elastischen Effekten wurden quasistatische, uniaxiale Druckversuche durchgeführt, um mittels hyperelastischer Materialmodelle dieses Verhalten zu beschreiben. Die Belastungsgeschwindigkeit lag bei 30mm/min. Da die Dehnungen unterhalb von 20% liegen, wurde es als ausreichend empfunden, das Verhalten mittels des Neo-Hookeschen Materialansatzes zu beschreiben. Es wurden deshalb die uniaxialen Druckversuche zur Bestimmung der Neo-Hookeschen Parameter durchgeführt. Für die Druckversuche wurden zwei unterschiedliche kubische Geometrien genutzt. Die Kantenlängen der Kuben waren 30mm und 40mm (Bild 9.18). Die Druckversuche wurden erst bei Raumtemperatur (24°C) und dann noch einmal bei 100°C durchgeführt. Wie in den Hydropulserversuchen gezeigt, können bei betriebsrelevanten Belastungen Temperaturen von 100°C und darüber entstehen. Deshalb wurde die zweite Messreihe zur Bestimmung der Materialparameter bei 100°C durchgeführt. Zur Bestimmung wurden alle drei Seiten der Kuben nacheinander mit 5kN 15 Zyklen lang belastet. Zwischen den einzelnen Zyklen wurden Ruhephasen von 20s eingehalten, damit das Material die Zeit hat zu relaxieren. Diesen Vorgang haben wir 3-mal durchgeführt und aus den Messwerten aus Belastung und Weg wurden mit Berücksich-

tigung auf die tatsächliche Probengeometrie die Spannung und die Dehnung ermittelt. Aus den Spannungs- und Dehnungswerten wurden dann die Neo-Hookeschen Parameter berechnet. Für die Versuche haben wir die Zug-Druckmaschine Zwick Z150 mit Thermokammer verwendet (Bild 9.17, Tabelle 9.3 und Tabelle 9.4).



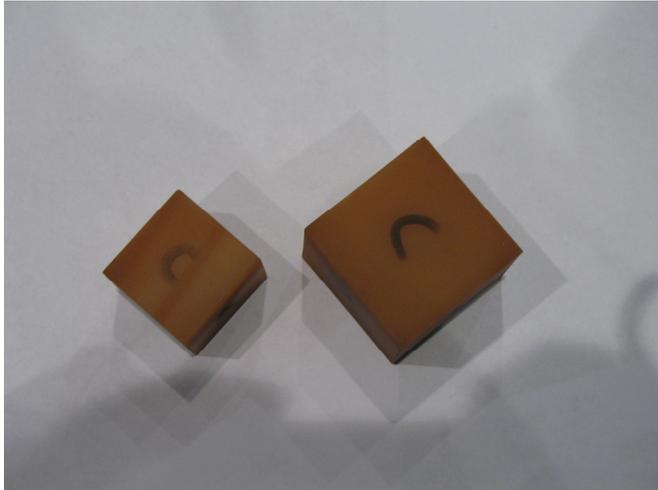
**Bild 9.17:** Links: Zug-Druckmaschine Zwick Z150 mit Thermokammer, Mitte: Luftkonditioniergerät mit Bedienfeld (rechts)

Prüfkraft (Zug/Druck)	150kN
Gesamthöhe	2141 bis 2161mm
Gesamtbreite	1180mm
Gesamttiefe	766mm
Traversengeschwindigkeit	0,0005 bis 900mm/min
Genauigkeit der Geschwindigkeit	0,005% von $V_{nenn}$
Maximale Prüffrequenz	0,5Hz
Messwert-Erfassungsrate, im System	500Hz

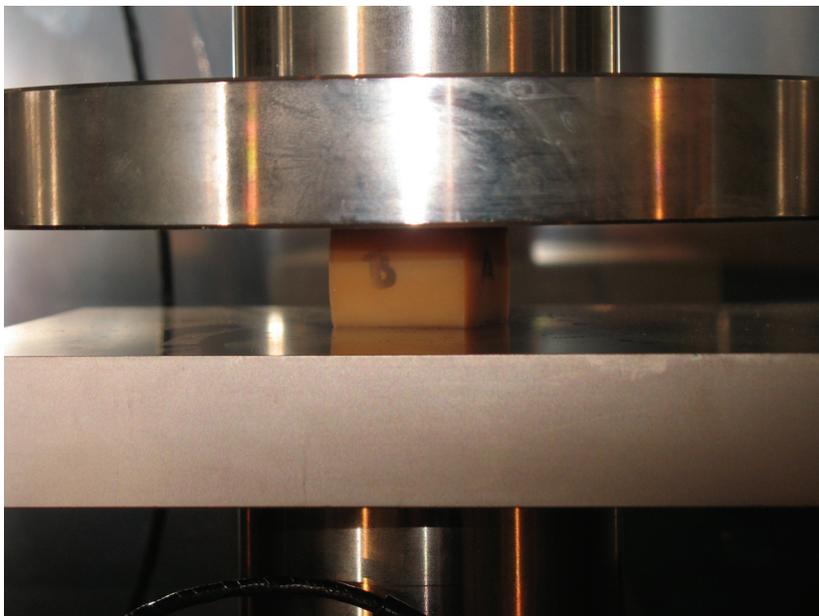
**Tabelle 9.3:** Technische Daten Zwick/Roell Tischprüfmaschine Z150 (/Zwi17/)

Gewicht Temperierkammer	260kg
Gewicht Luftkonditioniergerät	650kg
Leistungsdaten:	
Temperaturbereich	-20°C bis +150°C
Temperaturkonstanz	+/-0,5K zeitlich
Aufheizungsgeschwindigkeit	ca. 1-2K/min im Mittel
Abkühlungsgeschwindigkeit	ca. 1K/min im Mittel

**Tabelle 9.4:** Technische Daten Thermokammer (/Luf01/)



**Bild 9.18:** Probenübersicht für Neo-Hooke-Versuche

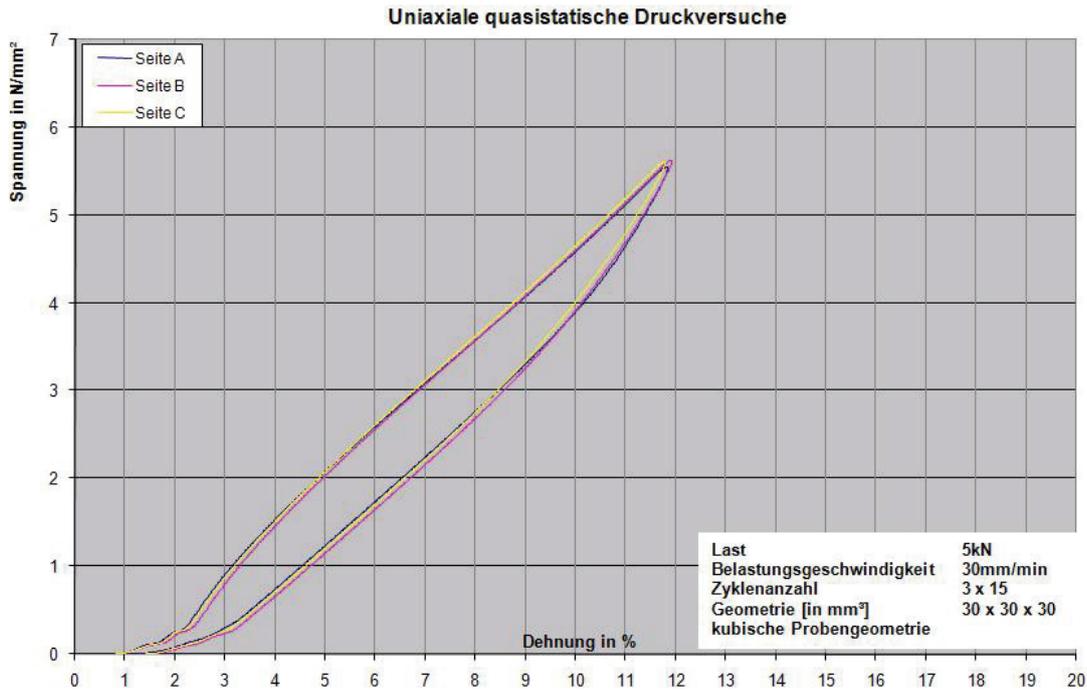


**Bild 9.19:** Probe im belasteten Zustand

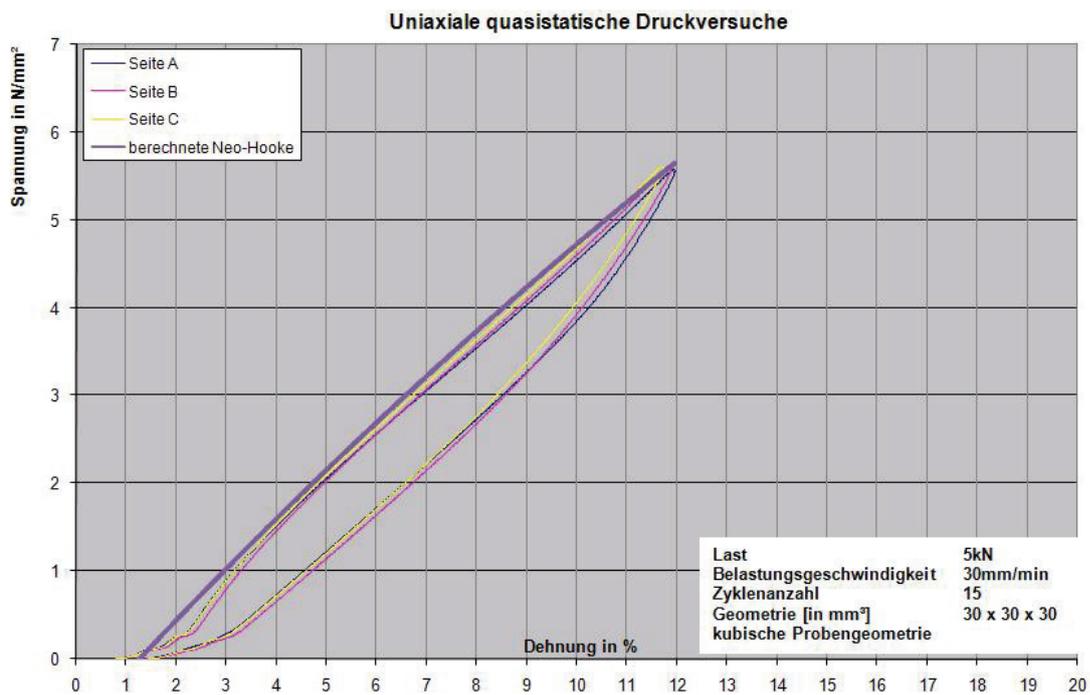
#### 9.4.2.2 Auswertung

Aufgrund von stark unterschiedlichen Datenlängen, mussten die experimentellen Daten vor der Bestimmung der Neo-Hookeschen Parameterwerte interpoliert werden. Durch die Versuche (Bild 9.20 bis Bild 9.23) ergaben sich die Parameter für das elastische Verhalten bei Raumtemperatur (RT - 24°C) und 100°C. Allen Versuchskennlinien sind einige Eigenschaften gemein. So steigt im Anfangsbereich die Steigung schnell an, um dann langsam bis zu einem gewissen Wert, der von Kennlinie zu Kennlinie unterschiedlich sein kann, wieder anzusteigen. Nach diesem Abfall verläuft die Kennlinie linear weiter. Dieses Verhalten bleibt bis zum Maximum. Nach dem Maximum fällt die Kennlinie

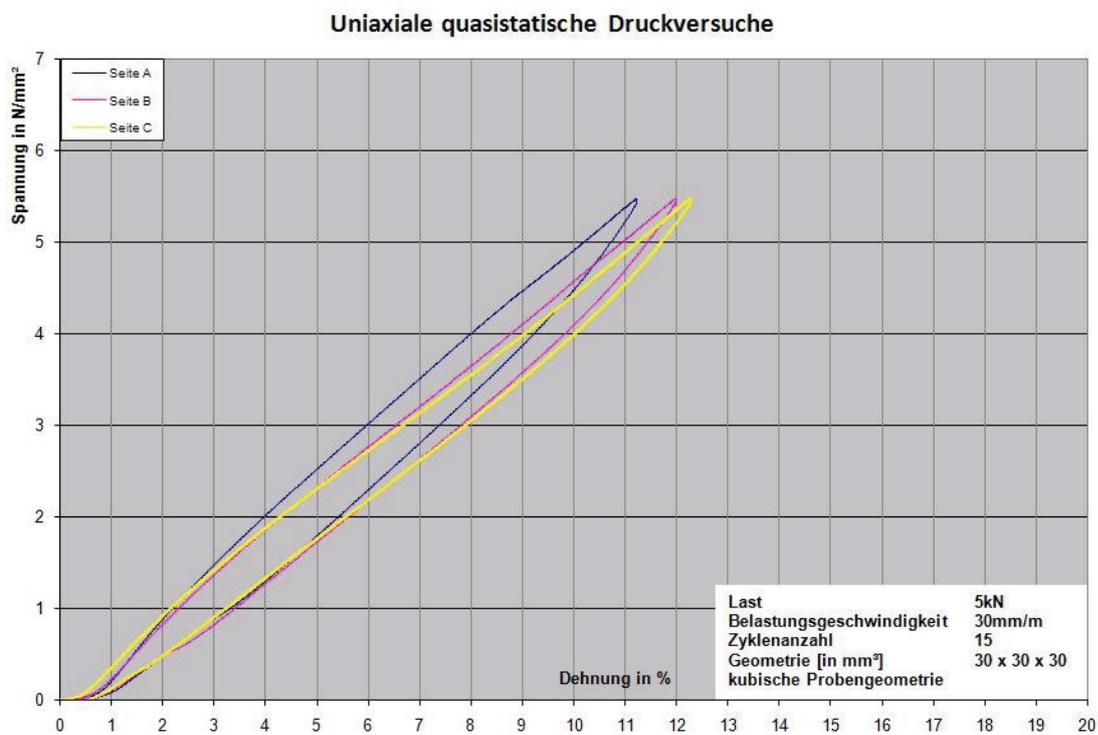
mit einem großen Gefälle ab. Beim Entspannen verhält sich die Kennlinie in etwa gleichwertig zum Belastungsfall, weshalb die Belastungskurve oberhalb der Entlastungskurve liegt. Auch ist der Einfluss der höheren Temperatur gut zu sehen, da die 100°C Messungen eine höhere Dehnung aufweisen als bei Raumtemperatur. Dies zeigt eindeutig, dass mit steigender Temperatur die Steifigkeit abnimmt. Mögliche Ungenauigkeiten sind Folgen der Messungenauigkeiten der Messapparatur.



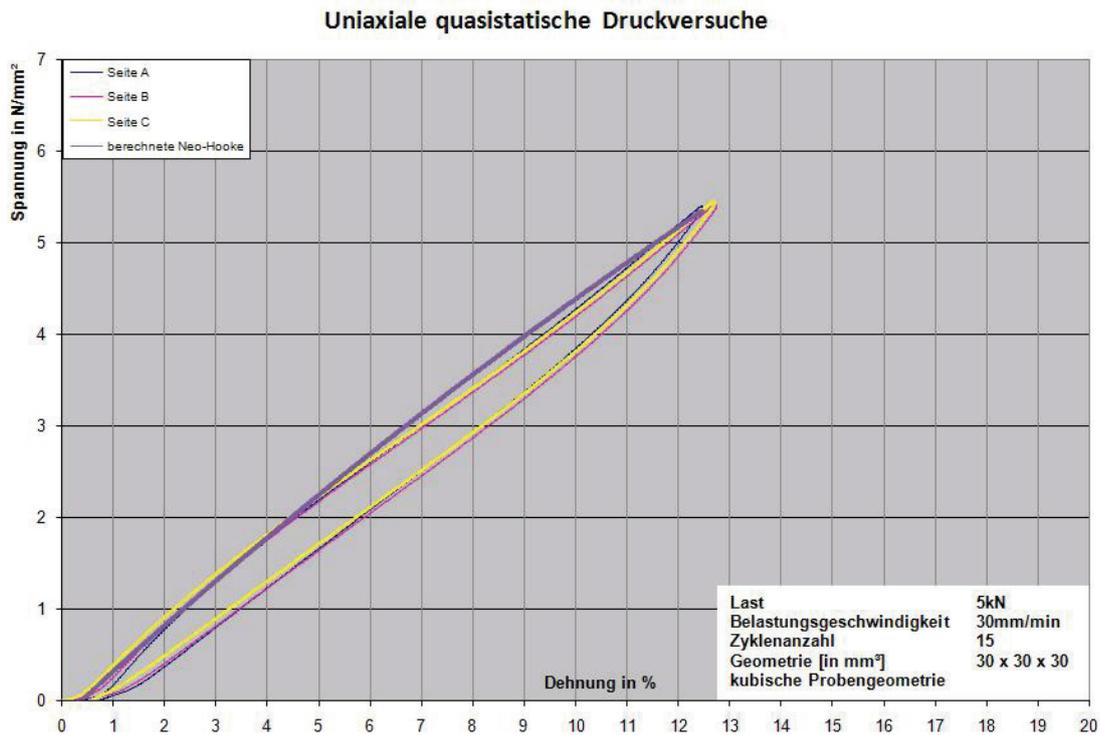
**Bild 9.20:** Spannungs-Dehnungsdiagramm bei RT (24°C)



**Bild 9.21:** Spannungs-Dehnungsdiagramm bei RT Mittelwerte der 2. und 3. Versuchsreihe



**Bild 9.22:** Spannungs-Dehnungsdiagramm bei 100°C



**Bild 9.23:** Spannungs-Dehnungsdiagramm bei 100°C Mittelwerte der 2. und 3. Versuchsreihe

Aus den Daten der Kennlinien (Bild 9.21 und Bild 9.23) können nun der Spannungs- und Dehnungswert für die Berechnung abgelesen werden. Aus diesen Werten wurden dann die einzelnen Parameter berechnet. Aus Formeln (9.7) und (9.8) aus Abschnitt 9.3 folgt dann unter Berücksichtigung des inkompressiblen Verhaltens von Vulkollan® die Gleichung (9.9) zur Bestimmung der Materialparameter des hyperelastischen Materials unter Berücksichtigung der uniaxialen Versuche zur Bestimmung der Materialparameter vorgenommen wurden [Val01/, [Yeo93/, [Yeo95/, [Hau05/.

$$C = \frac{\sigma}{2 \cdot \left( \lambda - \frac{1}{\lambda^2} \right)} \tag{9.9}$$

C in [N/mm <sup>2</sup> ]	24°C	100°C
5kN	10.51	8.61

**Tabelle 9.5:** Neo-Hookesche Parameter

Es ist gut zusehen, dass der Parameterwert bei höheren Temperaturen sinkt (Tabelle 9.5), was bedeutet, dass die Steifigkeit des Materials sich bei Temperaturänderungen entgegengesetzt verhält.

### **9.4.3 Zwischenfazit - Fazit der Experimente**

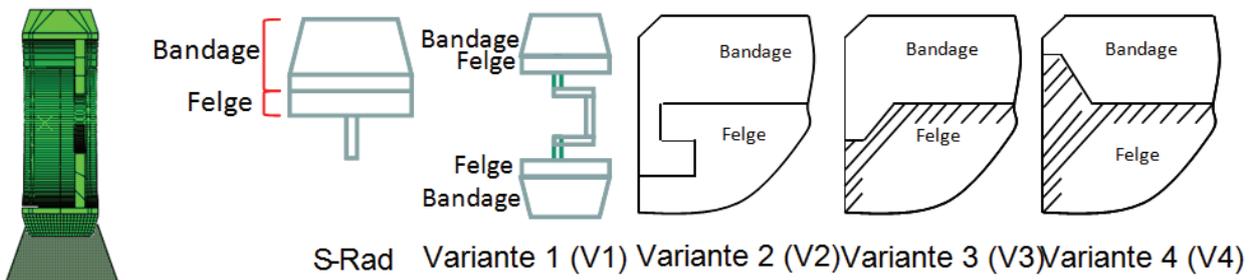
Es wurde durch die Versuche nachgewiesen, dass durch die Erhöhung der Belastungsfrequenz des Materials bei gleicher Belastung die Temperatur sich erhöht. Dabei wurden Temperaturen im Bereich von 32.5°C bei Geometrie 60x20 und 0.5Hz bis 100°C bei Geometrie 60x40 und 5Hz gemessen. Ein Einfluss der Belastungsfrequenz auf die Stauchung der Proben konnte im Rahmen der Messgenauigkeit von 10% nicht festgestellt werden. Was bedeutet, dass sich die Temperatur in der Bandage der Reifen bei schnellerer Fahrt dramatisch erhöhen wird. Des Weiteren konnte an Hand des Neo-Hookeschen Parameter festgestellt werden, dass die Steifigkeit des Materials von der Temperatur abhängt. Denn der Wert des Parameters sinkt von 10.51N/mm<sup>2</sup> bei 24°C auf 8.61N/mm<sup>2</sup> bei 100°C bei einer maximalen Spannung von 5.5N/mm<sup>2</sup>.

## **9.5 Simulation von Fahrzuständen und konstruktiver Variationen von FFZ-Rädern mit einer Bandage aus Vulkollan®**

Am Anfang des Projektes wurde sich darauf verständigt, sich bei den Untersuchungen auf Standardräder zu fokussieren, speziell wurde das 343x114er Antriebsrad ausgewählt für die weiter ausgelegten numerischen und experimentellen Untersuchungen zu verwenden. Die nachfolgenden Berechnungen beziehen sich deshalb - von bewusst durchgeführten Variationen der Bandagen-Felgen-Geometrie abgesehen - auf das von uns definierte „Normrad“. Bevor auf den hier präsentierten Teil der durchgeführten Simulationen eingegangen wird, werden die entwickelten Inputfilegeneratoren (IG) zur Erzeugung der Radgeometrien und Lastkataloge vorgestellt.

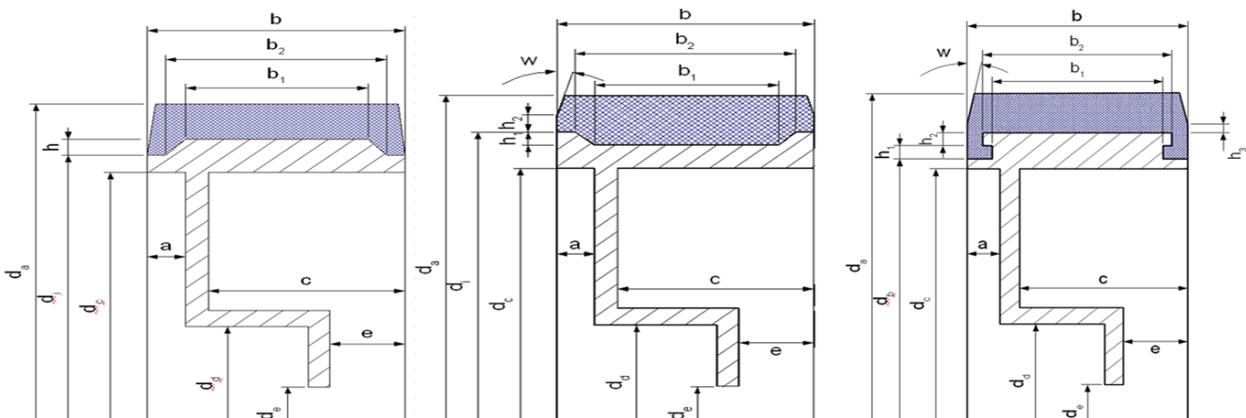
### 9.5.1 Inputfilegeneratoren – Übersicht und generelle Settings der FEM Rechnungen

Eine der Zielsetzungen war es, eine Analyse bestehender Rad-Felgengeometrien vorzunehmen und auf der Basis der gewonnenen Erkenntnisse Verbesserungsvorschläge für mögliche Variationen der Radkonstruktionen zu erarbeiten. In diesem Rahmen wurde eine Reihe von Radgeometrien mit unterschiedlichen Rad-Felgen-Übergängen (Bild 9.24) untersucht, um die Zonen hoher Beanspruchung zu erkennen und auf der Basis der Analyse der Berechnungen Verbesserungspotenzial abzuleiten.



**Bild 9.24:** Prinzipischnen erstellbarer Radkonstruktionen für das FEM-Gesamtmodell

Alle in Bild 9.24 dargestellten Radgeometrien lassen sich mit Hilfe der Inputfilegeneratoren (IG) erstellen. Wie in Bild 9.24 angegeben, werden die unterschiedlichen Varianten mit S-Rad (glatter Bandagen-Felgenübergang, Felge ohne Knick), V1 (glatter Bandagen-Felgenübergang, Felge mit Knick zur Variation des Kräfteflusses), V2 (Felgen-Bandagenübergang mit Klammerung), sowie V3 und V4 (schräger Bandagen-Felgenübergang) bezeichnet. Letztendlich wurden drei unterschiedliche IG erstellt (Bild 9.25), mit denen dann alle in Bild 9.24 dargestellten Varianten erzeugt werden können.



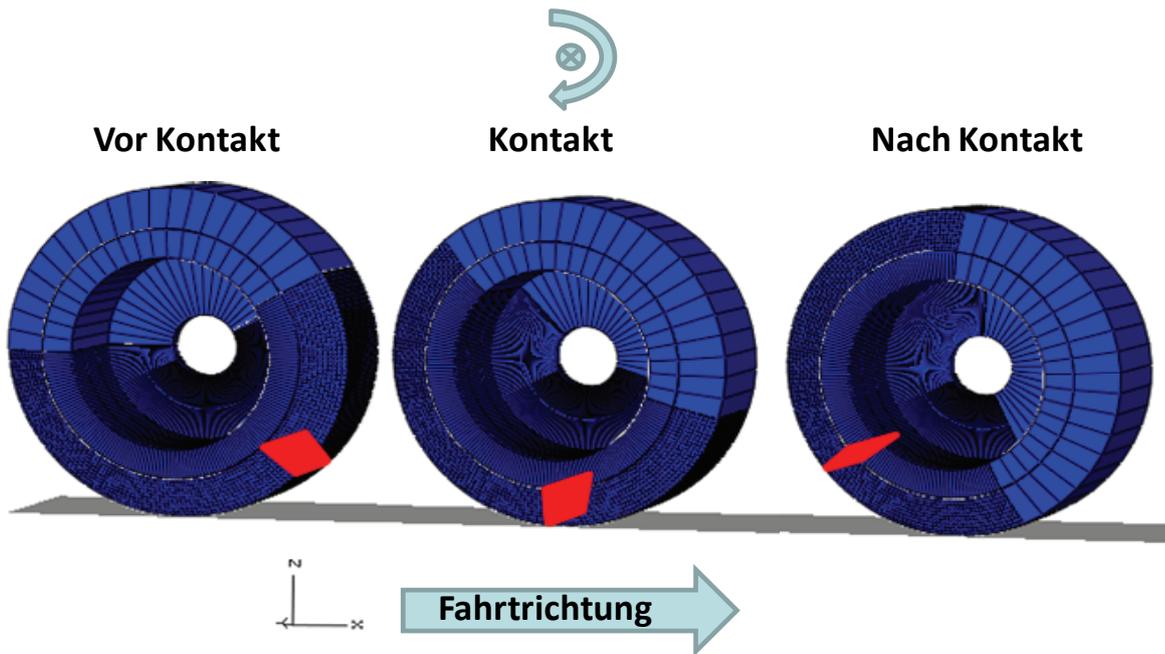
**Bild 9.25:** Mögliche Parametervariationen bei den Radgeometrien V2, V3 und V4. Das S-Rad und die Version V1 können durch geeignete Parameterwahl mit allen drei Varianten ebenfalls erzeugt werden.

Wie man dem Bild 9.25 entnehmen kann, erfolgt der Aufbau der Geometrie und die dann automatische Vernetzung durch die Eingabe einer Reihe von Parametern (Tabelle 9.6).

$d_a$	mm	343
$d_i$	mm	273
$d_e$	mm	254
$d_d$	mm	230
b	mm	114
a	mm	79
c	mm	20
$\phi_{\text{vor}}$	Grad	90
$\phi_{\text{nach}}$	Grad	120
EISize Kunststoff	mm	5
EISize Felgenbett	mm	30
EISize Nabe	mm	30

**Tabelle 9.6:** Übersicht über einen Teil der Parametereingabe für die Vernetzung, die Bandagen- und Felgengeometrie

Mittels der Parameter  $d_{\text{INDEX}}$  lassen sich beispielsweise die Dicken der Felge und Bandage festlegen. Die Parameter a und c legen Position und Dicke der Felgenscheibe fest. Wie im Abschnitt 9.3 beschrieben, erfolgt ein Teil der Auswertung durch die Auswertung des AWB. Dieser wird beim Start der Rechnungen mittels des Parameters Auswerte-Winkel (Tabelle 9.7) so positioniert, dass beim Start der Rechnungen der ausgewählte Bereich unbelastet ist. Aufgrund der zyklischen Rechnungen (Bild 9.6) muss nicht der gesamte Bereich fein vernetzt werden, sondern nur ein hinreichend großer Bereich, der im Verlaufe der Simulation von AWB überstrichen wird (Bild 9.26), wird fein vernetzt. Der fein vernetzte Bereich (Tabelle 9.6) wird mittels der Parameter  $\phi_{\text{vor}}$  und  $\phi_{\text{nach}}$  eingestellt. Dieser muss entsprechend der Rechenzeit so eingestellt werden, dass im Falle einer simulierten stationären Rollfahrt die auftretenden Spannungen innerhalb des AWB nach Durchgang des Latschbereiches wieder weitgehend abgeklungen sind.



**Bild 9.26:** Prinzipskizze des Verlaufs des AWB bei einem Rechenzyklus

Neben geometrischen und Netzeigenschaften lassen sich mit dem IGs ebenfalls Lastdaten wie Anpresskraft in Richtung simulierter Straße, Fahrgeschwindigkeit und die Amplitude möglicher Momente und Seitenkräfte einstellen (Tabelle 9.7). Damit steht ein umfangreiches Tool zur Simulation von Variationen der Radkonstruktion und von verschiedenen Lastkollektiven zur Verfügung.

Versuchsparameter			Reibung
Länge Boden		1	$\mu_r=0,36$
Geschwindigkeit	km/h	16	
Last	t	3,5	
Auswerte-Winkel	°	45	
Querkraft	% $FR_{max}$	0	
Moment	% $M_{max}$	0	±Antrieb/Bremsen

**Tabelle 9.7:** Übersicht von variablen Belastungsparametern

### 9.5.2 Geometrievariationen und Lastvariationen

Im Rahmen des Projektes wurde eine große Vielfalt von geometrischen, Kontakt- und Belastungsparametern variiert, um möglichst viele Einflüsse auf die Radbelastungen aufdecken zu können. Dazu zählt eine Variation des Reibbeiwertes. Dargestellt in diesem Bericht werden nur Ergebnisse mit gerechneten Reibbeiwerten von  $\mu_r = 0.36$  und  $\mu_r = 0.6$ . Gerechnet wurden Geschwindigkeitsvariationen im Bereich von 1-20km/h unter Variation der Achslast von 9kN-49kN. Dargestellt werden exemplarisch nur Rechnungen mit den Lastdaten 25kN und 10km/h und 34kN bei einer Fahrgeschwindigkeit von

16km/h. Auch bei den Rechnungen zu den Belastungskollektiven wurde eine Auswahl getroffen und es werden hier nur Rechnungen mit stationärer Rollfahrt, Drehen auf der Stelle, sowie mit einem Satz an Querkräften von 50% des Wertes bis zur Rutschgrenze für die verschiedenen Geometrischen Variationen (S-Rad, V1 , .., V4) präsentiert. Alle Diagramme enthalten eine ausführliche Beschriftung, die die jeweiligen relevanten Parameter enthalten.

### 9.5.2.1 Variation der Bandagendicke, Felgendicke und Breite des S-Rades

Dieser Abschnitt behandelt durchgeführte numerische Berechnungen, in denen die Bandagendicke (**BD**), Felgendicke (**FD**) und die **Radbreite** eines Antriebsrades der Geometrie 343x114 variiert worden sind. Präsentiert werden Berechnungen bei einer Achslast von 34kN und einer Fahrgeschwindigkeit von 16km/h (stationäre Fahrt) und dem Drehen auf der Stelle bei einer Achslast von 34kN und einer Drehgeschwindigkeit von 90°/s. Die Bandbreite der geometrischen Variationen für die beiden Lastfälle ist in Tabelle 9.8 und Tabelle 9.9 dargestellt.

<b>Bandagendicken</b>	<b>BD [mm]</b>	<b>50, 35, 30, 25, 20, 15, 10</b>
Felgendicken	FD [mm]	10, 25, 60
Radbreite bei Felge	B [mm]	86, 114, 136

**Tabelle 9.8:** Katalog der Geometrievvariationen bei stationärer Rollfahrt

<b>Bandagendicken</b>	<b>BD [mm]</b>	<b>50, 35, 10</b>
Felgendicken	FD [mm]	10, 60
Radbreite bei Felge	B [mm]	86, 114, 136

**Tabelle 9.9:** Katalog der Geometrievvariationen beim Drehen auf der Stelle

Dieser Abschnitt ist so organisiert, dass zunächst die Einflüsse der Radbreite, der Variation der FD und der BD auf die mechanischen Beanspruchungen diskutiert werden. Zunächst wird jeweils eine kurze Beschreibung der Einflüsse gegeben, gefolgt jeweils von Übersichtgraphiken der berechneten Peakspannungen der B86-er, B114-er und der B136-er Reifen in Form von Balkendiagrammen (Bild 9.27 bis Bild 9.32). Anschließend folgt exemplarisch am Beispiel des Standardrades der Breite 114mm die Darstellung der Zeitverläufe der HNS und Schubspannungen, die sich aus den BD- und FD-Variationen ergeben haben (Bild 9.33 und Bild 9.34). Mittels der Rechnungen konnten Tendenzen aufgezeigt werden, welche Radgeometrien günstig sind. Es hat sich herausgestellt, dass sich die durchgeführten Geometrievvariationen auf verschiedene Spannungsbeanspruchungsarten sowohl unterschiedlich als auch unterschiedlich stark auswirken. Die folgenden Aussagen beziehen sich auf die durchgeführten Rechnungen der stationären Fahrt und dem drehen auf der Stelle. Die Achsen der Graphen in Bild

9.27 bis Bild 9.34 sind jeweils gleich skaliert, so dass die Peakhöhen der jeweiligen Beanspruchungsarten direkt miteinander verglichen werden können. Die Werte der Spannungen sind alle in der Einheit  $[N/mm^2]$  angegeben. In der Tensorrechnung definiert man als Spannungstensor denjenigen Tensor zweiter Stufe, der skalar multipliziert mit der äußeren Flächennormalen einer Schnittfläche den Kraftvektor pro Flächeneinheit ergibt. Jeder Spannungszustand lässt sich durch Hauptachsentransformation in ein Koordinatensystem umrechnen, in dem alle Schubspannungen verschwinden. Wenn man in diesem Koordinatensystem die drei Normalspannungen zu einem Vektor zusammenfasst, kann man diesen in zwei Komponenten zerlegen: Die Komponente quer zur Raumdiagonalen ist ein Maß dafür, wie groß in anderen Schnittrichtungen die Schubspannungen je nach Schnittrichtung maximal werden können. Die Hauptspannungen lassen sich durch das Lösen der Gleichung  $\det(S - \sigma E) = 0$  errechnen, wobei  $E$  die  $3 \times 3$ -Einheitsmatrix ist. Deren Lösungen  $\sigma_1$ ,  $\sigma_2$  und  $\sigma_3$  sind die gesuchten Hauptspannungen. Sie sind die Eigenwerte der Spannungsmatrix  $S$ . Zur Darstellung der Spannungsbeanspruchungen wird im Wesentlichen die Darstellung bzgl. der Hauptnormalspannungen verwendet.

Am Ende dieses Abschnittes befindet sich eine vergleichende Darstellung der thermischen Beanspruchung für kurze und lange Beanspruchungszeiten. Die Temperaturskalen sind in der Einheit  $[^\circ C]$  angegeben. Es konnte ein Zielkonflikt zwischen der Optimierung von mechanischen Eigenschaften (Änderung der Spannungsniveaus unter den durchgeführten Geometrievariationen) und thermischen Eigenschaften (Änderung des Temperaturniveaus unter den durchgeführten Geometrievariationen) aufgezeigt werden (siehe Bild 9.35 und anschließende Erläuterungen im Abschnitt 9.5.2.1.5).

#### **9.5.2.1.1 Generelle Charakteristika der zeitlichen Spannungsverläufe des AWB**

Mit generellen Charakteristika werden Eigenschaften bezeichnet, die sich bei allen Beanspruchungsarten (in unterschiedlich starker Ausprägung) und allen Geometrievariationen wiederfinden. Alle Spannungen des AWB weisen in der Nähe des Kontaktes ihre größten Werte auf. Schubspannungen reagieren in absoluten Werten gemessen am unempfindlichsten gegenüber Variationen der Veränderungen der Bandagen-, der Felgendicke und der Radbreite (bei stationärer Fahrt). Die Amplituden der Druckspannungen sind im Vergleich zu den anderen Spannungsarten generell um den Faktor 2-4 höher.

#### **9.5.2.1.2 Einfluss der Radbreite**

Die Verringerung der Radbreite hat erwartungsgemäß in allen Simulationen zu einer Erhöhung der Beanspruchung geführt (siehe Bild 9.27 bis Bild 9.32). Diese Aussage gilt sowohl bzgl. der jeweils korrespondierenden Räder, d. h. bei gleicher BD und gleicher FD aber unterschiedlicher Radbreite, als auch absolut gesehen über alle geometrischen Variationen. Bei gleichen von außen aufgeprägten Lasten, wurde bei den geringeren

Radbreiten eine Symmetrisierung der Beanspruchungen erwirkt (ohne Bild). Da das allgemeine Spannungsniveau allerdings deutlich höher als bei den breiteren Radvarianten ausfällt ist dies nicht weiter von Belang. Die Balkendiagramme zeigen die Peakvalues der Zug-, Schub- und Druckspannungen für die Lastfälle stationäres Rollen und Drehen auf der Stelle. Diese liegen meistens beim Durchgang durch den Latsch im Bereich der Lauffläche.

Es lassen sich die folgenden Fakten aus den Balkendiagrammen ablesen.

Unabhängig von der Belastungsart (Drehen auf der Stelle, respektive stationäres Rollen) erweisen sich geringe Radbreiten als eher schädlich, d. h. dass Spannungsniveau ist tendenziell höher. Der Einfluss der Radverbreiterung scheint degressiv zu verlaufen, was man an den Veränderungen der Spannungsniveaus im Vergleich der Radbreite 114mm zu 136mm sehen kann. Man sollte also darauf achten, eine kritische Radbreite nicht zu unterschreiten. Die kritische Radbreite ist allerdings von der Höhe der Belastung abhängig – hiermit ist sowohl die Traglast gemeint - als auch die Belastungsart (z. B. Kurvenfahrt, stationäres Rollen, etc.). Dies sieht man daran, dass im Vergleich der jeweiligen Spannungen (siehe jeweils Bild 9.27 und Bild 9.28, Bild 9.29 und Bild 9.30 oder Bild 9.31 und Bild 9.32) das Drehen auf der Stelle tendenziell zu höheren Beanspruchungen führt, als stationäres Rollen und auch der Einfluss der Radbreite leicht geringer ist.

### 9.5.2.1.3 Einfluss der Bandagendicke

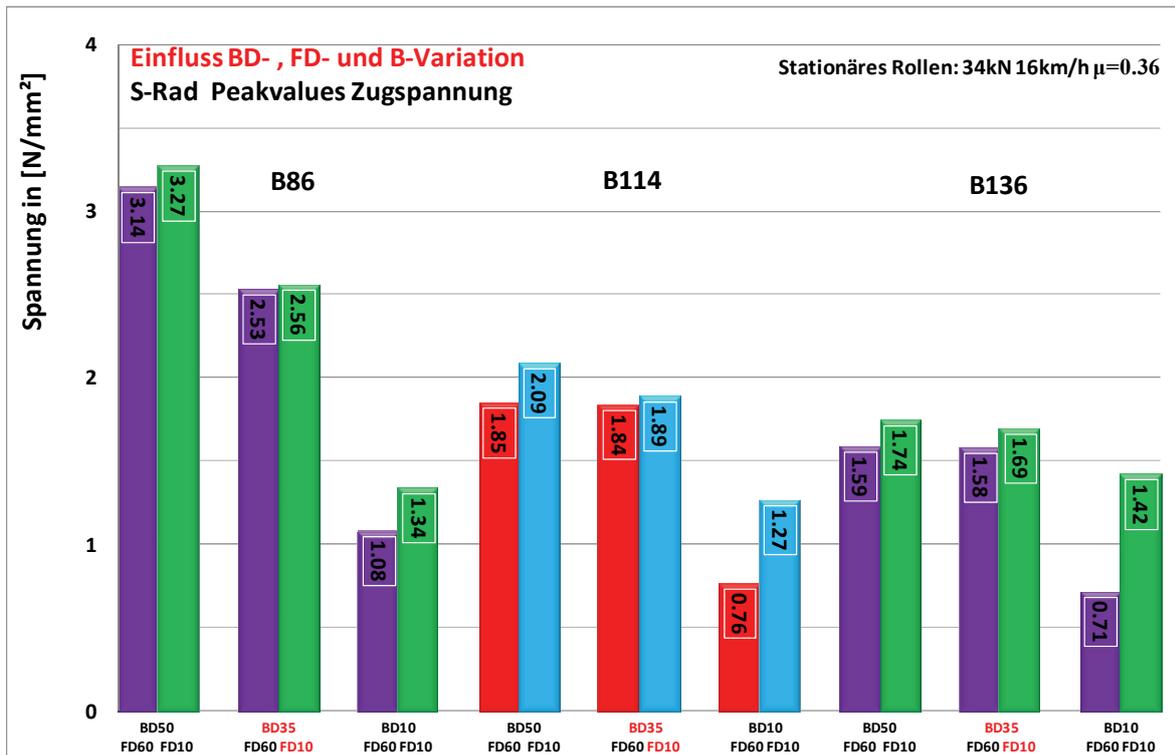
Die Peakvalues der Schubspannungen (Bild 9.29 und Bild 9.30) werden tendenziell am wenigsten durch die Bandagendicke beeinflusst. Schub- und Druckspannungen durchlaufen tendenziell ein schwach ausgeprägtes Minimum nahe der BD des S-Rades von 35mm. Zugspannungen verhalten sich dem entgegengesetzt, d. h. sinken eher mit geringerer Kissenstärke der Bandage. Die Beiträge der Druckspannungen steigen mit abnehmender BD bei der B136-er Radbreite an, während bei der B86-er Radbreite sich eine minimale Beanspruchung bei der BD von 35mm einstellt. Der hoch belastete Bereich ist bei dickeren Bandagen größer (ohne Bild). Die Beanspruchung bei allen Beanspruchungsarten steigt bei dickeren Bandagen (respektive liegt oberhalb) zunächst schneller (zeitlich und örtlich gesehen) und über dem Niveau der dünneren Bandagen an. Bei Druck- und Schubspannungen sind dünne Bandagen tendenziell schädlicher, da die Peakvalues letztendlich zum Teil deutlich höher liegen. Zugspannungen verhalten sich diesbezüglich entgegengesetzt. Wie man Bild 9.35 entnehmen kann, ist auch die thermische Belastung bzgl. der Bandagendicke dem Verhalten der Druck- und Schubspannungen entgegengesetzt. Es liegt bzgl. der durchgeführten Geometrischen und Lastvariationen also ein Zielkonflikt bzgl. der optimalen BD bzgl. der Optimierung von Druck- und Schubspannungen auf der einen Seite und Zugspannungen und thermischer Belastung auf der anderen Seite vor. Bei dem Einfluss der BD auf die thermische Beanspruchung muss man die Zeitdauer der Beanspruchung berücksichtigen (Bild

9.35). Vulkollan® besitzt eine sehr schlechte Wärmeleitfähigkeit. Bezogen auf alle Spannungsbeanspruchungen gilt, dass je dünner die Bandage ist, desto höher ist die Gesamtspannungsbeanspruchung (bei stationärer Fahrt und dem Drehen auf der Stelle) und damit auch die Energiedissipation, die in einer Temperaturerhöhung resultiert. Wegen der schlechten Wärmeleiteigenschaft von Vulkollan®, respektive der im Vergleich dazu guten Wärmeleiteigenschaft des Felgenmaterials, wird, sobald sich die Erwärmungszone bis zur Felge hin ausgebreitet hat, die Wärme bei dünneren Bandagen schon bei kürzeren Betriebszeiten besser abtransportiert. Dies führt bei längeren Betriebszeiten zu einer geringeren Temperaturbeanspruchung bei den dünneren Bandagen im Vergleich zu den dickeren Bandagen. In der Realität sind viele FFZ-(Antriebs-) Räder allerdings so stark gekapselt dass ein möglicher positiver Effekt der Wärmeabfuhr nicht zur Geltung kommen kann.

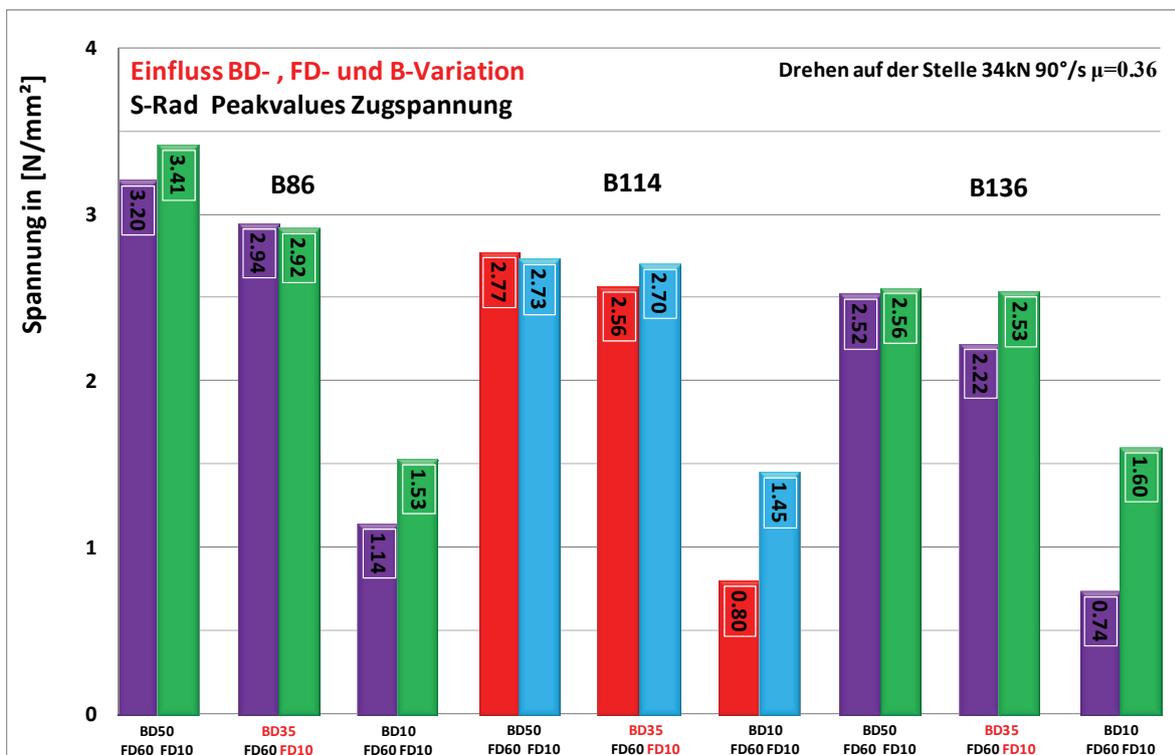
#### 9.5.2.1.4 Einfluss der Felgendicke

Die Veränderung der höchsten Beanspruchungswerte (siehe Balkendiagramme Bild 9.27 bis Bild 9.32) für alle Spannungsbeanspruchungen variiert nur schwach. Eine Ausnahme bildet hierbei die Spannungswerte bei besonders dünnen Bandagen (Kombinationseffekt!). Dickere Felgen sorgen für eine Symmetrisierung der Beanspruchungsverteilungen (Bild 9.33 und Bild 9.34). Der Einfluss der Felgendicke auf die Verbesserung bzgl. der Beanspruchung scheint degressiv zu verlaufen, d. h. dass Ausmaß der Verbesserung nimmt mit steigender Felgendicke ab. Da die Veränderung sich auf geringem Niveau zu bewegt, wird sie nicht weiter betrachtet.

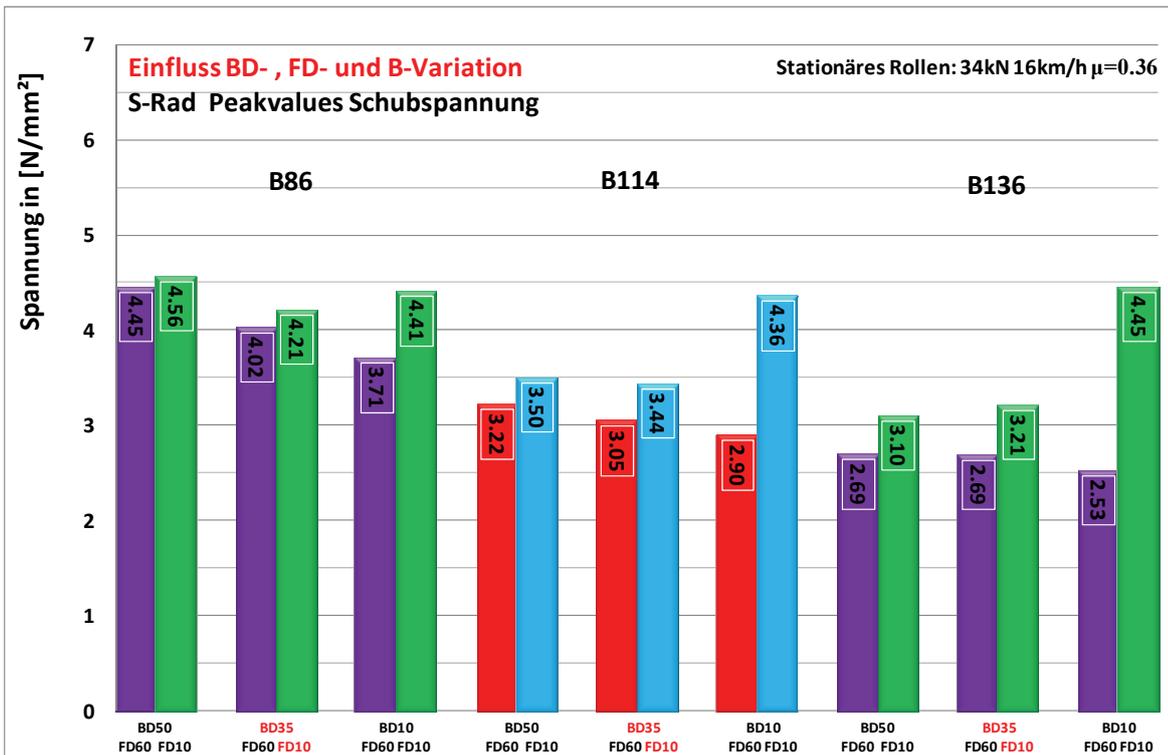
Die in den Balkendiagrammen abgebildeten BD sind jeweils die kleinste (10mm), die Standardgröße (35mm) und die größte (50mm) gerechnete BD - für die drei gerechneten Breiten (86mm, 114mm, und 136mm). Dargestellt sind jeweils die Werte für die kleinste FD (10mm) und größte FD (60mm). Die Werte der mittleren BD und FD bewegen sich jeweils innerhalb von den dargestellten Werten. Es sind jeweils die Peakvalues von stationären Rollfahrten und dem Drehen auf der Stelle (quer zur Fahrbahn, also Lenkvorgang) gegenübergestellt. Den Einfluss der Radbreite, kann man durch Vergleich jeweils korrespondierender Reifengeometrien (gleiche BD und FD) bei Variation der Breite ablesen. Den Einfluss der BD-Variation erkennt man durch Vergleich der Werte innerhalb einer Radbreitenblockes, jeweils zu demselben FD-Wert. Die BD nehmen - innerhalb eines Radbreitenblockes - jeweils von links nach rechts ab. Den FD-Einfluss kann man letztendlich jeweils durch Vergleich zweier direkt benachbarter Werte, also bei identischer BD zu jeder Radbreite entnehmen.



