

Zur Kraftübertragung zwischen Kunststoffrad und Stahllaufbahn*

Teil 2: Experimentelle Untersuchungen auf einem Radprüfstand**

D. Severin und W. Hammele, Berlin

Inhalt. Im ersten Teil des Beitrags stellten die Autoren bekannte Theorien vor, die sich mit der analytischen