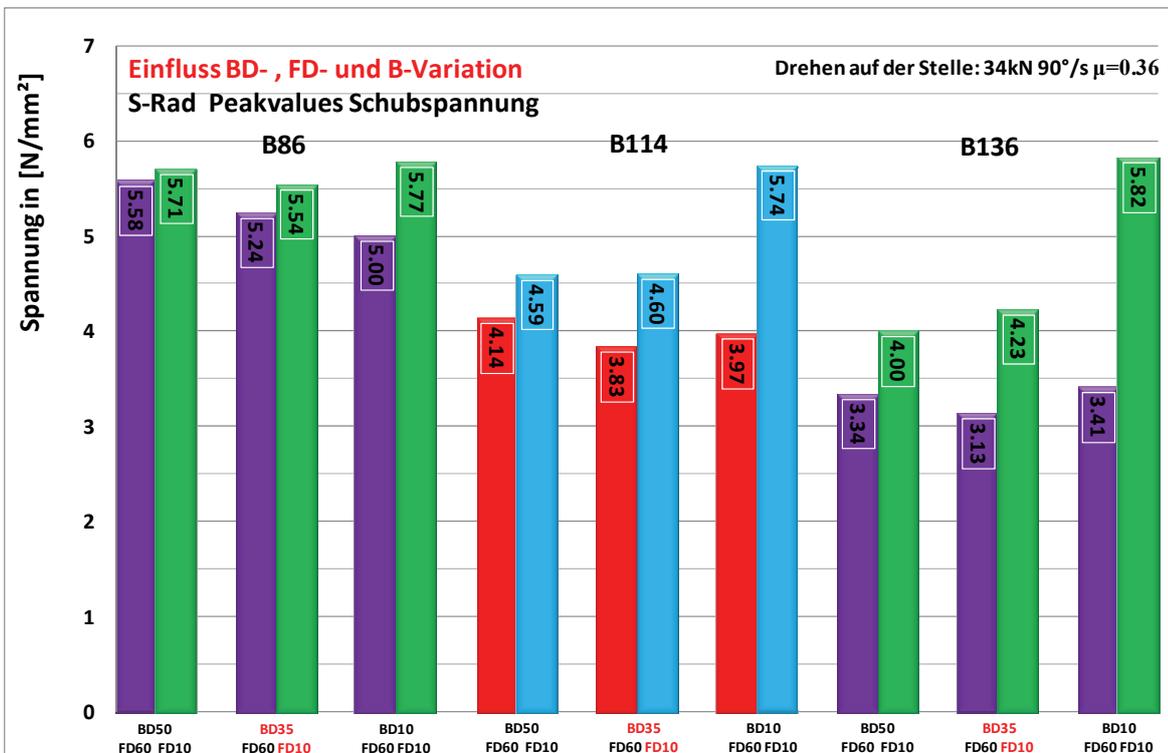
**Bild 9.27:** BD-, FD- und Breitenvariation beim S-Rad - stationäres Rollen - Zugspannung



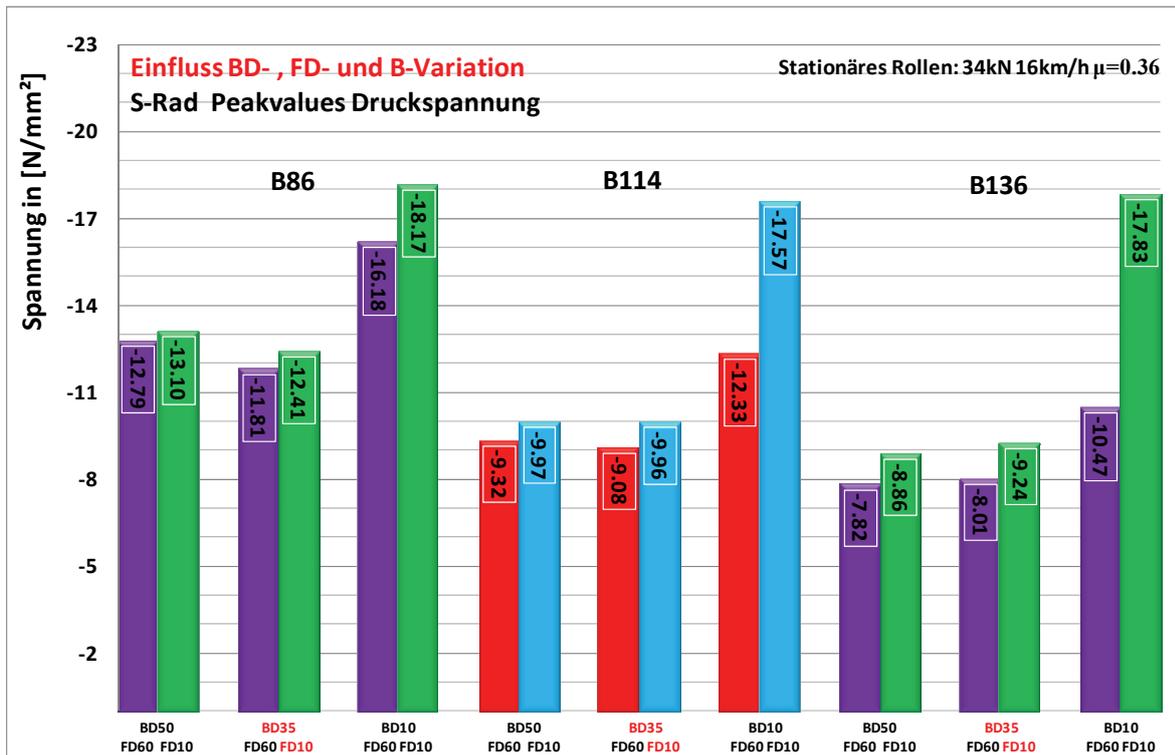
**Bild 9.28:** BD-, FD- und Breitenvariation beim S-Rad - Drehen auf der Stelle - Zugspannung



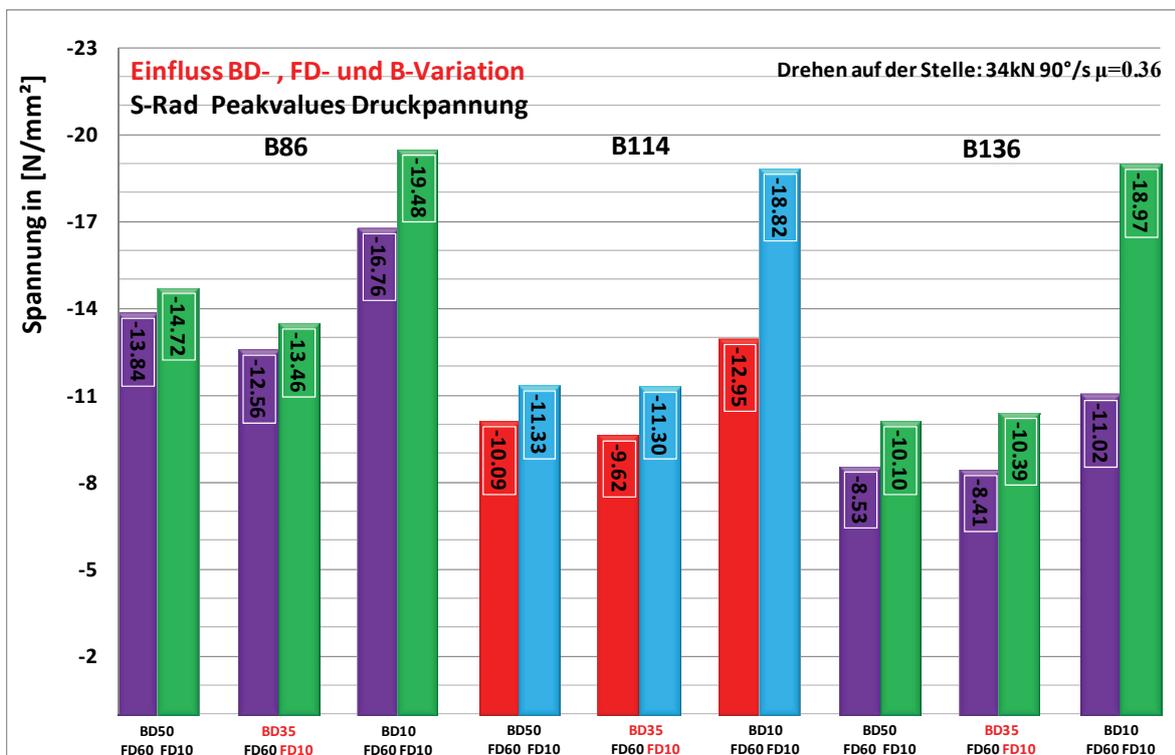
**Bild 9.29:** BD-, FD- und Breitenvariation beim S-Rad - stationäres Rollen - Schubspannung



**Bild 9.30:** BD-, FD- und Breitenvariation beim S-Rad - Drehen auf der Stelle - Schubspannung



**Bild 9.31:** BD-, FD- und Breitenvariation beim S-Rad - stationäres Rollen - Druckspannung



**Bild 9.32:** BD-, FD- und Breitenvariation beim S-Rad - Drehen auf der Stelle - Druckspannung

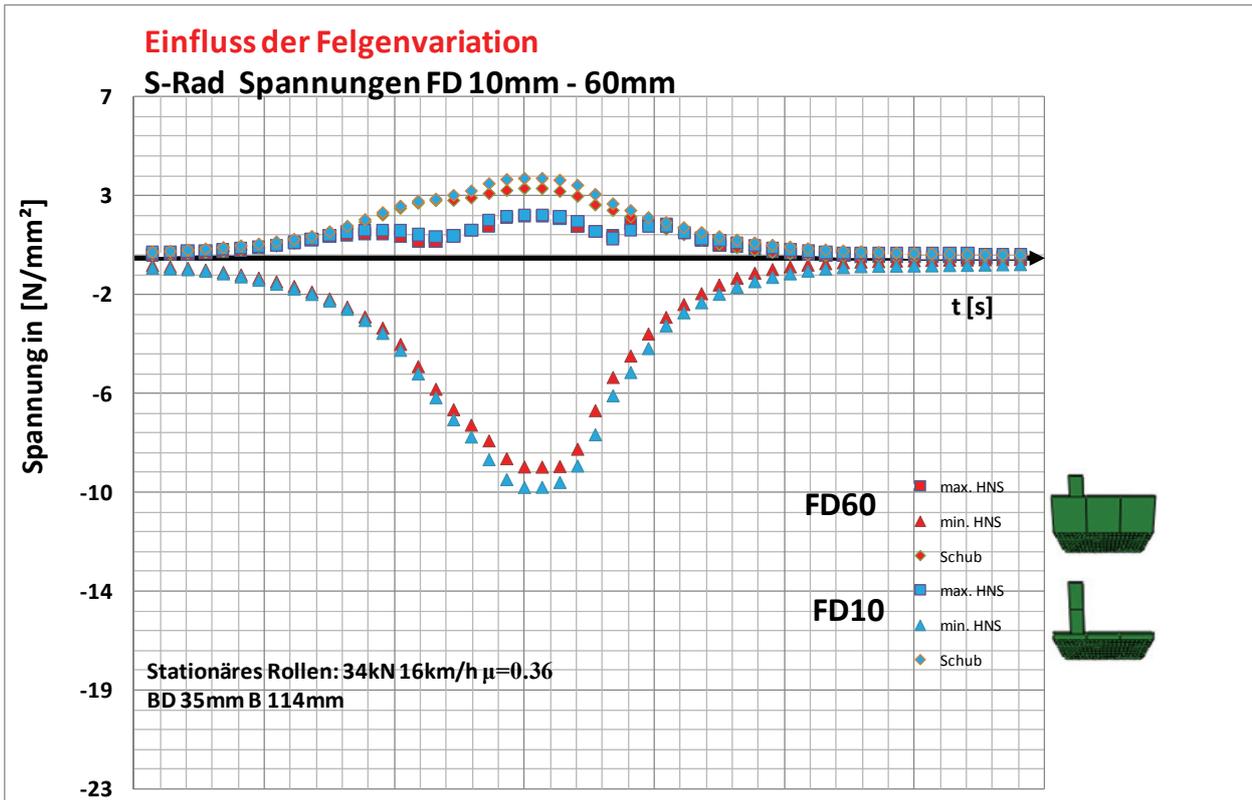


Bild 9.33: FD-Variation beim S-Rad - stationäres Rollen - alle Spannungen

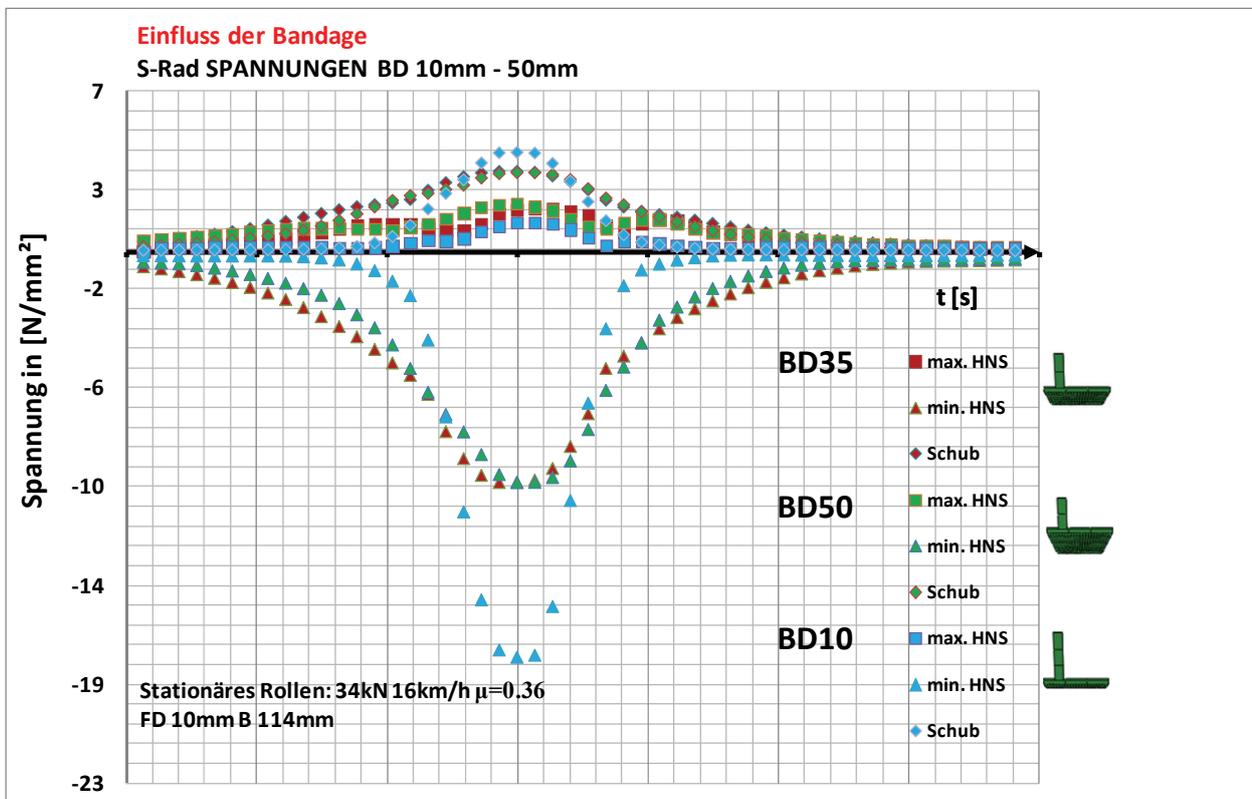
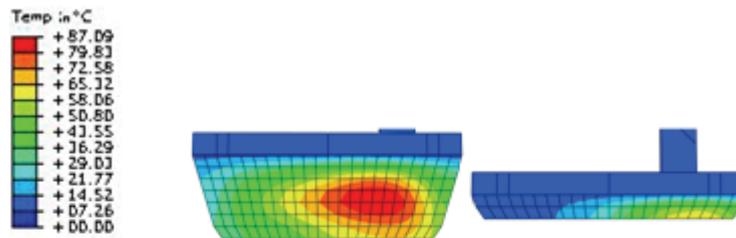
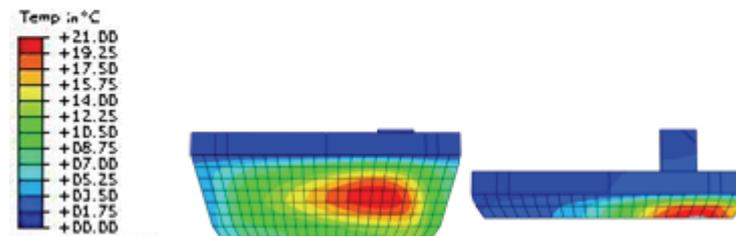


Bild 9.34: BD-Variation beim S-Rad - stationäres Rollen - alle Spannungen



Lange (betriebsrelevante) Zeitskala



Kurze Zeitskala

**Bild 9.35:** Temperaturverhalten dünner und dicker Bandagen bei kurzer und langer Beanspruchung (stationäres Rollen)

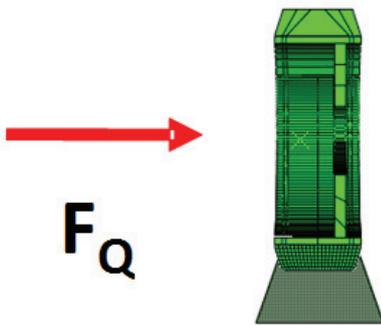
#### 9.5.2.1.5 Zwischenfazit - Fazit der BD-, FD-, und Radbreitenvariationen

Besonders die BD-Variation hat einen großen, wenn auch zwiespältigen Einfluss auf das allgemeine Spannungsniveau. Zwiespältig deshalb, da thermische Beanspruchung (Bild 9.35) und Schubbeanspruchung bei dickeren Kissenstärken eher negativ beeinflusst werden und Zug-, sowie Druckbeanspruchungen eher positiv beeinflusst werden. Auch die Ausdehnung der hochbeanspruchten Zone nimmt bei Überschreitung einer kritischen Kissenstärke zu (Bild 9.34). Gleichzeitig ist die Unterschreitung einer kritischen Kissenstärke für das allgemeine Spannungsniveau deutlich schädlich. Dies hat sich sowohl für die Belastungsszenarien stationäres Rollen, als auch Drehen auf der Stelle erwiesen. Von der Radbreite abgesehen (Vermeidung der Unterschreitung einer kritischen Radbreite) konnte aufgrund des vorhandenen Zielkonfliktes bei dem Einfluss auf die unterschiedlichen Beanspruchungsarten, keine eindeutige Empfehlung für eine der in diesem Abschnitt diskutierten Geometrie- und Lastvariationen gegeben werden.

#### 9.5.2.2 Geometrievariation der Felgen-Bandagenübergänge und Lastvariationen (stationäres Rollen und Querkrafteinfluss)

Neben dem im vorherigen Abschnitt diskutierten Einfluss von einfachen Geometrievariationen, wurden eine Reihe weiterer Geometrie- und Lasteinflüsse für das 343x114er Antriebsrad untersucht. Im Folgenden werden die Einflüsse von Querkraften (Kurvenfahrten - Links- und Rechtskurve) im Vergleich zu reinen stationären Rollfahrten (Gera-

deausfahrt) für Achslasten von 25kN und Fahrgeschwindigkeiten von 10km/h, bei einem Reibbeiwert von  $\mu_r=0.6$  und Querkräften von -7kN bzw. +7kN gezeigt. Das positive Vorzeichen relativ zur Lage der Felgenseibe ist wie in Bild 9.36 angegeben definiert. Querkraftwerte mit negativen Vorzeichen wirken entsprechend in die entgegengesetzte Richtung. Präsentiert wird zunächst eine Übersicht in Form von Schnittbildern einer von S-Rad, mit V2, V3 und V4 Radgeometrien (Bild 9.37 bis Bild 9.39) zum Zeitpunkt des Kontaktes (Definition des Kontaktes siehe Bild 9.26). Danach wird exemplarisch an Hand der S-Rad-Geometrie eine ausführliche Diskussion vom zeitlichen Verlauf mit und ohne Querkrafteinfluss im Innern der Bandage gezeigt (Bild 9.41 bis Bild 9.49). Abgeschlossen wird dieser Abschnitt mit einer Darstellung des Temperaturverhaltens unter Querkrafteinfluss für das S-Rad (Bild 9.50). Generell gilt, dass wesentlich umfangreichere Studien durchgeführt worden waren, wie z. B. mit Achslasten von 34kN und Geschwindigkeiten von 16km/h, sowie Querkräften in Höhe von -10kN bis +10kN. Die gerade aufgeführten Rechnungen weisen aber von größeren Beanspruchungsamplituden und einer Ausdehnung der hoch belasteten Zonen abgesehen von der Tendenz her keine signifikant anderen Ergebnisse auf, weshalb auf eine Darstellung verzichtet wurde.



**Bild 9.36:** Definition der positiven Krafrichtung bei Querkräften

#### 9.5.2.2.1 Belastungsübersicht der S-Rad, V2, V3 und V4-Geometrien unter Berücksichtigung des Einflusses von Querkräften

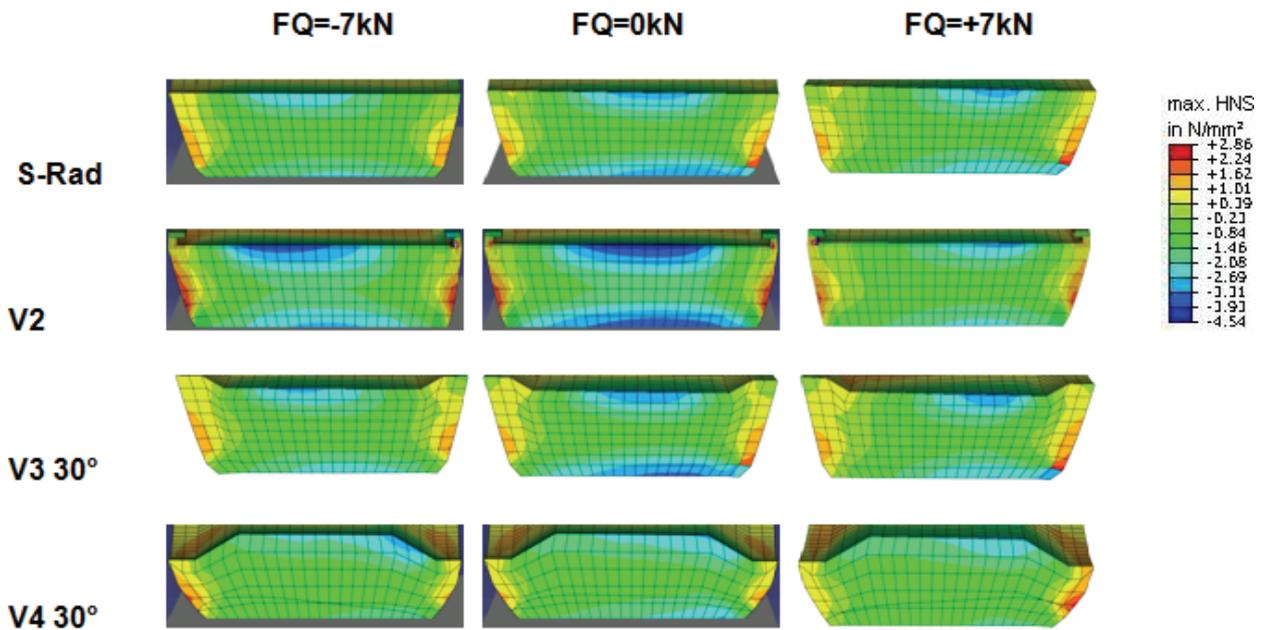
Alle gezeigten Bilder (Bild 9.37 bis Bild 9.39 und Bild 9.41 bis Bild 9.49) sind gleichartig organisiert. Für eine Beanspruchungsart, ist die angegebene Skala jeweils für alle Schnittbilder gültig. Hochbeanspruchte Regionen werden mit einer roten Farbe dargestellt. Unterschiede in den Beanspruchungen, können deshalb direkt miteinander verglichen werden. Spaltenweise wird die Last (mit und ohne Querkraft) variiert, zeilenweise die Bandagen-Felgen-Geometrie. Als Vergleichswert werden die jeweils in der ersten Zeile befindlichen Werte für das S-Rad herangezogen. Für die V3- und V4-Geometrien wird exemplarisch nur eine Rechnung mit 30°-Schräge zwischen Bandage und Felge dargestellt. Alle Rechnungen beziehen sich auf das 343x114er Normrad. Die insbeson-

dere bei hohen Querkräften auftretenden Unterschiede bei größeren Rad-Felgen-Schrägen bei den Varianten V3 und V4 werden hier nicht weiter betrachtet.

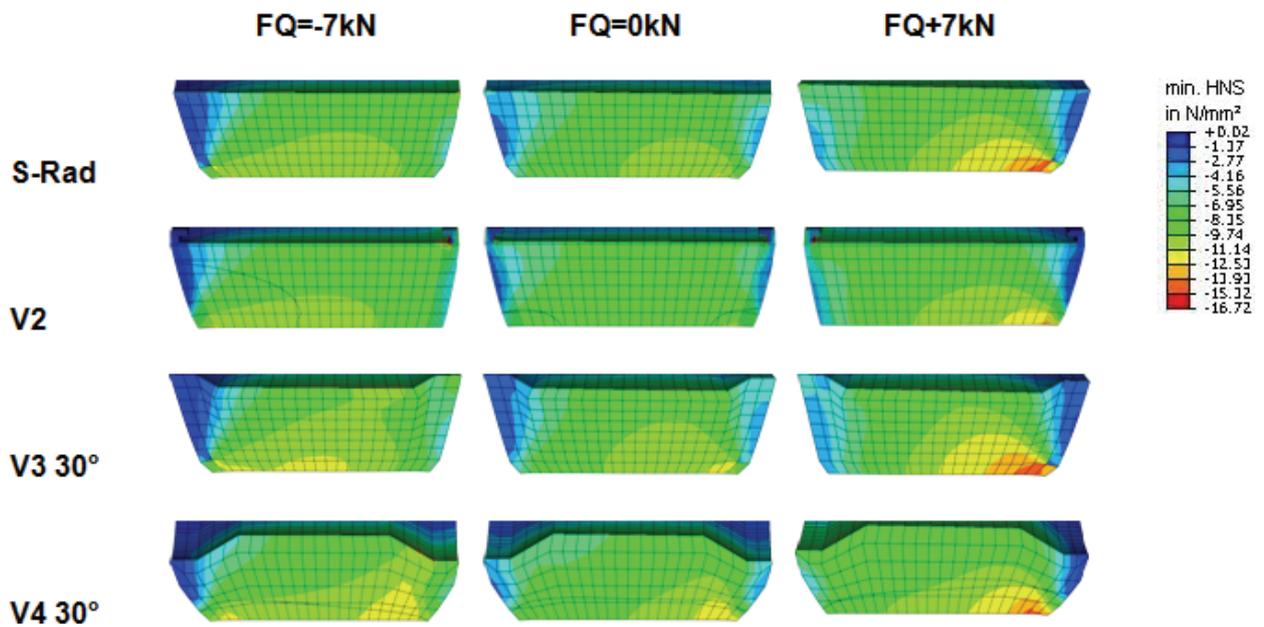
Bei der max. HNS (Bild 9.37) ist gut zu sehen, dass alle Geometrievarianten an den Seitenwänden die größten Zugspannungen haben, während im Latschbereich und am Felgenübergang die größten Druckspannungen auftreten. Dabei kann die Größe der Bereiche zwischen den Variationen unterschiedlich groß ausfallen. Was bei allen Variationen auch gleich ist, ist der Unterschied in der Verteilung der Belastungszonen zwischen  $-7\text{kN}$  und  $7\text{kN}$  Querkraft. Die Belastungszonen bei  $-7\text{kN}$  und  $7\text{kN}$  Querkraft verhalten sich entgegengesetzt zu einander, d. h. wenn eine Zone bei einer der beiden Querkräften zur rechten Seite tendiert, dann tendiert die Zone bei der anderen nach links. Bei der V2-Geometrie scheint tendenziell für Zugbeanspruchungen anfälliger zu sein als die anderen Geometrien.

Bei den Druckspannungen (Bild 9.38) verhält es sich etwas anders als bei der max. HNS. Hier verhalten sich die einzelnen Geometrievarianten zwar auch zu einander weitgehend gleich, doch treten die höchsten Druckbelastungen hier nur am Latschbereich auf. Wie zuvor bei der max. HNS können auch hier die Größen der Bereiche unterschiedlich ausfallen, dabei kann man sehen, dass von der Belastung her die Variante 2 die günstigste ist. Deutlicher als bei den Zugspannungen, kann man die Verschiebung und Veränderung der Ausdehnung der hochbeanspruchten Zone in Abhängigkeit der Richtung der wirkenden Querkraft erkennen. Dies scheint bei V3 und V4 ausgeprägter zu sein als beim S-Rad.

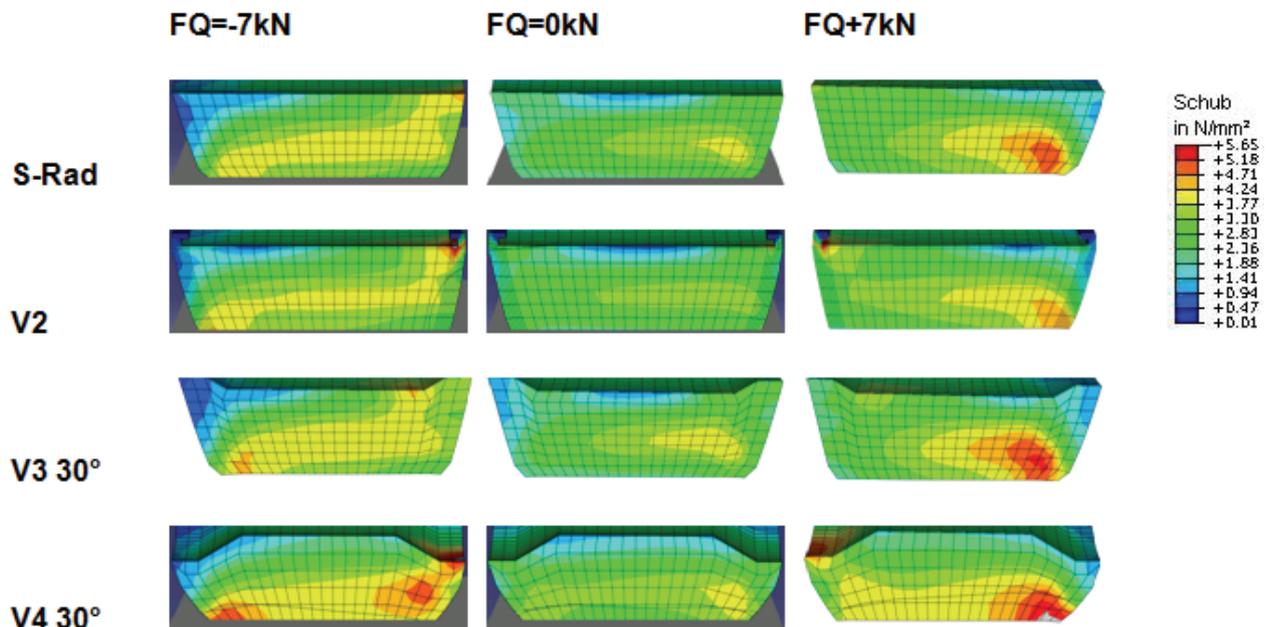
Bei der Schubspannung (Bild 9.39) kann man gut sehen, dass je nach Querbeltung sich ein belasteter Bereich quer durch die Bandage des Reifens zieht, dabei erweist sich die Variante 2 wieder mal als günstigste Variante von allen 4 Bandagen-Felgenübergängen. Auch bei der Schubspannung ist das deutlich inverse Verhalten in der Belastungsverteilung zu beobachten. Die Zonen mit den höchsten Belastungen treten auch hier wieder in der Nähe des Latschbereiches auf, etwa in denselben Bereichen wie bei der min. HNS. V4 ist tendenziell anfälliger für Schubbeanspruchungen.



**Bild 9.37:** max. HNS - Geometrieübersicht S-Rad, V2, V3 (30°) und V4 (30°) bei 3 verschiedenen Querkräften



**Bild 9.38:** Druckspannungen - Geometrieübersicht S-Rad, V2, V3 (30°) und V4 (30°) bei 3 verschiedenen Querkräften



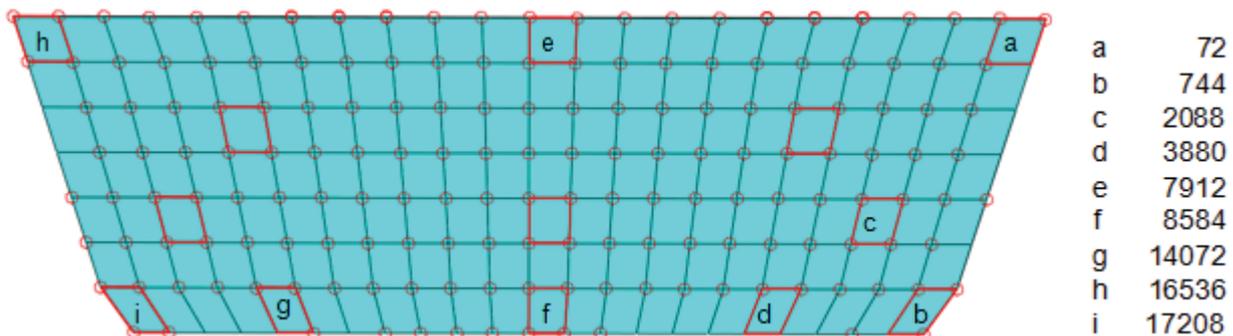
**Bild 9.39:** Schubspannungen - Geometrieübersicht S-Rad, V2, V3 (30°) und V4 (30°) bei 3 verschiedenen Querkräften

#### 9.5.2.2.2 Zwischenfazit Geometrievariationen und Querkräfteinfluss

Generell beachtenswert ist die Konzentration der einzelnen Spannungsbeanspruchungen im Randbereich, respektive dessen Verhinderung durch einzelne Geometrievarianten in Abhängigkeit vom Lastkollektiv. Besonders hohe (Zug- und/oder Schub-) Beanspruchungen im Kontaktbereich Rad-Straße und dort nahe von den Seitenflanken beeinflussen vermutlich negativ Einreißeffekte an der Radoberfläche. Da im Gegensatz zum realen Rad die Rechnungen ohne Rundungen beim Laufflächen-Flanken-Übergang gerechnet wurden, wird dieser Effekt durch numerische Effekte allerdings überhöht. Entsprechendes gilt für Bandagenablöseffekte beim Bandagen-Felgenübergang. Das bisher diskutierte bezieht sich auf die mechanischen Beanspruchungen. Wegen der Wärmeleiteigenschaften ist ein Mittelweg zwischen der Verlagerung der hochbeanspruchten Zonen weg vom Rand hin ins Innere nötig (siehe Abschnitt 9.5.2.1). Das völlige Verschwinden von hoch beanspruchten Zonen konnte durch die einzelnen Geometrievariationen nicht erreicht werden, wohl aber konnte die Ausdehnung und Amplitude der hoch beanspruchten Gebiete beeinflusst werden. Auch ist zu beobachten, dass sich die Verteilungen der Beanspruchungen bei Vergleich von den beiden äußeren Querkräften weitgehend entgegengesetzt verhalten. Die Lage der Felgenscheibe verstärkt dabei den Einfluss der Querkraft in Abhängigkeit von der Richtung der Querkraft relativ zur Felgenposition. Bei den gezeigten Fallstudien, zeichnen sich tendenziell V3 und V2 bei der Verlagerung weg vom Rand ins Innere und/oder allgemeiner Niveaureduzierung der mechanischen Beanspruchungen aus.

### 9.5.2.2.3 Einfluss von Querkräften beim S-Rad – Zeitverläufe ausgewählter Bereiche der Bandage

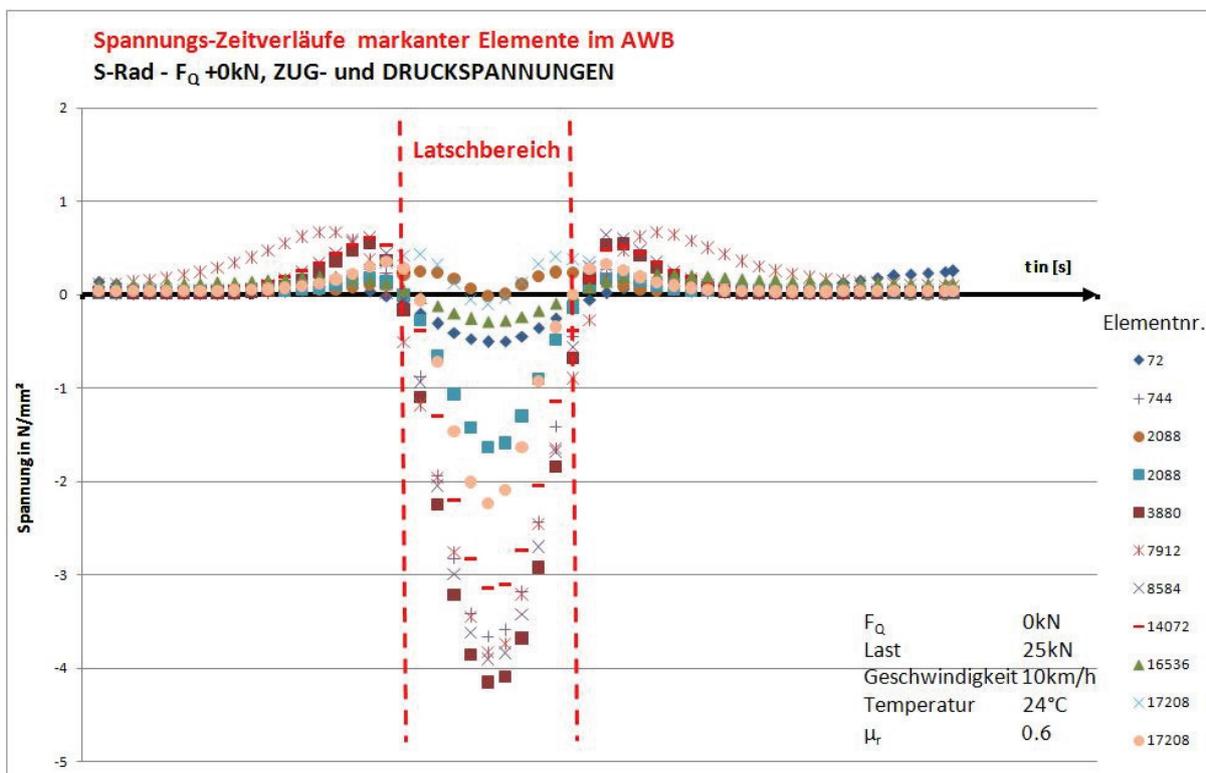
Bisher wurden Schnittbildern zu einem hoch belasteten Zeitpunkt der verschiedenen Rad-Geometrien gezeigt. Im Rahmen des Projektes wurde eine Reihe von Auswertungstools am MTL entwickelt. U. a. ist es damit möglich sich von beliebigen Knoten- und Elementen die Zeitverläufe gezielt ausgeben zu lassen. Im Folgenden wird exemplarisch an Hand des S-Rades die Wirkung der Querkräfte für eine Auswahl von Elementen dargestellt. Gezeigt werden nur Bereiche die aufgrund ihres Verlaufes sich von anderen Bereichen signifikant hervorheben. Die genau verwendeten Elemente und deren Position im AWB entnehmen sie Bild 9.40. Dargestellt ist der Zeitverlauf der Spannungen von Elementen im AWB. Besonders markiert ist der Bereich, in dem der AWB Kontakt zur Straße hat, also der AWB den Latschbereich zeitlich überstreift (Bild 9.41 bis Bild 9.49). Mit Hilfe dieser Zeitverläufe kann man sehr gut die Änderungen der Spannungen während der Fahrt betrachten und das unterschiedliche Verhalten innerhalb der Bandage sehen. Die Wirkung der Querkräfte spiegelt sich auch in der Temperaturentwicklung wieder, wie am Ende des Abschnittes exemplarisch für verschiedene Querkraftamplituden gezeigt wird (Bild 9.50).



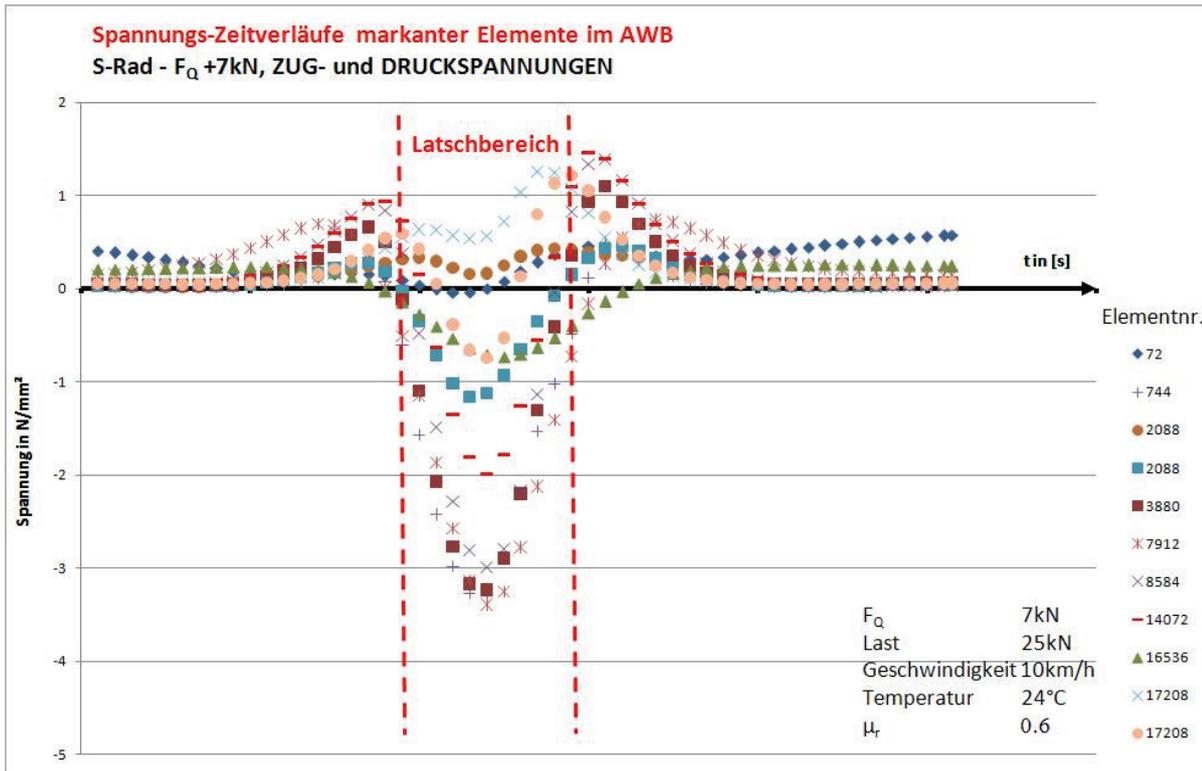
**Bild 9.40:** Übersicht über speziell ausgewertete Regionen im AWB

Betrachtet man sich die Verläufe der max. HNS, so kann man bei den Zeitverläufen von Bild 9.41 bis Bild 9.43 sehr gut erkennen, dass vor und nach dem Überstreifen des Latschbereichs sich die größten Zuspansungen aufbauen, während beim Überstreifen des Latschbereichs die Druckspannungen dominieren. Dabei hängt die Stärke der Druck- und der Zugspannung von der Lage des Elementes innerhalb der Bandage ab. So treten an den äußeren Kanten zwischen Bandage und Felge tendenziell geringere Zug- und Druckspannungen auf, während in der Kontaktzone zur Straße und leicht nach innen ins Bandagenmaterial hinein verlagert die Zonen höher Beanspruchungen konzentrieren. In Abhängigkeit von der Richtung der wirkenden Querkraft kommt es dabei zu einer Verlagerung von einer Seite zur anderen. Exemplarisch kann man dies am Verhalten in den Elementbereichen 17208, 8584 und 3880 erkennen. Im Detail gibt es schon Unterschiede zwischen  $FQ = 7\text{kN}$  und  $FQ = -7\text{kN}$  (Bild 9.42 und Bild 9.43). So nimmt der Verlauf der Spannungen des Elementes 72 in etwa den Verlauf von Element

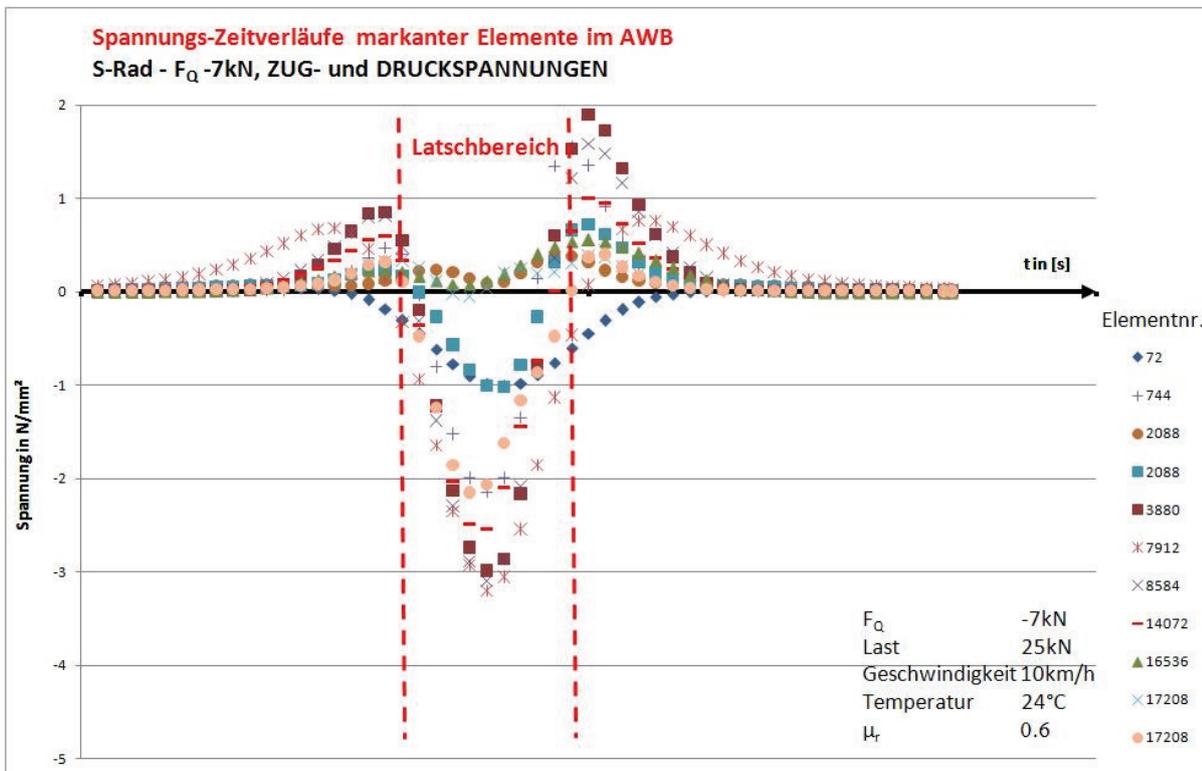
16536 an und umgekehrt. Und während die Belastungen von Element 744 abnehmen, nehmen die von Element 17208 entsprechend zu (Bild 9.42 und Bild 9.43). Dieses Verhalten ist nicht verwunderlich, wenn man sich die Schnittbilder (Bild 9.37 bis Bild 9.39) der max. HNS aus dem vorherigen Abschnitt ansieht, in denen man dieses inverse Verhalten in Abhängigkeit von der Richtung der wirkenden Querkraft schon beobachten konnte. Eine andere interessante Beobachtung kann man bei den Elementen 2088 und 17208 machen. Hier gibt es einen großen Gradienten in den Spannungen zwischen den gegenüberliegenden Knoten. Während die einen Knoten beim Kontakt im mittleren Druckspannungsniveau liegen, werden die anderen Knoten fast gar keiner Druckspannung ausgesetzt und zeigen sogar schon relevante Zugspannungen. Allgemein kann man sagen dass die Zugspannungen beim Entlastungsvorgang (AWB verlässt den Latschbereich) in den kritischen Randbereichen tendenziell höher als vor dem Eintritt in den Latschbereich sind (Bild 9.41 bis Bild 9.43).



**Bild 9.41:** Zug- und Druckspannungen - Zeitverläufe ausgewählter Regionen beim S-Rad - stationäres Rollen

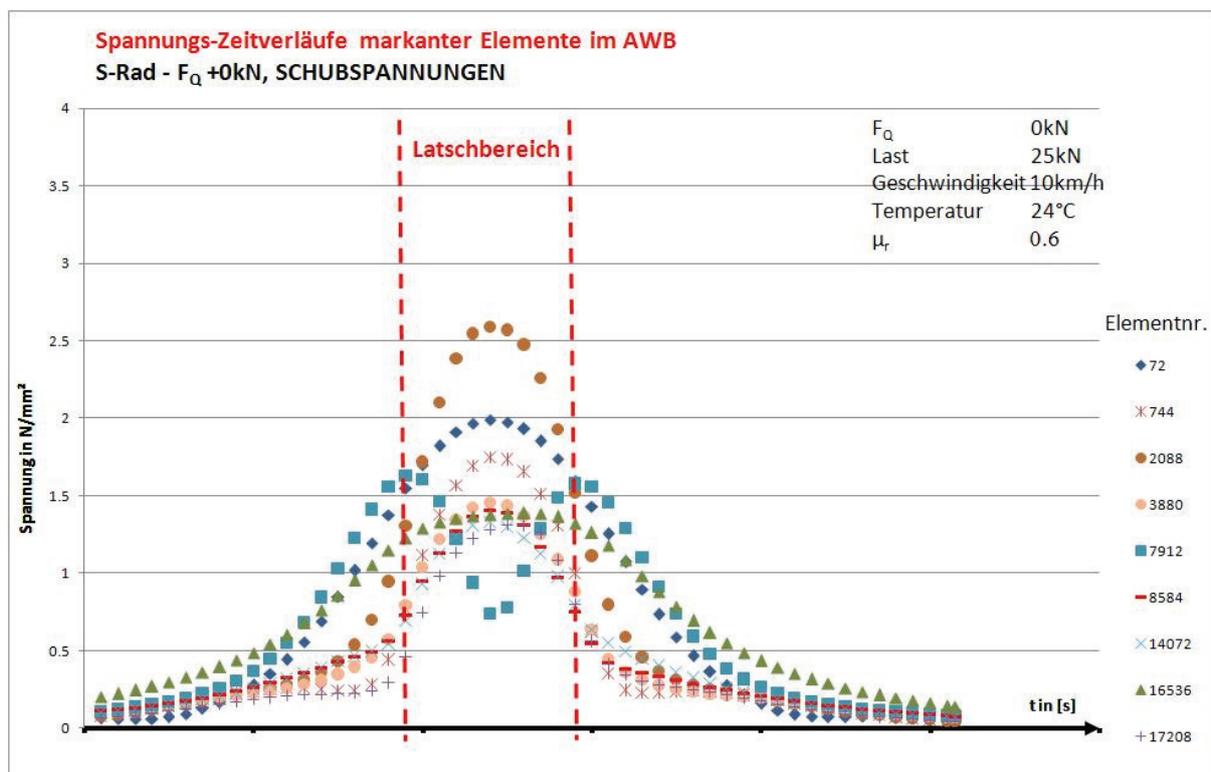


**Bild 9.42:** Zug- und Druckspannungen - Zeitverläufe ausgewählter Regionen beim S-Rad - positive Querkraft

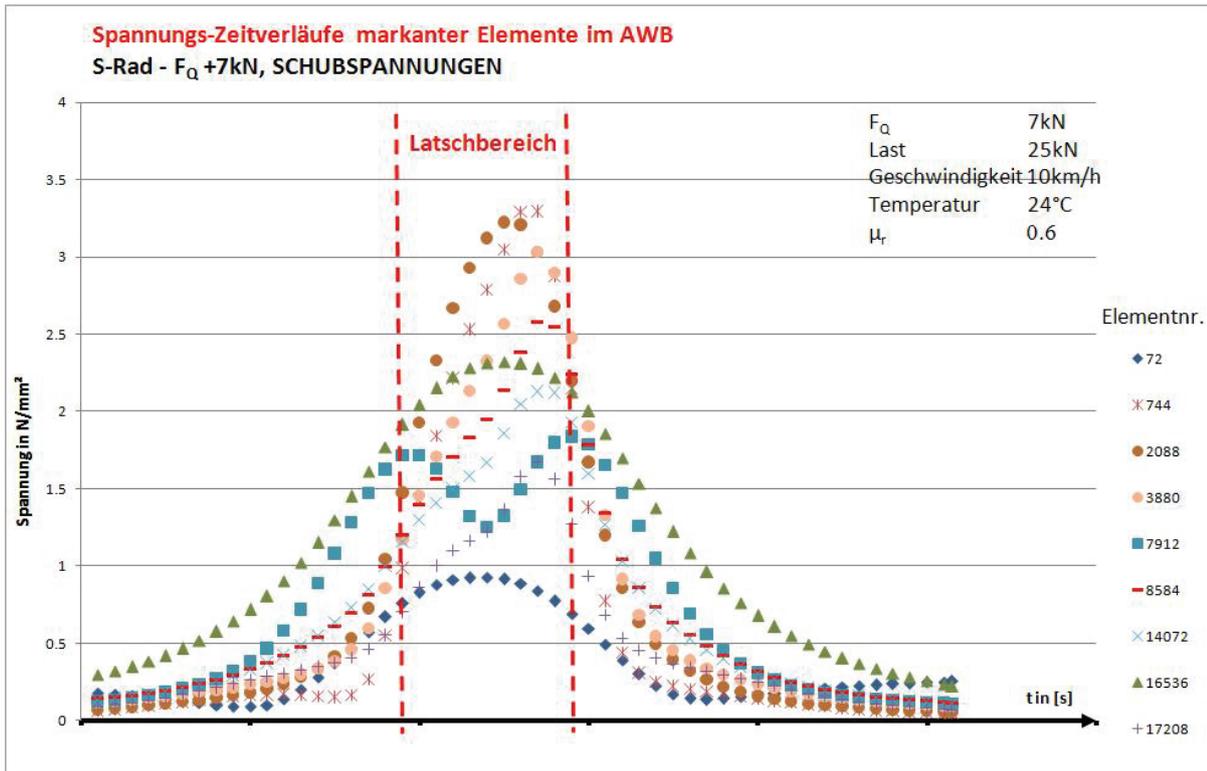


**Bild 9.43:** Zug- und Druckspannungen - Zeitverläufe ausgewählter Regionen beim S-Rad - negative Querkraft

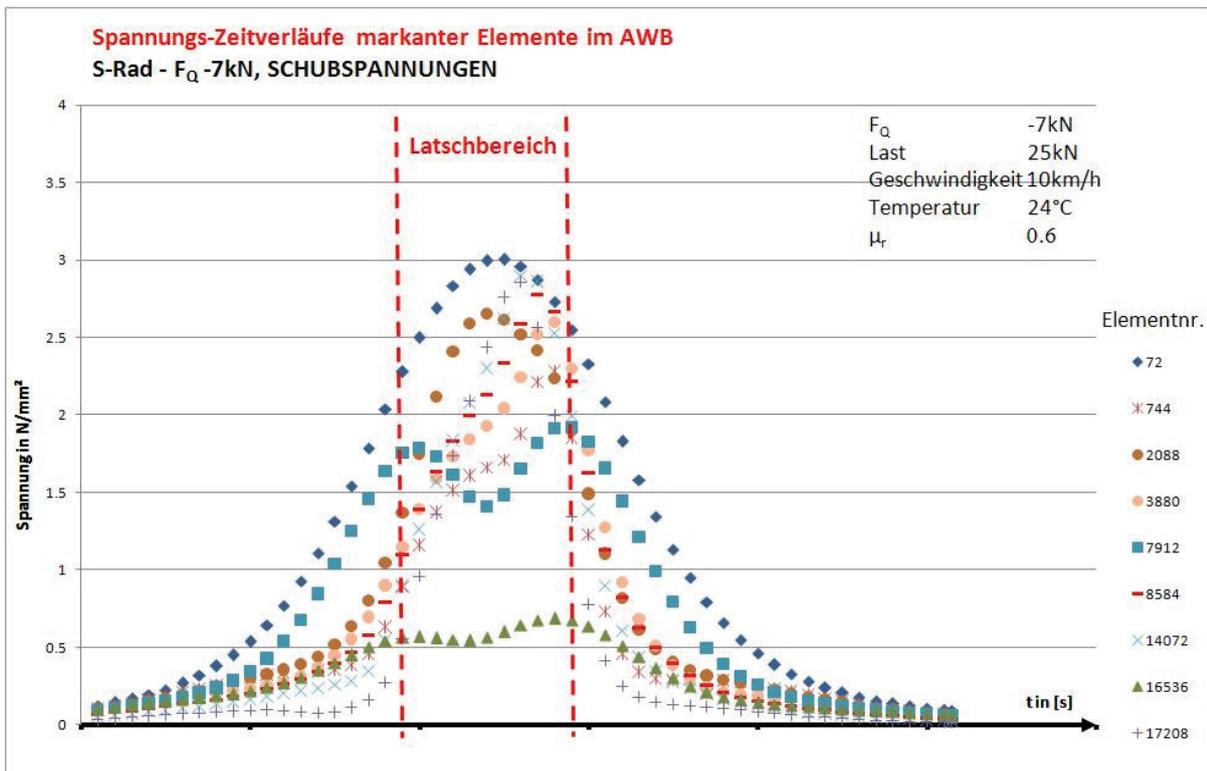
Bei der Schubspannung kann man beim stationären Rollen ohne Querkräfte zwei unterschiedliche Verlaufsarten der Schubspannungen beobachten (Bild 9.44). Die erste Form verläuft symmetrisch mit nur einem ausgeprägten Maximum. Im zentralen Kontaktbereich zwischen Felge und Bandage kann man einen zeitlich schwach asymmetrischen Verlauf mit einem ausgeprägten Minimum beobachten (Element 7912, Bilder Bild 9.44 bis Bild 9.46). Zusätzlich treten zeitlich komplett asymmetrische Verläufe einzelner Bereiche bei Querkräfteinfluss auf (Bild 9.45 und Bild 9.46, z. B. im Bereich von Element 3880). Bei den Schubspannungsbeanspruchungen treten auch erstmals Bereiche im Bereich Bandagenübergang zur Felge im Flankenbereich als hochbeanspruchte Zonen in Erscheinung (Bereiche der Elemente 72 und 17208, Bild 9.45 und Bild 9.46). Generell kann man beobachten, dass, wenn man die Bandage Querkräften aussetzt, es zu einer Änderung im Verhalten der Lauffläche kommt. Hier verliert der Verlauf seine Symmetrie und der Verlauf ändert sich derart, dass er nun langsam bis zum Maximum ansteigt, das im Bereich zwischen dem Kontakt und dem Ende des Latschbereiches liegt, und danach rapide abfällt. Im Bereich der Steigung kann es dabei zu einzelnen Sattelpunkten kommen. Dabei treten die Sattelpunkte vorwiegend im Verlauf der Elemente auf, die im Laufflächenbereich liegen, der entgegengesetzt zur Richtung der wirkenden Querkraft liegen (Bild 9.45 und Bild 9.46).



**Bild 9.44:** Schubspannungen - Zeitverläufe ausgewählter Regionen beim S-Rad - stationäres Rollen

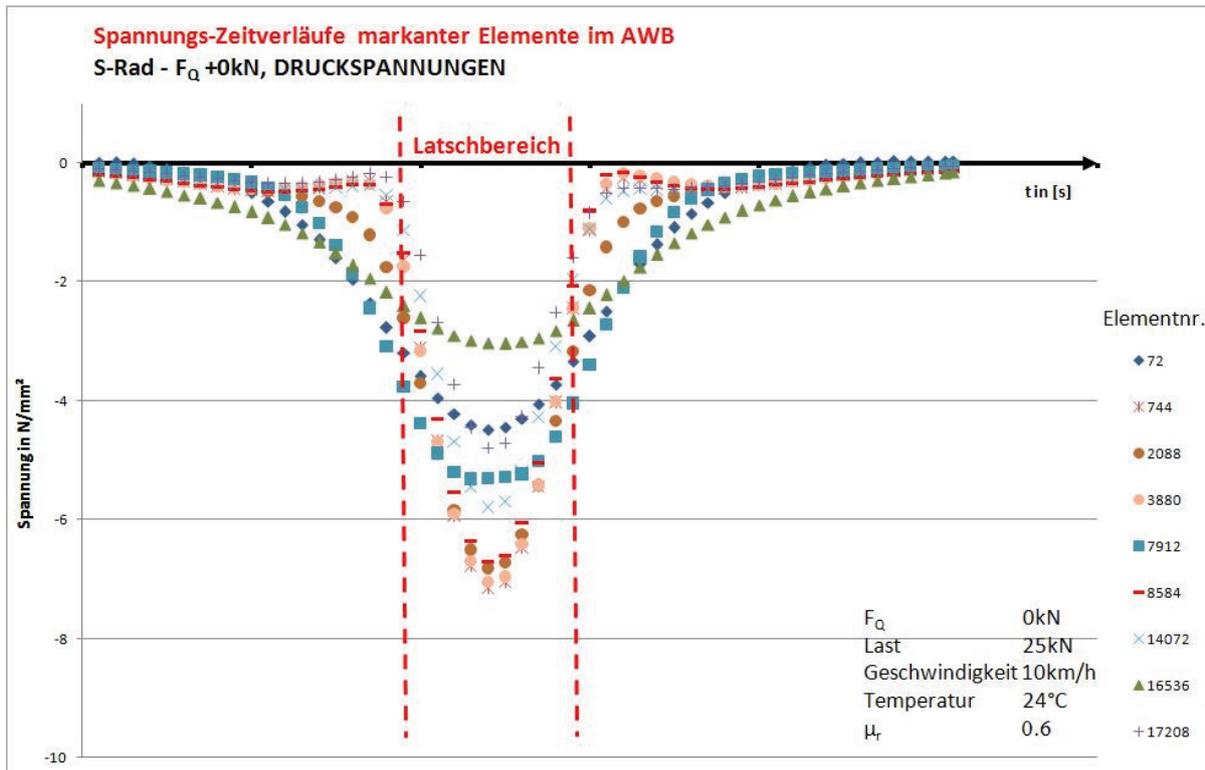


**Bild 9.45:** Schubspannungen - Zeitverläufe ausgewählter Regionen beim S-Rad - positive Querkraft

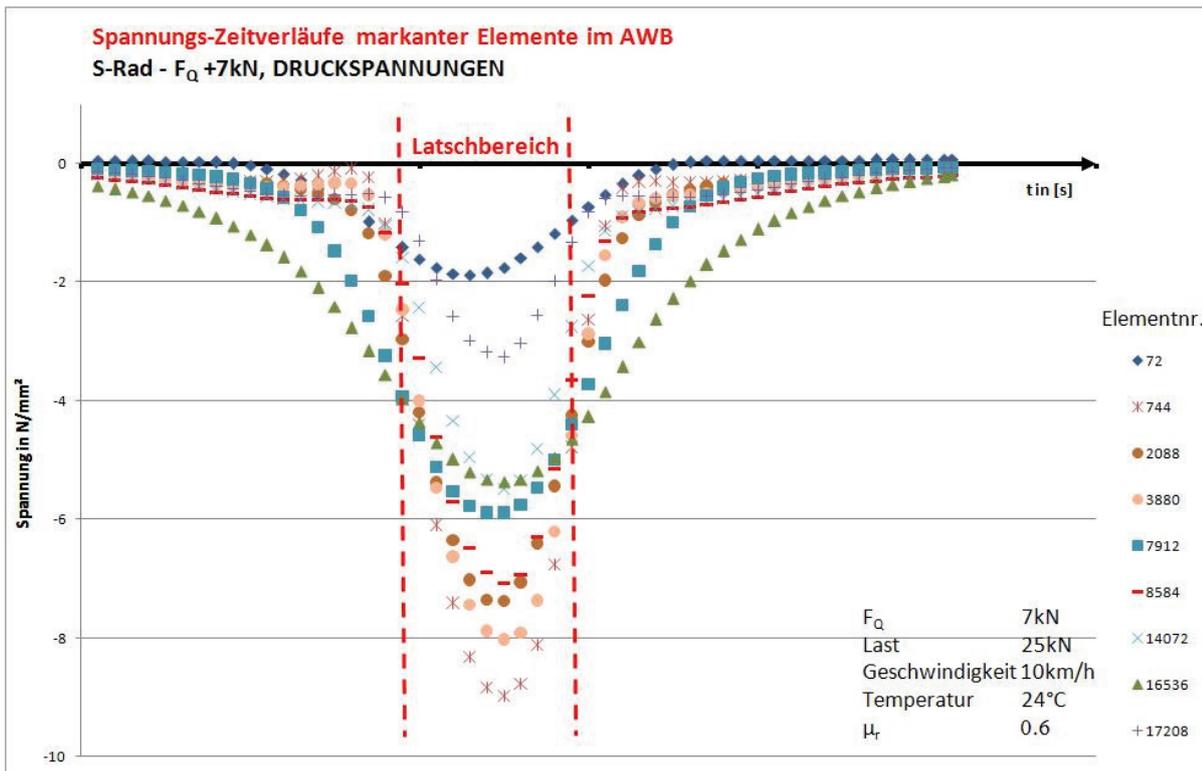


**Bild 9.46:** Schubspannungen - Zeitverläufe ausgewählter Regionen beim S-Rad - negative Querkraft

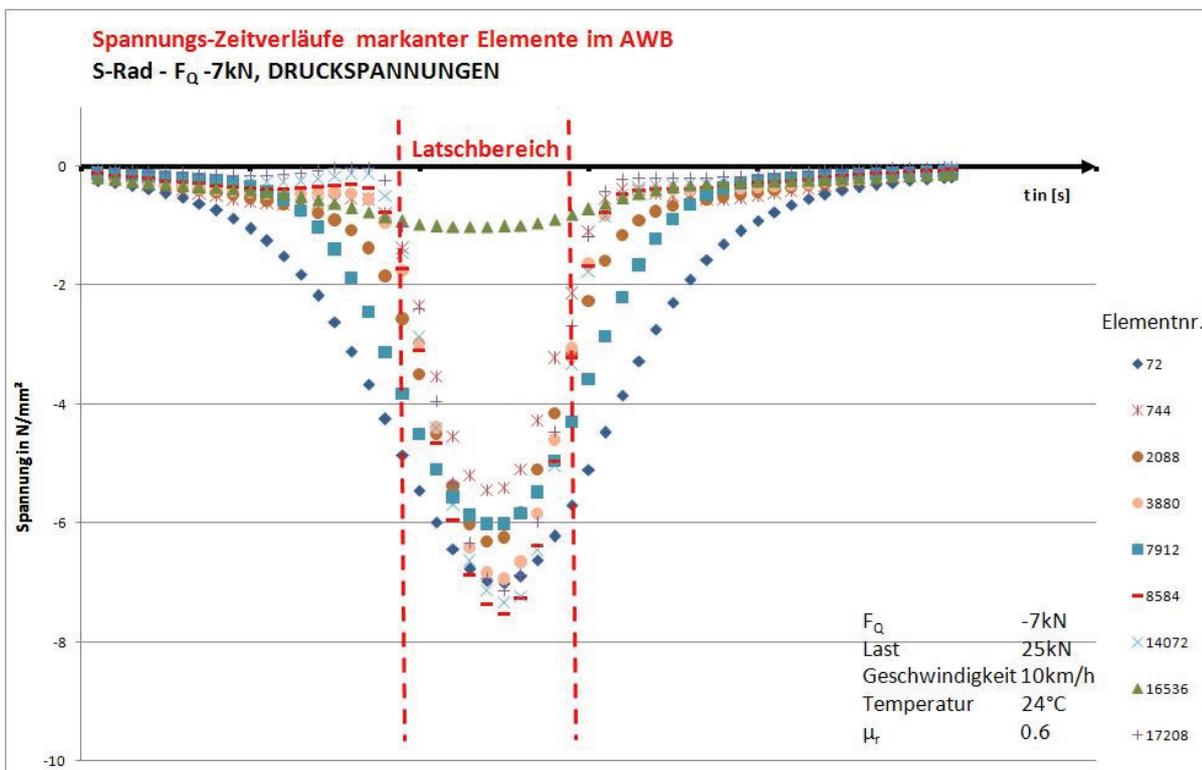
Bei den Druckspannungen gibt es kaum etwas Ungewöhnliches. Der Verlauf der Spannungen ist symmetrisch und durch die Querkräfte wird lediglich das Spannungsniveau beeinflusst und es tritt teilweise eine leichte zeitliche Asymmetrie in den Spannungsverläufen auf (Bild 9.47 bis Bild 9.49). Sichtbar wird auch hier der Einfluss der Position der Felgenschibe (Kraftfluss!) auf die Lage der hochbeanspruchten Regionen, was man beim Spannungsverlauf ohne Querkrafteinfluss (Bild 9.47) und im Vergleich dazu die verschobenen Regionen der höchsten Beanspruchungen (Verstärkung des Felgenschibeneinflusses bei Bild 9.48 und Abschwächung bei Bild 9.49) sehen kann.



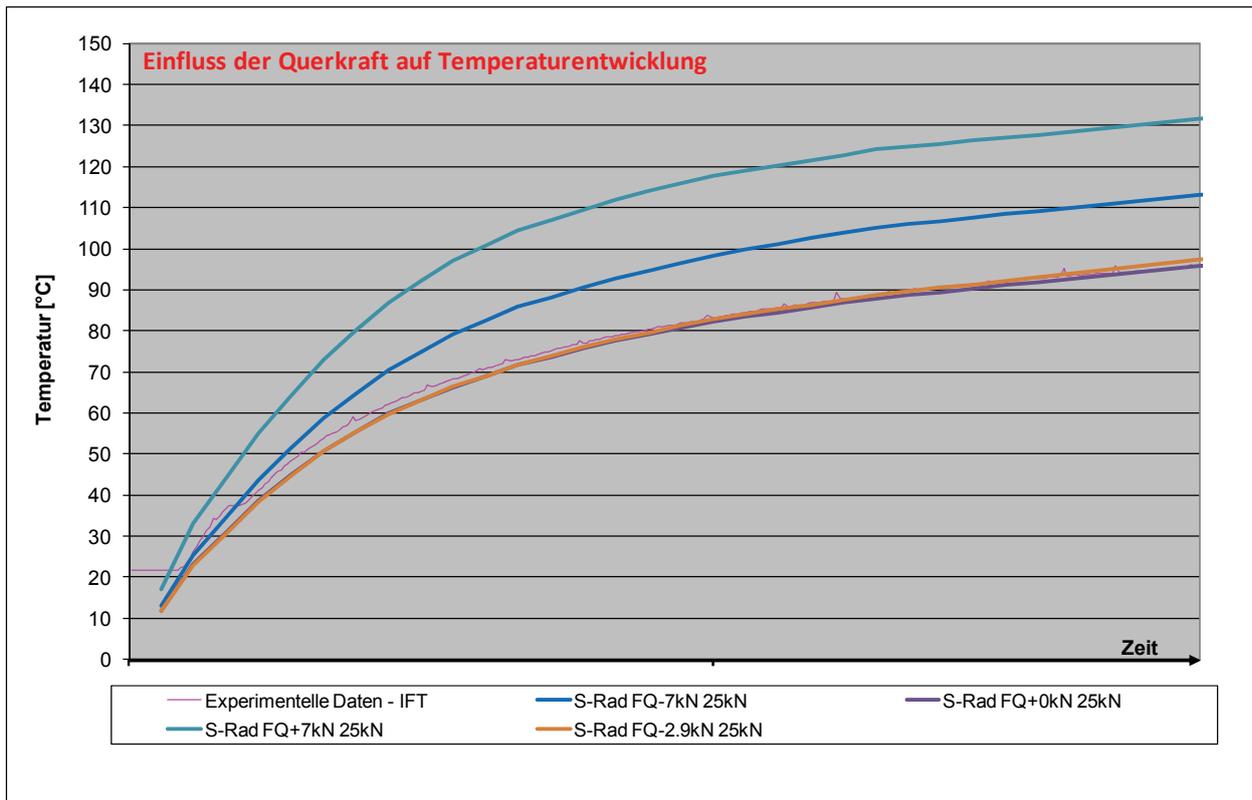
**Bild 9.47:** Druckspannungen - Zeitverläufe beim S-Rad - stationäres Rollen



**Bild 9.48:** Druckspannungen - Zeitverläufe ausgewählter Regionen beim S-Rad - positive Querkraft



**Bild 9.49:** Druckspannungen - Zeitverläufe ausgewählter Regionen beim S-Rad - negative Querkraft



**Bild 9.50:** Temperaturverlauf bei unterschiedlicher Querkraftbeanspruchung

#### 9.5.2.2.4 Zwischenfazit Querkrafteinfluss an Hand des S-Rades

Viele der im vorherigen Zwischenfazit gemachten Aussagen ließen sich hier wiederholen, d. h. finden sich im zeitlichen Verlauf für das S-Rad wieder und werden deshalb weggelassen. Die Spannungsbeanspruchung im Randbereich in Abhängigkeit von der Richtung der wirkenden Querkraft und dessen Verschiebung bei Änderung der Richtung der Querkraft verhält sich genauso wie im vorherigen Abschnitt der Geometrievariationen dargelegt. Generell gilt, dass durch die Querkrafteinwirkung das allgemeine Spannungsniveau steigt, was sich letztendlich auch in der Temperaturerhöhung niederschlägt (Bild 9.50). Beachtenswert ist hierbei, der Anstieg der mechanischen und thermischen Beanspruchung beim Überschreiten kritischer Querkraftwerte.

## 9.6 Fazit

Präsentiert wurde ein Teil der Arbeit des MTL im Rahmen des Verbundprojektes Inno-Rad. Die Arbeiten am MTL beliefen sich dabei auf experimentelle Bestimmung von Materialkennwerten (Abschnitt 9.4), über die Materialmodellentwicklung und Implementierung (Abschnitt 9.3) bis hin zum Einsatz des Gesamtradmodells zur Überprüfung konstruktiver Radvarianten (Abschnitt 9.5.1). Die nachfolgenden Aussagen beziehen sich auf die hier präsentierte Untermenge an numerischen Simulationen und Experimenten.

### Einfluss BD

- Dickere Bandagen besitzen größere Bereiche hoher Spannungsbeanspruchungen.
- Dickere Bandagen weisen tendenzielle höhere Zugspannungen auf.
- Die Thermische Beanspruchung steigt tendenziell bei dicken Bandagen (bei schlechter Wärmeleitungseigenschaft des Bandagenmaterials).
- Es existiert eine kritische untere Grenze der BD, die nicht unterschritten werden sollte.

### Einfluss FD

- Dicke Felgen bewirken tendenziell eine bessere Wärmeabfuhr (bei guten Wärmeleitungseigenschaften der Felge und guter Luftzufuhr, d. h. eine geringe Radkapselung ist dafür notwendig).
- Positiver Einfluss auf Schubspannungen – Verbesserung stark degressiv mit FD.
- Symmetrisierung der hochbeanspruchten Zone (Vorsicht, damit wird die Wärmeproduktion auch mittig verlagert, was bei schlechten Wärmeleitungseigenschaften zu einer Verschlechterung bzgl. der thermischen Beanspruchung führen kann).

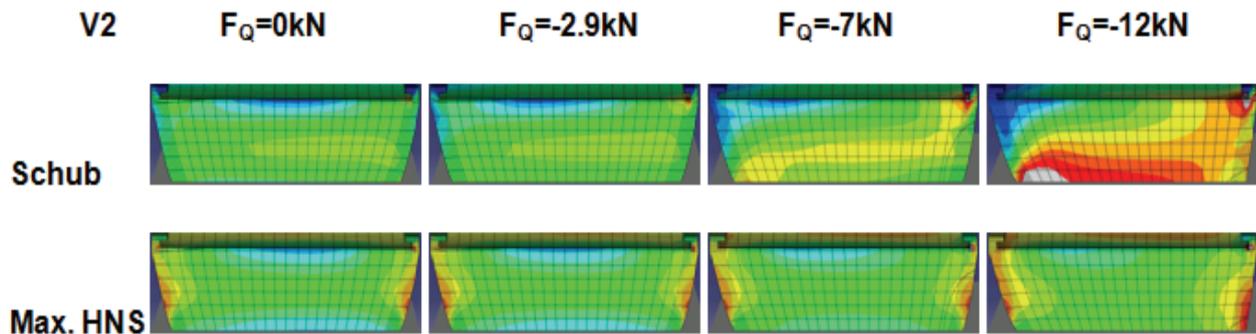
### Einfluss Radbreite

- Tendenziell degressiv wirkender, positiver Effekt.

### Einfluss Querkraft

- Richtung der Querkraft (von Felgennabe Richtung Zentrum oder von Zentrum Richtung Felgennabe) beeinflusst deutlich Ort und Höhe der höchsten Beanspruchungen.
- Die Amplitude der Querkraft beeinflusst deutlich die Lage und Ausdehnung der hoch beanspruchten Zonen. Je weiter man sich der Rutschgrenze nähert, desto mehr werden die hoch beanspruchten Zonen in den Randbereich und verstärkt in den Latschflächenbereich der Räder verlagert.

- Durch die Verlagerung der hochbeanspruchten Zonen in den Randbereich kann man sehen, dass durch enge Kurven (-fahrten), die für hohe Querkräfte sorgen, die Belastung wesentlich schlechter für die Bandage wird.
- Bei den realen Reifen gibt es abgerundete Ecken und sie besitzen teilweise eine Balligkeit in der Lauffläche, dadurch wird der Effekt der engen Kurven abgemildert.
- Übersteigt die Querbeanspruchung kritische Werte, so konnten im Rahmen der numerischen Simulationen keine Maßnahmen gefunden werden, die zu einer Verbesserung führen. (Durchrutschen sollte also strikt vermieden werden!)



**Bild 9.51:** Einfluss der Querkraft auf die Spannungsbeanspruchung am Beispiel von V2

## 9.7 Resümee

Wie unsere Simulationen ergeben haben, sorgt die Richtung der Querkraft dafür, dass die Beanspruchung in eine der Randgebiete der Bandage wandert. Wobei die Amplitude die Beanspruchung in Richtung der Lauffläche wandern lässt, was zu vermeiden ist. Vermutlich könnten hoch beanspruchte Bereiche an der Lauffläche nahe der Bandagenflanke zu Einreißeffekten führen. Laufflächen mit balliger Struktur könnten diesem Effekt entgegen wirken. Wurde eine bestimmte Querkraft überschritten (zu enge Kurven), dann hat sich bei allen Bandagenvarianten erwiesen, dass die Beanspruchung in der Bandage extrem hoch wurde, was die Bandage deutlich schädigen könnte. Die am MTL durchgeführten Versuche mit dem Hydropulser (Abschnitt 9.4) haben gezeigt, dass durch schlechte Wärmeableitung (wie in den Versuchen mit Stahl- und Polyamid-Platten bewiesen) sich die Temperatur im Material deutlich erhöht und zu Beschädigungen und/oder Zerstörung führt. Dieser Effekt kann durch eine Verlagerung der Beanspruchung in den zentralen Bereich erzielt werden, was zu verhindern ist. Dies wurde vom IFT durch einen praktischen Versuch verifiziert, indem sie den Kraftfluss durch hineinziehen der Felge zur Radmitte hin, genau mittig in die Bandage einfließen ließen, was zu einer drastischen Temperaturerhöhung sorgte. Um dem mechanischen und dem thermischen Effekt entgegen zu wirken, müsste getestet werden, welche Auswirkung eine Verschiebung des Kraftflusses zwischen den beiden Felgenpositionen bewirken würde. Ein Vergleich der Peaktemperaturen (Bild 9.16) der 60x20er Probe mit der

60x40er Probe bei Stahl als Kontaktplatten zeigt deutlich die auch numerisch gefundene Problematik der Kissenstärke der Bandage auf (Bild 9.35), nämlich dass eine gute Wärmeabfuhr nur in Verbindung einer hinreichend kleinen BD Sinn macht. Dabei muss man aber dringend beachten, dass kritische Untergrenzen der Radbreite und Kissenstärke nicht unterschritten werden dürfen, da dies zu teilweise dramatischen Erhöhungen der Spannungsbeanspruchungen führt und somit jeglicher positiver Einfluss leicht geringerer BD konterkariert wird, da die bessere Wärmeabfuhr durch deutlich höhere Spannungen negiert wird. Eine Möglichkeit bessere Wärmeabfuhr zu erzeugen wäre es, indem verstärkt auf eine geringere Radkapselung geachtet wird.

## 10 Entwicklung InnoRad Material und Untersuchung der Haftvermittlerzone

Im Rahmen des Forschungsprojektes war es Aufgabe der Bayer MaterialScience AG ein neues Polyurethansystem für hochbelastete Radbeläge mit verbesserten Werkstoffeigenschaften zu entwickeln.

Bisheriger Stand der Technik: Bei Flurförderfahrzeugen werden aufgrund der hohen Verschleißbeanspruchung in kleinen Bauräumen Polyurethanelastomere als Radbandage verwendet. Dieses Material ist bereits seit ca. 60 Jahren bekannt und wird seit ca. 50 Jahren erfolgreich in zahlreichen technischen Anwendungen im Härtebereich von 70-95 Shore A eingesetzt unter anderem auch erfolgreich für Radbeläge. Die Herstellung von Polyurethanelastomeren geschieht nach dem Polyadditionsverfahren aus Diisocyanaten, Polyolen und Kettenverlängerern. Bei den Diisocyanaten stehen entweder die großtechnischen Isocyanate MDI (Methylendiphenyldiisocyanat) und TDI (Toluylendiisocyanat) oder Spezialtypen, wie das NDI (Naphthylendiisocyanat= Basisisocyanat für Vulkollan®) zur Verfügung. Beim zu verwendenden Polyol kann grundsätzlich zwischen Polyestern oder Polyethern gewählt werden. Zu den hervorstechenden mechanischen Eigenschaften der PUR Elastomere zählen:

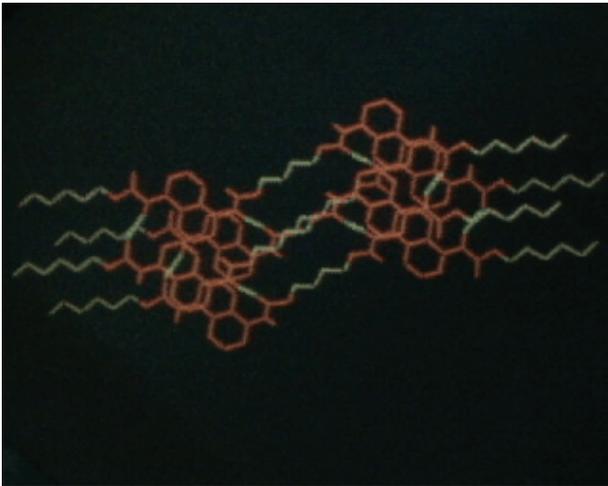
- Sehr niedriger Abrieb
- Sehr hohe Zugfestigkeit
- Sehr hohe Weiterreißfestigkeit
- Geringe bleibende Verformung

Die für Flurförderzeuge typischerweise hohen Belastungen werden vom Radbelag über relativ kleine Standflächen auf die Böden übertragen. Elastische Materialien sind erforderlich, da der Einsatz harter Radwerkstoffe, bspw. Stahl, die Böden zerstören würden. Raue Böden, Kanten und Bodenrinnen führen zu starkem Abrieb sowie extremen Punktbelastungen, welche vom elastischen Radbelag ohne Schaden aufgefangen werden können. Zusätzlich werden Radbeläge dynamisch erheblich beansprucht. Das elastische Belagsmaterial wird im Einsatz permanent verformt und einer erheblichen Walkarbeit ausgesetzt. Sie ergibt sich aus Belastung und Geschwindigkeit, bei Kurvenfahrten auch aus Quer- und Scherbelastungen. Bei Beschleunigungsvorgängen oder Drehen auf der Stelle kommt es zudem zu Friktionen und Schlupf. Speziell für diese Anwendung hat sich das Material Vulkollan® seit Jahrzehnten sehr bewährt, da es zusätzlich zu den oben genannten Festigkeitswerten auch sehr gutes dynamisches Verhalten aufweist. Insbesondere folgende Materialeigenschaften sind für hohe Laufzeiten verantwortlich:

- Niedriger mechanischer Verlustfaktor
- Gleichbleibender Schubmodul über den gesamten Bereich der Arbeitstemperatur

- Gute Temperaturbeständigkeit im Arbeitsbereich

Aufgrund der hohen mechanischen Belastungen von Radbelägen kommen auf der Polyolseite ausschließlich Polyester zum Einsatz. Polyesterbasierende Polyurethane erreichen extrem hohe Zug- und Weiterreißfestigkeiten bei gleichzeitig sehr hoher Beständigkeit gegen Abrieb. Die dynamische Belastbarkeit wird wesentlich durch die Diisocyanatkomponente determiniert. Polyurethane auf Basis MDI oder TDI weisen eine geringere dynamische Belastbarkeit auf als solche auf Basis NDI. Aus diesem Grund finden die beiden erstgenannten Isocyanate lediglich für gering belastete bzw. langsam laufende Räder Verwendung. NDI bildet aufgrund seiner Molekülstruktur ein sehr effektives und stabiles Hartsegment in der Polyurethanmatrix. Die Verwendung von NDI führt zu einem Polyurethanwerkstoff mit besonders niedriger mechanischer Dämpfung. Genau daraus ergibt sich die besondere Eignung dieses Materials für dynamische Belastungen.



**Bild 10.1:** Naphthalinstruktur als effektives Hartsegment

Für Flurförderfahrzeuge mit hohen Belastungen und höheren Geschwindigkeiten wird in der Praxis als Radbelag fast ausschließlich Vulkollan® verwendet. Vulkollan® zeigt eine ausgesprochen hohe Tragfähigkeit bei gleichzeitig sehr gutem dynamischen Verhalten. Es hat sich daher erfolgreich in der Anwendung für Flurförderfahrzeuge bewährt mit den sehr komplexen Belastungszuständen. Die Notwendigkeit der weiteren Entwicklung der Flurförderfahrzeuge ist gekennzeichnet durch verschiedene betriebswirtschaftliche Faktoren, welche in Summe das Ziel haben eine Erhöhung der Umschlagsgeschwindigkeit zu erreichen. Dies wird erreicht durch höhere Tragfähigkeiten der Fahrzeuge und in gleichem Maße auch durch höhere Fahrgeschwindigkeiten in den Lägern. Diese Steigerung der Leistungsfähigkeiten der Flurförderzeuge führt bei gleichbleibenden Radabmessungen zu einer direkt proportional steigenden Radbelastung und somit zu kürzeren Laufzeiten der Radbeläge. Auch die Laufzeiten von Radbelägen aus Vulkollan® sind dann nicht mehr ausreichend. Die Ausfallursachen von Polyurethanrädern können dabei sehr unterschiedlich sein.



**Bild 10.2:** Ausfallursache Blumenkohleffekt durch Überlastung erfolgt Rissbildung im Grenzbereich

Eine zunehmend auftretende Ausfallursache ist oberflächlich auftretende Rissbildung, welche gleichmäßig über den gesamten Radumfang auftritt. Mit zunehmender Laufzeit vertiefen sich die Risse, sodass die Radoberfläche ein narbenartiges Profil aufweist, welches in Anlehnung an das Erscheinungsbild auch als Blumenkohleffekt bezeichnet wird. Beim weiteren Einsatz eines derart geschädigten Rades vertiefen sich die Risse und es kommt schließlich zu Materialausbrüchen, Je nach dem Umfang der Ausbrüche muss dann das Rad aus Sicherheitsgründen ausgetauscht werden. Als weitere häufig genannt Ausfallursache wurde das Versagen der Haftungszone zwischen dem elastischen Belagsmaterial und der Metallfelge genannt. Andere Ausfallursachen sind: durch Abrieb erzeugter Verschleiß, der Einfluss der Umgebungsbedingungen (Temperatur, Säuren, etc.) sowie mechanische Überlastung. Die letztgenannten wurden als geringere Schadensquote eingeschätzt und im Rahmen dieser Studie nicht weiter betrachtet.

Die Entwicklung eines verbesserten Belagmaterials fokussierte sich im Wesentlichen auf zwei Themen: Erhöhung der thermischen Beständigkeit des Belagmaterials und die Untersuchung der Haftung zum Metallkern.

## 10.1 Entwicklung eines neuen Belagmaterials mit verbesserten thermischen Eigenschaften

Die Entwicklung eines neuen Werkstoffes war bei BMS bereits vor Projektbeginn begonnen worden. Die Entwicklung eines neuen PUR Belagmaterials wurde 2006 fortgeführt und konnte 2007 erfolgreich abgeschlossen werden.

Zur Verbesserung des eingesetzten Belagmaterials:

Auch Radbelagmaterialien mit guten dynamischen Eigenschaften können bei hohen last- oder geschwindigkeitsbedingten Beanspruchungen soweit erhitzen, dass durch den Wärmehaufbau der Radbelag im Einsatz zerstört wird. Durch eine weitere Verbesserung der dynamischen Eigenschaften kann die im Einsatz erzeugte Eigenerwärmung des Belages vermindert bzw. verlangsamt werden. Dadurch reduzieren sich die thermisch bedingten Radausfälle entsprechend. Werden die mechanischen Eigenschaften des Radbelages ebenfalls erhöht kann das Auftreten initialer Risserscheinungen ebenfalls vermindert werden. In Summe sollten diese beiden Maßnahmen zu einer erhöhten Verschleißfestigkeit des Radbelages führen. Beim Vulkollan®, welches im Wesentlichen durch das verwendete Diisocyanat NDI charakterisiert ist, fokussierte sich die Entwicklung somit in erster Linie auf den eingesetzten Polyestertyp, in geringerem Maße wurde die Rezeptur auch durch die quantitative Zusammensetzung der Komponenten optimiert. Die Esterzusammensetzung wurde mehrfach variiert und optimiert und eine Vielzahl unterschiedlicher, neuer Vulkollan® Rezepturen entwickelt. Neben der Beobachtung der Materialeigenschaften galt es dabei Rezepturen zu entwickeln, welche auch mit branchenüblichen Verarbeitungsbedingungen wirtschaftlich hergestellt werden können. Rezepturen, die z. B. extrem kurze Reaktionszeiten aufwiesen oder Zusammensetzungen, die wegen unwirtschaftlich hohen Materialkosten, zu lange Formstandzeiten etc. nicht in Frage kamen, wurden verworfen. Die aus den selektierten Rezepturen entstandenen Materialien wurden einem gestaffelten Versuchsprogramm unterworfen, wobei jede Stufe eine Steigerung der Kosten ist, so dass bei Versagen oder negativen Eigenschaften auf einer Stufe jeweils eine oder mehrere Rezepturen verworfen wurden.

Stufenweiser Versuchsablauf:

- Stufe I: Aufnahme der mechanischen Eigenschaften
- Stufe II: Aufnahme des Dämpfungs- und Temperaturverhaltens (Torsionsschwingversuch)
- Stufe III: Aufnahme der dynamisch-mechanischen Eigenschaften (Hydropulser)
- Stufe IV: Praxistest auf dem Rollenprüfstand der BMS AG
- Stufe V: Herstellung einer Produktionsmenge und Technikumsherstellung

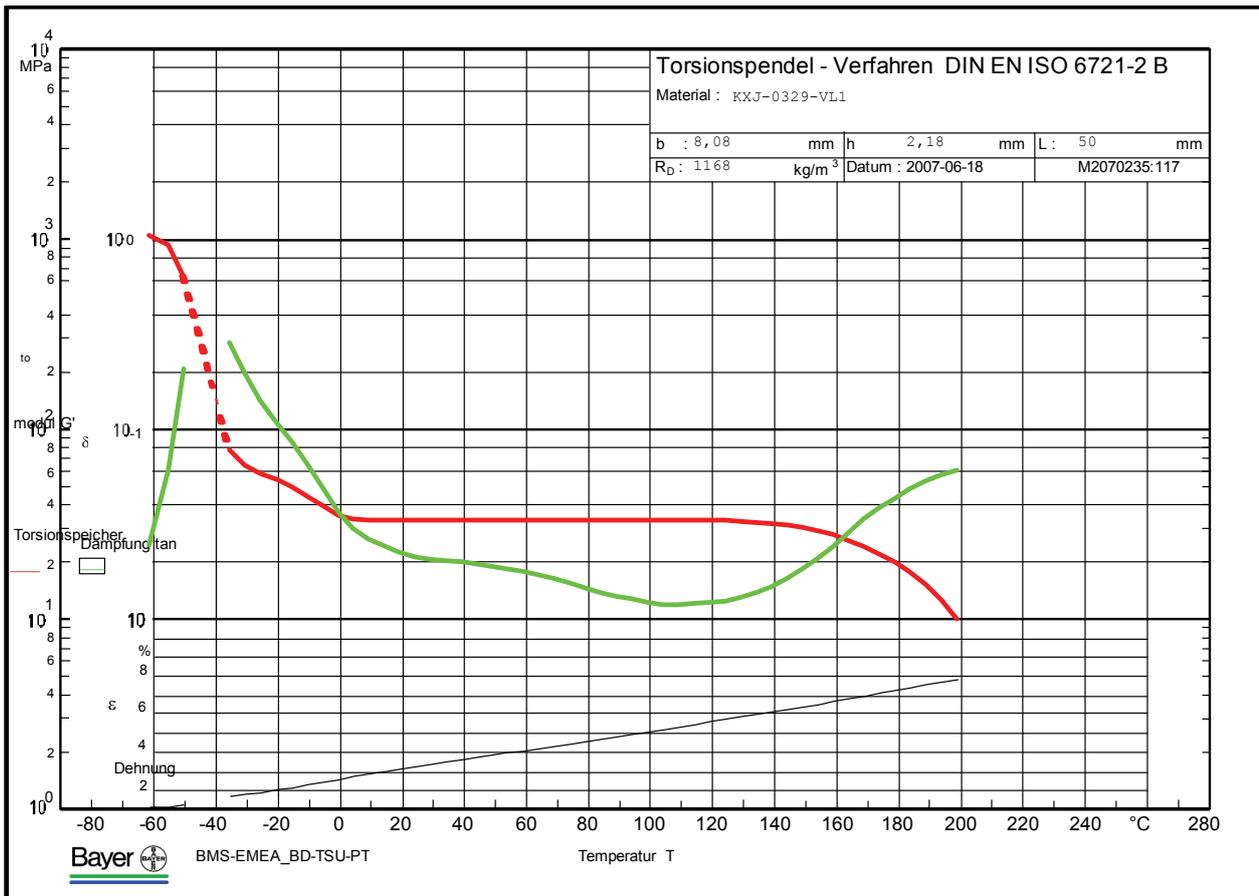
Bei der Entwicklung des neuen Polyesters hat ein Typ den Praxistest auf dem Rollenprüfstand geschafft. Mit diesem Typ konnten auch auf der Isocyanat- und Vernetzerseite die Mengenverhältnisse optimiert werden, die sogenannte Kennzahloptimierung. Der Polyester konnte reproduzierbar hergestellt werden. In Tabelle 10.1 sind die wesentlichen Daten der selektierten Polyurethanqualität aufgelistet.

Hervorzuheben sind die extrem hohe Elastizität von 70%, welche die hohe dynamische Belastbarkeit andeutet, sowie die bekannt hohen Werte der Zugfestigkeit und die guten, d. h. niedrigen Werte des Druckverformungsrest (DVR).

Der Schubmodul mit der Kurve des mechanischen Verlustfaktors ist im Bild 10.3 dargestellt. Auffallend hier der konstante Verlauf der Kurve in einem weiten Temperaturbereich. Im Bereich von 0-140°C ist der Modul nahezu konstant. Der mechanische Verlustfaktor ist auf sehr niedrigem Niveau, d. h. dass nur ein relativ geringer Teil der Energie bei Belastung in Wärme umgewandelt wird.

Prüfung	Norm	Einheit	Wert
Shore A	DIN 53505		96
Shore D	DIN 53505		38
Spannung 5%	DIN 53504	MPa	3,28
Spannung 10%	DIN 53504	MPa	4,90
Spannung 25%	DIN 53504	MPa	7,03
Spannung 50%	DIN 53504	MPa	8,83
Spannung 100%	DIN 53504	MPa	10,9
Spannung 200%	DIN 53504	MPa	13,6
Spannung 300%	DIN 53504	MPa	16,6
Reißspannung	DIN 53504	MPa	39,6
Reißdehnung	DIN 53504	%	511
Weiterreißfestigkeit	DIN 53515	kN/m	22
Stoßelastizität	DIN 53512	%	70
Abrieb (DIN)	DIN 53516	mm <sup>3</sup>	52
Dichte		g/mm <sup>3</sup>	1,190
DVR 22°C	DIN 53517	%	13,2
DVR 70°C	DIN 53517	%	24,4
DVR 100°C	DIN 53517	%	37,7

**Tabelle 10.1:** mechanische Werte von Vulkollan® Elastomeren auf Basis des neu entwickelten Polyesters



**Bild 10.3:** Schubmodul und mechanischer Verlustfaktor von Vulkollan® Elastomeren auf Basis des neu entwickelten Polyesters

Nach erfolgter Materialauswahl wurde im Technikumsmaßstab eine Menge von 2x1t produziert womit die Radhersteller bemustert wurden. Die positiven Ergebnisse konnten in Laborversuchen bestätigt werden, im Rahmen des Projektes geplante Feldversuche konnten dagegen nicht durchgeführt werden bzw. Ergebnisse daraus lagen bis zum Projektabschluss noch nicht vor.

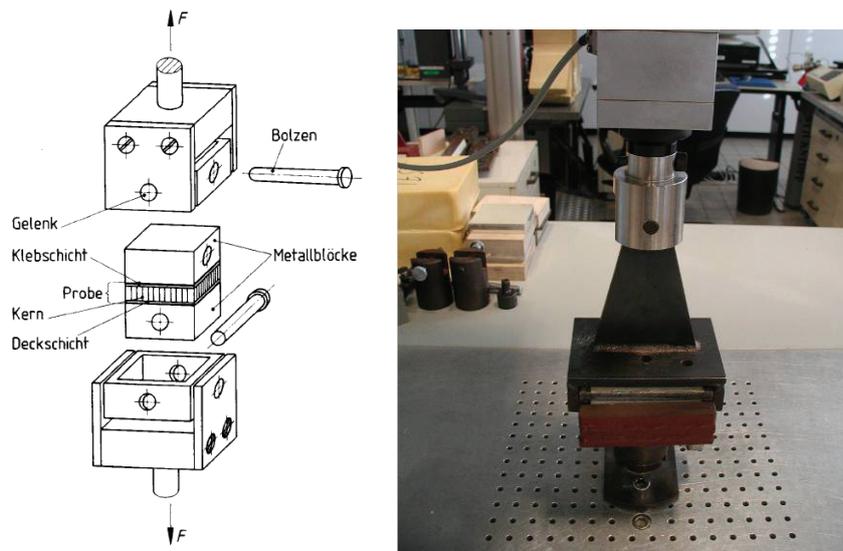
Die neuen Formulierungen sind auch für Anwendungen außerhalb der Flurförderzeugindustrie direkt verwertbar, da auch dort die Anforderungen zu höheren Leistungsfähigkeiten, d. h. zu höheren dynamischen Belastungen mit höheren Temperaturen gehen, bzw. zu kleiner dimensionierten Teilen.

## 10.2 Untersuchung der Haftung zwischen Radnabe und Radbelag

Der Verbund zwischen Stahl und Polyurethanelastomer ist technisch ein üblicher Standard und wird in vielen Industriebereichen angewendet. Dazu ist es in der Regel erforderlich, dass die Metalloberflächen zunächst gesandstrahlt und anschließend entfettet werden. Danach erfolgt der Auftrag eines Haftvermittlers. Der so mit Haftvermittler vorbereitete Radkern wird anschließend in einem Ofen für einige Zeit bei Temperaturen um

110°C-130°C vorgewärmt bevor der Guss des Belagmaterials erfolgt. Die Erzielung einer ausreichenden Haftung ist für statische Belastungen kein Problem. Bei Einhaltung der beschriebenen Arbeitsschritte werden sehr gute Haftwerte erreicht, d. h. die Haftwerte übertreffen bei den Zugversuchen die Materialfestigkeit, das Material reißt dabei in sich, aber nicht an der Haftungszone.

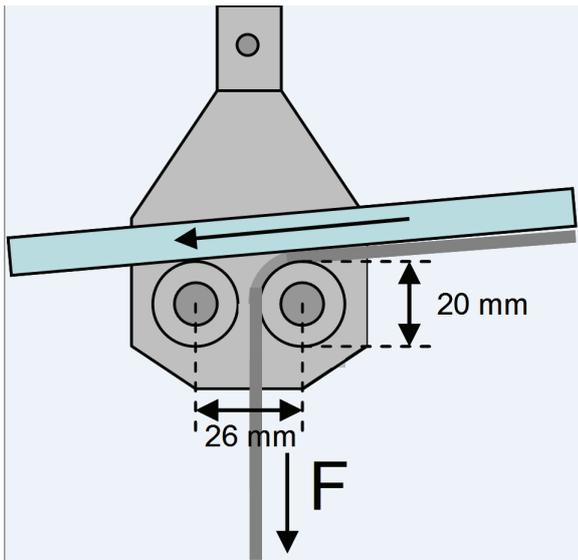
Standardisierte Verfahren die Haftung zu prüfen existieren, sie werden auf Zugprüfmaschinen durchgeführt (Bild 10.4).



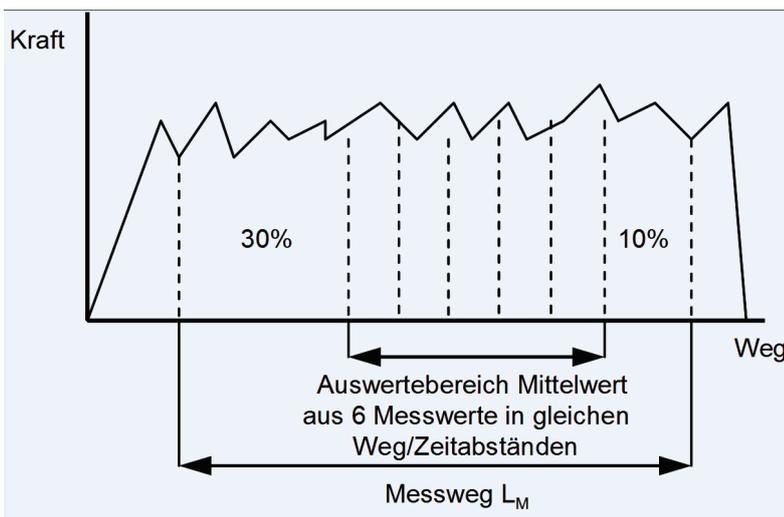
**Bild 10.4:** statische Haftungsprüfungen

Bei der statischen Haftungsprüfung werden die verklebten Schichten in eine Zugprüfmaschine eingespannt, welche eine Zugkraft senkrecht zur Haftungszone aufbringt. Diese Prüfungen werden z. B. bei Isolierplatten eingesetzt. Ergebnisse aus diesen Prüfungen sind für die Beurteilung der dynamischen Belastbarkeit der Haftungszone von Rädern wenig aussagekräftig, da Radbeläge in der Regel auf Druck beansprucht werden, und auf die Haftungszone eine Kombination aus Scher- und Druckbelastungen ausgeübt wird, weniger hingegen aus der Zugbelastung senkrecht zur Haftungszone.

Eine weitere Methode zur Haftungsprüfung sind Versuche mit einem Rollengehänge. Hierbei wird der Elastomerbelag senkrecht zur Haftungszone abgezogen, d. h. „geschält“. Zur Herstellung der Prüfkörper wird ein Teil des Elastomerbelages nicht mit der Metalloberfläche verklebt, damit ausreichend Länge zur Einspannung des Elastomers in die Zugprüfmaschine zur Verfügung steht. Die Zugkraft wird dann über die Abzuglänge gemessen. Nach den ersten 30% der Abzuglänge wird aus 6 Kraftspitzen aus gleichmäßigen Abständen ein Mittelwert gebildet. Diese Prüfmethode ist ebenfalls nur bedingt geeignet die Haftung eines Radbelages zu untersuchen. Die Einflüsse aus Druck- und Scherbelastung werden nicht berücksichtigt. Darstellung der Prüfung im Bild 10.5. Die Auswertung der Prüfung ist schematisch im Bild 10.6 dargestellt.



**Bild 10.5:** Zugversuch mit Rollengehänge



**Bild 10.6:** Auswertebereich aus der Haftungsprüfung mit Rollengehänge

Die Ausfallursache Haftungsversagen bei Rädern ist dagegen komplexer. Durch Verarbeitungsfehler entstandene Haftungsversagen, die zum Beispiel durch mangelnden Haftvermittler oder nicht ausreichende Entfettung entstanden sind, stellen keine echte Ausfallursache dar. In diesem Fall ist eine belastbare Haftvermittlung von vornherein nicht oder nur teilweise gegeben, was sich in sehr frühzeitigem Ausfall des Rades zeigt. Schwieriger ist die Beurteilung der echten Ausfallursache. Hierbei ist anfangs eine gute Haftvermittlung über den gesamten Felgenumfang gegeben und es kommt erst bei dauerhafter Belastung nach einiger Zeit zum Ablösen des Belagmaterials vom Radkern. Standardisierte Verfahren zur vergleichenden Untersuchung der Haftung von Radbelägen aus Polyurethan sind bisher kaum üblich.

Die in der Praxis auftretenden Belastungen sind sehr komplex, sie stellen eine Mischung aus wechselnder Druck- und Zugbelastung dar, in Kurvenfahrten und Drehbewegungen im Stand sind Scherbelastungen vorherrschend, während beim Überfahren von Stufen senkrecht oder Kanten schlagartige und auf einen sehr engen Bereich der Radoberfläche beschränkte sehr hohe Druckbelastungen auftreten. Die durch Anfahren und Abbremsen verursachten Scherbelastungen wirken senkrecht zur Achsrichtung während Lenkbewegungen eher in Achsrichtung wirken. Das mögliche Versagen der Haftung von Radbelägen in der Praxis kann mit statischen Methoden nicht sinnvoll geprüft werden. Zur praxisnahen Prüfung von Rollenbelägen sind zumindest Trommelprüfstände heranzuziehen, auf welchen einige der dynamischen Belastungen simuliert werden können. Derartige Prüfstände sind nicht standardisiert, sie werden individuell nach den Anforderungen der Nutzer hergestellt. Als Nebenaufgabe des Vorhabens wurden die bereits vorhandenen Prüfstände unterschiedlicher Betreiber verglichen und daraus wurde dann ein einheitliches Prüfverfahren entwickelt, nach welcher eine schnelle und einfache Vorauswahl der zu untersuchenden Räder getroffen werden sollte.

Zum Schutz des Know-hows der Betreiber können Einzelergebnisse dieser Untersuchung nicht veröffentlicht werden. Das ermittelte Prüfverfahren (Tabelle 10.2) korrelierte sehr gut auf den unterschiedlich dimensionierten Prüfständen und eignet sich daher gut als Standard:

### 10.2.1 Prüfverfahren

Die Räder werden kraftgeregelt bis zur Zerstörung geprüft. Beginnend mit einer geringen Startlast wird die Last sukzessive erhöht. Vor der nächsten Lasterhöhung wird das Rad zum Stillstand gebracht, aber weiterhin belastet. Dies ist der Zeitpunkt, bei dem die Temperaturen der Bandage und des Kerns gemessen werden.

Abhängig von der Radgröße wird die Prüfung mit unterschiedlichen Lasten begonnen, Laufzeit bei einer Laststufe jeweils 15 Minuten, gefolgt von 2 Minuten Stillstand unter Belastung. Nach Stillstand erfolgt jeweils die Erhöhung um eine weitere Laststufe um 500N bei den 85/85er Rädern und um 1000N bei den beiden größeren Dimensionen. Die Prüfung kann dann jeweils bis zum Versagen des Rades durchgeführt werden. Die stufenweise Lasterhöhung ist aus mehreren Gründen sinnvoll: Die durch die Geschwindigkeit und Last bedingte Temperaturerhöhung des Radbelages erfolgt jeweils mit einer zeitlichen Verzögerung. Daher muss vor einer weiteren Laststeigerung zunächst ein Gleichgewicht eingestellt sein, bei der die Radbelagstemperatur nicht weiter ansteigt.

Die Drehbewegung führt zu einer erheblichen Wärmekonvektion. Aus diesem Grunde wurden Stillstände von 2 Minuten vor jeder Laststeigerung hinzugefügt. Während dieser Stillstandphase ist die Wärmeableitung deutlich verringert, die Radbeläge heizen sich während dieser Phase weiter auf.

<b>Prüfgruppe</b>	Klein (Lastrolle)	Mittel (Antriebsrad)	Groß (Antriebsrad)
Außendurchmesser (mm)	85	230	343
Bandagenbreite (mm)	85	70	114
<b>Prüfverfahren</b>	I	II	III
Geschwindigkeit (km/h)	10	10	10
Startlast (N)	2500	10000	20000
Lasterhöhung (N)	500	1000	1000
Laufdauer (min)	15	15	15
Pausendauer (min)	2	2	2
Hindernisse	nein	nein	nein
Beschreibung der Testfahrt	linear	linear	linear
Fahrtrichtung	geradeaus	geradeaus	geradeaus
<b>Datenerfassung</b>	<ol style="list-style-type: none"> <li>1. Temperaturmessung )<sup>1</sup> <ul style="list-style-type: none"> <li>- Lauffläche (nach 3 min)</li> <li>- Kern (am Felgenhorn)</li> </ul> </li> <li>2. Bruchlast</li> <li>3. Zeit von Start bis Ausfall</li> <li>4. Beschreibung des Ausfallbildes                             <ul style="list-style-type: none"> <li>- Heat built up</li> <li>- Bandagenablösung</li> <li>- mechanischer Bruch</li> <li>- Sonstiges</li> </ul> </li> </ol>		

**Tabelle 10.2:** Dynamisches Prüfverfahren zur Haftungsuntersuchung

)<sup>1</sup> Die Temperaturmessung des metallischen Kerns erfolgt seitlich an der Bandage. Der Messpunkt muss dabei die Grenzfläche zwischen Bandage und Kern tangieren.

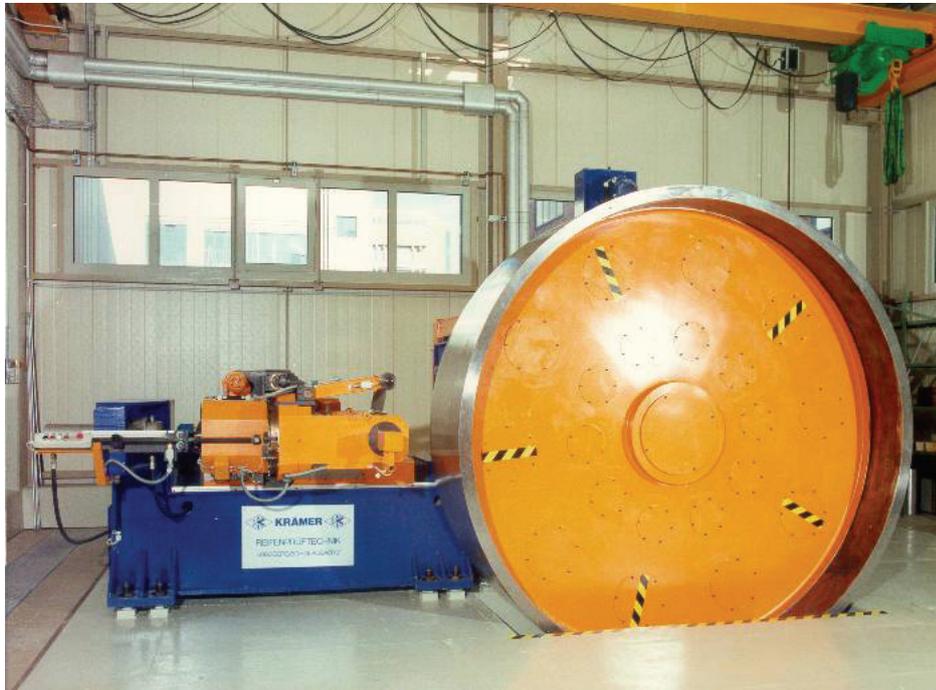
Die Temperaturmessung an der Bandage erfolgt auf der Mitte der Lauffläche. Da die Temperatur aus der Mitte der Bandage nur langsam nach außen tritt muss die Messung immer zum gleichen Zeitpunkt (= nach 2 min) erfolgen, um vergleichbare Werte zu erhalten.

**10.2.2 Versuchsdauer:**

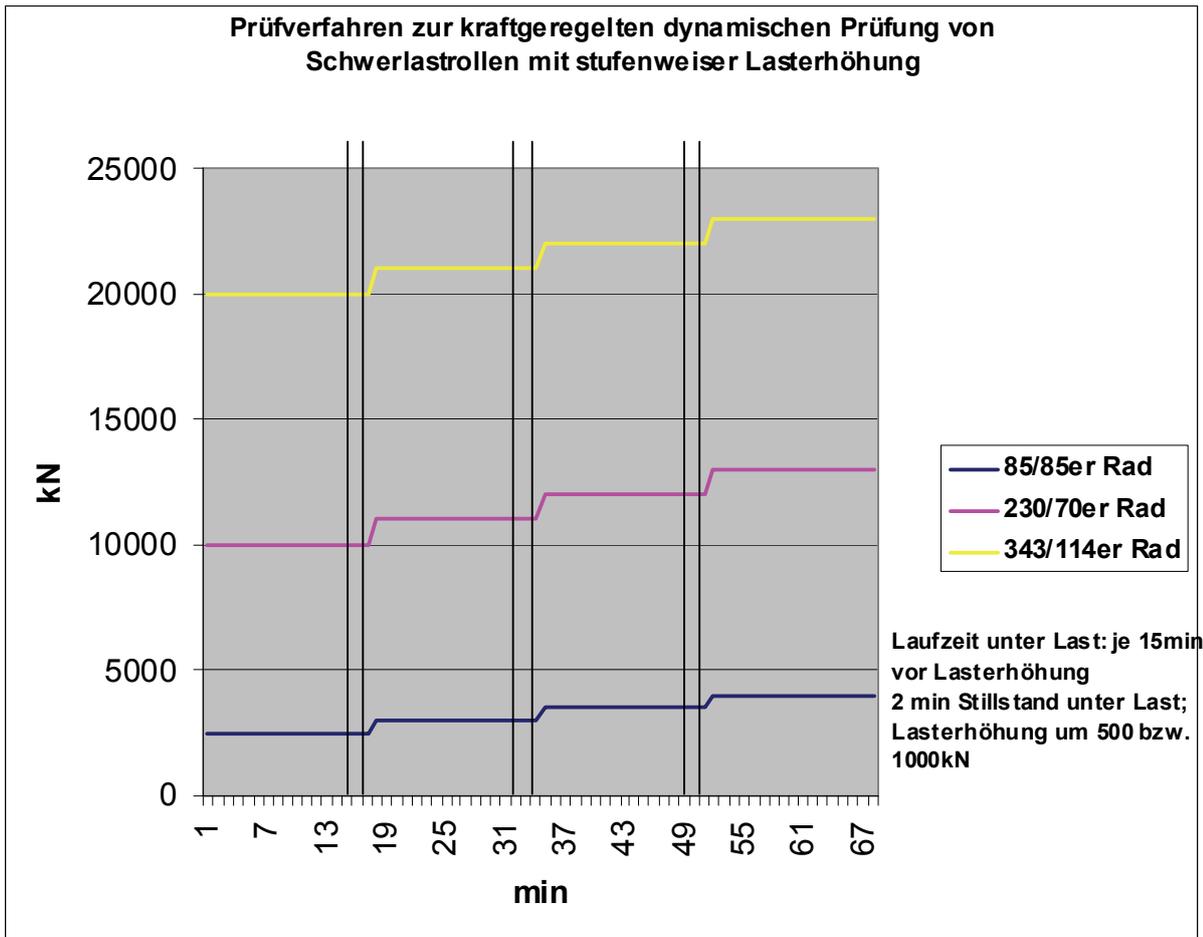
Die Versuchsdauer hängt stark von der Leistungsfähigkeit der eingesetzten Reifenwerkstoffe ab. Die angegebenen Werte sind Richtwerte zur groben Einschätzung der Versuchsdauer, die materialbedingt stark variieren können.

Prüfgruppe	Klein	mittel	groß
	> 2,5 – 3h	> 2,5 – 3h	> 3 – 3,5h

**Tabelle 10.3:** Einteilung Prüfgruppen



**Bild 10.7:** Rollenprüfstand bei Bayer MaterialScience AG



**Bild 10.8:** Stufenweise Lasterhöhung

### 10.2.3 Analytische Untersuchung der Haftungszone

Zur analytischen Betrachtung der Oberflächen- und Grenzflächenbeschaffenheit der geprimerten Metalloberflächen wurden unterschiedliche Verfahren betrachtet. Ziel war die Identifizierung industrietauglicher, d. h. einfacher, preiswerter und schnell durchzuführende Methoden zur Charakterisierung von Substrat Oberflächen. Dazu wurden verschiedene Methoden verglichen. Des Weiteren wurde die Versagenszone von Vulkolan® / Flacheisen Prüfkörpern digitalmikroskopisch untersucht. Abschließend wurden die Oberflächenspannung an Festkörpern bestimmt.

Folgende Methoden zur Charakterisierung von Substrat Oberflächen wurden untersucht:

- 1) Visuelle Begutachtung mit dem Digitalmikroskop
  - Mikroskopaufnahmen 75x und 300x (Oberflächenprofil)
  - Berechnung der Oberflächenbeschaffenheit im Tastschnittverfahren in Anlehnung an DIN EN ISO 4287

- Bestimmung von Oberflächen Morphologieparametern (u.a. aus 3D Analysen mit dem Digitalmikroskop)
- 2) Chromatische Abberation mit dem Micro-Prof, Fa. FRT
  - 3) Bestimmung der Rauigkeits Parameter nach dem Tastschnittverfahren mit Perthometer Mahr MS

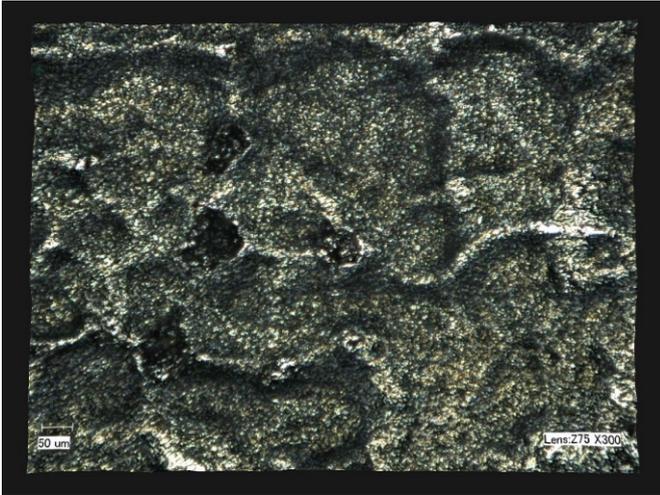
### 10.2.3.1 Zu 1. Visuelle Begutachtung mit dem Digitalmikroskop

Zunächst wurden Flacheisen 3x20cm der Qualität ST37 wurden in verschiedenen Behandlungszuständen mikroskopisch betrachtet:

- unbehandelt
- MEK
- MEK, gestrahlt
- MEK, gestrahlt, Luft
- MEK, gestrahlt, Luft, MEK
- MEK, gestrahlt, Luft, MEK, geprimert (getrocknet)
- MEK, gestrahlt, Luft, MEK, geprimert, (30' 100°C)
- MEK, gestrahlt, Luft, MEK, geprimert, (24h 180°C)

Zur mikroskopischen Betrachtung wurde ein Keyence- Digitalmikroskop VHX-600 verwendet. Damit ist eine schnelle, für die digitale Weiterverarbeitung optimierte Bilderfassung möglich. Technische Daten: Auflösung 2,1 Megapixel CCD, HD Zoom Objektiv 75-750 fache Vergrößerung.

Die mikroskopische Betrachtung ergab, dass von den Bearbeitungsschritten nur das Strahlen und das Auftragen des Primers zu deutlich sichtbaren Unterschieden der Oberflächenmorphologie im Mikroskopbild führten. Die Wirkung der MEK Reinigung bzw. der Luft-Reinigung sind im Mikroskopbild nicht zu erkennen (Bild 10.9). Durch das Strahlen wird die Oberfläche dunkler und Einzelheiten werden weniger gut wiedergegeben. Das Auftragen des Primers führt unabhängig von der Art der Nachbehandlung zu einer gut erkennbaren sanft gerundeten Oberflächenmorphologie (Bild 10.10). Die Profilauswertung der Mikroskopdaten liefert für die geprimerten Oberflächen überraschend große Profiltiefen, die deutlich größer sind als die der unbehandelten oder gestrahlten Flacheisen. Vermutlich handelt es sich hierbei um eine Fehlmessung mit dem optischen Verfahren, welches mit der transparenten Primer- Beschichtung nicht zurecht kommt.



**Bild 10.9:** Flacheisen ST37 mit MEK gereinigt (300 fache Vergrößerung)



**Bild 10.10:** Flacheisen ST 37, gestrahlt+ MEK+ Luft+ MEK+ Primer (30' 180°C)

In Anlehnung an die DIN EN ISO 4287 wurde die Oberflächenbeschaffenheit nach dem Tastschnittverfahren bestimmt. Hierzu wurden die Profil-Daten des Keyence Digitalmikroskops ausgewertet.

Dabei wurde in einem ersten Schritt zunächst die Messfläche definiert und das Oberflächenprofil aufgenommen. Im zweiten Schritt wurden aus der Messfläche jeweils 5 horizontale und 5 vertikale Profillinien ausgewertet. Im 3. Schritt erfolgte die Festlegung der Mittelwerte und die Berechnung der Kenngrößen.

Ra = "Rauigkeit" = arithmetischer Mittelwert der Profilkordinaten  $|z|$  relativ zur Ausgleichsgerade entlang einer Einzelmessstrecke, gemittelt über 10 Messstrecken

Rz = "Profiltiefe" = "größte Höhe des Profils" entlang einer Einzelmessstrecke, gemittelt über 10 Messstrecken

Rzmax = "Profiltiefe" = "größte Höhe des Profils" aus dem vollständigen 3D-Flächenprofil

Rsm = "Rillenbreite" = arithmetischer Mittelwert der Periodenlängen entlang einer Einzelmessstrecke, gemittelt über 10 Messstrecken

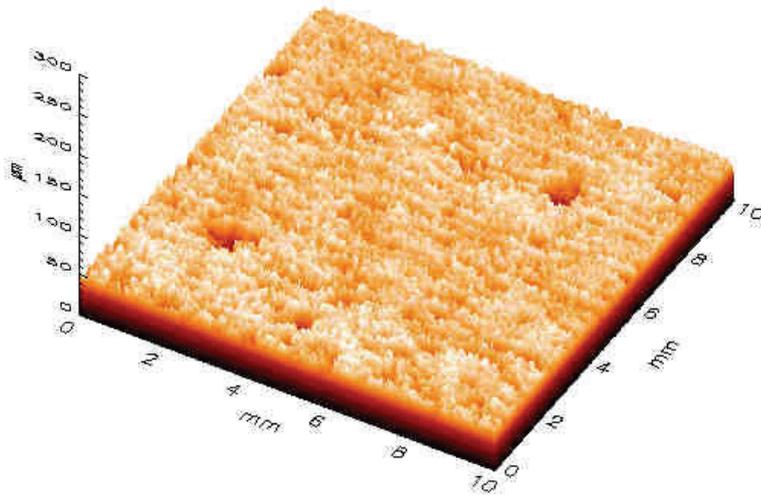
Die Ergebnisse sind in Tabelle 10.4 dargestellt.

	Ra [µm]	Rz[µm]	Rzmax[µm]	Rsm [µm]
1A) Flacheisen ST37 unbehandelt	3,2	11,1	28,1	120,9
1B) Flacheisen + MEK	3,4	12,8	30,1	130,2
1C) Flacheisen + MEK + Strahlen (30µ)	2,4	8,6	19,3	127,9
1D) Flacheisen + MEK + Strahlen + Luft	2,2	8,3	21,3	108,5
1E) Flacheisen + MEK + Strahlen + Luft + MEK	2,5	8,5	16,4	110,2
1F) Flacheisen + MEK + Strahlen + Luft + MEK + Primer (getr.)	5,4	22,1	40,9	104,1
1G) Flacheisen + MEK + Strahlen + Luft + MEK + Primer (30', 100°C)	13,5	50,1	75,0	119,7
1H) Flacheisen + MEK + Strahlen + Luft + MEK + Primer (24h, 180°C)	13,4	47,3	55,1	143,0
2A) Flacheisen ST37 unbehandelt	2,5	9,8	20,3	97,4
2B) Flacheisen + Strahlen (30µ)	2,8	9,2	18,4	131,6
2C) Flacheisen + Strahlen + Luft	2,1	8,0	14,9	106,0
2D) Flacheisen + Strahlen + Luft + MEK	2,2	8,1	20,0	109,2

**Tabelle 10.4:** Oberflächenrauigkeiten der unterschiedlich behandelten Flacheisen

### 10.2.3.2 Zu 2: Chromatische Abberation mit dem Micro-Prof, Fa. FRT

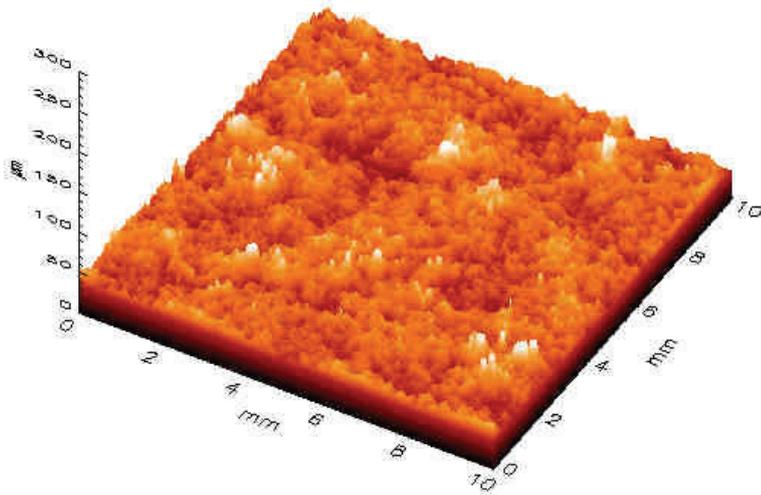
Eine sehr vielseitige Methode der quantitativen Oberflächenmessung ist die chromatische Messung mit weißem Licht. Diese nutzt den unvermeidlichen Farbfehler des zur Messung benutzten optischen Linsensystems aus. Dieser Farbfehler führt bei der Beleuchtung mit weißem Licht zur Streckung des Fokus für die verschiedenen Farbanteile des Lichtes entlang der optischen Achse entlang der Strahlausgangsseite. Führt man das von der Oberfläche reflektierte Licht in ein Spektrometer, so ergibt die Wellenlänge dieses Lichts bei korrekter Kalibrierung des Systems einen Höhenwert der Probe an. Diesen Lichtfleck kann man nun zeilenförmig über die Oberfläche führen und diese dabei in Linien oder in dreidimensionalen Strukturen charakterisieren. (Bild 10.11 und Bild 10.12)



F017201MP01\_3D

<b>Statistik der Rauheitsdaten (Lc = 1.429 mm):</b>	
x =	[1.429 mm, 8.571 mm]
y =	[1.429 mm, 8.571 mm]
sRa:	4.111 µm
sRq:	5.277 µm
sRz(DIN):	54.922 µm
sRmax:	75.141 µm

**Bild 10.11:** Flacheisen gestrahlt + MEK gereinigt



F017205MP01\_3D

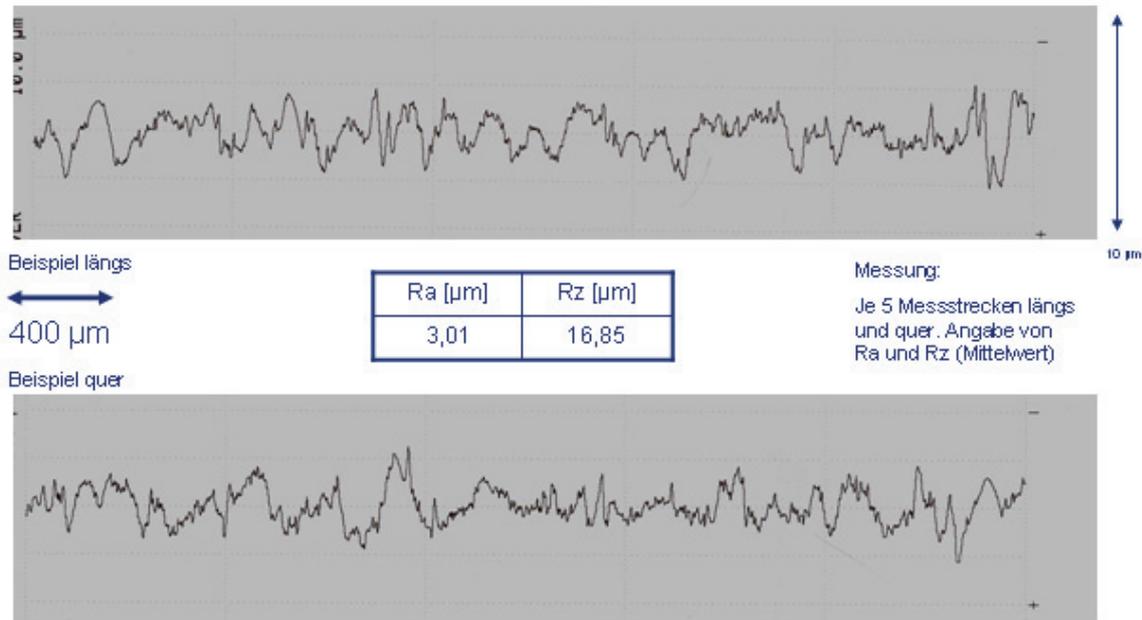
<b>Statistik der Rauheitsdaten (Lc = 1.429 mm):</b>	
x =	[1.429 mm, 8.571 mm]
y =	[1.429 mm, 8.571 mm]
sRa:	3.716 µm
sRq:	4.955 µm
sRz(DIN):	66.455 µm
sRmax:	85.111 µm

**Bild 10.12:** Flacheisen ST 37, gestrahlt, MEK, Luft, MEK, geprimert (30'100°C)

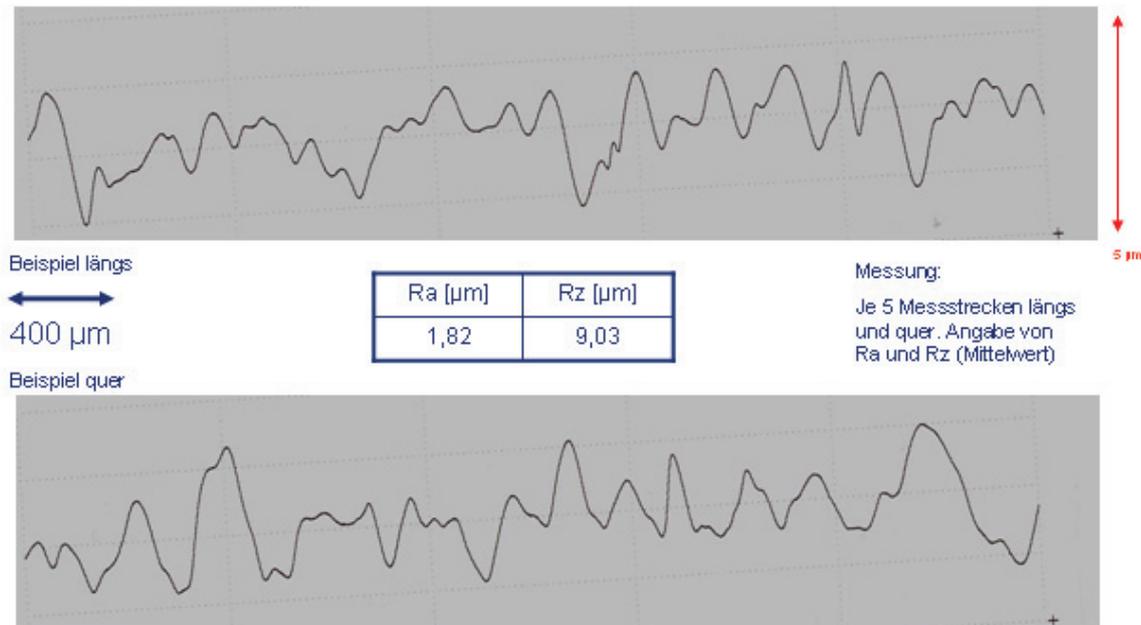
### 10.2.3.3 Zu 3: Rauigkeitsmessung mit einem mechanischen Tastschnittverfahren (Perthometer M2 Fa. Mahr)

Bei der Rauigkeitsmessung mit mechanischen Tastschnittgeräten wird eine Tastspitze aus Diamant mit konstanter Geschwindigkeit über die Oberfläche einer Probe verfahren. Das Messprofil ergibt sich aus der vertikalen Lageverschiebung der Tastspitze, die in der Regel durch ein induktives Wegmeßsystem erfasst wird. Zur messtechnischen Beschreibung einer Oberfläche werden aus dem Messprofil genormte Rauheitskenngrößen gewonnen. Beim mechanischen Tastschnitt tritt die Tastspitze direkt mit der Oberfläche in Kontakt, deshalb wird dieses Verfahren auch als taktiles bzw. berührendes Messverfahren bezeichnet. Es ist leicht vorstellbar, dass die Form der Tastspitze großen Einfluss auf das Messergebnis ausübt. Beispielsweise können Poren oder Risse in einer Oberfläche nur soweit dargestellt werden, wie die Tastspitze in sie einzudringen vermag. Die Tastspitze wirkt wie ein mechanisches Filter auf die abzutastende Oberfläche.

Das Messprofil enthält die kurzwelligen Anteile der Oberflächenrauheit, die von langwelligen Merkmalen, der Welligkeit und, bei hinreichend langer Messstrecke, der Formabweichung, überlagert wird. Beispielhaft die Darstellung von 2 unterschiedlichen Behandlungszuständen (Bild 10.13 und Bild 10.14)



**Bild 10.13:** Flacheisen ST 37, gestrahlt + MEK



**Bild 10.14:** Flacheisen ST37, gestahlt, MEK+Luft+MEK+Primer (30', 100°C)

#### 10.2.3.4 Bewertung der unterschiedlichen Methoden zur Bestimmung der Rauigkeit

Die Rauigkeitsberechnung auf Basis der Mikroskop-Profile ist wegen der Messprobleme mit den leicht transparenten Primer-Oberflächen fragwürdig. Darüber hinaus könnten die Bilder der gestrahlten Oberflächen tendenziell zu dunkel für eine verlässliche Profilbestimmung gewesen sein.

Den mit der optischen Methode der Chromatischen Aberration ermittelten Rauigkeiten sollte aus prinzipiellen Überlegungen ebenfalls misstraut werden (gegebenenfalls durch Farbeinfluss, reflektierende Oberflächen – Metall, leicht transparente Oberflächen). Ferner ergibt diese Methode wesentlich größere Rz-Werte als die beiden anderen Methoden.

Die Analyse hat gezeigt, dass die mit dem klassischen Tastschnittverfahren ermittelten Rauigkeiten am verlässlichsten sind. Tendenziell wurde gefunden:

- Durch das Strahlen der Metalloberflächen nehmen Ra und Rz bei beiden Flacheisen-Serien leicht zu.
- Durch das Primern sinken Ra und Rz etwa auf die Hälfte der Werte bei den gestrahlten Oberflächen.
- Die hier an den gestrahlten Oberflächen ermittelten Werte von Rz (knapp 20µm) stimmen in ihrer Größenordnung mit den Angaben von Wicke (30µm) überein. Wenn lt. Wicke eine ca. 20-25µm dicke Primer-Schicht aufgetragen wurde, ist die hier ermittelte Profiltiefe mit Primer von Rz ≈ 10 µm durchaus plausibel.

- Für Untersuchungen an Primer-Schichten sollten spezielle Taster für **weiche Flächen** getestet werden.

### 10.2.3.5 Untersuchung der Versagenszone von Vulkollan® beschichteten Flacheisen ST37

Die unterschiedlich behandelten Flacheisen wurden jeweils mit Vulkollan® beschichtet. Anschließend wurde zur Messung der Haftung ein Ablöseversuch nach DIN 53357 durchgeführt. Die Abreißkräfte sowie das Abrissbild wurden untersucht.



**Bild 10.15:** Ablöseversuch DIN 53357 Vulkollan® auf Flacheisen ST37

Die Probe mit dem bei 100°C (30min) eingebrannten Primer

- hat eine kurze Versagenszone
- zeigt Primer-Ablösungen
- erscheint im Vulkollan® leicht angeschäumt (Wasser aus Primer, Luftfeuchtigkeit)
- Die über mehrere Proben gemittelte Abzugskraft beträgt für diese Einbrennbedingung 1534N

Die Probe mit dem bei 180°C (24h) eingebrannten Primer

- hat eine längere Versagenszone
- zeigt keine erkennbare Primer-Ablösung
- erscheint im Vulkollan® weniger stark angeschäumt

- Die über mehrere Proben gemittelte Abzugskraft beträgt für diese Einbrennbedingung 1227N

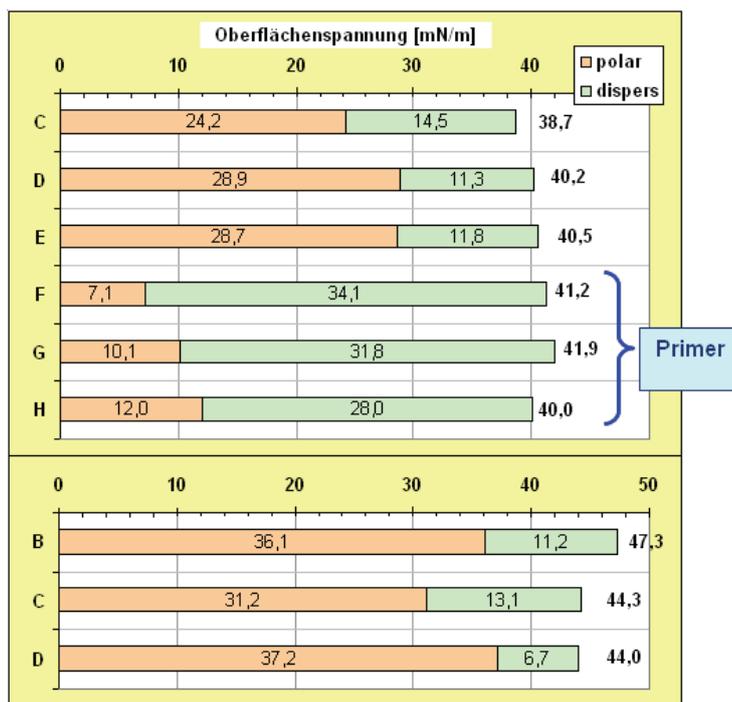
### 10.2.3.6 Messung der Festkörperoberflächenspannung

Die Haftung wird prinzipiell beeinflusst durch physikalische Wechselwirkungen wie Dispersions-, Dipol-Induktions- und Dipol-Dipol-Wechselwirkungen (Reichweite 7 - 10Å)

Weiterhin ist die Haftfestigkeit in starkem Maße von Oberflächenspannungen der Verbundpartner abhängig (Gesamtoberflächenspannung, disperse, polare Anteile)

Chemische Wechselwirkungen können aus Reaktionen zw. Endgruppen von Substrat und Beschichtung bis zu einer Reichweite 3Å auftreten. Chemische Wechselwirkungen sind in der Regel wesentlich stärker als physikalische Wechselwirkungen.

Des Weiteren können Diffusionsvorgänge zwischen Substrat und Beschichtung die Haftung verbessern. In diesem Zusammenhang wurden der disperse und der polare Anteil der Oberflächenspannung des Verbundsystems Vulkollan® / Flacheisen gemessen.



**Bild 10.16:** Oberflächenspannungen an geprimerten / nicht geprimerten Oberflächen

- An den sandgestrahlten Flacheisen konnten mit der Randwinkelmethode überraschend problemlos Oberflächenspannungen gemessen werden.
- Die Gesamtoberflächenspannungen der gestrahlten Flacheisen der Serie 1 sind mit 39,8mN/m signifikant niedriger als bei Serie 2 (45,2mN/m im Mittel). Der Unterschied beruht im Wesentlichen auf dem polaren Oberflächenspannungsanteil (27,3 vs. 34,9mN/m). Da der polare Anteil bei Serie 1 (mit erster MEK-Reinigung) niedriger ist,

obwohl man durch Abtragen von Fettschichten einen höheren polaren Wert erwarten würde, könnten die Unterschiede auf die Eisenqualität zurückzuführen sein.

- Für die Reinigungsschritte an den gestrahlten Proben (Luft, MEK) wird kein konsistenter Effekt festgestellt.
- Die geprimerten Oberflächen haben eine Gesamtoberflächenspannung von ca. 41mN/m. Ein Wert > 40mN/m scheint nach unseren Feststellungen im Metal-Panel-Bereich eine notwendige Bedingung für gute Beschäumbarkeit / Benetzung zu sein.
- Der polare Anteil der geprimerten Oberflächen liegt mit gemittelten 9,8mN/m deutlich unter den Werten der sandgestrahlten Eisenoberflächen. Von der Größenordnung her ähnelt er Werten für durchreagiertes Polyurethan\*, was nach der Arbeit von Potente und Krüger für den Verbund günstig sein sollte (sofern nur physikalische Wechselwirkungen eine Rolle spielen).
- Durch Verschärfung der Einbrennbedingungen ergab sich eine Zunahme des polaren Anteils, was eventuell ein "Finetuning" auf den polaren Anteil des Polyurethans erlaubt.

## **11 Einsatzbedingungen im Feld**

### **11.1 Einführung**

Im Rahmen des Projektes wurden vom projektbeteiligten Kunststoffhersteller die Komponenten für 4 unterschiedliche Vulkollan®-Bandagenwerkstoffe entwickelt und bereitgestellt. Die Räderhersteller produzierten mit Hilfe dieser Komponenten Räder und Rollen, die dann im Feldtest erprobt wurden. Es wurden 2 Typen von Antriebsrädern und ein Typ Lastrolle, jeweils in einer größeren Stückzahl, angefertigt und an die Fahrzeughersteller bzw. den projektbeteiligten Anwender übergeben. Diese wählten dann in Absprache mit dem Projektkonsortium die Einsatzfelder aus.

### **11.2 Antriebsräder**

Für den Test dieser Antriebsräder wurden 6 Flurförderzeuganwender aus dem Kundenkreis eines der Flurförderzeughersteller ausgewählt. Der Schwerpunkt der Einsatzfälle lag im Bereich der Logistikdienstleister und der Lagerwirtschaft von Möbeldiscountern, Lebensmitteldiscountern sowie Lebensmittelherstellern. Ein Einsatz fand in der metallverarbeitenden Industrie statt.

Die Einsätze liefen in 1-, 2- oder 3-Schichten. Bedingt durch die wirtschaftliche Situation während des Testzeitraumes war die Auslastung der beteiligten Flurförderzeuge teilweise sehr gering, so dass sich der Testzeitraum in einigen Fällen auf mehr als 1 Jahr ausdehnte. Einige Testeinsätze mussten wegen Auslauf der Projektlaufzeit abgebrochen werden.

Die Bodenverhältnisse waren unterschiedlich, während in den Logistikbereichen häufig relativ ebene, teilweise Kunststoff-versiegelte Böden anzutreffen waren, lag im Fall der metallverarbeitenden Industrie ein älterer Asphaltboden vor, der einerseits Fehlstellen (kleine Schlaglöcher), Stoßfugen und betonierte Abschnitte aufwies und andererseits dadurch gekennzeichnet war, dass durch ständiges Überrollen durch die Flurförderzeuge großflächig kreisrunde Metall-Stanzabfälle in die Asphaltoberfläche eingefahren waren.

Die beschriebenen Einsatzfälle repräsentieren das normale Einsatzfeld von Vulkollan®-bereiften Flurförderzeugen.

## 11.3 Randbedingungen und Erfahrung mit InnoRäder

### 11.3.1 Überwachung und Dokumentation

Um sicherzustellen, dass es über die gesamte Laufzeit des Versuchs zu keinem undokumentierten versehentlichen Wechsel der eingesetzten Räder kommt, musste das eingesetzte Auftragssteuerungsprogramm angepasst werden. Die dabei erfassten Daten bestehen aus:

Flurförderzeug-Nummer, Einsatzbereich, Datum und Betriebsstunden beim Einbau, Werkstoffgüte der Räder und Rollen.

Der Verschleiß wurde zweimal im Jahr gemessen und dokumentiert.

### 11.3.2 Festlegung der Fahrzeuge und Testräder

Für den Test wurden 14 Flurförderzeuge vom Typ Hochhubwagen ausgewählt (siehe Bild 11.1).



**Bild 11.1:** Hochhubwagen

Hier wurde das Antriebsrad mit der Dimension 254/102 siehe Bild 11.2 und die 4 Laufrollen 85/80 Einspannlänge 85 mm siehe Bild 11.3 montiert.



**Bild 11.2:** Antriebsrad



**Bild 11.3:** Laufrollen

Bei den Versuchsräder und Rollen wurde ausschließlich die Materialzusammensetzung gegenüber dem Serienstand verändert. 4 unterschiedliche Mischungen wurden parallel getestet.

### **11.3.3 Einsatzbereiche und damit verbundene Betriebsumgebungen**

aus den diversen Einsatzbereichen resultierten:

- 1) unterschiedliche Bodenbeläge wie Beton, Magnesiaestrich, Asphalt und Kunststoffversiegelung
- 2) Kanten von Gebäudedehnfugen und Aufzügen
- 3) unterschiedliche Umgebungsbedingungen wie, Temperatur innen und außen, Sommer und Winter, Luftfeuchtigkeit, Flüssigkeiten wie Wasser und Öl
- 4) unterschiedliches Fahrverhalten (starke/schwache Beschleunigungen, Bremsverhalten, Kurvenfahrten (-radien, -geschwindigkeiten), Steigung, Gefälle
- 5) unterschiedliches Lastgewicht, Anteil Leerfahrt / Lastfahrt, Länge der Transportwegstrecke

### **11.3.4 Standzeit der eingesetzten Räder**

#### **11.3.4.1 Auswertung der Feldversuche an Rädern 343/114**

An Testrädern mit vier verschiedenen Reifenwerkstoffen sollte untersucht werden, ob in Einsatzgebieten unterschiedlicher Anforderung (Nutzungsfrequenz, Bodenbeschaffenheit und Fahrstrecke) eine Aussage zugunsten eines dieser vier Werkstoffe getroffen werden kann.

Bedingt durch die Schließung von Teststrecken, durch Verlagerung von Prüfrädern sowie Personalwechsel während der Testphase konnte diese Untersuchung nicht in der geplanten Stringenz durchgeführt werden. Aus zwei Einsatzorten konnten keine aussagefähigen Daten ermittelt werden. Auch bei den restlichen vier Teststrecken liegen meist nur Teilergebnisse vor.

Der Austausch von Rädern basierte auf der subjektiven Beurteilung der Anwender hinsichtlich der weiteren Einsatzfähigkeit bzw. unterlag in dieser Versuchsreihe auch den Zwängen, bei Projektende ein Fazit zu ziehen.

Gründe für den Ausbau der Testräder waren in den unterschiedlichen Einsatzgebieten:

- zu geringe Reifendicke durch Abrieb, Erreichen der Verschleißmarkierung
- partielle Reifenablösung (durch thermische Zerstörung oder mechanische Schädigung)
- thermische Reifenschädigung (heat built up)
- einsatzbedingte mechanische Schäden
- Projektende oder Veränderungen am Einsatzort (Schließung, Verlagerung)

Daher bedeutet der Ausbau eines Rades nicht gleichzeitig auch die tatsächliche Unbrauchbarkeit zur weiteren Verwendung. Eine vergleichende Bewertung der Testräder über die Lebensdauer ist allerdings nicht möglich.

Aus diesem Grunde wurde als objektiver Faktor die "Abriebrate" definiert. Hierunter wird die über die Abnahme des Raddurchmessers ermittelte Reduzierung der Reifendicke (in mm) in Bezug gesetzt zur tatsächlichen Laufleistung des Rades in Betriebsstunden. Die Angabe erfolgt dann in %.

Dies ermöglicht eine vergleichende Bewertung unabhängig davon, ob das Rad bei Testabbruch noch hätte weiter genutzt werden können.

spezifischer Abrieb / spec. abrasion:

$$A_s = \frac{\Delta r \cdot 100}{Bh} \text{ (in\%)} \quad (11.1)$$

### **Feldversuch bei Firma 1:**

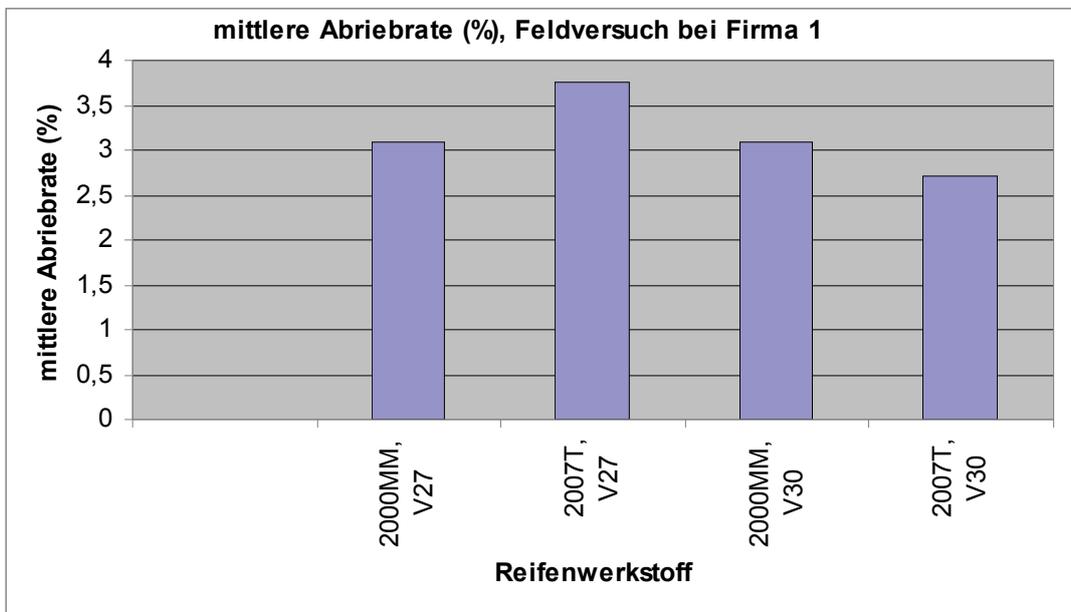
**Abriebrate:** objektive Beurteilung (= Radiusreduzierung in mm x 100 / Bh in %)

**Laufleistung:** subjektive Beurteilung (Netto= tatsächliche Laufleistung ohne Stillstandszeiten)

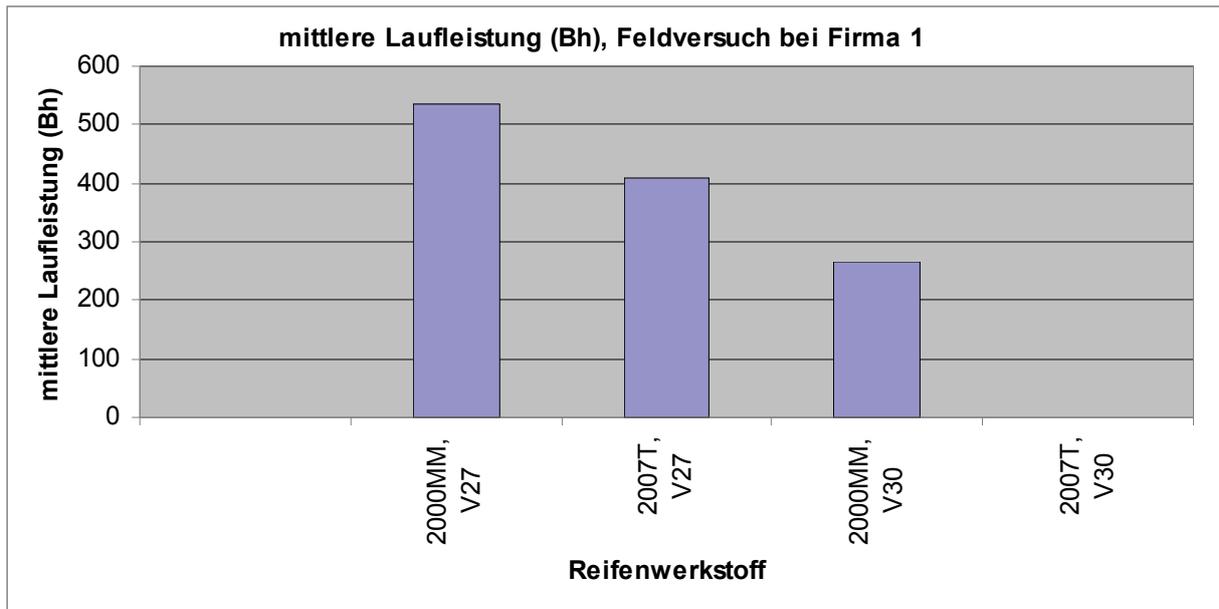
Reifenwerkstoff	mittlere Abriebrate (%)	mittlere Laufleistung (Bh)	Abriebrate Rad 1 (%)	Abriebrate Rad 2 (%)	Laufleistung (Bh) Rad 1	Laufleistung (Bh) Rad 2
2000MM, V27	3,1	534,5	3,6	2,6	422	647
2007T, V27	3,8	409	3,7	3,8	409	158 *)
2000MM, V30	3,1	267	3,5	2,7	267	52 *)
2007T, V30	2,7		2,4	3,2	108	245 *)

**Tabelle 11.1:** Abriebraten und Laufleistung Feldversuch Firma 1

\*) in Tabelle 11.1: hier liegen bzgl. der Laufdauer keine vernünftigen Daten vor. Ein Rad wurde wegen Ablöser vorzeitig demontiert, drei Räder waren bei Abschluss der Versuchsreihe noch einsatzfähig, sodass keine Aussage zur Lebensdauer gemacht werden konnte. Die Abriebrate wurde dennoch ermittelt.



**Bild 11.4:** mittlere Abriebrate Feldversuch bei Firma 1



**Bild 11.5:** mittlere Laufleistung Feldversuch bei Firma 1

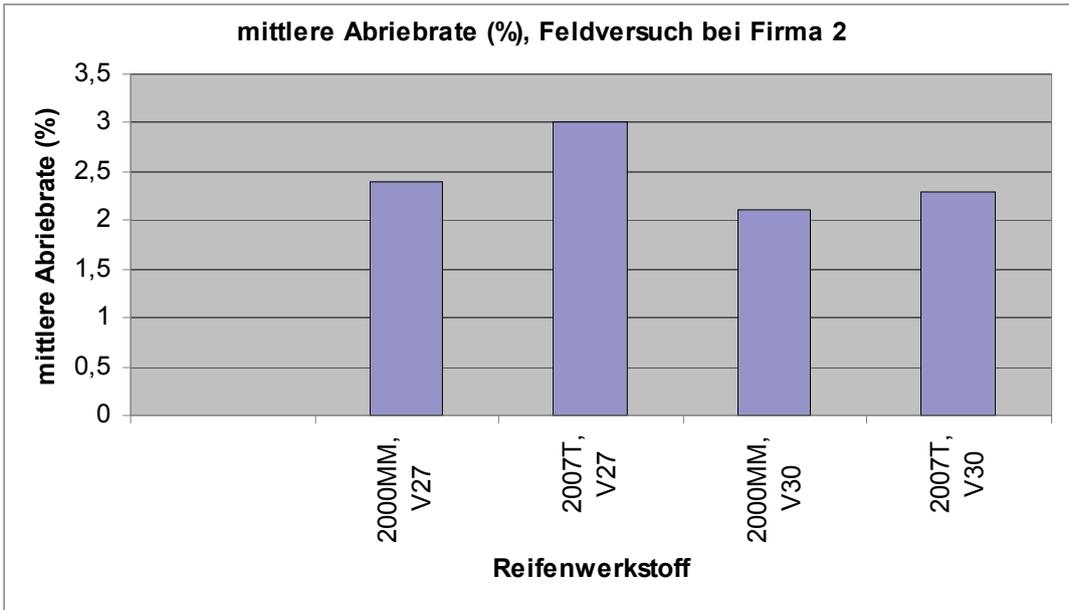
#### Feldversuch bei Firma 2:

**Abriebrate:** objektive Beurteilung (= Radiusreduzierung in mm x 100 / Bh in %)

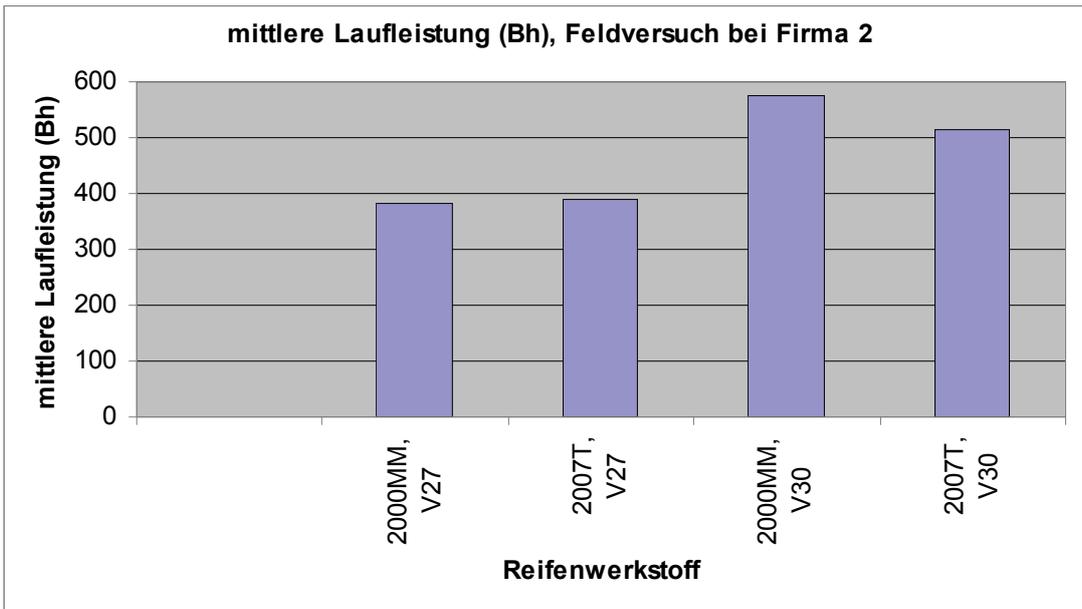
**Laufleistung:** subjektive Beurteilung (Netto= tatsächliche Laufleistung ohne Stillstandszeiten)

Reifenwerkstoff	mittlere Abriebrate (%)	mittlere Laufleistung (Bh)	Abriebrate Rad 1 (%)	Abriebrate Rad 2 (%)	Laufleistung (Bh) Rad 1	Laufleistung (Bh) Rad 2
2000MM, V27	2,4	384	2,9	1,9	351	416
2007T, V27	3	390	2,8	3,2	333	447
2000MM, V30	2,1	576	1,9	2,3	573	578
2007T, V30	2,3	515	2,4	2,2	598	432

**Tabelle 11.2:** Abriebraten und Laufleistung Feldversuch Firma 2



**Bild 11.6:** mittlere Abriebrate Feldversuch bei Firma 2



**Bild 11.7:** mittlere Laufleistung Feldversuch bei Firma 2

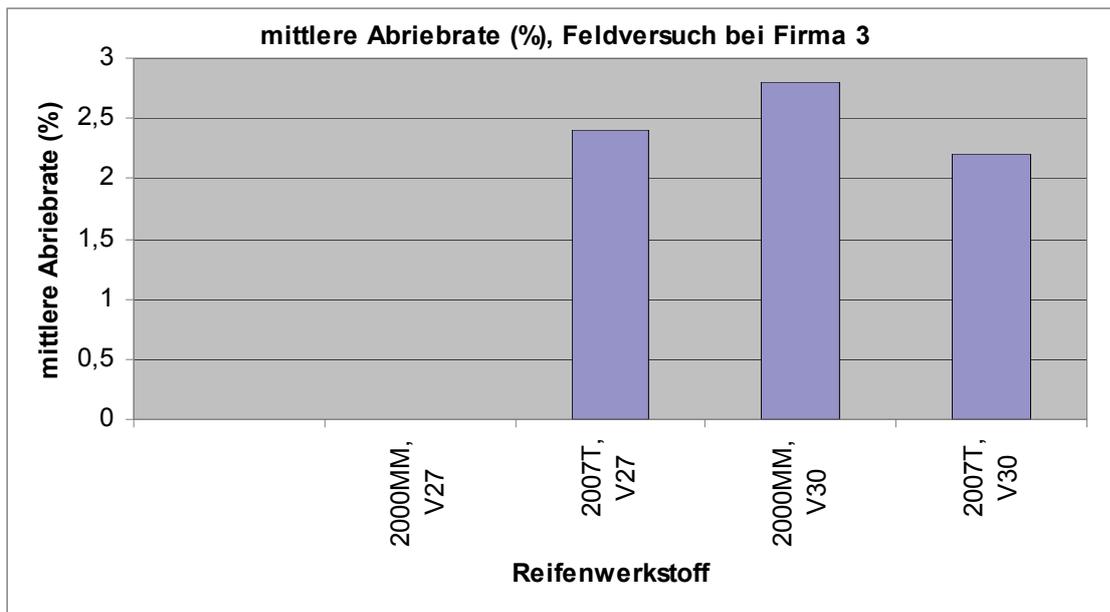
### Feldversuch bei Firma 3

**Abriebrate:** objektive Beurteilung (= Radiusreduzierung in mm x 100 / Bh in %)

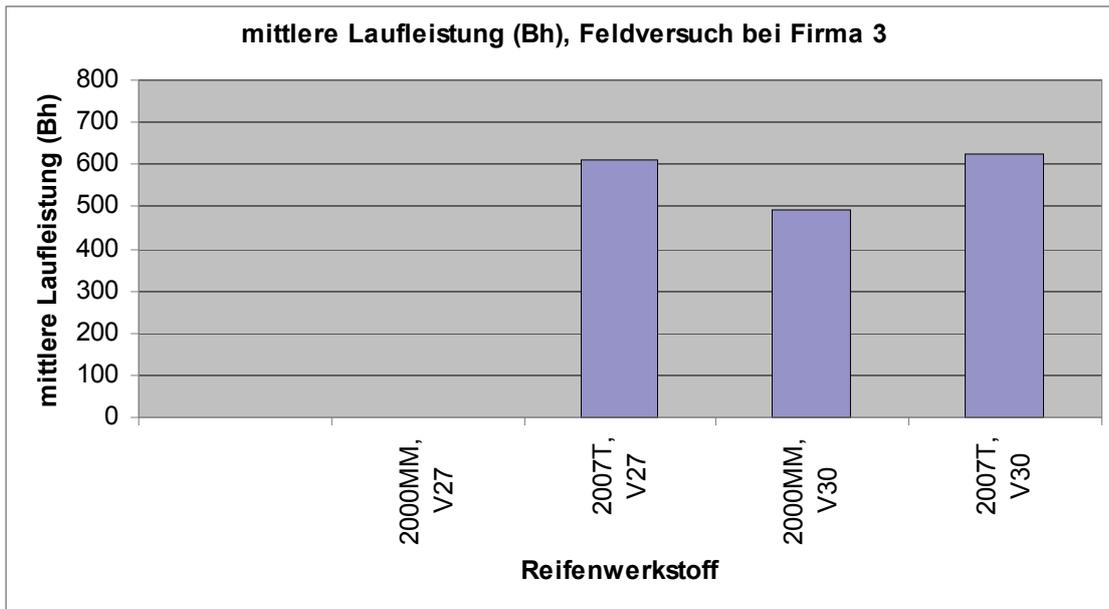
**Laufleistung:** subjektive Beurteilung (Netto= tatsächliche Laufleistung ohne Stillstandszeiten)

Reifenwerkstoff	mittlere Abriebrate (%)	mittlere Laufleistung (Bh)	Abriebrate Rad 1 (%)	Abriebrate Rad 2 (%)	Laufleistung (Bh) Rad 1	Laufleistung (Bh) Rad 2
2000MM, V27	Keine Auswertung					
2007T, V27	2,4	613	2,4		613	
2000MM, V30	2,8	493	2,8		493	
2007T, V30	2,2	627	2,2		627	

**Tabelle 11.3:** Abriebraten und Laufleistung Feldversuch Firma 3



**Bild 11.8:** mittlere Abriebrate Feldversuch bei Firma 3



**Bild 11.9:** mittlere Laufleistung Feldversuch bei Firma 3

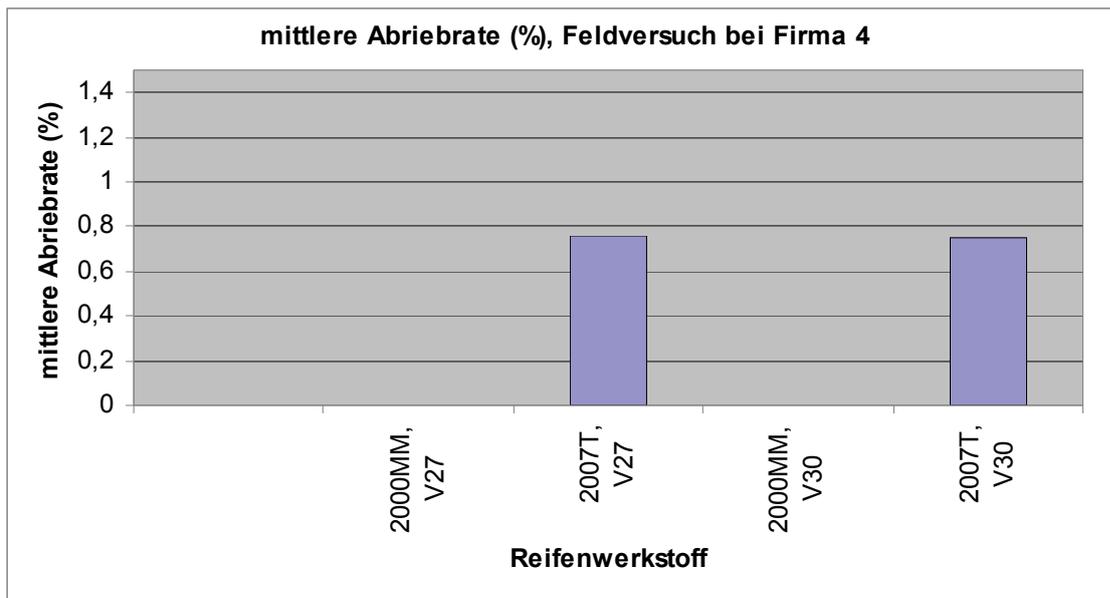
**Feldversuch bei Firma 4**

**Abriebrate:** objektive Beurteilung (= Radiusreduzierung in mm x 100 / Bh in %)

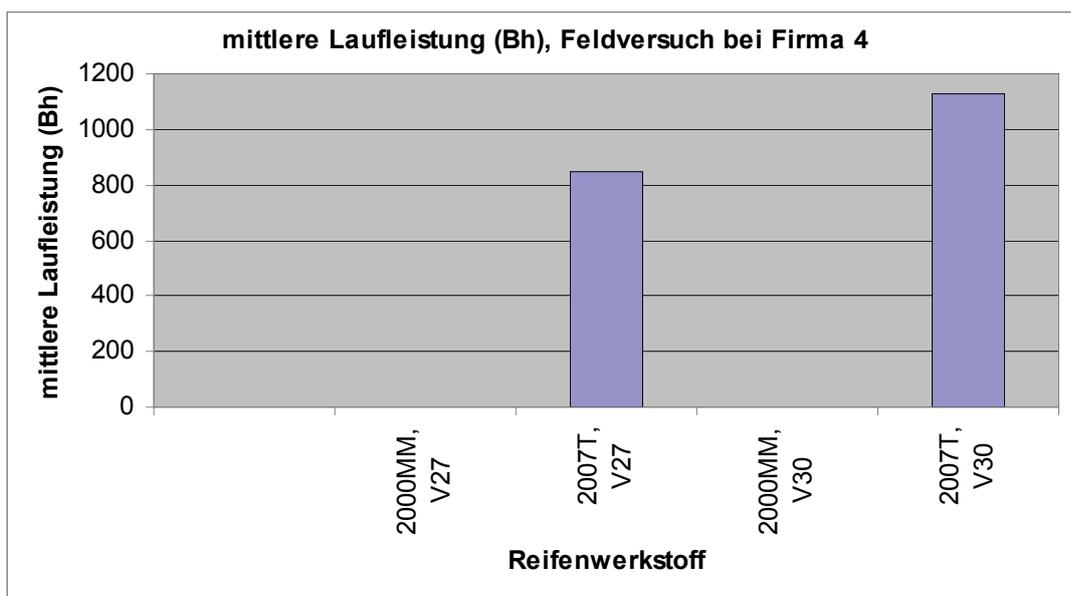
**Laufleistung:** subjektive Beurteilung (Netto= tatsächliche Laufleistung ohne Stillstandszeiten)

Reifenwerkstoff	mittlere Abriebrate (%)	mittlere Laufleistung (Bh)	Abriebrate Rad 1 (%)	Abriebrate Rad 2 (%)	Laufleistung (Bh) Rad 1	Laufleistung (Bh) Rad 2
2000MM, V27	Keine Auswertung					
2007T, V27	0,76	851	0,76		851	
2000MM, V30	Keine Auswertung					
2007T, V30	0,75	1126	0,75		1126	

**Tabelle 11.4:** Abriebraten und Laufleistung Feldversuch Firma 4



**Bild 11.10:** mittlere Abriebrate Feldversuch bei Firma 4



**Bild 11.11:** mittlere Laufleistung Feldversuch bei Firma 4

### **Auswertung:**

Zur besseren Übersicht werden die Ergebnisse der einzelnen Feldversuche noch einmal gegenüber gestellt.

Reifenwerkstoff	Abriebrate				Laufleistung			
	Firma 1	Firma 2	Firma 3	Firma 4	Firma 1	Firma 2	Firma 3	Firma 4
2000MM, V27	3,1	2,4			534,5	384		
2007T, V27	3,8	3	2,4	0,76	409	390	613	851
2000MM, V30	3,1	2,1	2,8		267	576	493	
2007T, V30		2,3	2,2	0,75		515	627	1126

**Tabelle 11.5:** Auswertung Abriebraten und Laufleistungen aus Feldversuchen

Aus eingangs erwähnten Umständen konnten nicht alle Prüfräder bzw. Reifenwerkstoffe ausgewertet werden. Somit ergeben sich für die Feldversuche unvollständige Ergebnisse bei den einzelnen Standorten.

Es zeigen sich deutliche Unterschiede in Laufdauer und Abriebrate sowie auch in der Art des Ausfalls, die durch unterschiedliche Beanspruchungen begründet werden. Dies ist tendenziell beim Reifenwerkstoff 2007T, V27, von dem als einzigem von allen Standorten Werte vorliegen, zu sehen.

Da jedoch bei den anderen Reifenwerkstoffen einige Daten fehlen ist eine Mittelwertbildung über die ausgewerteten Feldversuche nicht möglich.

Der einzige komplett ausgewertete Einsatzort mit je zwei Testrädern pro Reifenwerkstoff, bei Firma 2, kann für die Lebensdauer bzw. den Verschleiß allenfalls Tendenzen zugunsten härterer Materialien aufzeigen. Für eine abschließende Aussage liegen aber zu wenige bzw. unvollständige Daten anderer Feldversuche vor.

#### 11.3.4.2 Auswertung der Feldversuche an Rädern 254/102

Wegen des Projektendes sind alle Räder in diesen Feldversuchen hinsichtlich ihres Verschleißverhaltens überprüft worden, obwohl sie noch im Einsatz sind und wohl auch noch länger bleiben werden. Es ist aus diesem Grunde nicht möglich, eine Bewertung zu der Lebensdauer der Räder vorzunehmen. Eine Beurteilung des Abriebverhaltens (Abriebrate) ist ebenfalls nur eingeschränkt sinnvoll, da einige Räder nur kurze Laufzeiten vorweisen und das Abriebverhalten in der Anfangsphase unverhältnismäßig höher ist als nach längerer Nutzung.

Die ermittelten Abriebraten basieren auf unterschiedlich vielen Messwerten. Die Daten aus dem Feldversuch Unilever betreffen nur ein Reifenmaterial und gehen daher nicht in die vergleichende Bewertung mit ein.

Der Ausbau von Rädern basiert auf der subjektiven Beurteilung der Anwender hinsichtlich der weiteren Einsatzfähigkeit bzw. unterlag in dieser Versuchsreihe auch den

Zwängen, bei Projektende ein Fazit zu ziehen. Daher bedeutet der Ausbau nicht eindeutig auch die tatsächliche Unbrauchbarkeit zur weiteren Verwendung.

Aus diesem Grunde wurde als objektiver Faktor die "Abriebrate" definiert. Hierunter wird die über die Abnahme des Raddurchmessers ermittelte Reduzierung der Reifendicke in Bezug gesetzt zur Laufleistung in Betriebsstunden. Die Angabe erfolgt dann in %.

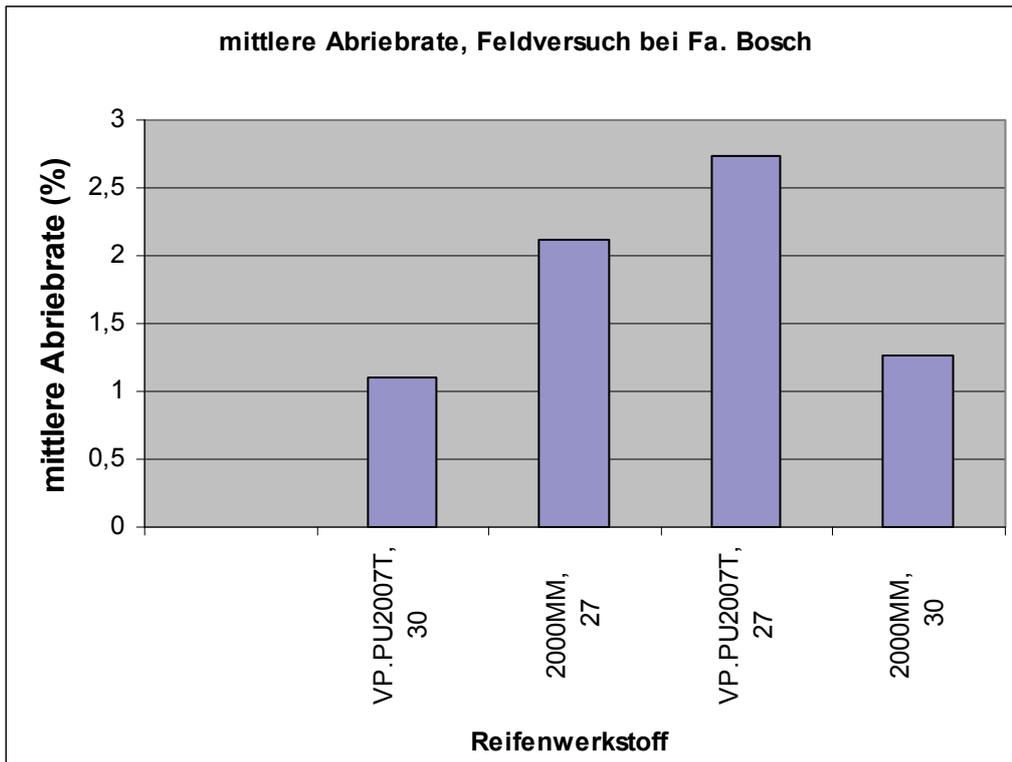
Formel spezifischer Abrieb siehe Gleichung (11.1)

### Feldversuch bei Bosch

**Abriebrate:** objektive Beurteilung (= Radiusreduzierung in mm / Bh in %)

		Abriebrate je Prüfrad						
	Reifenwerkstoff	mittlere Abriebrate	Rad 1	Rad 2	Rad 3	Rad 4	Rad 5	Rad 6
1	VP.PU2007T, 30	1,1	1,06	1,14	1,19	1,05		
2	2000MM, 27	2,1	3,28	0,55	2,86	1,8		
3	VP.PU2007T, 27	2,7	1,01	4,46				
4	2000MM, 30	1,3	1,47	1,77	0,56			

**Tabelle 11.6:** Abriebraten Feldversuch bei Bosch (1) Es sind nur zwei Räder dieser Kennzahl getestet worden)



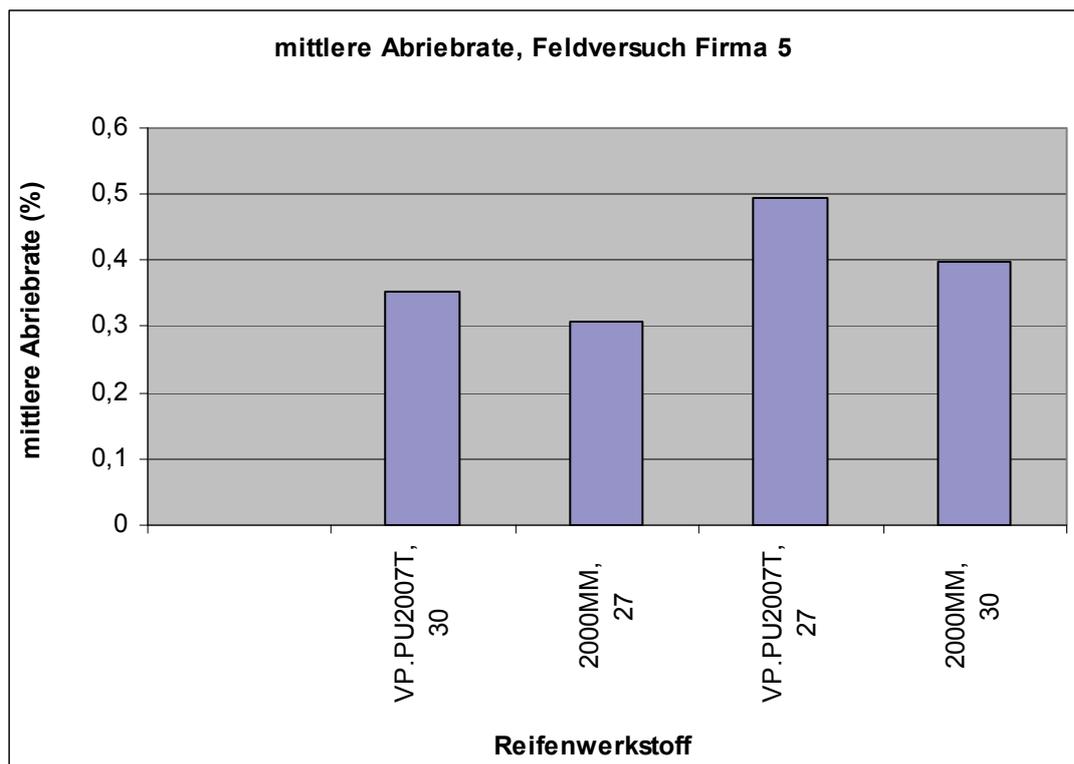
**Bild 11.12:** mittlere Abriebrate Feldversuch bei Bosch

**Feldversuch bei Firma 5**

**Abriebrate:** objektive Beurteilung (= Radiusreduzierung in mm / Bh in %)

		Abriebrate je Prüfrad						
	Reifenwerkstoff	mittlere Abriebrate	Rad 1	Rad 2	Rad 3	Rad 4	Rad 5	Rad 6
1	VP.PU2007T, 30	0,4	0,12	0,07	0,13	0,57	0,87	
2	2000MM, 27	0,3	0,14	0,06	0,15	0,49	0,35	0,66
3	VP.PU2007T, 27	0,5	0,11	0,62	0,75			
4	2000MM, 30	0,4	0,14	0,07	0,12	0,92	0,74	

**Tabelle 11.7:** Abriebraten Feldversuch Firma 5



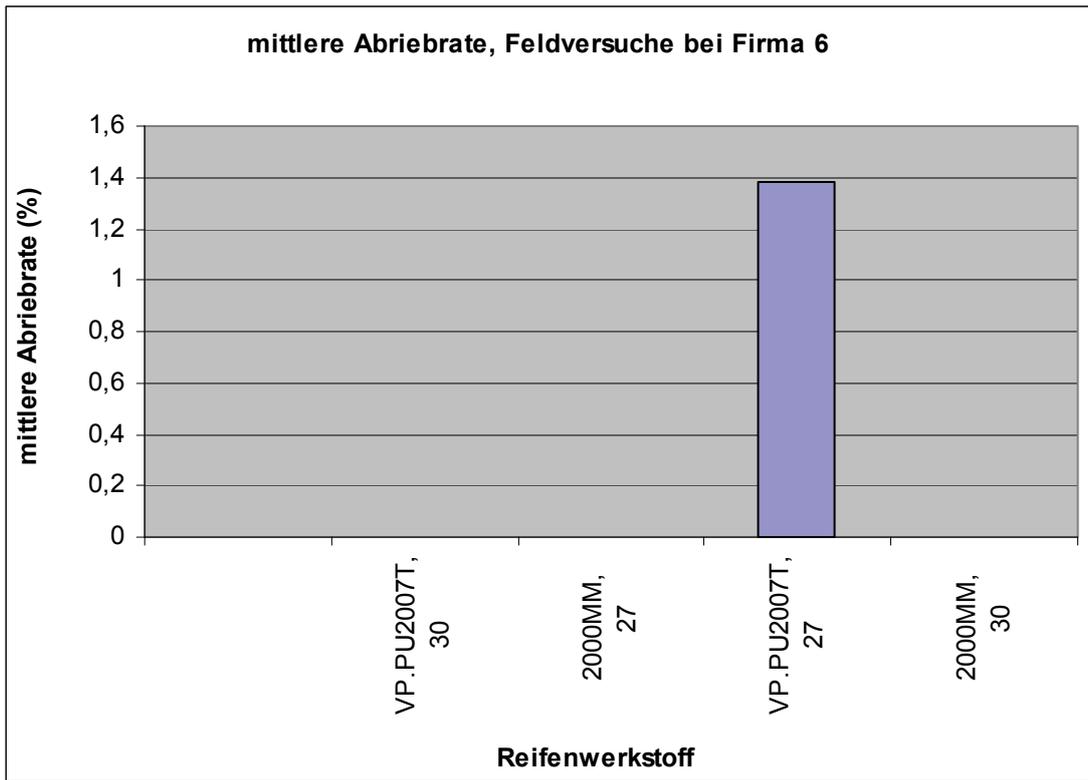
**Bild 11.13:** mittlere Abriebrate Feldversuch bei Firma 5

### Feldversuch bei Firma 6

Bei Firma 6 wurde nur ein Reifenwerkstoff getestet. Daher kann kein weiterer Vergleich zu anderen Reifenwerkstoffen gezogen werden.

		Abriebrate je Prüfrad						
	Reifenwerkstoff	mittlere Abriebrate	Rad 1	Rad 2	Rad 3	Rad 4	Rad 5	Rad 6
1	VP.PU2007T, 30							
2	2000MM, 27							
3	VP.PU2007T, 27	1,4	1,31	1,48	1,35			
4	2000MM, 30							

**Tabelle 11.8:** Abriebraten Feldversuch Firma 6

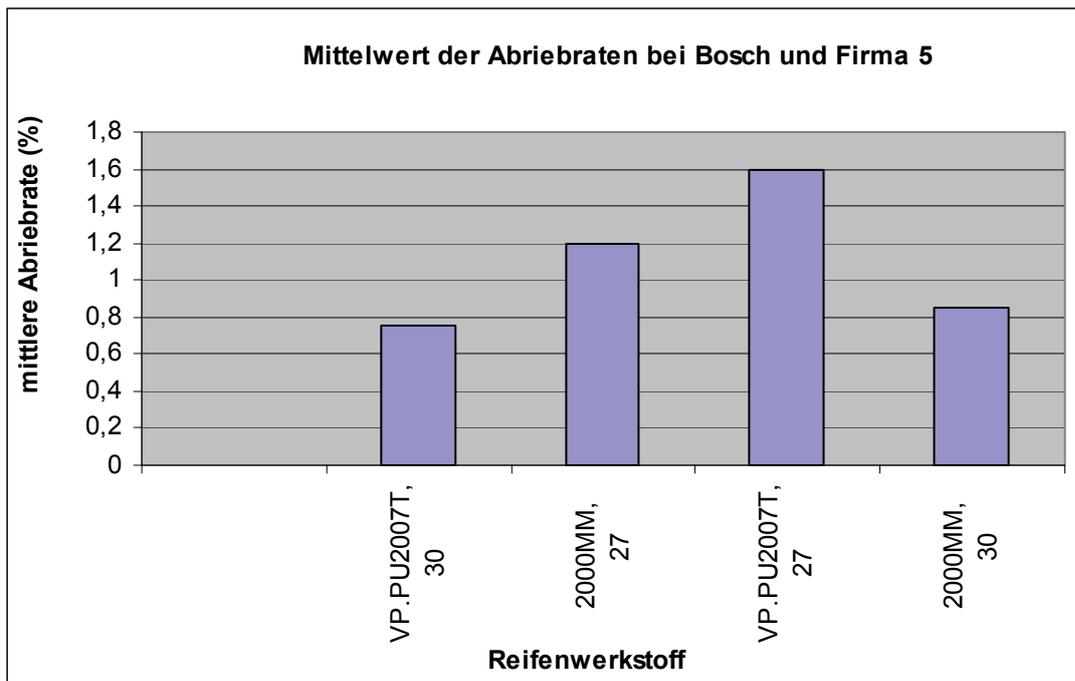


**Bild 11.14:** mittlere Abriebrate Feldversuch bei Firma 6

**Mittelwert aus den Feldversuchen bei Bosch und Firma 5**

	Reifenwerkstoff	Mittelwert Abriebrate	Abriebrate Bosch	Abriebrate Firma 5
1	VP.PU2007T, 30	0,8	1,1	0,4
2	2000MM, 27	1,2	2,1	0,3
3	VP.PU2007T, 27	1,6	2,7	0,5
4	2000MM, 30	0,9	1,3	0,4

**Tabelle 11.9:** Mittelwerte Feldversuche Bosch und Firma 5



**Bild 11.15:** Mittelwert der Abriebraten bei Bosch und Firma 5

Trotz unterschiedlicher Einsatzbedingungen und stark abweichender Einsatzzeiten bei Bosch und Kaufland zeigt die Grafik ein tendenziell ähnliches Ergebnis:

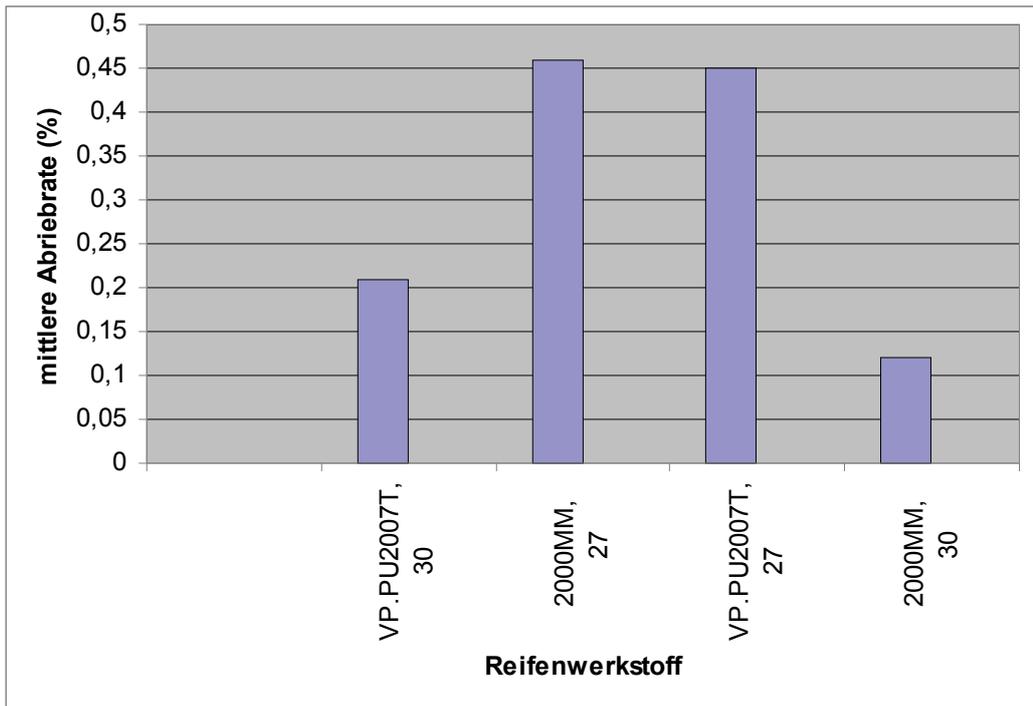
Die niedrigste Abriebrate wird mit den etwas härteren Reifenwerkstoffen erzielt.

#### **Ergänzende Untersuchung:**

In den Feldversuchen bei Fa. Bosch wurde zusätzlich zu den Antriebsrädern 254x102 auch das Abriebverhalten an Lastrollen 85x80 untersucht. Da diese Lastrollen keinen Beschleunigungskräften unterliegen weisen sie einen deutlich niedrigeren Abrieb auf. Aber auch bei diesen nicht angetriebenen, reinen Laufrollen zeigt sich die Tendenz, dass die härtere Mischung eine geringere Abriebrate aufweist.

	mittlere Abriebrate
VP.PU2007T, 30	0,2
2000MM, 27	0,5
VP.PU2007T, 27	0,5
2000MM, 30	0,1

**Tabelle 11.10:** mittlere Abriebrate Bosch

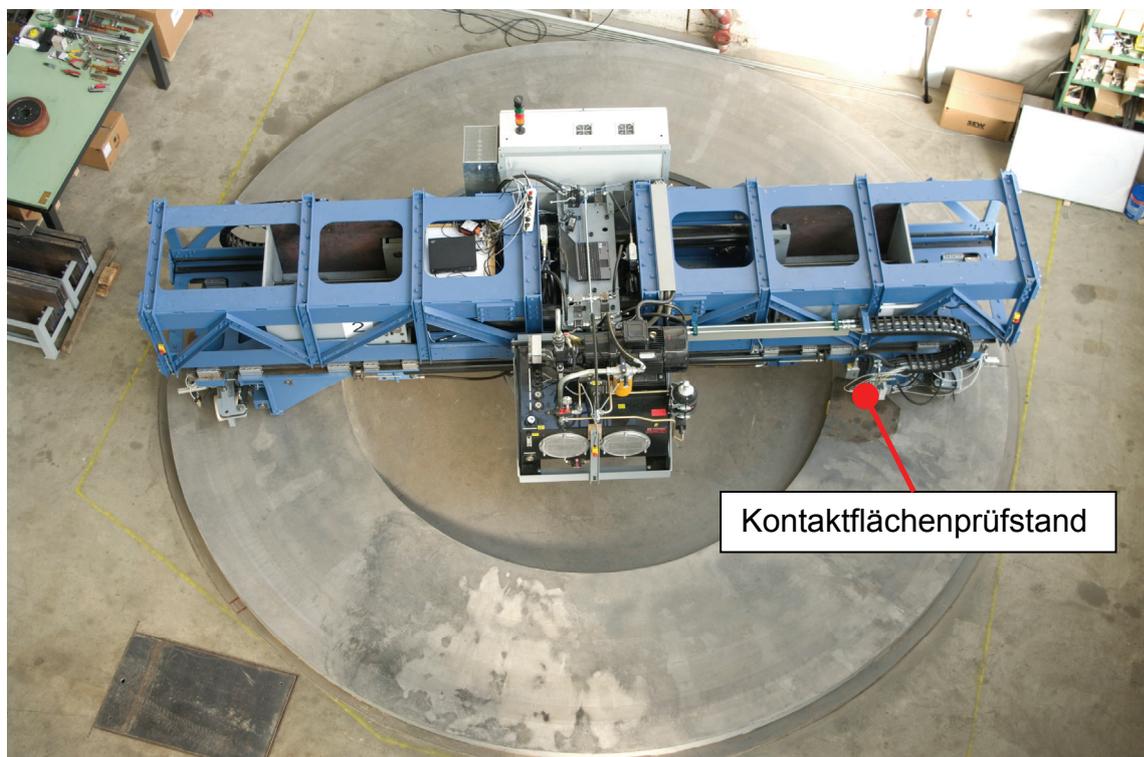


**Bild 11.16:** mittlere Abriebrate Bosch

Die Auswertung der Feldtest konnte zum Zeitpunkt der Erstellung des Abschlussberichts nicht abgeschlossen werden, da die Versuche teilweise noch laufen.

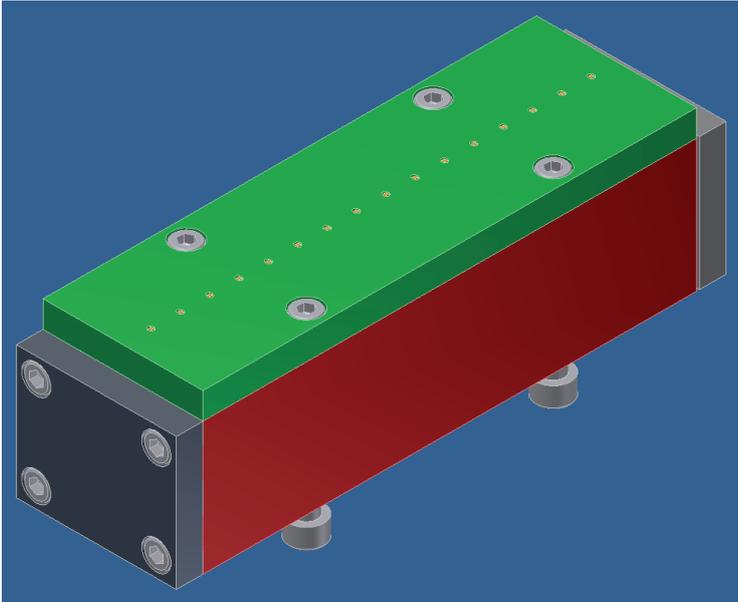
## 12 Kontaktflächenprüfstand

Im Rahmen des Projektes wurde am IFT in den Laufbelag des Prüfstandes eine Messvorrichtung zur Erfassung der Kräfte zwischen Rad und Boden integriert (siehe Bild 12.1). Dieser Kontaktflächenprüfstand erlaubt eine genaue Messung des Kontaktkraftverlaufes bei der Überfahrt des Rades. Der Kontaktflächenprüfstand wurde an der Innenseite des ringförmigen Prüfbelages angebracht, so dass er bei kleinen Bahnradien von den Prüfrädern überfahren werden kann. Bei Fahrten mit großem Bahnradius hingegen kann ohne Beeinflussung durch den Kontaktflächenprüfstand auf dem Prüfbelag gefahren werden.



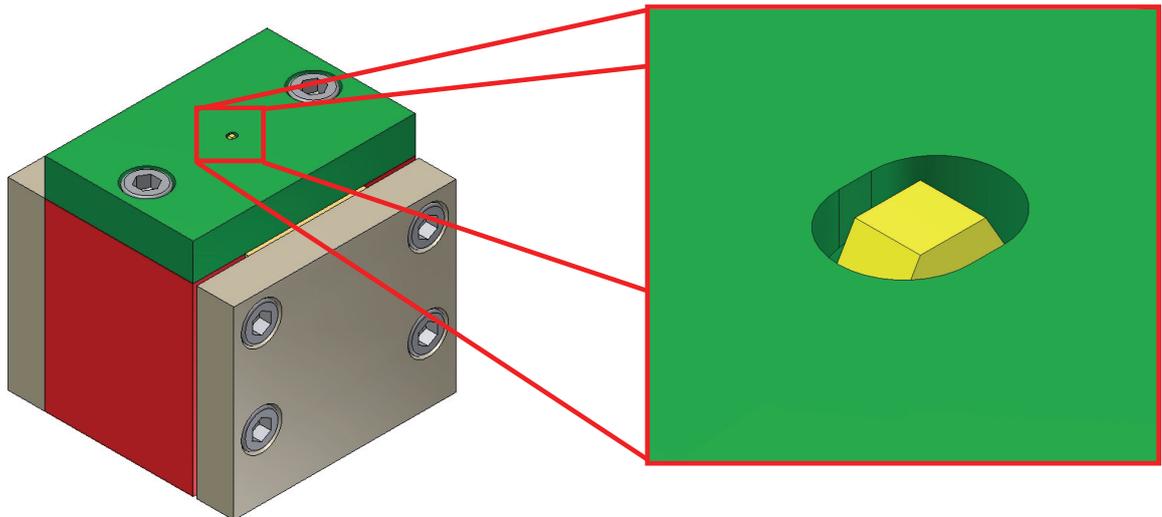
**Bild 12.1:** In den Prüfbelag integrierter Kontaktflächenprüfstand

Die Messung der Kräfte erfolgt mit speziell entwickelten, geometrisch optimierten Messspitzen. Von diesen Messspitzen sind 16 Stück in einem Messträger zusammengefasst (siehe Bild 12.2). Dadurch kann die Kontaktkraft bei einer Überfahrt des Rades über die komplette Radbreite gemessen werden. Die Auflösung der Messungen in axialer Richtung des Rades kann durch eine minimale Veränderung des Bahnradius bei der nächsten Überfahrt erhöht werden.



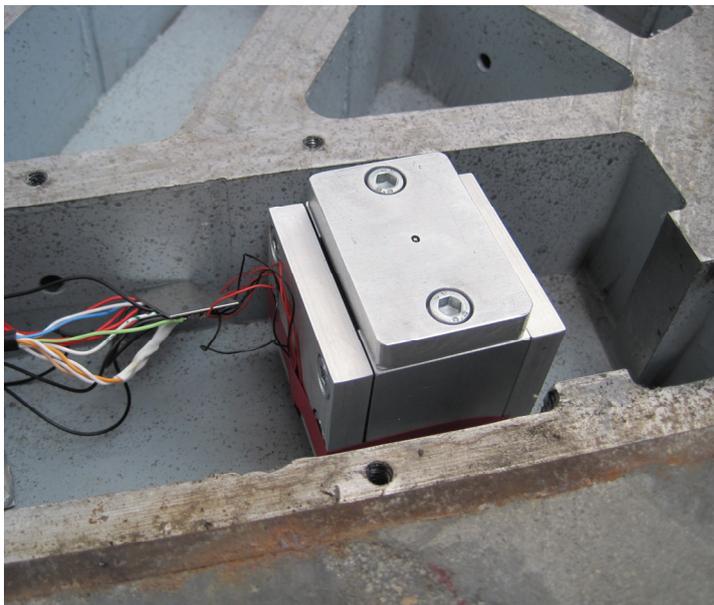
**Bild 12.2:** Messträger mit 16 Messspitzen

Da die an der Messspitze auftretenden und zu messenden Kräfte sehr klein sind und das Messprinzip in dieser Form noch nicht umgesetzt wurde, wurde zunächst ein Versuchsträger mit einer Messspitze gebaut (siehe Bild 12.3). Mit diesem Versuchsträger konnten verschiedene Messspitzen und Messaufnehmer getestet werden. Dabei wurde ein Verfahren zur Kalibrierung der Messwertaufnehmer entwickelt. Ein Problem das dabei gelöst werden musste ist die Beeinflussung der Messergebnisse durch den Spalt zwischen Messspitze und Abdeckung der Messvorrichtung. Dieser Spalt kann fertigungstechnisch nicht beliebig klein gestaltet werden. Im Bereich des Spaltes musste untersucht werden in wie weit sich die Kontaktkraft auf die Messspitze oder den Rand der Öffnung in der Abdeckung verteilt. Dazu wurden nach Absprache mit dem MTL Berechnungen durchgeführt. Durch die Testmessungen konnte ermittelt werden in wie weit dieser Effekt bei den späteren Messungen berücksichtigt werden muss.



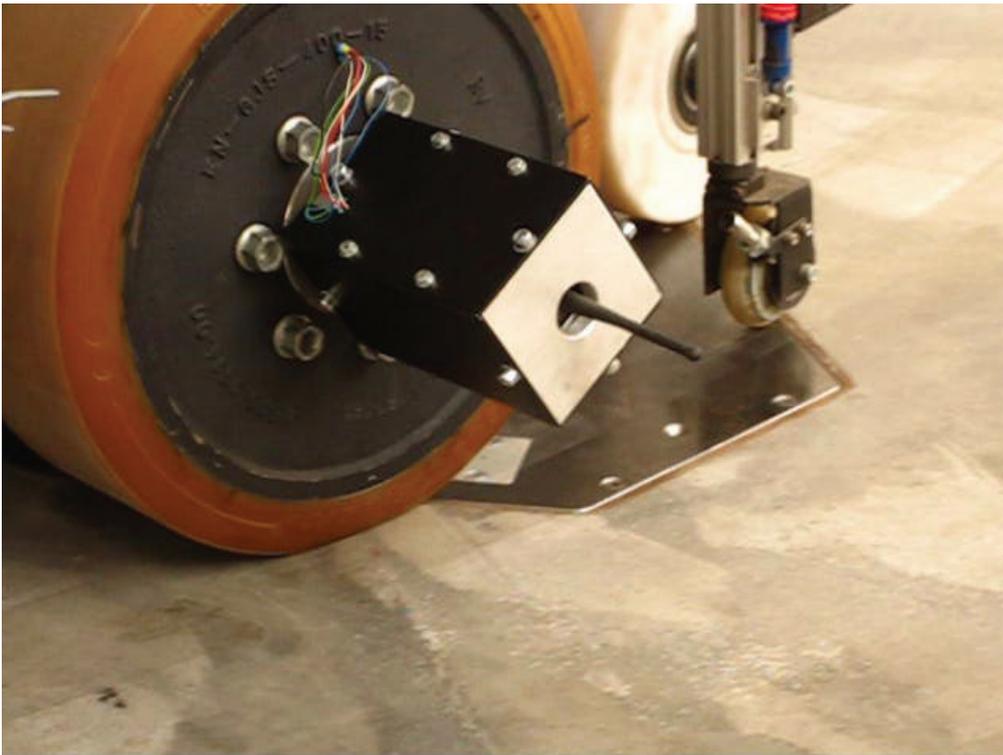
**Bild 12.3:** Versuchsträger mit einer Messspitze

Der Versuchsträger wurde anstatt des eigentlichen Messträgers in die dafür vorgesehene Aufnahme im Prüfbelag integriert (siehe Bild 12.4). Dadurch konnte die Funktion der Messspitze unter realen Bedingungen getestet werden.



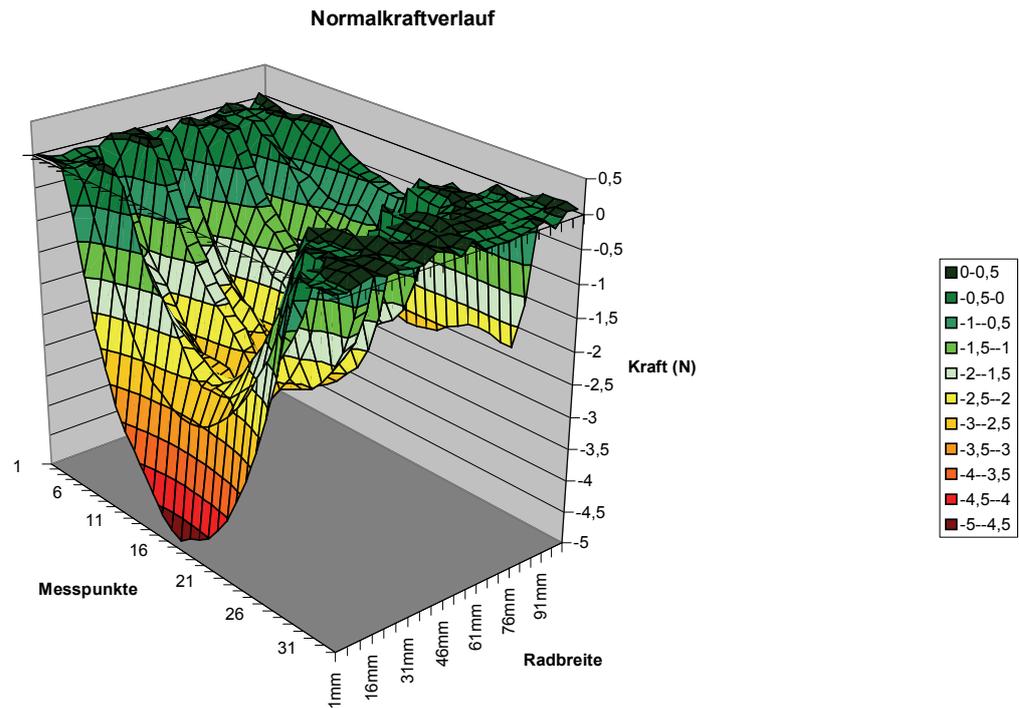
**Bild 12.4:** In den Prüfbelag integrierter Versuchsträger

Bei den Tests des Versuchsträgers wurden bei unterschiedlichen Fahrgeschwindigkeiten und Radlasten Messungen durchgeführt. Bei den Testläufen wurde auch der Bahnradius variiert. Dadurch konnte der Verlauf der Kontaktkräfte über die ganze Radbreite erfasst werden.



**Bild 12.5:** Testmessungen mit Versuchsträger

Erkenntnisse aus den mit dem Versuchsträger durchgeführten Messungen wurden bei der weiteren Konstruktion und Umsetzung des eigentlichen Messträgers berücksichtigt. Für die zeitgleiche Messung mit mehreren Messspitzen wurde am IFT ein modulares Messverstärker- und Messdatenerfassungssystem entwickelt und aufgebaut. Zur Auswertung und Zusammenführung der einzelnen Messkurven je Messspitze wurde ein Softwaretool entwickelt.



**Bild 12.6:** Normalkraftverlauf

Mittels des Kontaktflächenprüfstandes und der damit verbundenen Messhardware und -software können die Kontaktkraftverläufe über die gesamte Radbreite während den Prüfstandsfahrten erfasst und ausgewertet werden (siehe Bild 12.6). Somit ist es nun möglich während eines Dauerlaufs unter realen Bedingungen die Veränderung der mechanischen Eigenschaften der Räder zu untersuchen.

## **13 Qualitative Beschreibung der Vorgänge innerhalb der Bandage**

### **13.1 Einführung**

Der Verschleiß von z. B. PKW- oder LKW-Reifen ist ein allgemein bekanntes Phänomen. Naheliegender ist die Annahme, dass dieser Verschleiß durch Antriebs-, Brems- und Querkräfte insbesondere dann hervorgerufen wird, wenn die Räder im Betrieb durchrutschen, blockieren oder seitlich wegrutschen. In diesen Fällen ergibt sich eine sichtbare Relativgeschwindigkeit zwischen der Reifenoberfläche und der Bodenfläche innerhalb des Kontaktbereichs Rad/Boden, die oft zu einem optisch wahrnehmbaren Abrieb in Form von schwarzen Streifen auf der Fahrbahn führt.

Da aber auch Reifen, die nur selten oder gar nicht den genannten Beanspruchungen unterliegen, z. B. Reifen von einachsigen, ungebremsten PKW-Anhängern, einem, wenn auch nicht so starken, Verschleiß unterliegen, liegt die Vermutung nahe, dass noch andere, im normalen Reifeneinsatz auftretende Phänomene für den Reifenverschleiß mit verantwortlich sind.

Im Bereich der Flurförderzeuge, die meist innerhalb von Gebäuden eingesetzt werden, kommen spezielle Radausführungen zur Anwendung. Da die Bodenverhältnisse im Vergleich zum Außeneinsatz relativ gut sind, kommen hier seit Jahrzehnten spezielle Bandagenwerkstoffe zum Einsatz, die die Zielkonflikte Radverschleiß versus Bodenverschleiß, Fahr- und Federungskomfort versus Baugröße und Einfluss auf die Standsicherheit von Flurförderzeugen ausreichend lösen. Ein Vertreter ist ein PUR-Werkstoff mit der Bezeichnung „Vulkollan®“.

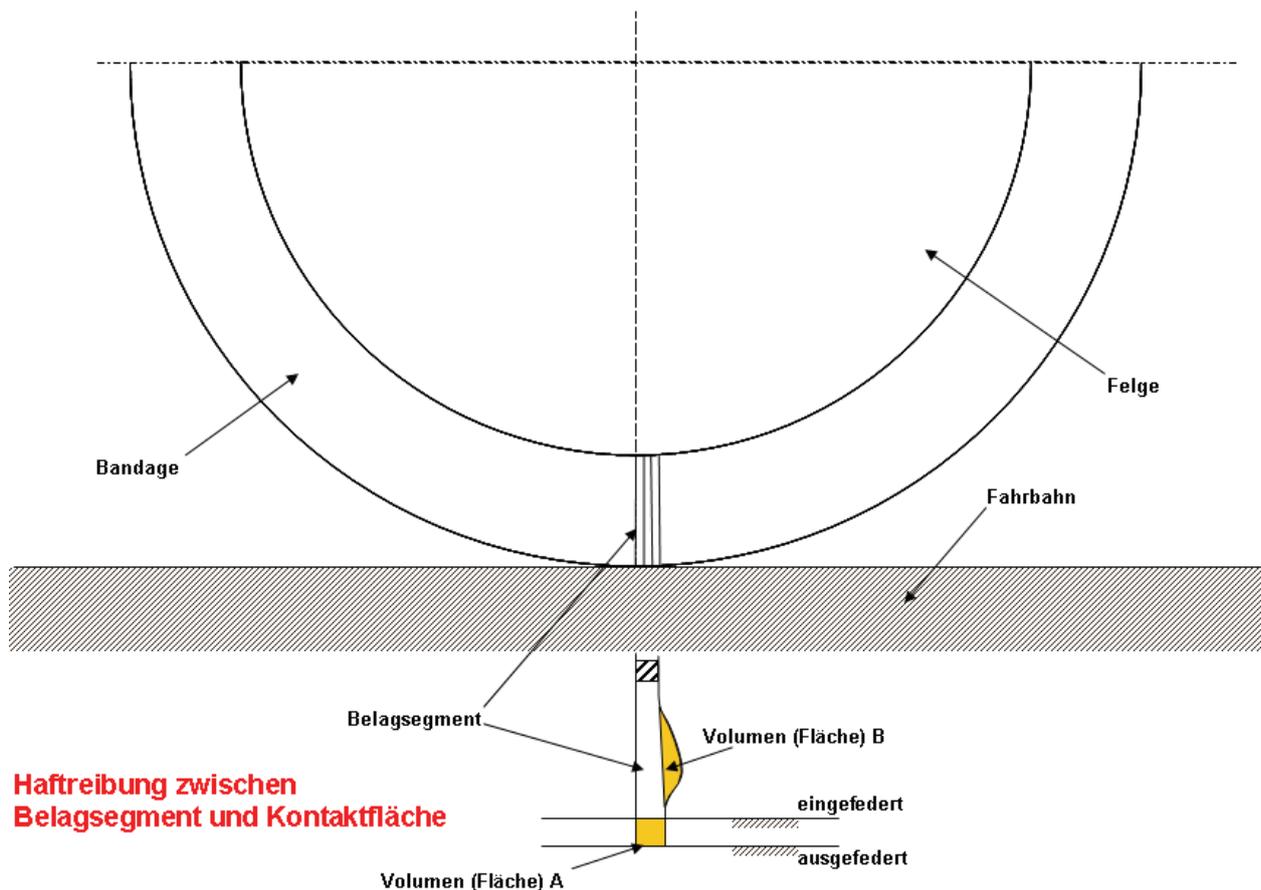
Der Stand der Wissenschaft zu diesem Thema wird im Wesentlichen durch Untersuchungen von Prof. Severin an der TU-Berlin in den Jahren 1995 bis 1998 dargestellt. Diese befassen sich mit den Spannungsverhältnissen an der Oberfläche der Reifen bzw. Bandagen im Bereich der Kontaktzone zwischen Rad und Boden. Über die Vorgänge innerhalb der Bandagen werden keine Aussagen gemacht.

In einem ersten Ansatz soll daher versucht werden, die Vorgänge innerhalb der Bandage eines Vulkollan®-bereiften Rades qualitativ zu untersuchen.

## 13.2 Stehendes Rad unter schwellender Belastung

### 13.2.1 Verformungen innerhalb der Bandage

Basis für die Überlegungen ist ein z. B. Vulkollan®-bereiftes Rad, das in Bild 13.1 zur Hälfte prinzipiell dargestellt ist. Es ist unbelastet und ohne Kontakt zur Fahrbahn. Die Bandage lässt sich in radiale Elemente einteilen, von denen einige in der Bandagenmitte rechts der Mittellinie gezeigt sind. Die folgenden Überlegungen beziehen sich auf einen bzgl. der Radachsrichtung gesehen mittleren Bereich der Bandage. Unterhalb der angedeuteten Fahrbahn ist ein einzelnes Bandagenelement mit quadratischem Querschnitt vergrößert sichtbar. Unter der Annahme, dass der Werkstoff der Bandage nahezu inkompressibel ist und zwischen dem Bandageelement und der Aufstandsfläche Haftreibung existiert wird die Annahme getroffen, dass sich das Element in der dargestellten Weise verformt.

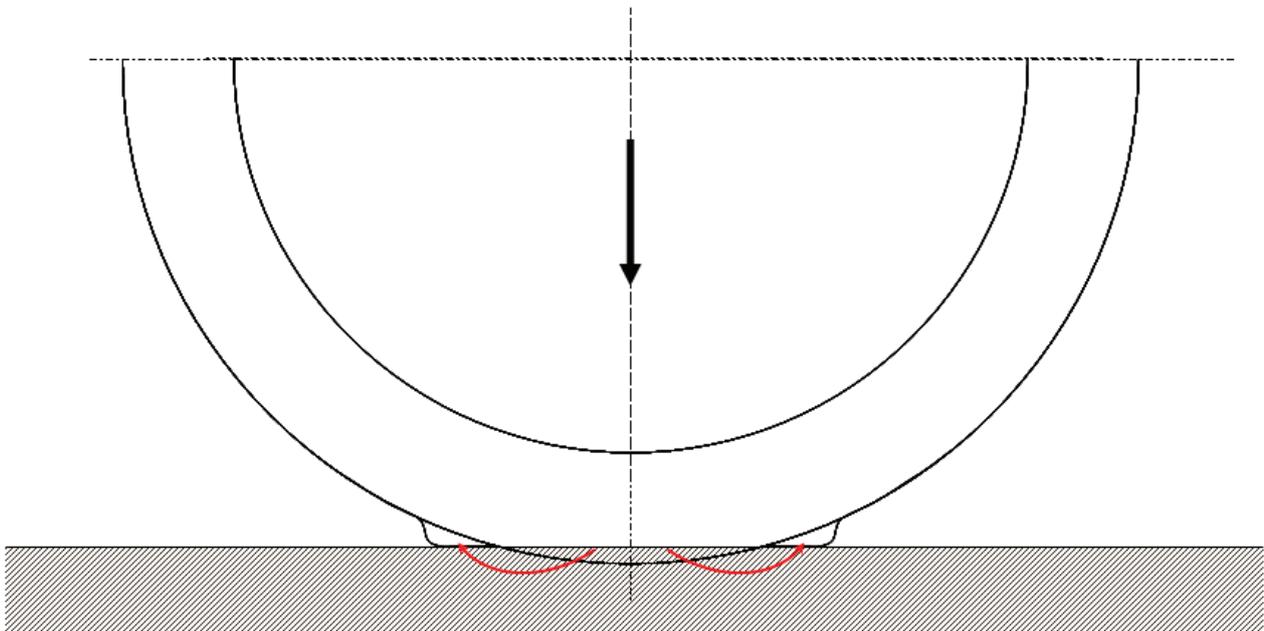


**Bild 13.1:** Teilansicht eines Rades im unbelasteten Zustand

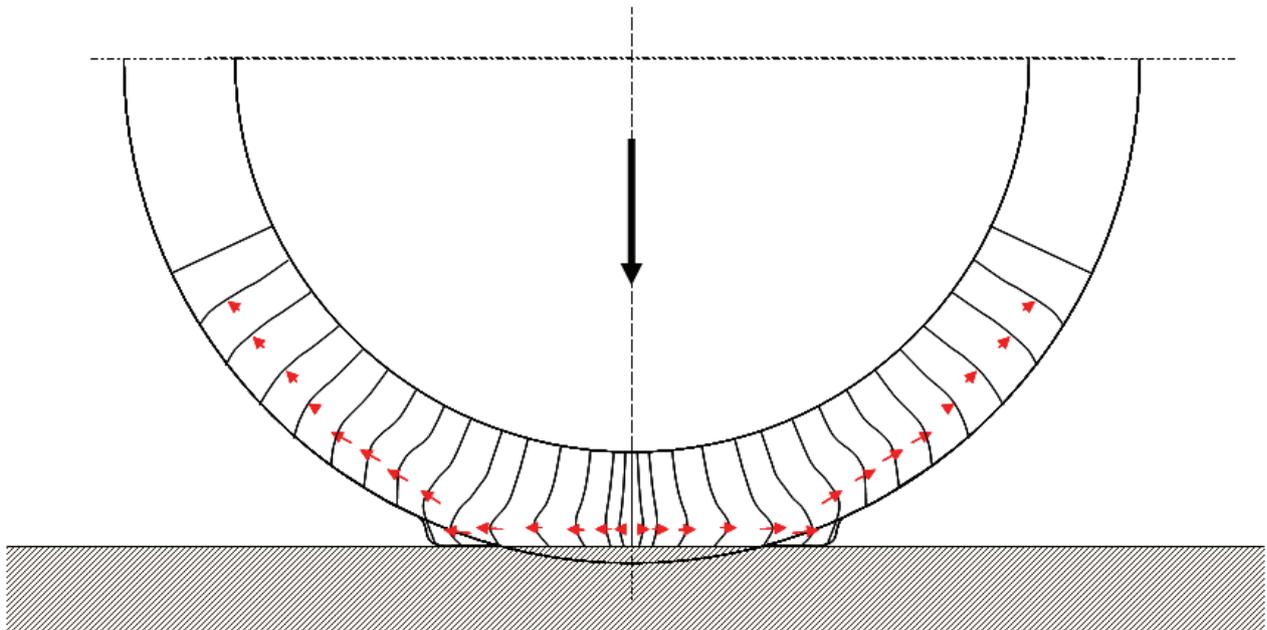
Da sich das Element auch quer zur Rollrichtung verformt, verteilt sich das verdrängte Volumen, als Fläche A angedeutet, „in zwei Richtungen“, dies führt zu einer Verdickung im unteren Drittel des eingefederten Elements. Der Anteil, der auf die tangentielle Richtung entfällt, ist mit Fläche B bezeichnet. Zur Mittellinie hin wird keine Verformung an-

genommen, da sich dort das nicht dargestellte Nachbarelement ebenfalls, allerdings spiegelbildlich, verformt. Bedingt durch die angenommene Haftreibung zwischen Bandagenelement und Fahrbahn verformt sich der unterste Teil des Elements nur in radialer, nicht aber in tangentialer oder in Querrichtung senkrecht zur Bildebene.

Die resultierende, von außen sichtbare Verformung der vertikal belasteten Bandage ist in der Seitenansicht gesehen, in Bild 13.2 gezeigt. Das durch die Einfederung verdrängte Volumen verschiebt sich in die „Wülste“ in der Einlauf- und der Auslaufzone der Kontaktfläche Rad/Boden. Ähnliches passiert in Querrichtung und führt u. a. zum seitlichen „Ausbeulen“ der Bandage, wobei auch hier die Beule im Wesentlichen erst oberhalb des Kontaktbereichs Rad/Boden beginnt.



**Bild 13.2:** Teilansicht eines Rades im belasteten Zustand



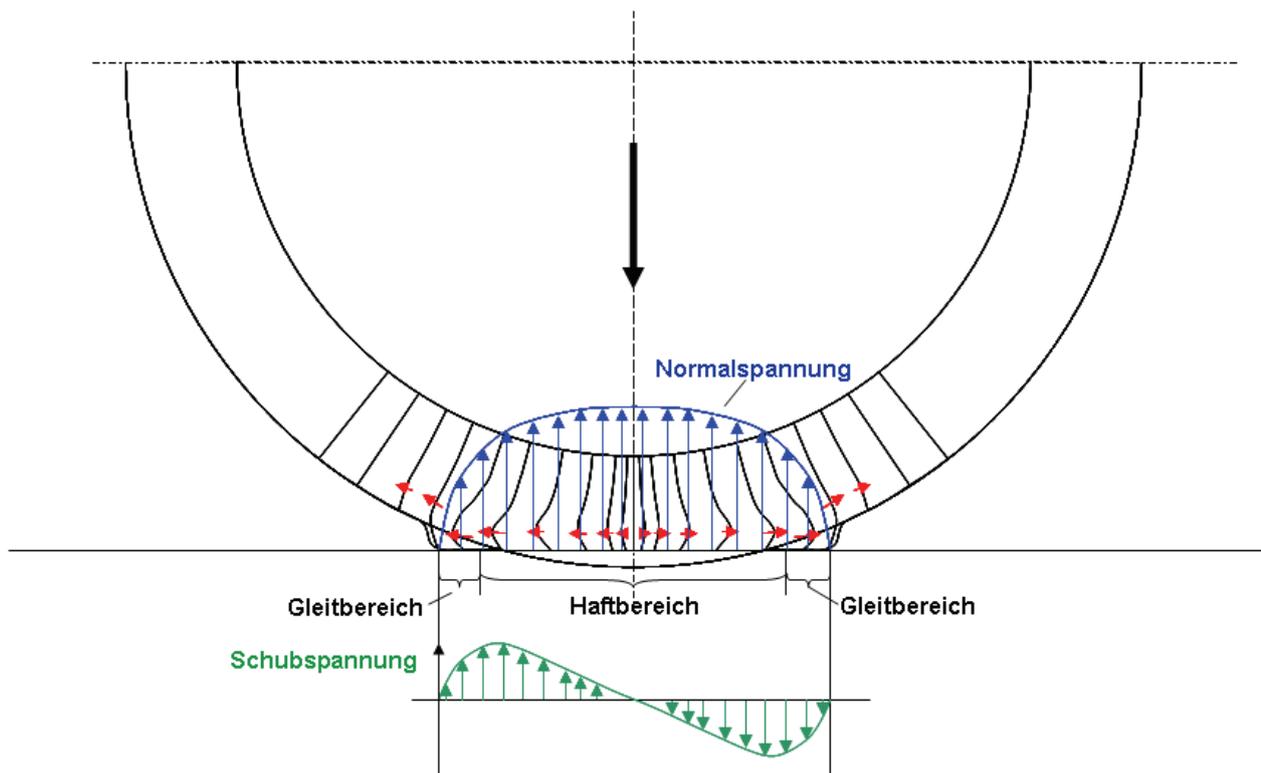
**Bild 13.3:** Teilansicht eines Rades mit angedeuteten verformten Bandagenelementen im belasteten Zustand

Eine angenommene Verteilung der Verformungen der einzelnen Bandagenelemente in tangentialer Richtung unter Last ist in Bild 13.3 angedeutet. Ausgehend von einer mittleren Symmetrielinie verformen sich die einzelnen Elemente unterschiedlich stark, dies ist mit ihrer Form und der Länge des jeweiligen Pfeils angedeutet. Dieser steht auch für die angenommene Richtung der Verformung. Bei dem dargestellten, stehenden Rad wird von einer zur Mittellinie symmetrischen Verformung ausgegangen, die sich bis zu einem Winkel von ca.  $45 - 60^\circ$  nach rechts und links aus der Mittelebene auswirkt. Von null beginnend an der Mittellinie nimmt die Länge der Pfeile und damit die Verformung zu, erreicht ihr Maximum im Bereich der Wülste in der Ein- bzw. Auslaufzone und nimmt dann wieder ab. Der restliche Bereich der Bandage bleibt von den Verformungen unbeeinträchtigt.

Bei Entlastung des Rades gehen die Verformungen wieder zurück und die Bandagenelemente nehmen ihre Ursprungsform wieder an.

### 13.2.2 Reibverschleiß am stehenden Rad

Die vertikal in das stehende Rad eingeleitete Normalkraft führt zu einer Normalspannung zwischen Bandagenoberfläche und Fahrbahn, deren Verteilung gemäß der in Bild 13.4 in Rollrichtung gezeigten angenommen wird.



**Bild 13.4:** Normal- und Schubspannungsverteilung in der Kontaktzone Bandage/Fahrbahn am stehenden Rad in Rollrichtung

Gleichzeitig wird eine ebenfalls dargestellte Schubspannungsverteilung, die aus der Verformung der Bandagenelemente und der Reibung zwischen Bandage und Fahrbahn resultiert, angenommen.

Eine Betrachtung der an einem Bandagenelement in der Kontaktzone wirkenden Kräfte ergibt für die Bereiche der Haftreibung:

$$dN \cdot \mu \geq dT \quad (13.1)$$

mit:  $dN$ : Normalspannung und  $dT$ : Schubspannung an der Oberfläche des Bandagenelements,  $\mu$ : Reibbeiwert zwischen Bandagenelement und Fahrbahn

Bei Elementen, bei denen das Produkt aus Normalspannung und Reibbeiwert kleiner ist als die jeweilige Schubspannung, kommt es einer partiellen Gleitbewegung zwischen Bandagenelement und Fahrbahn. Dies ist vornehmlich in den Ein- und Auslaufzonen bei abnehmender Normalspannung der Fall.

Die beschriebene Gleitbewegung führt selbst bei einem stehenden Rad, das mit einer zunehmenden Normalkraft belastet wird, zu einem Reibverschleiß.

Bei der anschließenden Entlastung des Rades wiederholen sich die beschriebenen Vorgänge in umgekehrter Richtung. Dies ist ebenfalls mit einem partiellen Reibverschleiß verbunden.

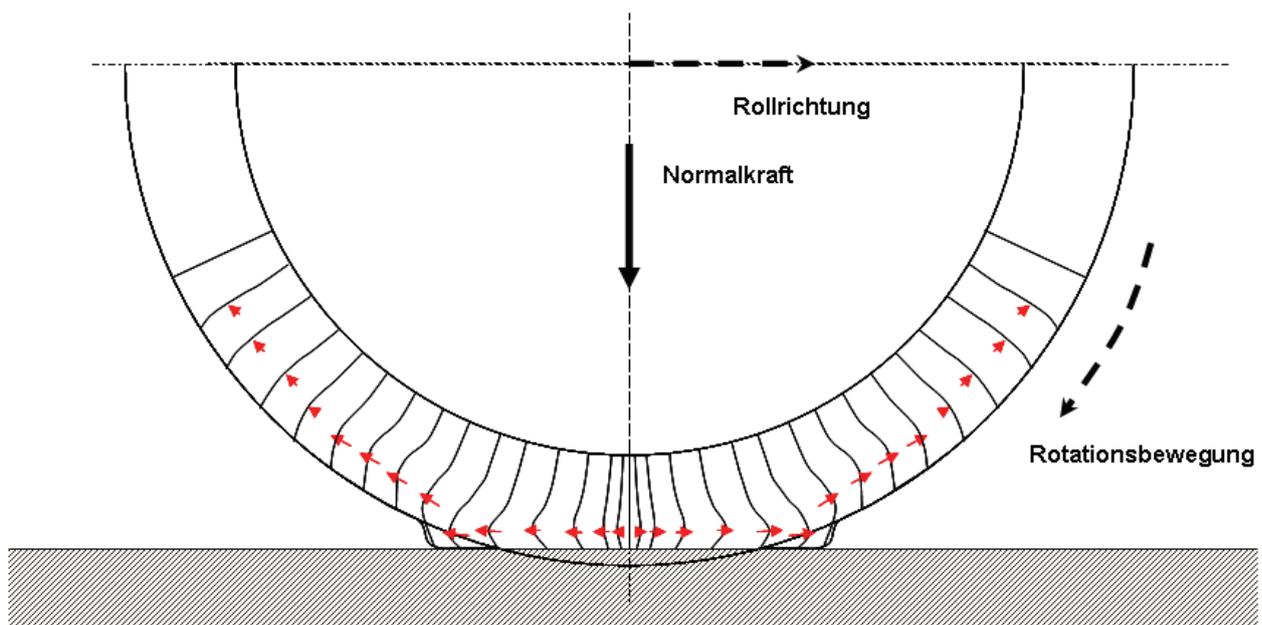
### 13.2.3 Walkarbeit am stehenden Rad

Die in Bild 13.3 dargestellten Verformungen der einzelnen Bandagenelemente sind über ein Element gesehen und zwischen benachbarten Elementen betrachtet nicht gleichmäßig. D. h. zwischen diesen kleinteiligen Bereichen kommt es, herunter bis zur Molekülebene, zu Relativbewegungen. Dabei wird die Energie, die bei der Belastung des Rades zur Verformung notwendig ist, bei der Entlastung nicht vollständig wieder freigesetzt. Hysteresebedingt wird ein Teil der Energie in Wärme umgesetzt, die auch als Walkarbeit bezeichnet wird. Sie führt auch bei einem stehenden Rad, das, wie beschrieben, schwellend belastet wird, zu einer Erwärmung des Bereiches der Bandage, der bei dieser Art der Belastung verformt wird.

## 13.3 Rollendes Rad unter vertikaler Belastung

### 13.3.1 Verformungen innerhalb der Bandage

Analog zu Bild 13.2 und Bild 13.3 verformt sich die Bandage eines vertikal belasteten Rades. Wird das Rad jetzt zusätzlich in Rotation versetzt, so durchläuft jedes Bandagenelement die einzelnen in Bild 13.5 gezeigten Verformungszustände beim Durchlauf durch die Kontaktzone Rad/Fahrbahn. D. h. bei einem Winkel von  $45 - 60^\circ$  vor der Mitte der Kontaktzone beginnt eine tangentiale Verformung des betrachteten Bandagenelements entgegen der Rotationsbewegung des Rades. Sie wird dann mit weiterer Rotation größer und erreicht ihren maximalen Wert etwa im Bereich des Wulstes der Einlaufzone.



**Bild 13.5:** Belastetes, rollendes Rad

Bis zu diesem Zeitpunkt besitzt etwa der Punkt mit der maximalen Verformung des betrachteten Bandagenelements eine kleinere Umfangsgeschwindigkeit als alle seine benachbarten Punkte.

Zusätzlich beginnt jetzt, bedingt durch die Einfederung der Bandage, eine überlagerte radiale Verformung des Elements, während gleichzeitig ab diesem Bereich die tangential Verformung wieder abnimmt. Die Rückverformung erfolgt also in Rotationsrichtung.

In der Mitte der Kontaktzone erreicht die radiale Verformung ihren maximalen Wert, zugleich ist der Wert der tangentialen Verformung null und die Winkelgeschwindigkeit aller Punkte eines Bandagenelements ist konstant.

Nach dem Passieren der Mittellinie der Kontaktzone erfolgt jetzt eine Verformung in Rotationsrichtung, die beim Durchlaufen des Auslaufwulstes ihren maximalen Wert erreicht. Auch die Unterschiede in der über ein Bandagenelement betrachteten Winkelgeschwindigkeit sind jetzt wieder am größten. Gleichzeitig nimmt die radiale Verformung auf den Wert null ab.

Nun erfolgt in der weiteren Rotation die tangential Rückverformung des Bandagenelements entgegen der Rotationsrichtung, so dass bei einem Winkel von  $45 - 60^\circ$  nach Passieren der Mitte der Kontaktzone sämtliche Verformungen den Wert null erreicht haben.

Während bei einem schwellend belasteten, stehenden Rad die einzelnen Bandagenelemente in tangentialer und radialer Richtung ebenfalls schwellend verformt werden, erfahren die Bandagenelemente bei einem rollenden Rad in tangentialer Richtung eine wechselnde Verformung.

### **13.3.2 Reibverschleiß am rollenden Rad**

Auch in Bezug auf den Reibverschleiß gibt es Parallelen zum stehenden Rad. Bei Einlauf in die Kontaktzone erfolgt eine reibungsbehaftete Relativbewegung zwischen der Bandagenoberfläche und der Fahrbahn aus der Mitte der Kontaktzone heraus entgegen der Rotationsrichtung bis das Produkt aus Normalspannung pro Element und Reibbeiwert größer ist als die jeweilige Schubspannung. Jetzt folgt ein Bereich ohne Relativbewegung, also mit Haftreibung, bis zur Mittellinie und darüber hinaus. Sobald sich dann die Normal- und Schubspannungsverhältnisse an der Oberfläche eines Bandagenelements so geändert haben, dass die Schubspannung wieder größer wird als das Produkt aus Normalspannung und Reibbeiwert, beginnt eine reibungsbehaftete Relativbewegung zwischen Bandagenoberfläche und Fahrbahn wieder aus der Mitte der Kontaktzone heraus, jetzt also in Rotationsrichtung.

### **13.3.3 Walkarbeit am rollenden Rad**

Die oben beschriebenen wechselnden Verformungen der Elemente der Bandage eines rollenden Rades führen natürlich auch zu entsprechenden, nicht nur schwellenden sondern wechselnden Bewegungen der einzelnen Punkte eines Bandagenelements relativ zu einander. Die eingebrachte Verformungsenergie wird teils wieder freigesetzt und teils, hysteresebedingt, in Wärme umgesetzt, die wiederum als Walkarbeit bezeichnet wird.

### **13.3.4 Rollwiderstand**

Die ebenfalls genannten, durch die Relativbewegungen im Wulstbereich der Ein- und Auslaufzone eines rollenden Rades erzeugten Reibungsverluste, die in Form von Abrieb und Wärme bemerkbar sind, müssen durch eine entsprechende Energiezufuhr wieder ausgeglichen werden. Diese ergibt dann eine Komponente des sogenannten Rollwiderstands, die auf äußerer Reibung beruht.

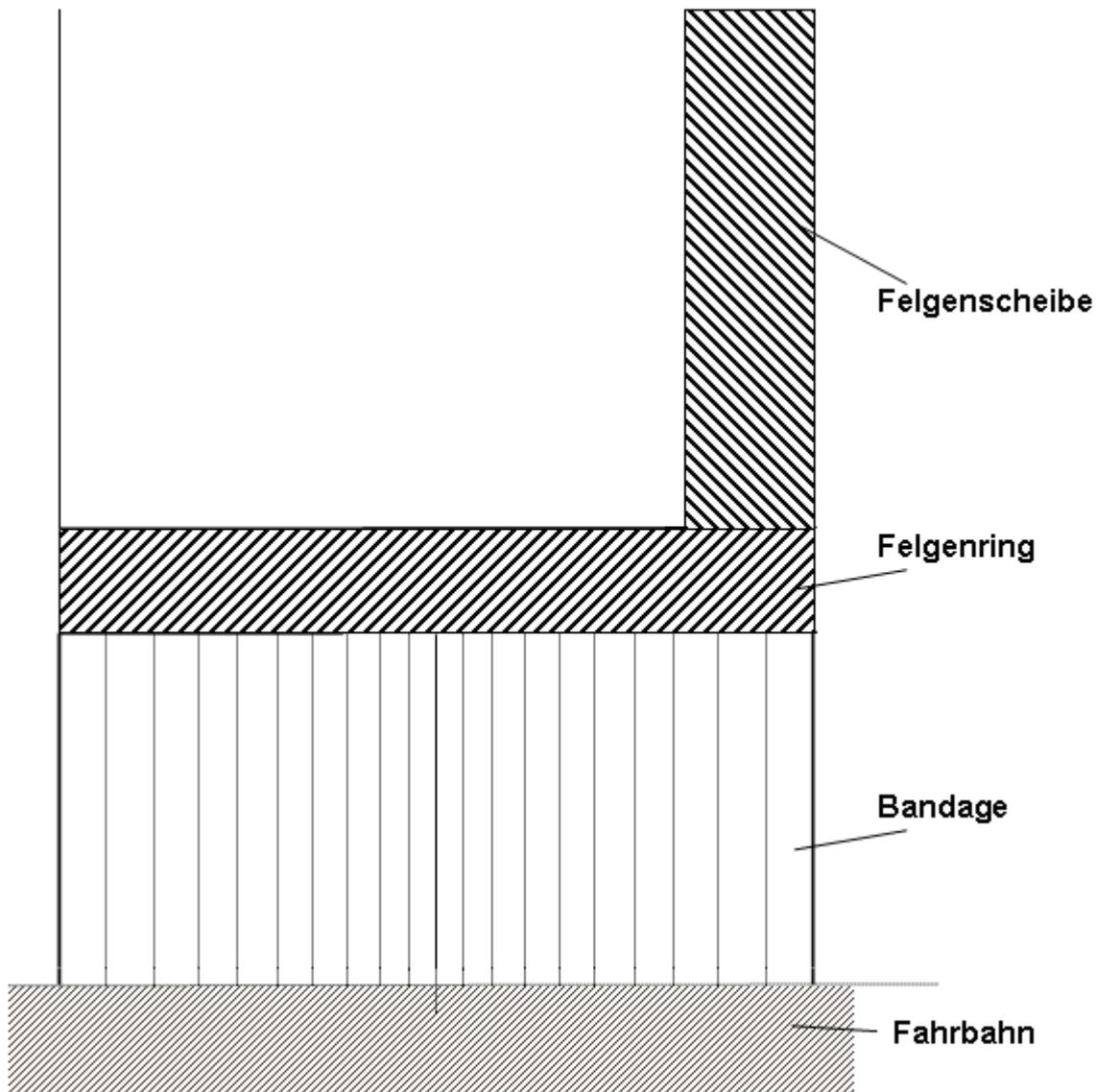
Die weiterhin beschriebene, durch die wechselnden Verformungen verursachte Walkarbeit stellt eine weitere Komponente des Rollwiderstands dar, die auf innerer Reibung beruht.

Zur Überwindung dieser Rollwiderstandskomponenten ist ein entsprechendes Drehmoment an der Radwelle bzw. eine zusätzliche horizontale Kraft an der Achse des rollenden Rades notwendig. Beide müssen letztlich vom Fahrtrieb erzeugt werden und bestimmen damit die Antriebsleistung eines Fahrzeuges mit.

## **13.4 Betrachtungen quer zur Rollrichtung**

### **13.4.1 Verformungen**

Neben den beschriebenen tangentialen und radialen Verformungen erfahren die außerhalb der Symmetrieebene liegenden Bandagenelemente auch eine Verformung in Querrichtung.

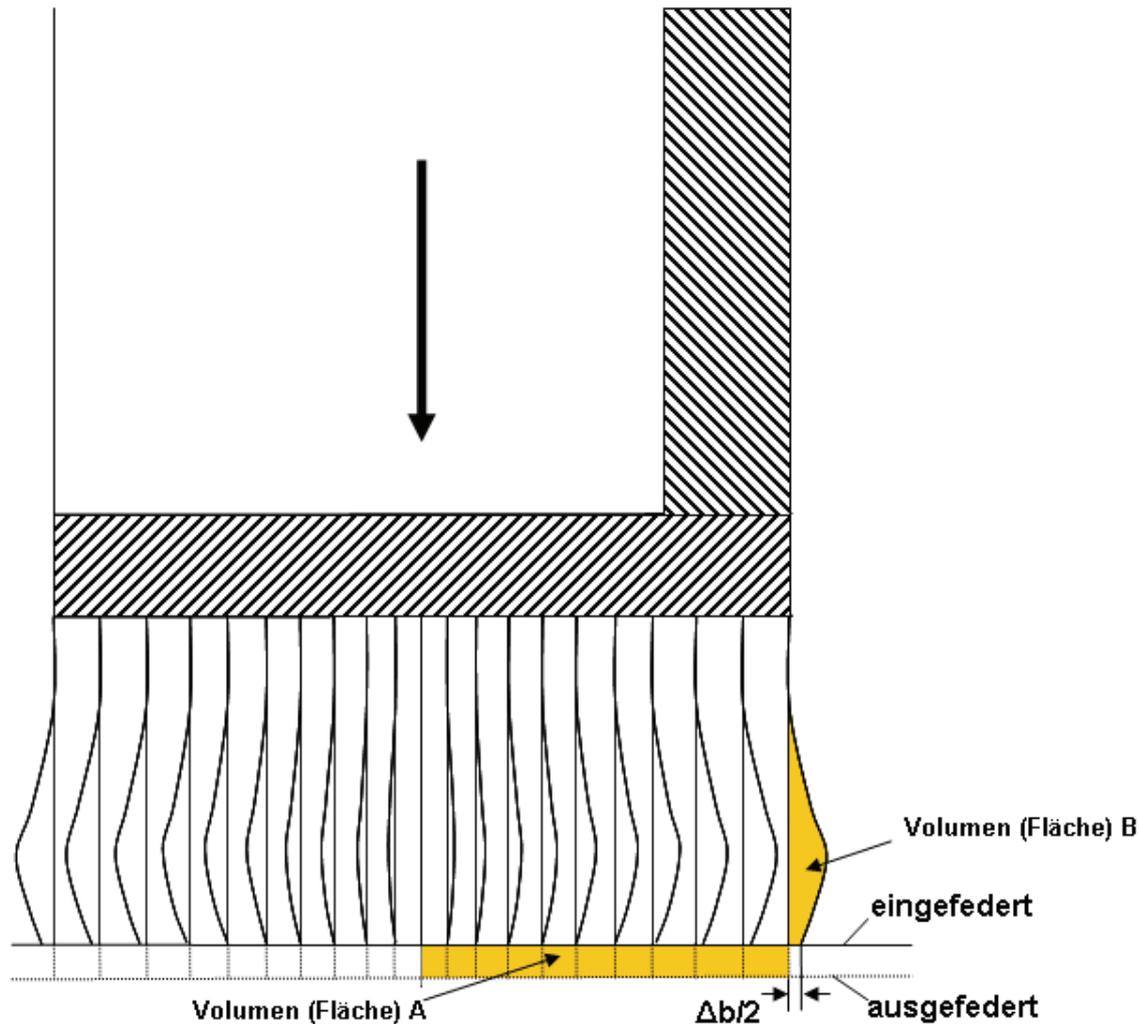


**Bild 13.6:** Querschnitt durch ein unbelastetes, stehendes Rad (Bandage in Elemente unterteilt)

Bild 13.6 zeigt einen Teil-Querschnitt durch ein unbelastetes, Vulkollan®-bereiftes Rad. Die Bandage ist gedanklich in einzelne Elemente unterteilt, die sich vom Felgenring bis zur Fahrbahn erstrecken und mit einem annähernd quadratischen Querschnitt angenommen werden.

Unter Einwirkung einer vertikalen Last und der Annahme, dass der Vulkollan®-Werkstoff nahezu inkompressibel ist, wird von einer Verformung gemäß Bild 13.7 ausgegangen. Das durch die Einfederung der Bandage verdrängte Volumen (dargestellt durch die Fläche A in Bezug auf die halbe Bandagenbreite) führt über die Verformung der einzelnen Bandagenelemente letztlich zur Verformung des gesamten Bandagenquerschnitts in Querrichtung und, wie oben bereits beschrieben, in tangentialer Richtung. Der für die eine Hälfte des Querschnitts auf die Querrichtung entfallende Anteil sei durch die Fläche B repräsentiert.

Wie auch bei der radialen Verformung handelt es sich in Querrichtung gesehen um eine schwellende Verformung. Sie beginnt bei einem Winkel von ca.  $45-60^\circ$  vor Erreichen der Kontaktzonenmitte, erreicht ihren maximalen Wert in der Mitte und geht bei einem Winkel von ca.  $45-60^\circ$  nach Durchlauf der Mitte wieder auf null zurück.



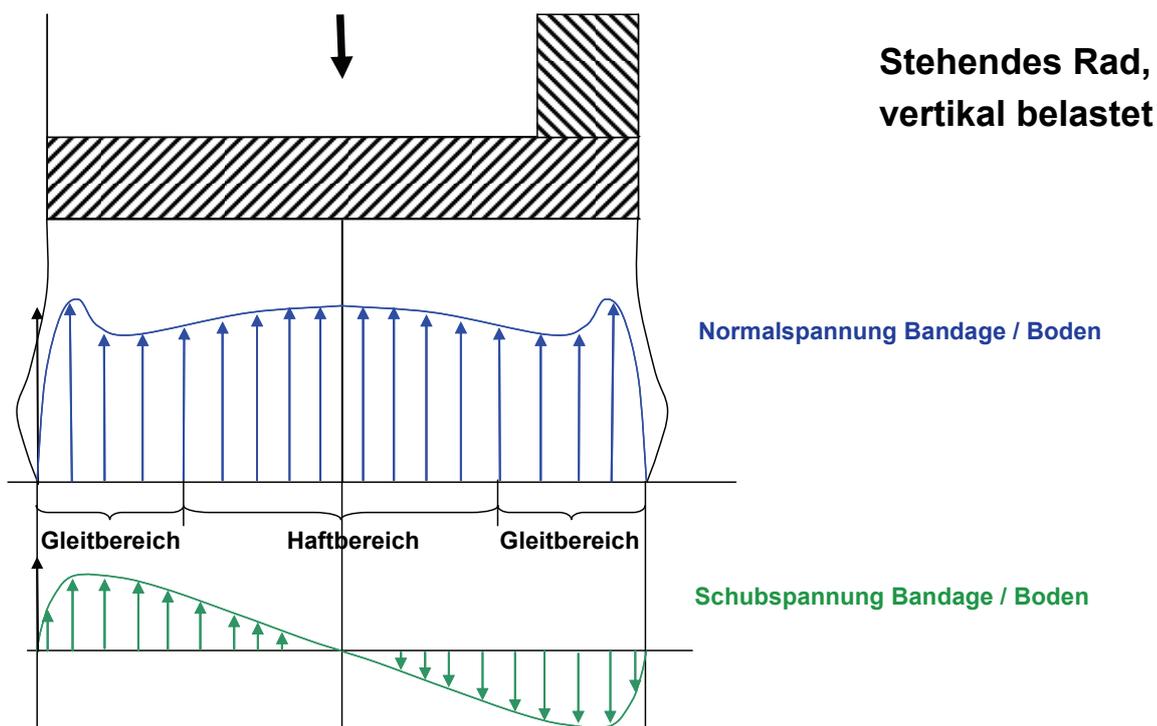
**Bild 13.7:** Querschnitt durch ein belastetes, stehendes Rad

Wie auch bei den tangentialen Verformungen wird bei den Verformungen in Querrichtung angenommen, dass es in den randnahen Bereichen der Kontaktzone Rad/Fahrbahn zu Relativbewegungen zwischen Bandagenoberfläche und Fahrbahn kommen kann. Dies führt zu einer Zunahme der Bandagenbreite an der Kontaktlinie zur Fahrbahn, die in Bild 13.7 ebenfalls angedeutet ist.

### 13.4.2 Reibverschleiß

Die vertikale Radlast verursacht in Abhängigkeit von den Werkstoffeigenschaften der Kontaktpartner, über den Querschnitt gesehen, eine Normalspannungs- und eine resul-

tierende Schubspannungsverteilung. Das Verhältnis von Normalspannung und Reibbeiwert zur Schubspannung an der Kontaktfläche jedes einzelnen Bandagenelements lässt, wie bei der Verformung in Rollrichtung, die Aussage zu, ob es in bestimmten Bereichen, vornehmlich den Randzonen, zu einer Relativbewegung zwischen Bandagenoberfläche und Fahrbahn in Querrichtung kommt oder nicht. Die Kontaktfläche zwischen Bandagenoberfläche und Fahrbahn ist gemäß Bild 13.8 in Bereiche mit Haftreibung und solche mit Gleitreibung einteilbar, deren Grenzen von unterschiedlichsten Einflüssen abhängig sind, aber letztendlich durch die Größen Normalspannung, Schubspannung und Reibbeiwert bestimmt werden. In den Gleitbereichen wird ein entsprechender Reibverschleiß an den Kontaktpartnern erzeugt.



**Bild 13.8:** Spannungsverhältnisse und Bereiche unterschiedlicher Reibung in der Kontaktzone

### 13.4.3 Walkarbeit in Querrichtung

Die oben beschriebenen schwellenden Verformungen der Elemente der Bandage in Querrichtung führen zu entsprechenden Bewegungen der einzelnen Punkte eines Bandagenelements relativ zu einander. Die eingebrachte Verformungsenergie wird teils wieder freigesetzt und teils, hysteresebedingt, in als Walkarbeit bezeichnete Wärme umgesetzt.

#### **13.4.4 Beiträge zum Rollwiderstand**

Auch die durch die Relativbewegungen zwischen Bandagenoberfläche und Fahrbahn in den seitlichen Randzonen der Kontaktfläche erzeugten Reibungsverluste, die in Form von Abrieb und Wärme bemerkbar sind, müssen durch eine entsprechende Energiezufuhr wieder ausgeglichen werden. Sie ergeben somit eine weitere Komponente des sogenannten Rollwiderstands, die auf äußerer Reibung beruht.

Die weiterhin beschriebene, durch die schwellenden Verformungen in Querrichtung verursachte Walkarbeit stellt eine weitere Komponente des Rollwiderstands dar, die auf innerer Reibung beruht.

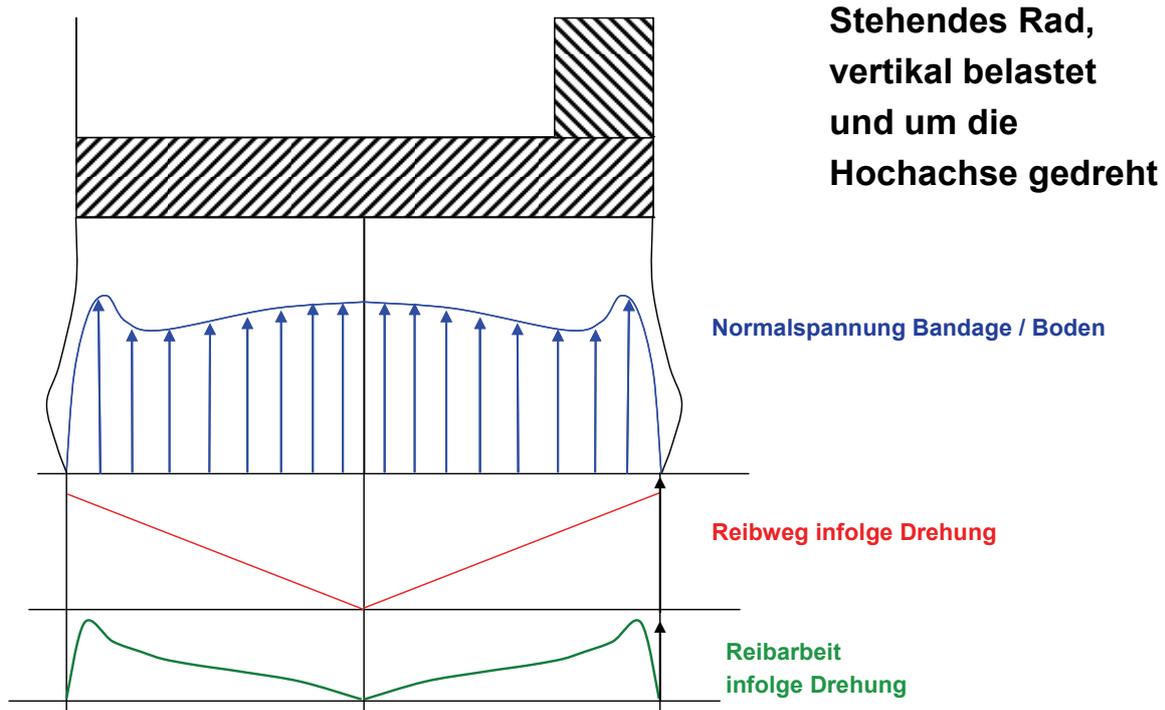
### **13.5 Betrachtungen zur Drehung des Rades um die Hochachse**

Wird ein vertikal belastetes Rad um seine Hochachse gedreht, so kommt es zu zusätzlichen Verformungen und Belastungen der Bandage. Bei jeder Lenkbewegung und auch bei konstanter Kurvenfahrt kommt es, bedingt durch, über die Radbreite gesehen, unterschiedliche Geschwindigkeiten einerseits zu partiellen Relativbewegungen zwischen Bandagenoberfläche und Fahrbahn. Andererseits führen die an den einzelnen Bandagenelementen wirkenden Reibkräfte zu Verformungen in den Elementen.

Diese Effekte sind dann besonders stark, wenn Räder im Stillstand um ihre Hochachse gedreht werden. Beim Lenken eines Fahrzeuges setzt dies eine bewusste Lenkvorgabe durch den Bediener voraus, bei sogenannten Schwenkrollen erfolgt dieser Vorgang unkontrolliert bei jedem Wechsel der Fahrtrichtung des Fahrzeuges, da in diesem Fall die Schwenkrollen während des „Wendevorgangs“ um einen bestimmten Winkel „auf der Stelle“ gedreht werden.

Erfolgt die Drehung um die Hochachse während des Rollvorgangs, so sind die Belastungen für die Bandage wesentlich kleiner und die erforderlichen Lenkkräfte geringer.

Die in Bild 13.9 dargestellte Normalspannungsverteilung und der von der Entfernung des betrachteten Bandagenelements von der Radmitte abhängige Reibweg des Elements während der Drehung bestimmen unter Berücksichtigung des Reibbeiwerts die entstehende Reibarbeit. Die zur Radhochachse tangential wirkenden Reibkräfte führen weiterhin zu einer Änderung der Schubspannungsverteilung im Bandagenquerschnitt mit resultierenden, unterschiedlichen, mehrachsigen Verformungen der einzelnen Bandagenelemente.



Die Reibarbeit (= Reibverschleiß) pro Bandagenelement ist das Produkt aus Flächenpressung pro Element, Reibweg pro Element und Reibbeiwert

**Bild 13.9:** Spannungsverhältnisse, Reibwege und Reibarbeit an den Bandagenelementen beim „Drehen auf der Stelle“

Nach Beendigung des Drehvorgangs gehen dann die drehungsbedingten, hysteresebefahfteten Verformungen wieder auf null zurück.

Im Gegensatz zu den bisher beschriebenen, partiellen Gleitreibungsvorgängen liegen beim Drehen um die Hochachse in der gesamten Kontaktzone, mit Ausnahme des idealen Drehmittelpunkts, reibungsbehaftete Relativbewegungen zwischen Bandage und Fahrbahn vor.

Die beschriebenen Vorgänge führen einerseits zu einem in Bild 13.10 gezeigten Verschleißbild an der Bandage, das dadurch gekennzeichnet ist, dass die Höhe des Abriebverschleißes in der Mitte, bedingt durch die kleinen Reibwege, trotz hoher Normalspannung, annähernd null ist. Die maximalen Werte werden vermutlich im äußeren Drittel des Drehradius, bei relativ hoher Normalspannung und relativ großem Reibweg, erreicht. Im Außenbereich ist der Verschleiß, trotz großem Reibweg, wegen der abnehmenden Normalspannung relativ gering.



**Bild 13.10:** Typisches Verschleißbild bei Drehen um die Hochachse („Pagodenverschleiß“ an einer Schwenkrolle)

Andererseits bilden sie einen wesentlichen Teil des Lenkwiderstands, der wiederum neben der Lenkgeschwindigkeit ausschlaggebend für die Auslegung und den Energiebedarf des Lenkantriebes.

### 13.6 Gesamtbetrachtung

Während die Beschreibung der Vorgänge beim vertikal belasteten, stehenden Rad nur dazu diente, die prinzipiellen Abläufe einführend zu beschreiben, bilden die Vorgänge am rollenden Rad den realen Einsatz eines ungelenkten und ungebremsten Lastrades bei Geradeausfahrt oder an einem gelenkten Lastrad bzw. einer Schwenkrolle an einem Flurförderzeug relativ gut ab. Im täglichen Fahrzeugeinsatz kommen jedoch weitere Belastungen hinzu. Diese resultieren aus der Übertragung von Umfangs- und Querkräften von der Radfelge über die Bandage auf die Fahrbahn und entstehen einerseits durch die Übertragung von Antriebs-, Brems- und Beschleunigungskräften und andererseits von Führungskräften bei Kurvenfahrt.

Diese äußeren Kräfte führen zu überlagerten Spannungen und Verformungen in der Bandage und verändern die bisher meist symmetrischen Spannungsverteilungen und Verformungsverläufe hin zu asymmetrischen. Die Summe aller in der Kontaktzone über-

tragenen Reibkräfte ergibt sich nicht mehr zu null, sondern ergibt die Summe der einzelnen Umfangs- und Querkräfte.

Bei jedem Durchlauf durch die Kontaktzone Rad/Fahrbahn erfährt jedes Bandagenelement eine mehr oder weniger starke 3-achsige, schwellende oder wechselnde Verformung, die, bedingt durch die Werkstoffeigenschaften häufig hysteresebehaftet ist. Die Hystereseverluste infolge innerer Reibung sind verantwortlich für die Walkarbeit und damit Erwärmung innerhalb der Bandage, die Verluste infolge äußerer Reibung in den Gleitreibungsbereichen führen zum Abriebverschleiß und zur einer Erwärmung an der Bandagenoberfläche. Die resultierenden Energieverluste bilden einen wesentlichen Anteil des Roll- bzw. Lenkwiderstand eines Rades.

Die Kontaktzone zwischen Rad bzw. Bandage und Fahrbahn unterteilt sich in einen größeren, mittigen Haftreibungsbereich und einen ihn umgebenden, meist kleineren Gleitreibungsbereich.

## **13.7 Ansatz zur messtechnischen Ermittlung der Verformungen im Inneren einer Bandage**

### **13.7.1 Messprinzip**

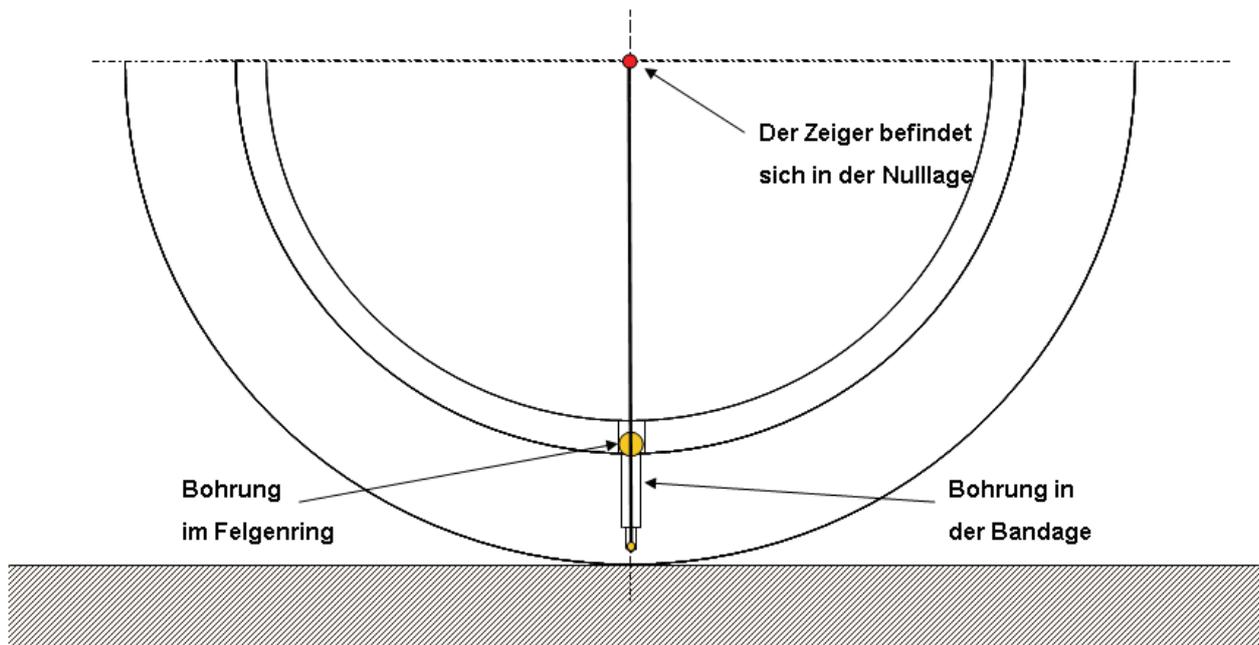
Aus den Überlegungen zu den Verformungen im Inneren der Bandage eines Rades und deren Aussagefähigkeit über die Eigenschaften bestimmter Bandagen- und Felgengeometrien sowie Bandagenwerkstoffeigenschaften ergibt sich die Frage, inwieweit diese Verformungen sicht- bzw. messbar gemacht werden können.

Der Grundgedanke besteht darin, die „Bewegungen“ einzelner, innerer Punkte der Bandage gegenüber einem Fixpunkt, z. B. im Felgenring, nach außen zu übertragen.

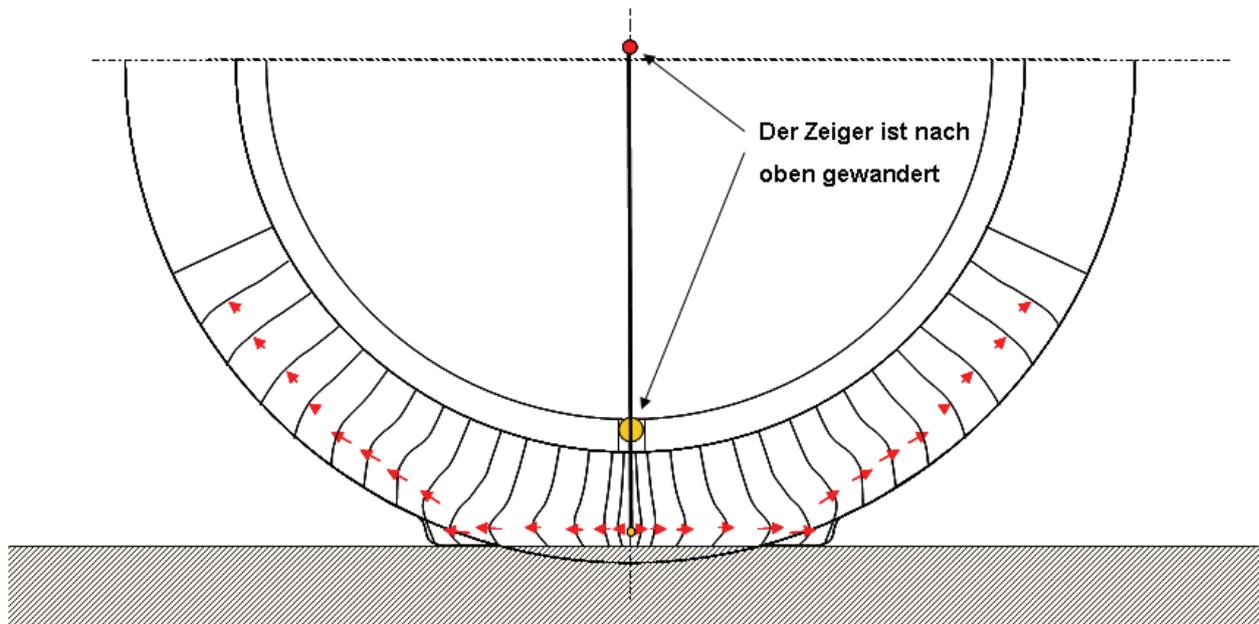
Hierzu wurde ein sogenanntes „Walkometer“ entwickelt, dessen prinzipieller Aufbau aus Bild 13.11 hervorgeht.

Das Walkometer besteht aus einem z. B. Rundstab, an dessen unteren Ende eine kleine kugelförmige Verdickung angebracht ist, die eine formschlüssige Verbindung zum Messpunkt in der Bandage herstellt. Die Länge des Stabes entspricht in etwa dem mittleren Radius der zu untersuchenden Bandage. In Höhe des Felgenringes, der die Basis zur Abstützung der Bandage auf der Felge bildet, befindet sich eine weitere kugelförmige Verdickung, die in einer entsprechenden Bohrung im Felgenring möglichst spielfrei, in dieser höhenverschieblich gelagert ist. Am oberen Ende des Stabes befindet sich im gezeigten Beispiel eine weitere, z. B. kugelförmige Markierung, damit die Bewegungen des oberen Stabendes optisch besser verfolgt werden können. Oberhalb des Messpunktes in der Bandage ist eine Bohrung im Felgenring vorzusehen, die sich in die Bandage hinein fortsetzt und dann kurz oberhalb des Messpunktes in eine Bohrung

kleineren Durchmessers, der so gewählt wird, dass eine formschlüssige Verbindung zur untersten Kugel des Walkometers erreicht wird, übergeht.



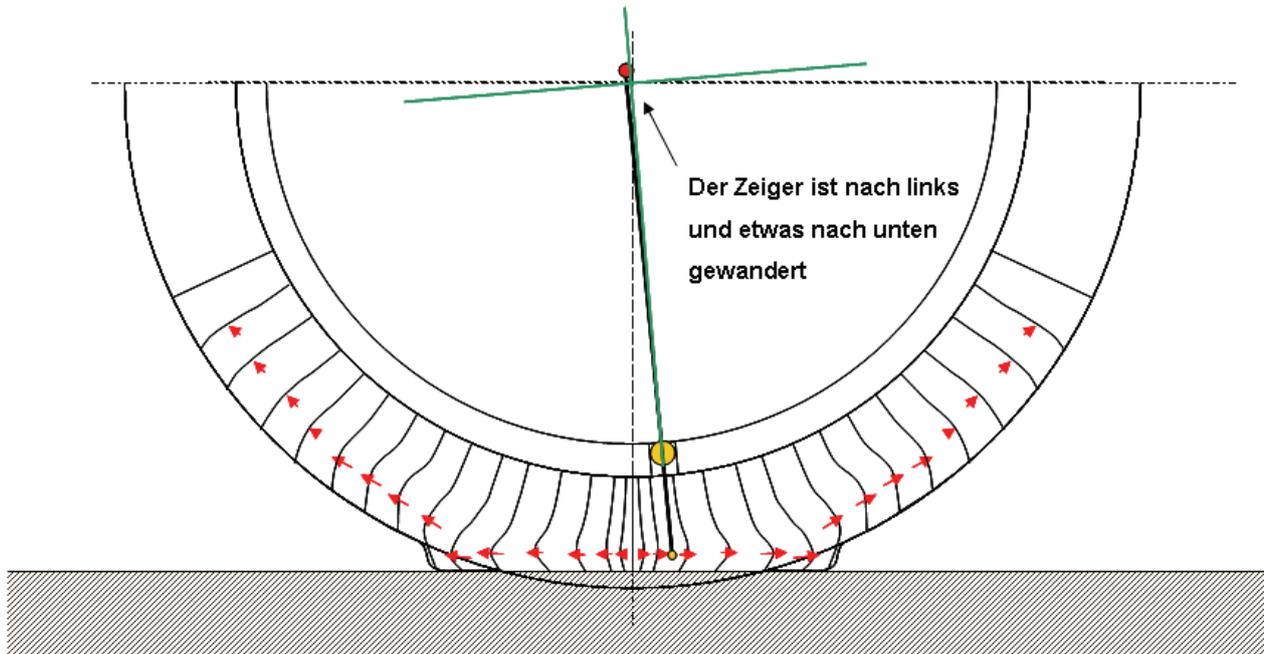
**Bild 13.11:** Prinzipielle Darstellung eines Walkometers in einem unbelasteten Rad



**Bild 13.12:** Prinzipielle Darstellung eines Walkometers in einem belasteten Rad

In einem ersten Ansatz wird der Messpunkt in der Symmetrieebene der Bandage gewählt. Bangelemente in dieser Ebene erfahren nur Verformungen in radialer und tangentialer Richtung, nicht jedoch in Querrichtung.

Wird das Rad jetzt vertikal belastet, so bewegt sich das Walkometer zusammen mit dem Messpunkt relativ zum Felgenring und damit zur Felge gemäß Bild 13.12 nach oben. D. h. die innere Verformung der Bandage gegenüber der Felge ist außen im Verhältnis 1:1 sicht- und messbar. Wird jetzt das Rad um einen bestimmten Winkel gedreht und der Versuch wiederholt, so ergibt sich eine Bewegung des Walkometers gemäß Bild 13.13.

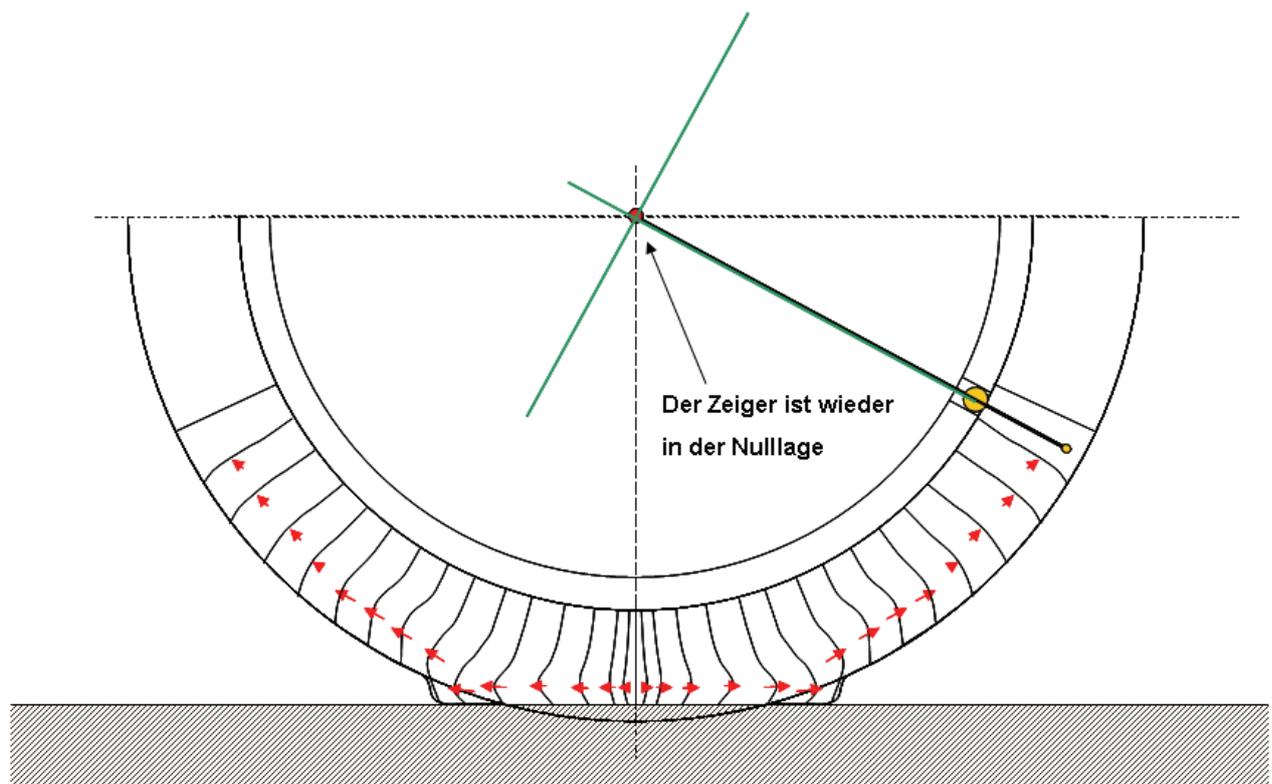


**Bild 13.13:** Prinzipielle Darstellung eines Walkometers in einem belasteten Rad in außermittiger Position

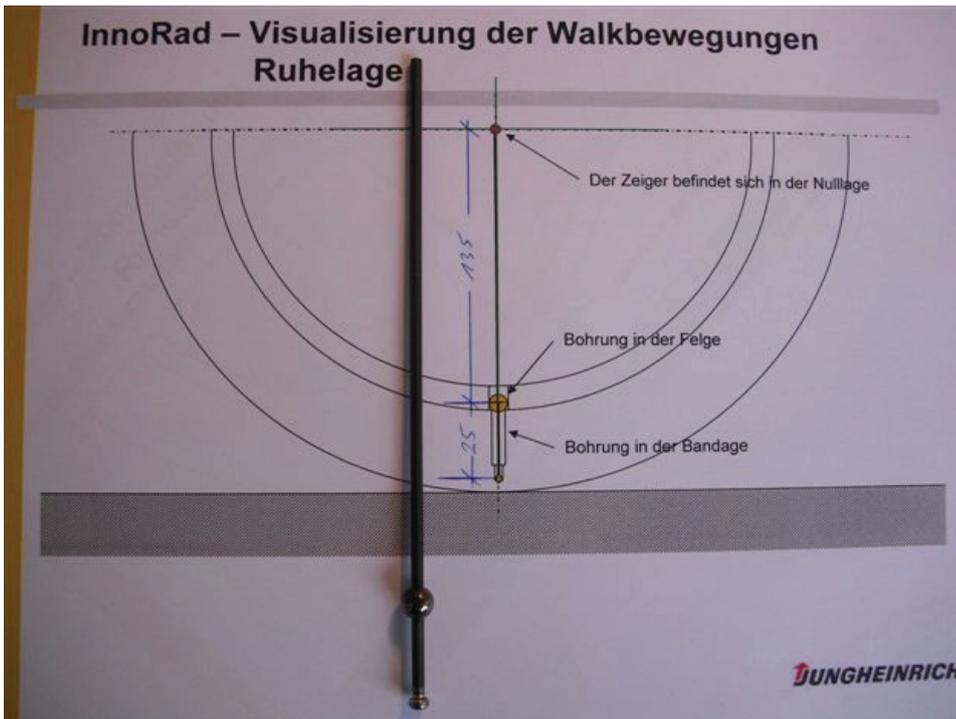
Die radiale Verformung ist minimal zurückgegangen, zusätzlich ist die Markierung am oberen Ende des Walkometers jedoch seitlich nach links ausgewandert. Die seitliche Bewegung der Markierung ist ein Vielfaches der tangentialen Verformung und damit der tangentialen Bewegung des Messpunktes gegenüber dem Felgenring. Das Übersetzungsverhältnis der Bewegung wird bestimmt durch die Abstände der unteren Kugel bzw. der oberen Markierung zur mittleren Kugel in der Bohrung des Felgenringes. Bei einem Drehwinkel von 45-60° gegenüber der Mitte der Kontaktzone befindet sich die Markierung gemäß Bild 13.14 wieder im Messursprung, da jetzt weder eine radiale noch eine tangentiale Verformung vorliegt. In Abhängigkeit von der Geometrie des Walkometers und den tatsächlichen tangentialen und radialen Verformungen bewegt sich die obere Markierung beim Durchlauf des Messpunktes durch die Kontaktzone Rad/Fahrbahn auf einer geschlossenen Kurve, Kreis oder Ellipse, in Bezug auf die Felge. Sowohl die radiale, als auch die tangentiale Verformung am Messpunkt im Inneren der Bandage werden hierdurch sichtbar.

Wird der Messpunkt außerhalb der Symmetrieebene der Bandage gewählt, so kommen auch Verformungen und damit Bewegungen des Messpunktes in Querrichtung, also

senkrecht zur Bildebene, hinzu. Auch diese Bewegungen werden am oberen Ende des Walkometers, wie die tangentialen Bewegungen auch, verstärkt wiedergegeben.



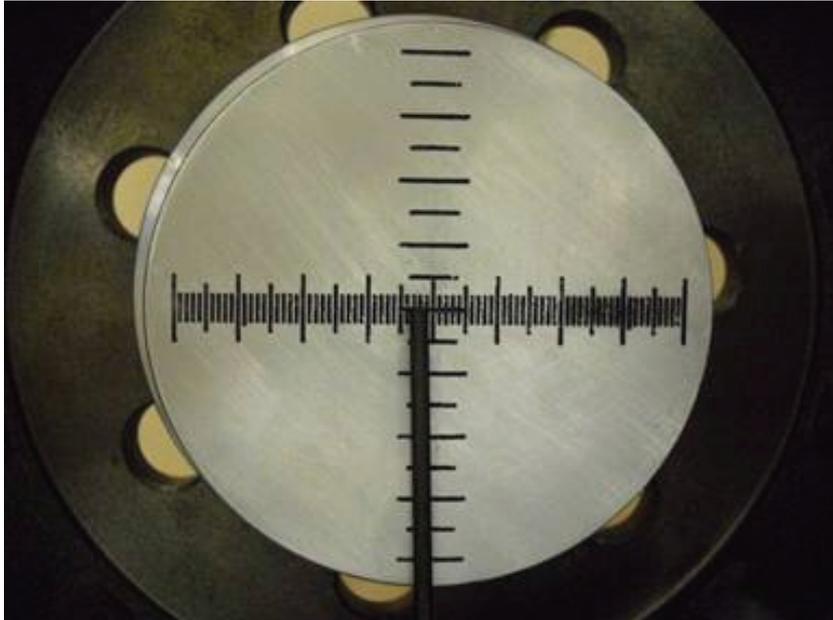
**Bild 13.14:** Position der Markierung des Walkometers in einem belasteten Rad an einem Messpunkt innerhalb des unverformten Bandagenbereichs



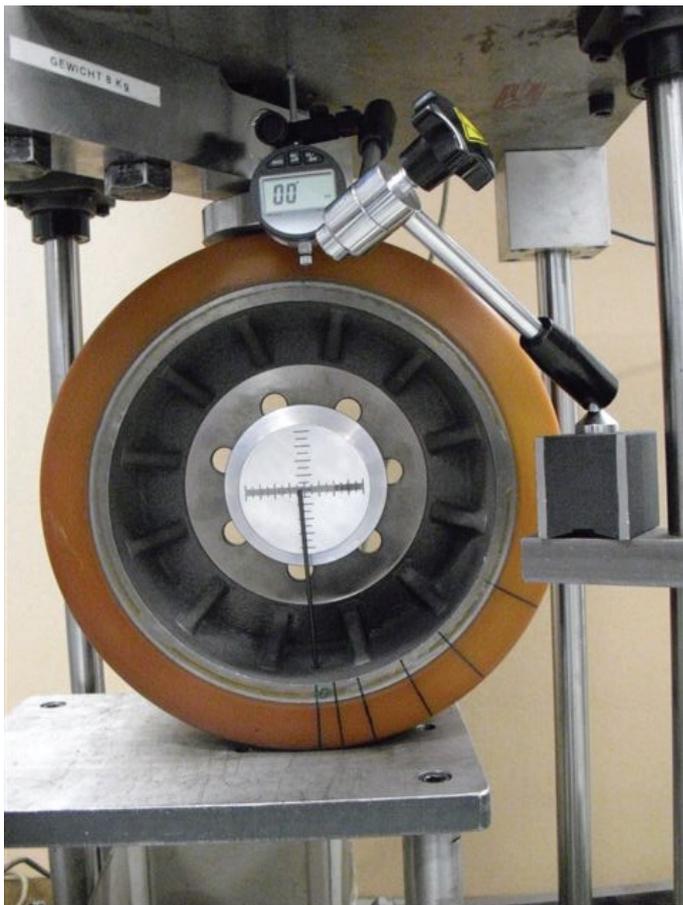
**Bild 13.15:** Muster eines Walkometers

### 13.7.2 Erste Tastmessungen

Um die Funktionsfähigkeit des beschriebenen Walkometers zu überprüfen wurde das im Bild 13.15 gezeigte Muster hergestellt. Weiterhin wurden der Felgenring und die Bandage eines Antriebsrades mit der entsprechenden abgesetzten, mittigen Bohrung versehen. Die Bewegung der Markierung wurde mit Hilfe einer skalierten Messscheibe gemäß Bild 13.16 durch Ablesen erfasst. Die Verstärkung der tangentialen Verformungen wurde in der Skalierung ausgeglichen. Für die Messungen wurde das Antriebsrad in einem Prüfstand nach Bild 13.17 mit einer vertikalen Kraft belastet, die der zulässigen Nennlast des Rades entsprach. Für die Messungen unter den unterschiedlichen Winkeln zur Mitte der Kontaktfläche wurde das Rad jeweils wieder entlastet und, um einen bestimmten Winkel verdreht, wieder belastet. Die ermittelten Werte für die radialen und tangentialen Verformungen sind im Bild 13.18 und Bild 13.19 dargestellt.

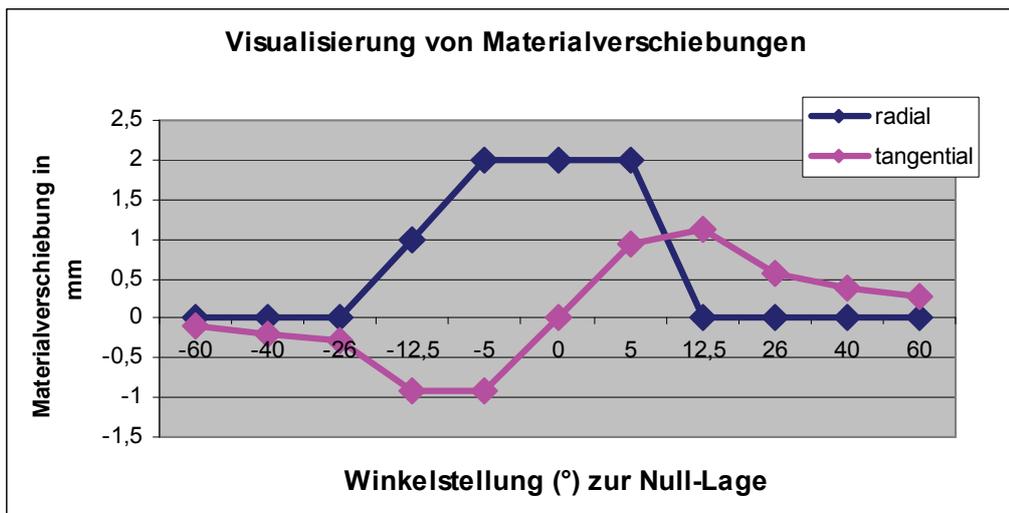


**Bild 13.16:** Skalierte Messscheibe des Walkometers



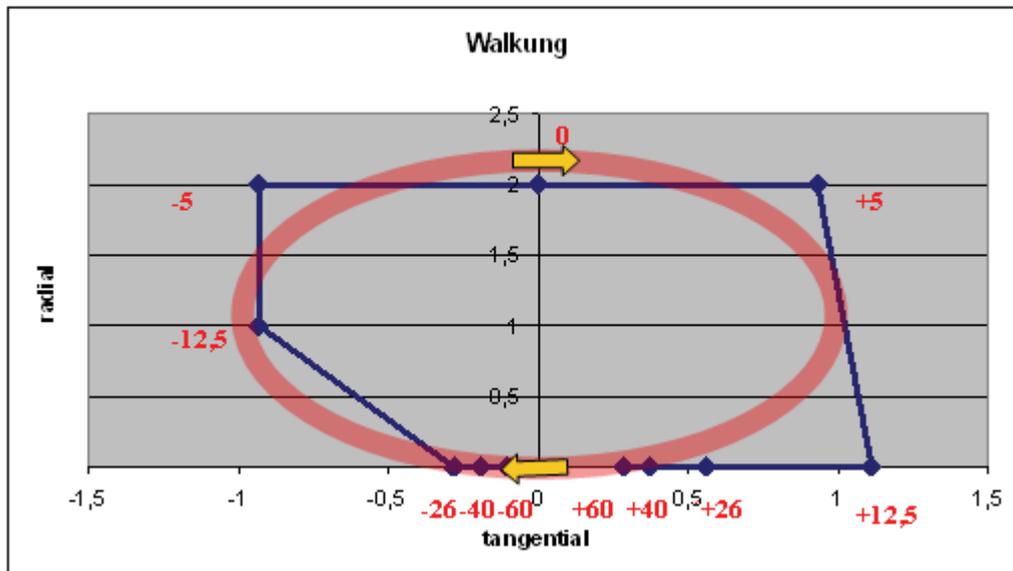
**Bild 13.17:** Prüfstand zur Durchführung von Testmessungen mit dem Walkometer

Das Diagramm in Bild 13.18 zeigt, dass tangentiale Verformungen bereits bei einem Drehwinkel von  $-60^\circ$  vor Kontaktzonenmitte messbar sind. Diese nehmen dann bis zu einem Winkel von ca.  $-25^\circ$  stetig zu. Bei Erreichen der Ein- und Auslaufwülste steigen einerseits die tangentialen Verformungen stärker an und erreichen mit 1 mm ihre höchsten Werte, andererseits sind ab jetzt auch radiale Verformungen messbar. In der Mitte der Kontaktzone erreichen die radialen Verformungen mit 2mm ihre Maximalwerte, die tangentialen erfahren einen Nulldurchgang und steigen in entgegen gesetzter Richtung wieder an. Die Verformungscharakteristik, schwellende Radialverformung und wechselnde Tangentialverformung, wird sehr gut deutlich.



**Bild 13.18:** Radiale und tangentiale Verformungen als Funktion des Drehwinkels

Das Bild 13.19 zeigt eine andere Darstellung der gleichen Messwerte. Auf der Abszisse sind die tangentialen und auf der Ordinate radialen Verformungswerte aufgetragen. Beim Durchlauf durch die Kontaktzone ergibt sich der geschlossene, eckige Verlauf der Kurve, der bei  $-60^\circ$  beginnend im Uhrzeigersinn bis  $+60^\circ$  durchlaufen wird. Da die ermittelten Werte fehlerbehaftet sind, ist auf Basis der Werkstoffeigenschaften eher von einem ellipsenförmigen Verlauf auszugehen, der ebenfalls ergänzend dargestellt ist.



**Bild 13.19:** Verschiebungen eines Messpunktes in einer Bandage bei unterschiedlichen Drehwinkeln

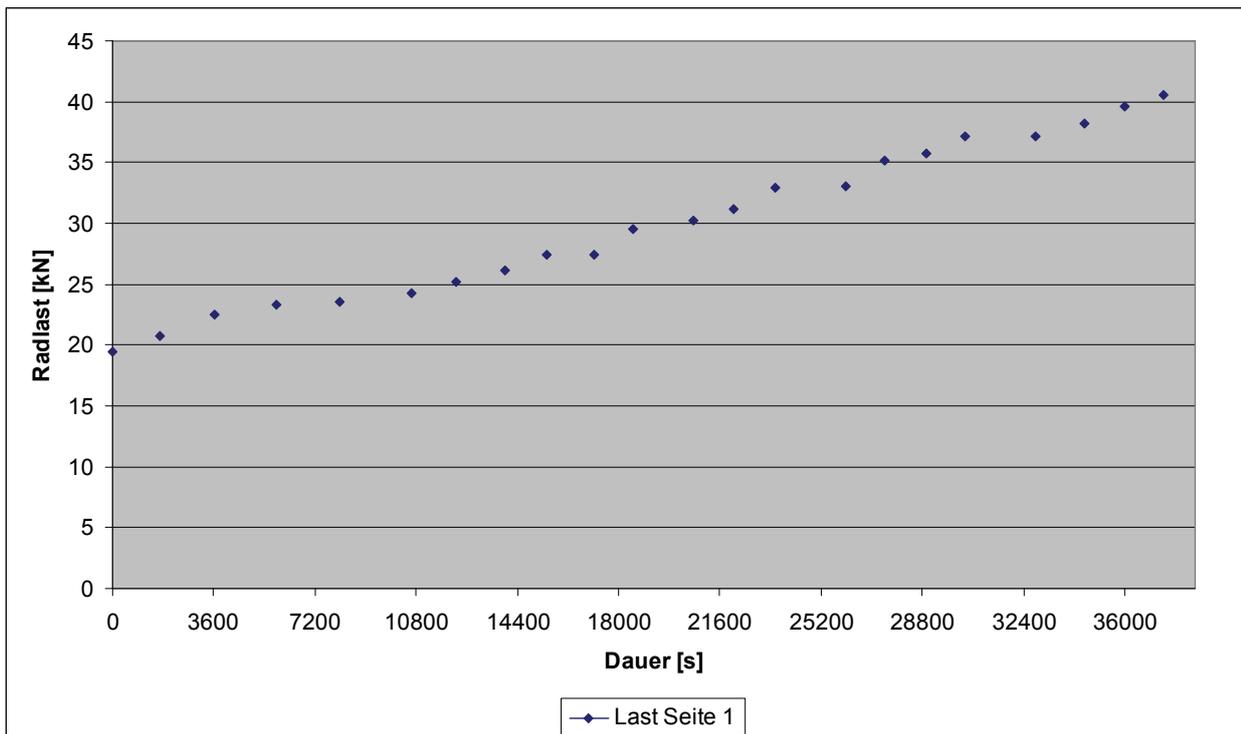
Die durchgeführten Tastmessungen stützten die beschriebenen qualitativen Beschreibungen der Vorgänge innerhalb der Bandage. Inwieweit z. B. die von der Kurve umschlossene Fläche ein Maß für die zu erwartende Walkarbeit oder die Materialbeanspruchungen darstellt, muss in weiteren Untersuchungen geklärt werden.

Um gegebenenfalls derartige Messungen besser durchführen zu können, wäre es denkbar, die Bewegungen am oberen Ende des Walkometers mit Wegmesssensoren zu erfassen. So könnten die Verformungen am Messpunkt in den drei Raumrichtungen an einem auf einem Prüfstand rollenden Rad stetig ermittelt werden.

Letztendlich durchläuft jeder Punkt der Bandage eines belasteten, rollenden Rades beim Durchgang durch die Kontaktzone ein dreidimensionales Kraft-Weg-Diagramm. Die dabei auftretenden Hysterese-Erscheinungen kennzeichnen das Maß der inneren Reibverluste, die für die Erwärmung der Bandage und den Rollwiderstand mit verantwortlich sind.

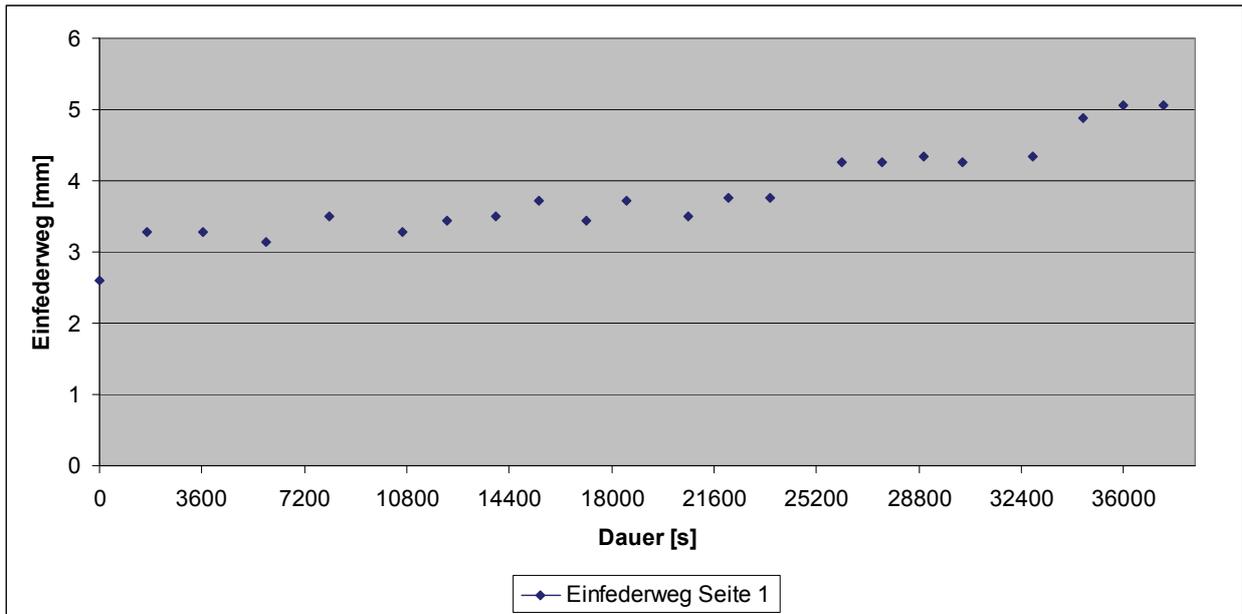
## 14 Testergebnisse Prüfstand - Temperaturentwicklung und InnoRäder

Zu Beginn der Prüfstandsuntersuchungen wurden in Anlehnung an die Versuche bei den Projektpartnern sowie die /DINEN12527\_99/ Laststeigerungstest bis zum Versagen der Räder durchgeführt. Diese dienten in erster Linie dem Vergleich mit auf den bisherigen Prüfständen erzielten Messergebnissen. Die Last wurde wie in Bild 14.1 dargestellt nach einer konstanten Fahrzeit erhöht.



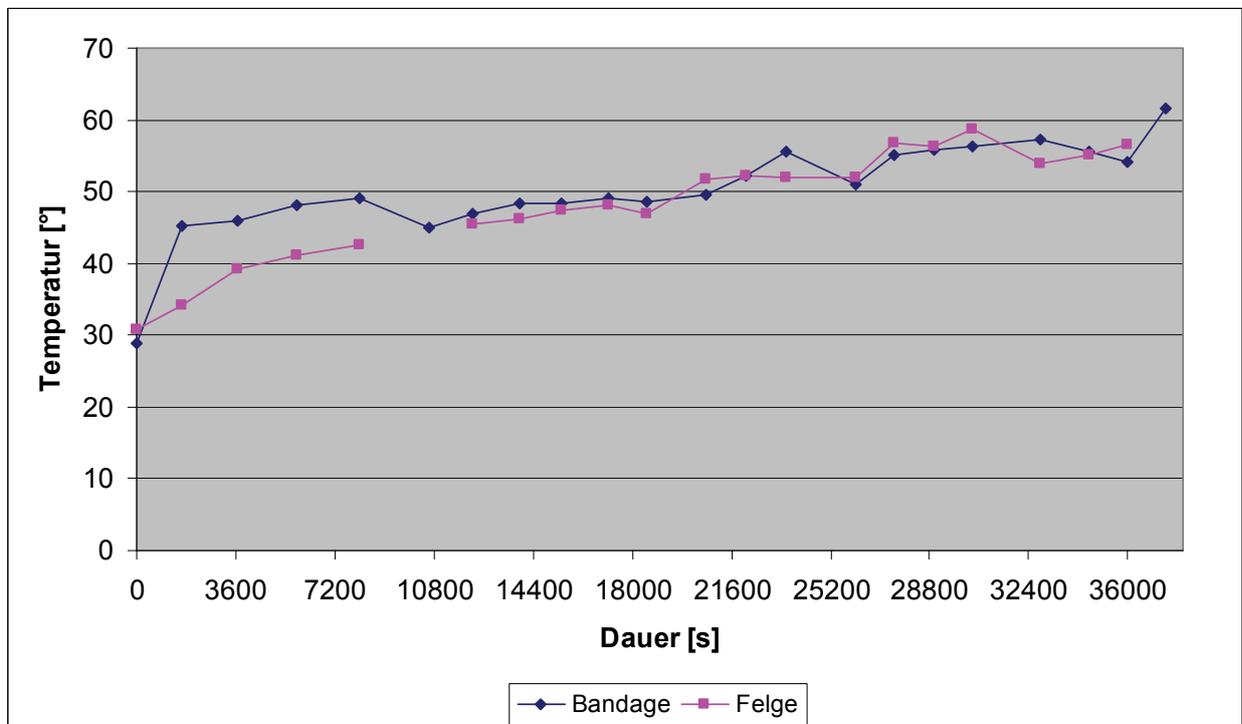
**Bild 14.1:** Laststeigerungstest

Die Lastverstellmöglichkeit des Prüfstandes durch das Verschieben der Gewichtswannen beträgt jedoch nur ca. 25%. Aus diesem Grund mussten während der Versuche auch Gewichtsplatten nachgelegt werden. Dadurch ergaben sich bei manchen Lasterhöhungsvorgängen längere Standzeiten. Dies ist deutlich am Zeitabstand der Messpunkte zu erkennen. Parallel zur Radlast wurden die Einfederung (Bild 14.2) und die Temperatur (Bild 14.3) gemessen. Insbesondere bei der Einfederung ergibt sich analog zu den Lasterhöhungen eine Art Treppenstufenform.



**Bild 14.2:** Verlauf der Einfederung

In Bild 14.3 ist deutlich zu erkennen, dass die Räder durch die längere Standzeit wieder abkühlten. Die Temperaturen wurden bei den ersten Versuchen taktil an der Oberfläche gemessen.

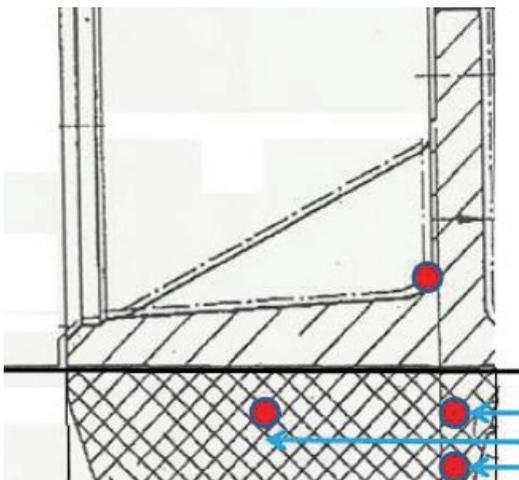


**Bild 14.3:** Verlauf der Radtemperatur an Bandage und Felge

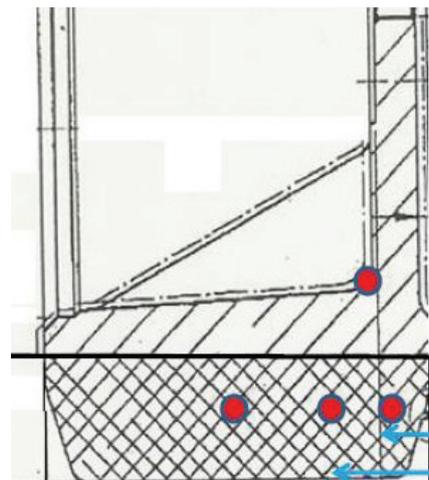
Nach zwei Testläufen mit Laststeigerung konnte ein erster grober Vergleich mit den Prüfständen der Projektpartner durchgeführt werden. Der Kreisaktuator wurde mit dem Ziel der realitätsnahen Belastung (Prüflast über Gewichtskraft, realitätsnaher Boden) konzipiert. Eine schnelle Erhöhung der Prüflast über einem großen Lastbereich ist mit anderen Prüfstandskonzepten besser realisierbar. Dies sind z. B. die Trommelprüfstände der Projektpartner bei denen die Kraft über Hydraulik- oder Pneumatik aufgebracht werden kann.

Die Prüfläufe mit dem Kreisaktuator konzentrierten sich zunächst auf Prüfläufe mit konstanten Prüflasten und konstanten Geschwindigkeiten. Es wurde von Prüflauf zu Prüflauf nur ein Parameter verändert, damit eine eindeutige Ermittlung der Schadensursache möglich wird.

Um die Grenzen der Belastbarkeit der Räder auszutesten wurden zunächst Versuche mit überhöhten Geschwindigkeiten oder Prüflasten gefahren, siehe Bild 14.6. Bei den Versuchen wurde an einer Stelle die Felgentemperatur (türkis) und an drei Stellen die Bandagentemperaturen gemessen. Die Lage der Temperaturmessstellen (Bild 14.4 und Bild 14.5) wurden in Anlehnung an die Berechnung in Kapitel 9.5 festgelegt.

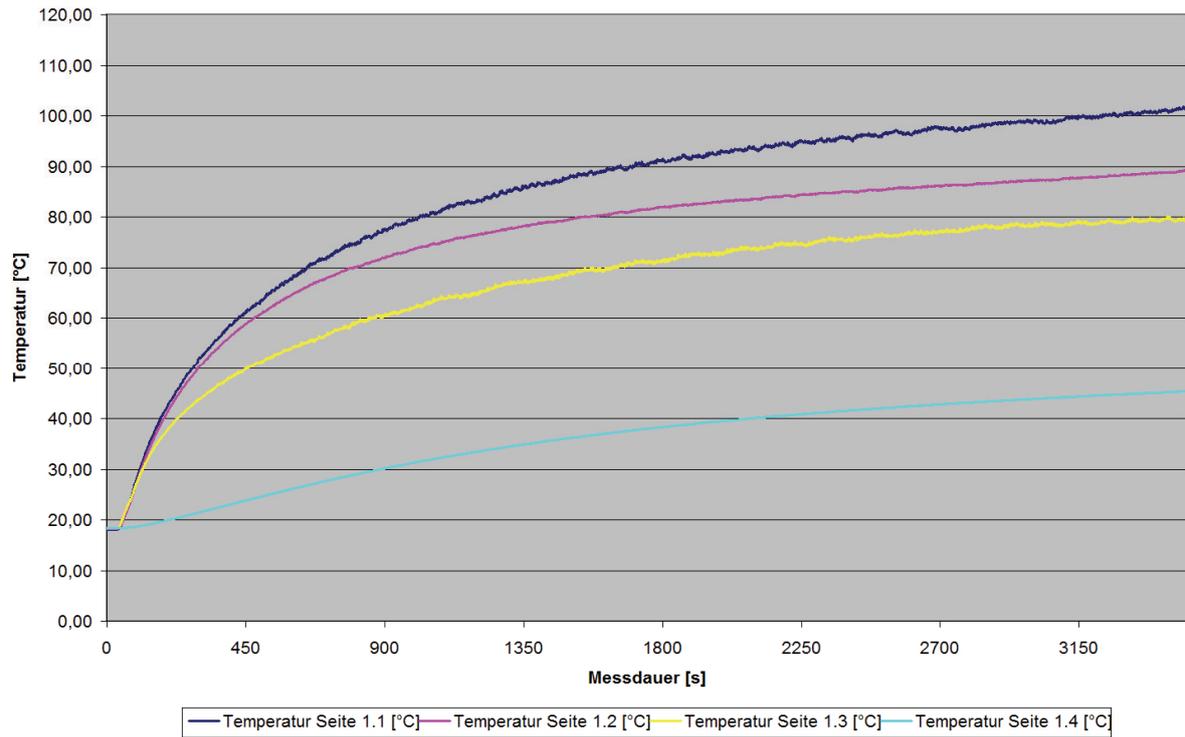


**Bild 14.4:** Temperaturmessstellen Variante A

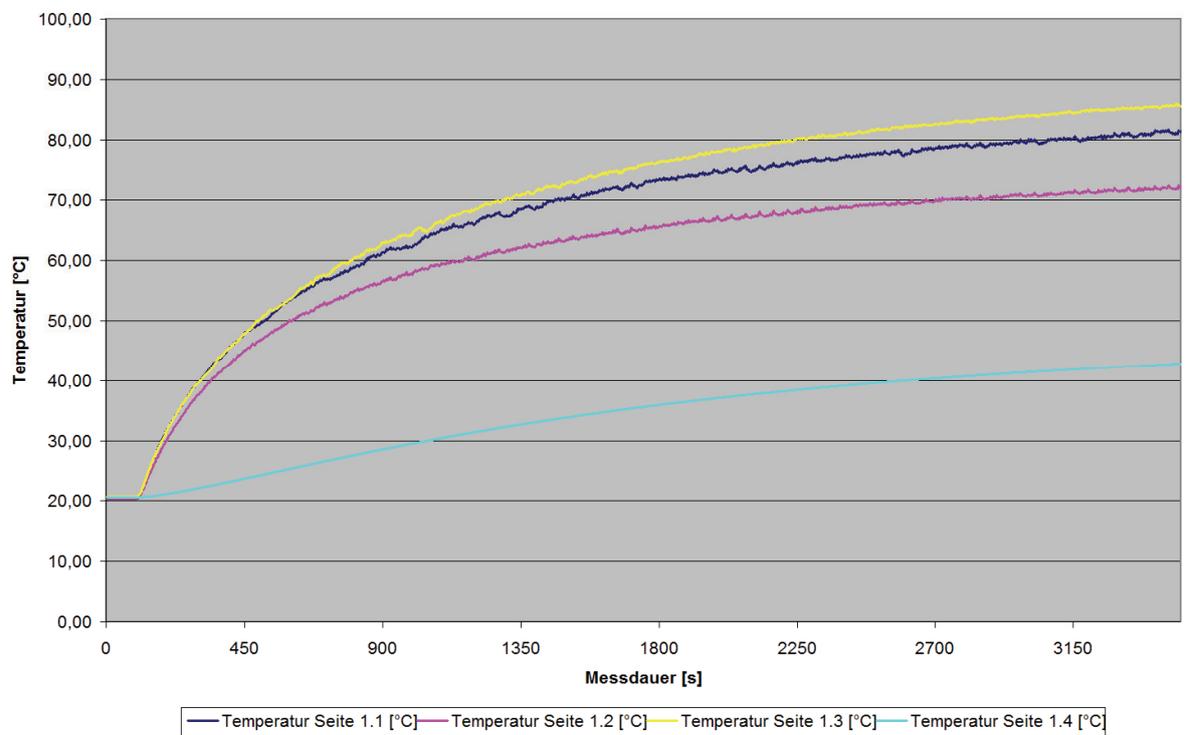


**Bild 14.5:** Temperaturmessstellen Variante B

In Bild 14.6 ist der Temperaturverlauf für ein stark überlastetes Rad dargestellt. Im Vergleich zu Bild 14.7 ist ein deutlich steileres Ansteigen der Messkurven zu erkennen. Nach einer Stunde ist das Rad mit einem Heat-built-up ausgefallen.

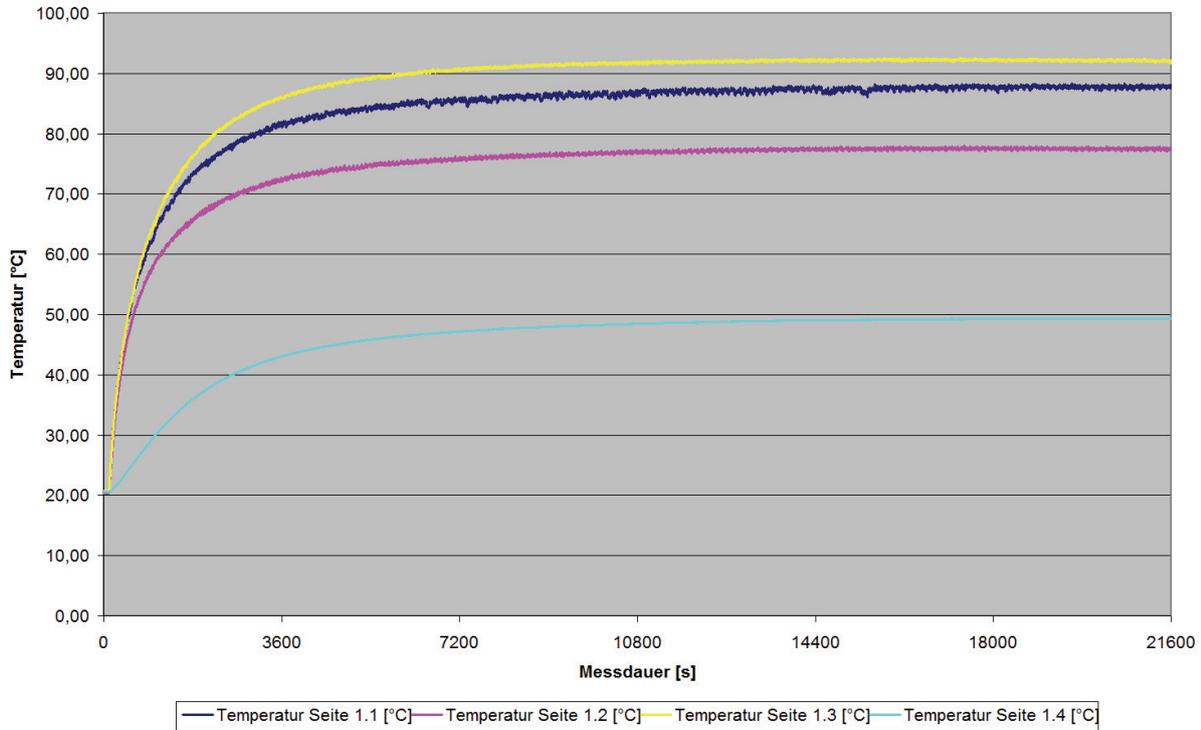


**Bild 14.6:** Temperaturverlauf bei überlastetem Rad



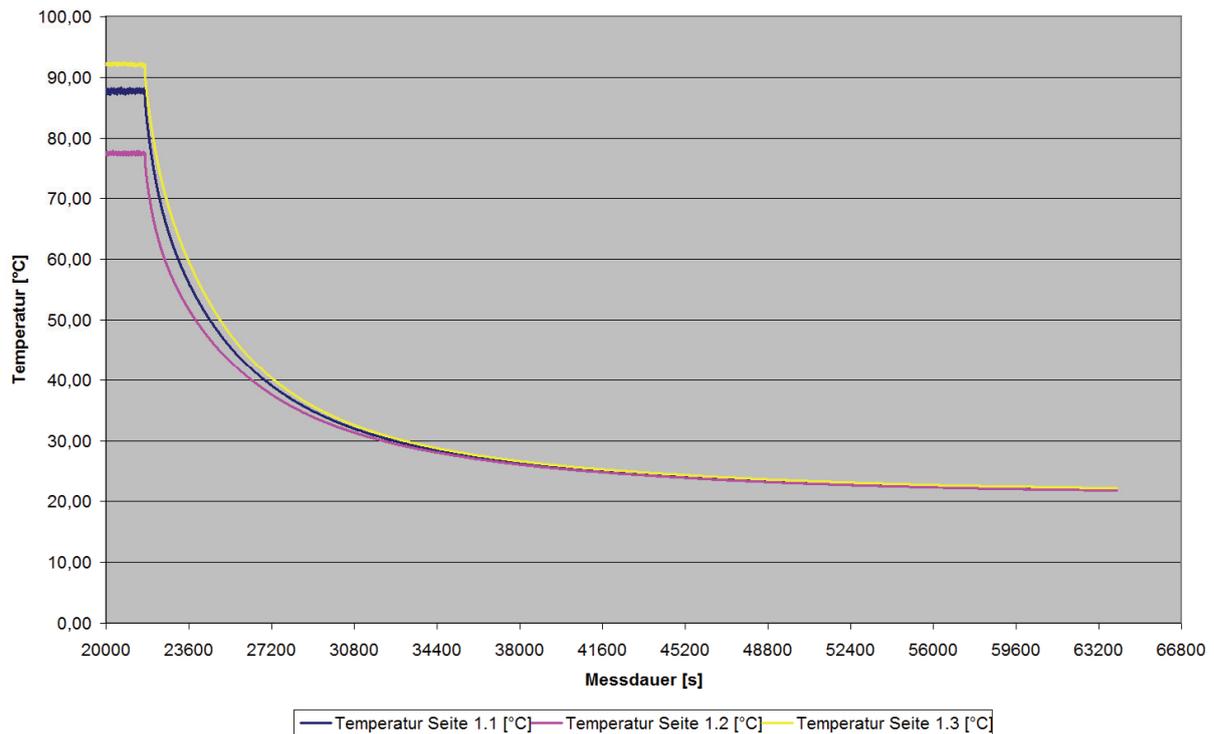
**Bild 14.7:** Temperaturverlauf bei normaler Belastung

In Bild 14.8 sind die Temperaturwerte für einen Prüflauf über 6 Stunden Prüfdauer dargestellt. Deutlich zu erkennen ist, dass alle Temperaturen ihren Beharrungsbereich erreicht haben.



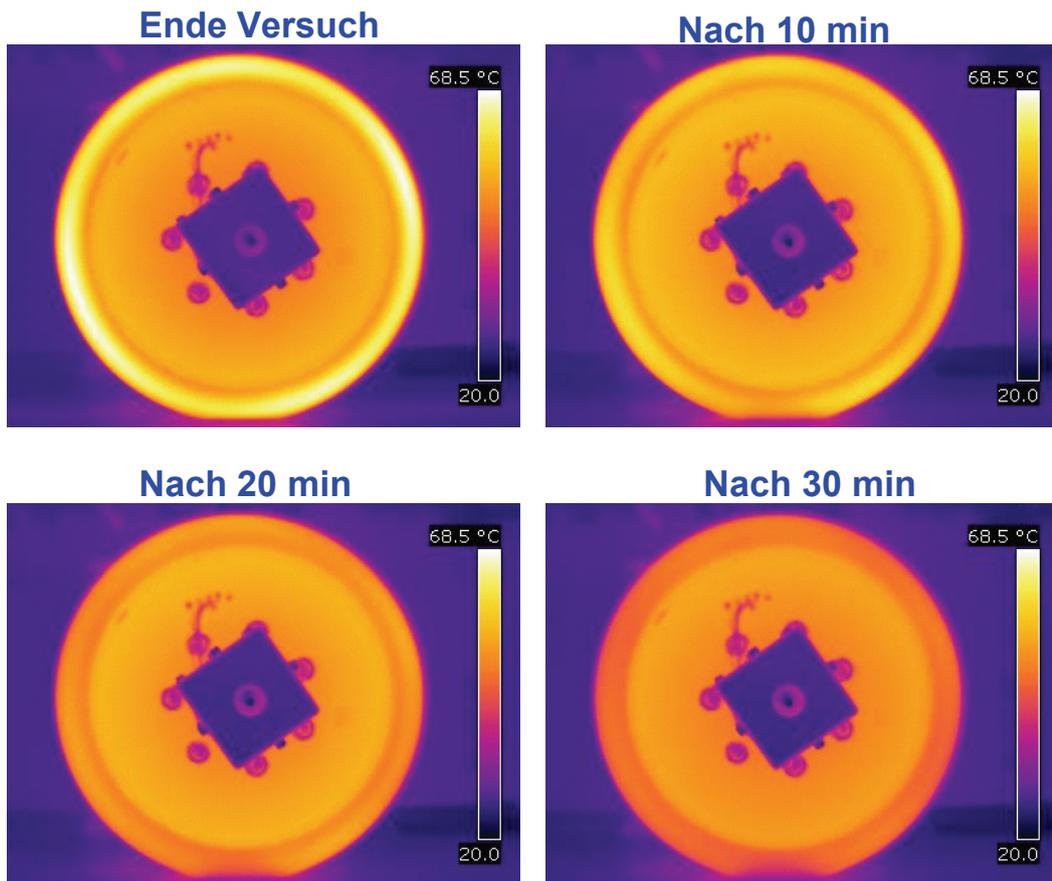
**Bild 14.8:** Temperaturverlauf bei normaler Belastung

Bei allen Prüfläufen wurden die Abkühlkurven mit aufgezeichnet, siehe Bild 14.9. Die Temperaturen an den vier Messstellen werden nach Versuchende bis zum Erreichen der Raumtemperatur aufgezeichnet.



**Bild 14.9:** Verlauf der Abkühlkurven

Zum Vergleich mit den gemessenen Temperaturen im Rad wurde der Abkühlvorgang des Rades auch mit einer Wärmebildkamera aufgezeichnet, siehe Bild 14.10. Hierzu wurden nach Versucheende von dem (auf dem Boden) stehenden Rad in konstanten Abständen Bilder aufgezeichnet. Zu beachten ist, dass sich aufgrund der unterschiedlichen Farben der Materialien und unterschiedlichen Abstrahlwinkeln prinzipbedingt Messungenauigkeiten ergeben. Deshalb ist ein Vergleich unterschiedlicher Räder hiermit nur bedingt möglich. Die Methode eignet sich aber gut um die Temperaturänderung der einzelnen Elemente zu betrachten. Deutlich zu erkennen ist, wie sich die Bandage im Bereich des Fahrbahnkontakts schneller abkühlt.



**Bild 14.10:** Wärmebild Abkühlvorgang Rad

Neben den Temperaturen und der Prüflast wurden auch zu den jeweiligen Versuchen die Einfederung des Rades sowie die Kräfte welche sich durch den Rollwiderstand ergeben gemessen.

### 14.1 InnoRäder

Im Rahmen des Projektes wurde ein neues Material für den Radwerkstoff entwickelt, siehe Kapitel 10.1. Um dieses Material auf dem Prüfstand zu untersuchen wurden von den Radherstellern Wicke und Räder-Vogel jeweils Prüflinge („InnoRäder“) gefertigt. Ein Auszug der Prüfläufe ist in Tabelle 14.1 dargestellt.

Rad-Typ	Rad-nummer	Temperatur- Sensor					Zustand nach Lauf	Gesamtprüf-dauer	letzter Prüflauf		
		Vari-ante	1	2	3	4			[h]	v [m/s]	Last [kN]
1	R0028	B	-	-	-	48	Heat Built Up	7	0,5	4,4	30
1	R0031	A	-	64	-	50	keine Besonderheiten	7	0,5	4,4	30
2	R0040	A	~77	59	87,2	45	keine Besonderheiten	10	5	2,78	25
4	R0027	B	82	75	82,4	46	keine Besonderheiten	4,8	4,8	2,78	25
5	R0030	B	~90	73	~85	48	keine Besonderheiten	4,8	4,8	2,78	25
X	R0025	B	97	84	100	47	keine Besonderheiten	10	4,3	2,78	25
X	R0026	A	79	62	85,3	48	keine Besonderheiten	10	4,3	2,78	25

**Tabelle 14.1:** Auszug aus den durchgeführten Prüfläufen

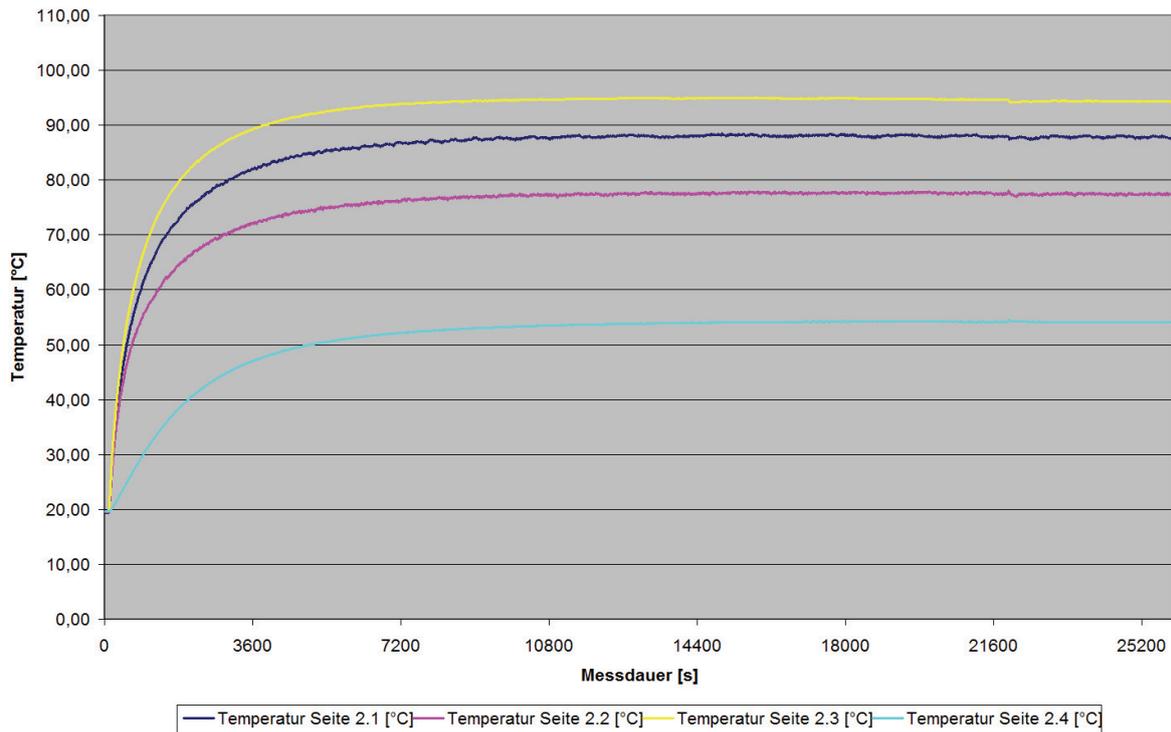
## 14.2 Veränderte Felgengeometrie

Basierend auf den Berechnungen in Kapitel 9.5.2 wurden Räder mit einer veränderten Felgengeometrie konzipiert und als Prüflinge hergestellt. Bei diesem Rad wurde die Krafteinleitungsstelle optimiert und die Felge konstruktiv angepasst. Mit diesem Rad wurden ebenfalls Versuche mit normaler Belastung zur Ermittlung von Beharrungstemperaturen durchgeführt und mit den bisherigen Rädern verglichen.



**Bild 14.11:** Rad mit veränderter Felgenreometrie

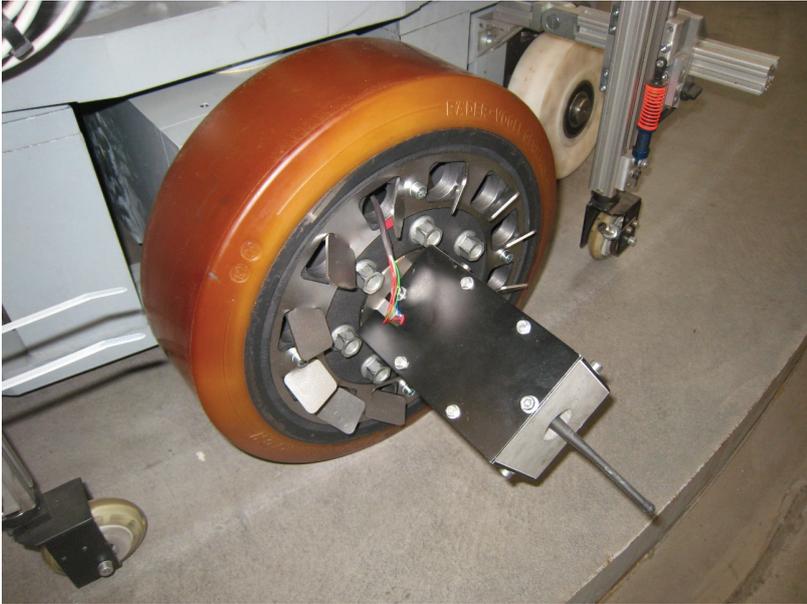
Die Messungen der Temperaturen ergaben wie zu erwarten einen anderen Verlauf der Kurven. Aufgrund des verwendeten Werkstoffs (C45) und der unterschiedlichen Position des Felgensensors müssen die Messergebnisse jedoch vorsichtig interpretiert werden. Die veränderte Felgenreometrie führt zu einer leichten Verschiebung der Temperaturen. Da im Rahmen des Projektes nur eine geringe Anzahl an Prüflingen vorhanden war, ist jedoch eine gesicherte Aussage bei der die Streuung der Messwerte berücksichtigt werden kann nicht möglich.



**Bild 14.12:** Verlauf der Temperaturen bei veränderter Felgengeometrie

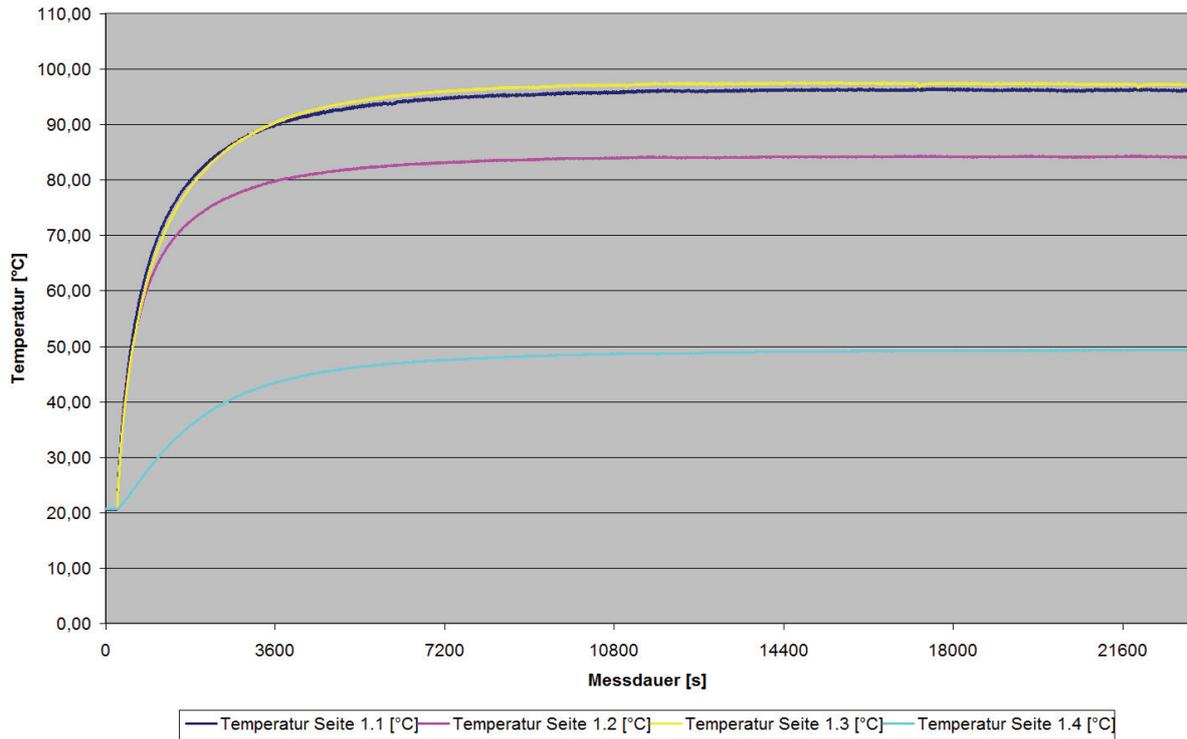
### 14.3 Lüfterräder

Um die Auswirkungen einer kühlenden Felge zu untersuchen wurden spezielle Räder mit Luftleitblechen (Lüfterräder) entwickelt. Die Felgenscheiben besitzen am Umfang verteilt 12 große Bohrungen zum Luftdurchlass. An die Felgenscheiben wurden anschließend Luftleitbleche mit unterschiedlichen Anstellwinkeln angeschraubt und die Auswirkungen auf die Beharrungstemperatur untersucht, siehe Bild 14.13. Die Ergebnisse der Test sind beispielhaft in Bild 14.14 bis Bild 14.17 dargestellt.

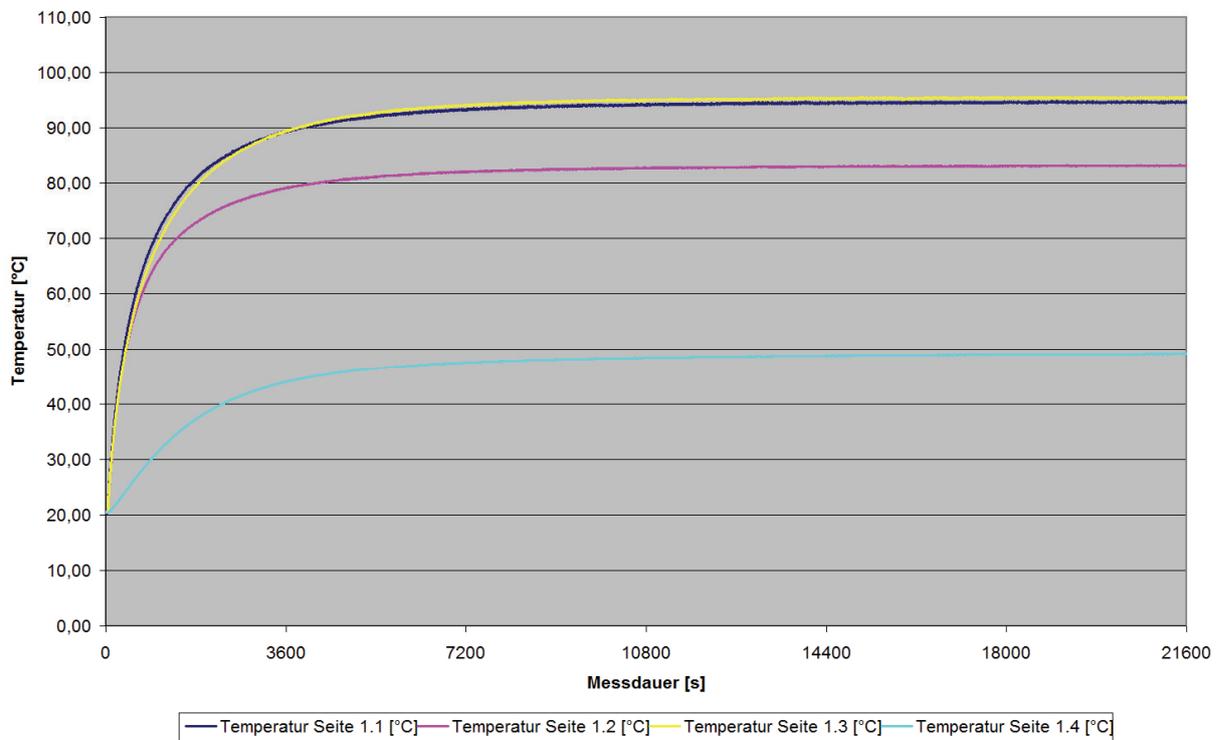


**Bild 14.13:** Lüfterräder montiert auf Prüfstand

In Bild 14.14 sind die Temperaturwerte für einen Prüflauf mit Luftleitblechen mit kleinen Anstellwinkeln dargestellt. Die Raumtemperatur beträgt  $20,5^{\circ}\text{C}$ . Zum Vergleich ist in Bild 14.15 eine Vergleichsfahrt ohne Lüfterblech dargestellt. Die Raumtemperatur bei der Fahrt ohne Lüfterblech beträgt  $20,3^{\circ}\text{C}$ . Vergleicht man nun die Temperaturen, so stellt man fest, dass in Bild 14.15 die Temperaturen entweder niedriger oder gleich hoch sind. Die Temperatur mit Lüfterblech ist also höher als ohne Lüfterblech. Dieser Effekt lässt sich damit erklären, dass die Lüfterbleche weniger Luft durchlassen als bei den Bohrungen (ohne Lüfterblech) durch die Dreh- und Fahrbewegung durchströmen würde. Der Anstellwinkel der Lüfterbleche ist somit zu klein um bei der untersuchten Geschwindigkeit einen Kühleffekt zu erzielen.

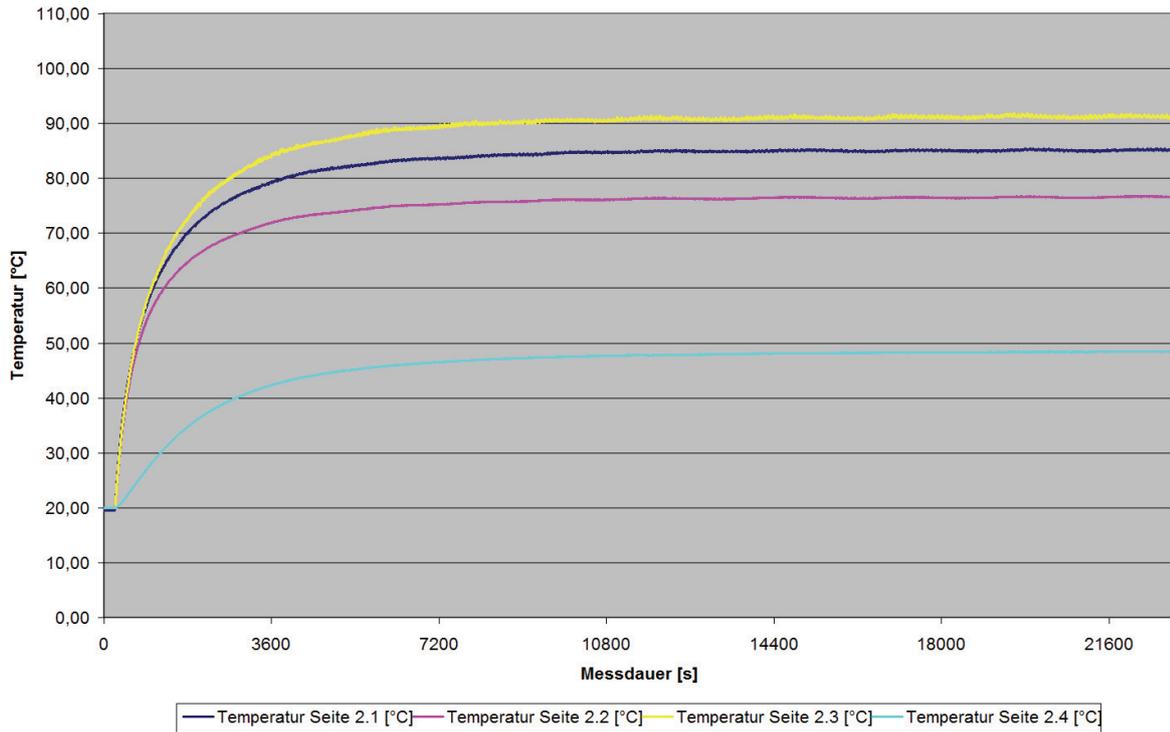


**Bild 14.14:** Temperaturverlauf mit Lüfterblech mit kleinem Anstellwinkel

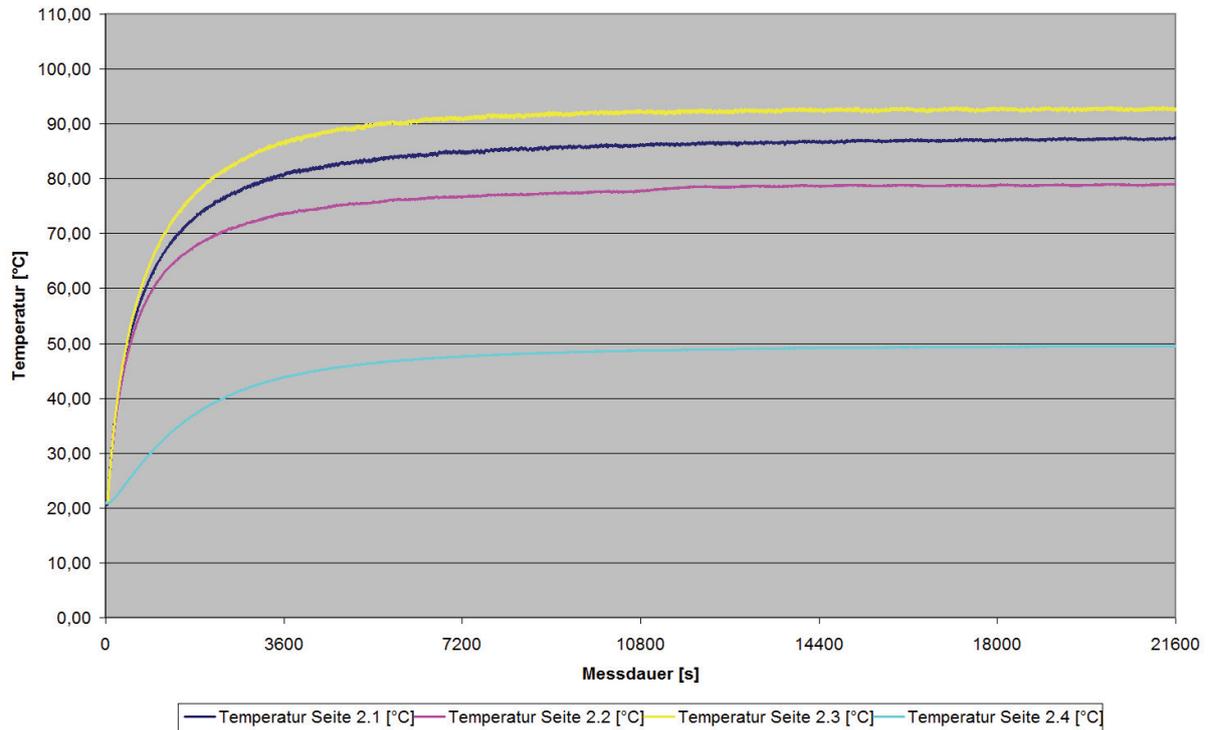


**Bild 14.15:** Temperaturverlauf ohne Lüfterblech

In einer weiteren Versuchsreihe wurden Lüfterbleche mit einem größeren Anstellwinkel untersucht. In Bild 14.16 ist der Temperaturverlauf mit Lüfterblech und in Bild 14.17 der Temperaturverlauf ohne Lüfterblech dargestellt. Die Raumtemperatur in Bild 14.16 beträgt 19,5°C und in Bild 14.17 20,6°C. Die Felgentemperatur ist in Bild 14.16 ca. 1°C niedriger als in Bild 14.17, dies entspricht dem Unterschied der Raumtemperatur. Die Bandagentemperaturen weisen jedoch einen Unterschied von 2°C auf, so dass hier von einem zusätzlichen Kühleffekt der Lüfterbleche ausgegangen werden kann.



**Bild 14.16:** Temperaturverlauf mit Lüfterblech mit großem Anstellwinkel



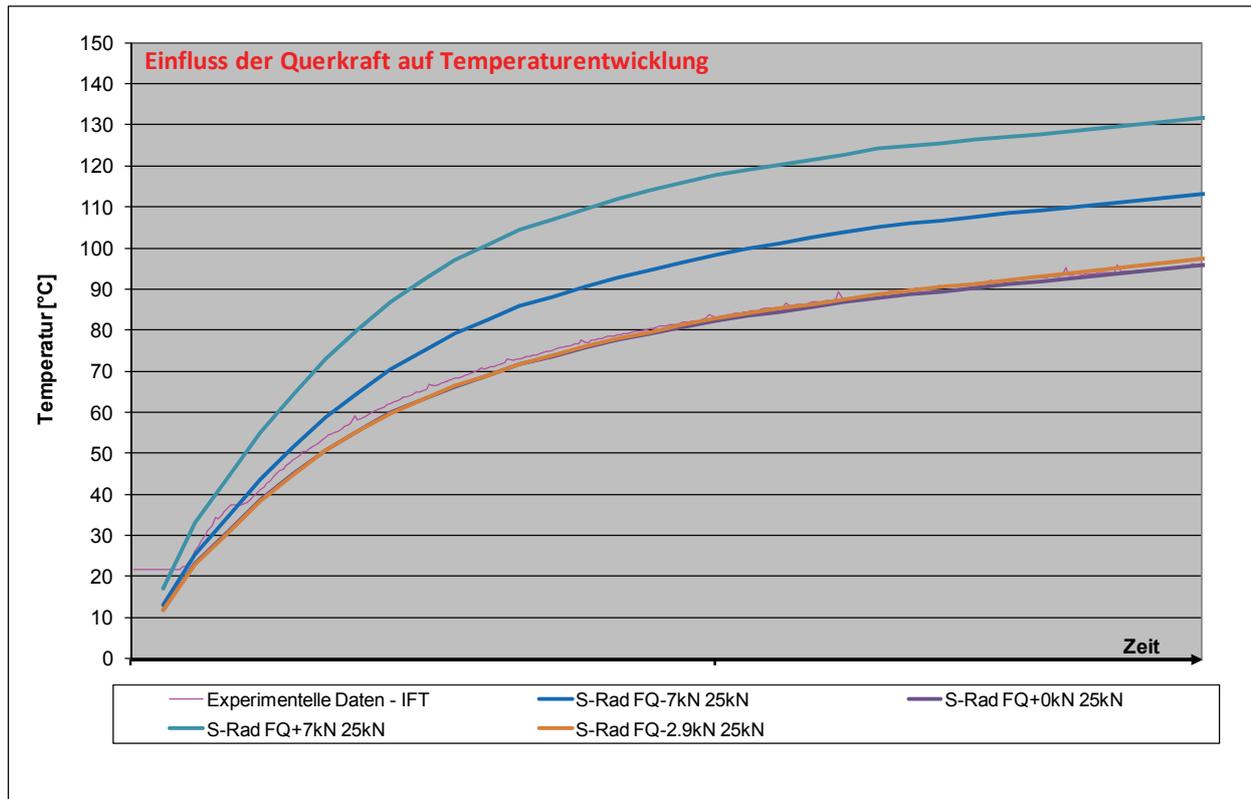
**Bild 14.17:** Vergleichsfahrt ohne Lüfterblech

Abschließend lässt sich sagen, dass mit den vorgestellten Lüfterrädern eine Reduzierung der Bandagen- und Felgentemperatur möglich ist. Allerdings sind die Räder beim Einsatz in FFZ häufig eingehaust so dass eine Luftzuführung meist erschwert ist.

#### 14.4 Test unterschiedlicher Temperstufen

Beim Herstellungsprozess der Räder folgt dem Gießprozess ein spezielles Nachbehandlungsverfahren. Dabei werden die Räder bei unterschiedlichen Temperaturen und Luftfeuchtigkeiten für einen bestimmten Zeitraum gelagert. Dieser Prozess wird als Temperungsprozess bezeichnet. Um neben den konstruktiven Optimierungen auch den Herstellungsprozess in mögliche Optimierungen mit einzubeziehen wurden Räder bei unterschiedlichen Temperaturen nachgetempert. Das Ergebnis dieser Prüfläufe ist, dass eine Nachbehandlung mit einer höheren Temperatur zu geänderten Beharrungstemperaturen führt.

## 14.5 Abgleich Simulationsmodell - Prüfstandsversuche



**Bild 14.18:** Temperaturverlauf bei unterschiedlicher Querkraftbeanspruchung

Die Richtung der Querkraft (von Felgennabe Richtung Zentrum oder von Zentrum Richtung Felgennabe) beeinflusst deutlich Ort und Höhe der höchsten Beanspruchungen. Die Amplitude der Querkraft beeinflusst deutlich die Lage und Ausdehnung der hoch beanspruchten Zonen. Je weiter man sich der Rutschgrenze nähert, desto mehr werden die hoch beanspruchten Zonen in den Randbereich und verstärkt in den Latschflächenbereich der Räder verlagert. Die thermischen Quellen wurden auf der Basis der mechanischen Beanspruchungen berechnet. Die Höhe der Querkräfte greift damit direkt in das Temperaturentwicklungsniveau über die Erhöhung der Wärmequellen ein. Letztendlich wurde ein Vergleich der am IFT gemessenen Temperaturen mit den durch verschiedene Querkräfte erzeugten Wärmequellen und den daraus resultierenden Temperaturverläufen vorgenommen.

## 15 Zusammenfassung

Im Bereich der wissenschaftlich durchgeführten Forschungsprojekte auf dem Gebiet der Räder und Rollen von Indoor-Flurförderzeugen gab es wenige Veröffentlichungen, welche „nur“ den Istzustand hinsichtlich Werkstoffspannungsverteilung, etc. beschreiben. Der Hauptteil dieser wenigen Untersuchungen stammt von Prof. Severin (TU Berlin) und wurde Ende der 90er Jahre des letzten Jahrhunderts durchgeführt. Hierbei ging es im Wesentlichen um die messtechnische Ermittlung der Spannungsverhältnisse in der Kontaktzone Rad/Boden. Die Grenzen des Standes der Wissenschaft werden durch folgendes Zitat von /Sev98/ deutlich: „[...] Aber auch die so gewonnenen Erkenntnisse müssen kritisch betrachtet werden, denn sie stützen sich auf bestimmte Werkstoffgesetze, die ihrerseits bereits fehlerhaft sein können, weil ausreichend genaue Werkstoffkennwerte von den Werkstoffherstellern nicht zur Verfügung gestellt werden. Besonders schwierig ist es daher, die Temperaturverteilung im Radkörper unter einem bestimmten Belastungszustand zu berechnen.“

Nach Ende des Verbundprojektes weist der wissenschaftliche Stand erhebliche Fortschritte auf. Beim Projektpartner Lehrstuhl für Maschinenelemente und Technische Logistik der Helmut-Schmidt-Universität Hamburg und beim Projektpartner Bayer MaterialScience AG wurden umfangreiche Versuche zur Ermittlung der Werkstoffkennwerte durchgeführt. Mit Hilfe dieser Kennwerte und eines einzigartigen, umfangreichen Simulationsprogramms des Lehrstuhls für Maschinenelemente und Technische Logistik können theoretische Aussagen zu den Belastungen im gesamten Bandagenquerschnitt bei unterschiedlichen Beanspruchungen und den resultierenden Temperaturen in der Bandage gemacht werden.

Auch die zur Anwendung kommende Versuchstechnik hat sich erheblich verbessert. Bisher wurden bei dem Werkstoffhersteller Bayer MaterialScience AG und den Räderherstellern im Wesentlichen zerstörende Versuche durchgeführt, wobei die Laufdauer der Räder bis zur Zerstörung das entscheidende Kriterium war.

Mit dem beim Verbundpartner Institut für Fördertechnik und Logistik im Rahmen des Projektes entwickelten, neuartigen Kreisaktuator-Prüfstand wurde eine Testeinrichtung realisiert, mit der die zu untersuchenden Räder nicht nur bis zur Zerstörung belastet werden können, sondern gleichzeitig die am Rad wirkenden äußeren Kräfte und die Temperaturen an einigen Punkten im Inneren der Bandage des laufenden Rades ermittelt werden können. Die Versuchsergebnisse am Prüfstand dienen weiterhin zur Verifizierung des Simulationsprogramms.

Die Verwertung der Projektergebnisse wird bei weiteren Entwicklungen im Bereich Rad/Rolle in Zusammenarbeit der Flurförderzeughersteller mit den Räderherstellern

unter Nutzung der Simulations- und Testmöglichkeiten an den Hochschulen durchgeführt.

Zum Projektabschluss sind jedoch keine Demonstratoren verfügbar, die die ursprünglich als Projektziel formulierten Anforderungen vollständig erfüllen können und nur noch in ein marktfähiges Serienprodukt umgewandelt werden müssen.

Erweitertes Know how und sehr gute „Werkzeuge“ für weitere Entwicklungen im Bereich des Basiselements Rad/Rolle wurden jedoch erreicht!

Die gewählte Zusammensetzung des Forschungskonsortiums stellt eine sehr gute Basis zum Erreichen des Projektzieles dar. Jedoch konnte das ursprüngliche Ziel auch in der zweiten Verlängerung bis Mitte 2010 nicht erreicht werden. Dies hat aus Sicht der Verbundpartner folgende Gründe:

- sehr große Komplexität des Werkstoffverhaltens des Bandagenmaterials,
- äußerst aufwändige Programmierung und sehr hoher Rechenzeitbedarf der Simulationen,
- komplexe Messtechnik zur Erfassung der Vorgänge in der Bandage beim Durchlaufen der Kontaktzone sowie
- Langwierigkeit realitätsnaher, statistisch belastbarer, Versuche.

Am Ende des Projektes sind einerseits Simulationswerkzeuge vorhanden, um die Belastung der Bandagen im Betrieb nachbilden zu können. Andererseits steht ein Kreisaktuator-Prüfstand zur Verfügung, der in seinen Möglichkeiten, auch Messwerte zu den äußeren Kräften am Rad bereitzustellen, weit über die bestehenden Prüfstände hinausgeht.

Ausblick:

Die vorliegenden Projektergebnisse stellen eine gute Basis für weitere Untersuchungen dar. Im Bereich der Prüfstandstände sind noch folgende Aktivitäten erforderlich:

- Ergänzung des Prüfstands zur Prüfung kleinerer Antriebsräder (z.B. 250 mm Durchmesser) und zur Prüfung von Lastrollen.
- Einsatz des Kontaktflächenprüfstands zur Ermittlung der Kräfte an Oberflächen-Bandagenelementen in der Kontaktzone.
- Fortführung der Erfassung der Relativbewegung von inneren Bandagenelementen auf Basis des „Walkometer-Ansatzes“

Auf Basis der Ergebnisse der Simulationen und der Prüfstandsversuche sind weitere, verbesserte Radgeometrien zu entwickeln und zu testen.

Bei erfolgreichen Prüfstandsversuchen erfolgt dann der Einsatz der optimierten Räder im Feldtest. Hierbei ist zu beachten, dass diese Feldtests sehr langwierig sind.

## 16 Literatur

/Aba07/	Abaqus Theory Manual v 6.7
/Adams04/	ADAMS- help/ Solver (C++)/Impact, MSC.Software Corporation, Santa Ana, Kalifornien, 2004
/Bac02/	Bacher, J.: Clusteranalyse – Anwendungsorientierte Einführung 2. ergänzte Auflage München: R. Oldenbourg Verlag München Wien, 2002
/Bayer05a/	Business Development – Elastomere Bayer MaterialScience AG, D-51368 Leverkusen (Hrsg.) Vulkollan Eigenschaften , Datei-Nr.: PU22002-0504 de, Ausgabe 2005-04-28
/Bayer06a/	Massives Vulkollan - Auszug aus Produktübersicht von Bayer Material Science [online], entnommen am [23.10.2006], erhältlich im Internet unter <a href="http://www.pu.bayer.de/db/pu/pu_cms_internet.nsf/id/mass_vulkollan_de">http://www.pu.bayer.de/db/pu/pu_cms_internet.nsf/id/mass_vulkollan_de</a>
/Bet01/	Betten, J.: Kontinuumsmechanik, elastisches und inelastisches Verhalten isotroper und anisotroper Stoffe, 2. Auflage Springer Verlag, 2001
/Böh98/	Böhm, F.; Knothe, K. (Hrsg.): Hochfrequenter Rollkontakt der Fahrzeugräder : Ergebnisse aus dem gleichnamigen Sonderforschungsbereich an der TU Berlin. Deutsche Forschungsgemeinschaft, Wiley-VCH, 1998.
/DINEN12526 /	DIN EN 12526: Räder und Rollen : Vokabular, empfohlene Formelzeichen und mehrsprachiges Wörterbuch. Berlin : Beuth Verlag, 1999
/DINEN12527 _99/	DIN EN 12527: Räder und Rollen : Prüfverfahren und –geräte. Berlin : Beuth Verlag, 1999
/DINEN12533 _99/	DIN EN 12533: Räder und Rollen: Schwerlastrollen für eine Geschwindigkeit über 1,1m/s (4km/h) und bis zu 4,4m/s (16km/h). Berlin : Beuth Verlag, 1999
/Gör07/	Görke, U.-J.; Bucher, A., Kreißig, R.: zur Numerik der inversen Aufgabe für gemischte (u/p) Formulierungen am Beispiel der nahezu inkompressiblen Elastizität bei großen Verzerrungen, Chemnitz Scientific Computings Preprints CSC/07-07, 2007
/Ham97/	Hammele, W.: Ermittlung der elastischen und viskoelastischen Kennwerte von Polymerwerkstoffen durch Rollkontaktversuche. VDI Fortschritt-Bericht, Reihe 5, Nr. 492, VDI-Verlag; Düsseldorf 1997
/Hau05/	Haupt, P.: Materialtheorie am Beispiel eines Elastomerswerkstoffs, LS-DYNA© Anwenderforum Keynote-Vortrag, Bamberg, 2005
/Joh87/	Johnson, K.L.: Contact Mechanics, Cambridge University Press, 1987
/Kno89/	Knothe, K.; Wang, G.: Zur Theorie der Rollreibung zylindrischer Kunststofflaufräder; Konstruktion 41; 1989, S. 193-200
/Küh90/	Kühlken, B.: Mechanisches und thermisches Verhalten von Kunststoffrollen in Abhängigkeit der Normalkraft und Rollgeschwindigkeit -Fortschritt-Berichte VDI Reihe 1 Nr. 190; VDI Verlag Düsseldorf 1990
/Liu02/	Liu, X.: Die Beanspruchung in Radkörpern aus viskoelastischen Werkstoffen unter Berücksichtigung der Eigenerwärmung, Fortschritt-Berichte VDI Reihe 1 Nr. 353; VDI Verlag Düsseldorf 2002

/Luf01/	Betriebsanleitung Luftkonditioniergerät
/Lüt84/	Lütkebohle, H.: Roll- und Wälzreibung zylindrischer Räder aus thermoplastischen Kunststoffen. Dissertation TU-Berlin 1984
/Meh02/	Mehlan, V.: Experimentelle Verschleißuntersuchungen von angetriebenen Polyurethanrädern unter Einwirkung von Zwischenstoffen. Dissertation Universität Dortmund 2002
/Möh93/	Möhler, P.: Lokale Kraft- und Bewegungsgrößen in der Berührungsfläche zwischen Kunststoffrad und Stahlfahrbahn. VDI Fortschritt-Bericht, Reihe 1, Nr. 228, VDI-Verlag; Düsseldorf 1993
/Pla02/	Plate, P.; Stingl, T.: Das Gesamtsystem im Auge behalten; Fördern und Heben 52; 2002, Teil 1 S. 212 -215 Teil 2 S. 289 -290
/Qia97/	Qiao, L.: Beanspruchung und Wärmeentwicklung in rollenden Rädern aus viskoelastischen Werkstoffen. VDI Fortschritt-Bericht, Reihe 1, Nr. 289, VDI-Verlag; Düsseldorf 1997
/Rau99/	Rauscher, T.: Modellierung des reibungsbehafteten Rollkontakts elastoplastischer metallischer Festkörper; Dissertation Universität Dortmund 1999
/Sch01/	Betriebsanleitung servohydraulische Belastungseinheit der Firma Carl Schenk AG
/Sev85/	Severin, D.; Lütkebohle, H.: Rollreibung zylindrischer Laufräder aus Kunststoff; Konstruktion 37; 1985, S. 177 -184
/Sev86/	Severin, D.; Lütkebohle, H.: Wälzreibung zylindrischer Räder aus Kunststoff; Konstruktion 38; 1986, S. 173-179
/Sev89/	Severin, D.: Betriebsfestigkeitsuntersuchungen an thermoplastischen Kunststoffrollen bis 125mm Durchmesser. Institut für Fördertechnik und Getriebetechnik TU Berlin: Forschungsbericht, 1989
/Sev91/	Severin, D.; Kühlken, B.: Tragfähigkeit von Kunststoffrädern unter Berücksichtigung der Eigenerwärmung, Teil 1 und 2; Konstruktion 43; 1991, Teil 1 S. 65 - 71, Teil 2 S. 153 - 160
/Sev98/	Severin, D.: Die Besonderheiten von Rädern aus Polymerwerkstoffen, Tagungsband 2. Hamburger Staplertagung, Hamburg 1998
/Sev99a/	Severin, D.; Liu, X.; Tromp, S.: Das Kunststoffrad als Antriebselement in Fördersystemen, Tagungsband 7. Kranfachtagung Magdeburg 1999 Krause, F.; Palis, F.; Ziems, D.(Hrsg.): Kranautomatisierung – Einfluß auf Antriebe, Komponenten und Einsatzgebiete.
/Sev02/	Severin, D.; Liu, X.: Das System von Rad und Schiene in der Fördertechnik 2002 dhf intralogistik S. 63 -66
/Tro00/	Tromp, S.: Experimentelle Untersuchungen zur mechanischen und thermischen Beanspruchung rollender Kunststoffräder, Fortschritt-Berichte VDI Reihe 5 Nr. 601; VDI Verlag Düsseldorf 2000
/Val01/	Valenta, L.; Molnár, L.: Vergleich des Neo-Hooke'schen und des Mooney-Rivlin'schen Materialmodells in der FEM-Berechnung, Periodica Polytechnica SER. Mech. Eng. Vol 45 No. 1, 2001
/Yeo93/	Yeoh, O.H.: Some forms of the strain energy function for rubber, Rubber Chemistry & Technology, 66, 754-771, 1993

---

/Yeo95/	Yeoh, O.H.: On the Odgen strain energy function, Rubber Chemistry & Technology, 70, 176-182, 1995
/Zwi17/	Zwick/Roell:/ Betriebsanleitung Tischprüfmaschine Z150

## 17 Anhänge

### Anhang A: Fragebogen zur Analyse der Arbeits- und Belastungsanalyse von FFZ

I. Unternehmensdaten	
Firma:	_____
Anschrift:	_____
Bearbeiter:	_____
Telefon:	_____ / _____ App.: _____
Branche:	_____
Betriebsbereich (Lager, Produktion, Montage, ...):	_____
Unternehmensgröße:	_____ Beschäftigte
Umsatz p. a.:	_____ Euro

## II. Definition der Flurförderzeuge

### 1 - Charakterisierung der FFZ:

(alle FFZ des Firmenstandortes und/oder des abgefragten Bereiches)

	Schmalgangfahrzeug. (falls vorhanden)	1.	2.
Hersteller:			
Fahrzeugtyp / Nr.:			
Anzahl der Räder:			
Anzahl der FFZ:			
Einsatzbereich:			
Anbaugeräte (falls vorhanden):	1. _____ 2. _____	1. _____ 2. _____	1. _____ 2. _____



## 7 - Ist die relative Luftfeuchtigkeit (L) konstant?

7.1 - wenn ja: rel. Luftfeuchtigkeit in %: \_\_\_\_\_

7.2 – wenn nein (Grenzwerte): Lmax: ..... %  
Lmin: ..... %

7.3 - Abhängig von Umgebungsluftfeuchtigkeit? ja | nein |

## 8 - Häufigkeit der Umgebungswechsel:

selten ab und zu sehr  
oft

--	--	--	--	--	--	--

9 - Einsatzorte pro Tag: Außen: ..... h

Innen: ..... h

Kühlhaus: ..... h



16 - Verschmutzungsgrad:

niedrig

mittel

hoch

--	--	--	--	--	--	--

17 - Art der Verschmutzung: Fette/Öle | Lösungsmittel | Wasser |

Säuren | Sand | Späne |

Fäden/Kabel | Spannbänder | Schrauben |

Steine | Sonstiges\* |

\*Namen der Stoffe: 1. \_\_\_\_\_

2. \_\_\_\_\_

3. \_\_\_\_\_

VI. Definition der Fahrstrecke

18 - Beschreibung eines typischen Arbeitsspiels (inkl. % - Anteil):

---

---

---

---

19 - Länge der Fahrstrecke pro Arbeitsspiel in m: \_\_\_\_\_ m

20 - Fahrtrichtung bei Leerfahrt:            vorwärts (in Gabelrichtung): \_\_\_\_\_ %  
   rückwärts: \_\_\_\_\_ %

21 - Fahrtrichtung mit Lastaufnahme:    vorwärts (in Gabelrichtung): \_\_\_\_\_ %  
   rückwärts: \_\_\_\_\_ %

22 - Welche Lasten mit welchem Gewicht werden typischerweise befördert?

1. \_\_\_\_\_ = \_\_\_\_\_ kg

2. \_\_\_\_\_ = \_\_\_\_\_ kg

3. \_\_\_\_\_ = \_\_\_\_\_ kg

4. \_\_\_\_\_ = \_\_\_\_\_ kg

5. \_\_\_\_\_ = \_\_\_\_\_ kg

23 - Wie oft wird pro Arbeitsspiel auf der Stelle gelenkt? \_\_\_\_\_

24 - Wie viele Kurven werden pro Arbeitsspiel gefahren? \_\_\_\_\_

25 - Kurvenradien: \_\_\_\_\_ m , \_\_\_\_\_ m , \_\_\_\_\_ m



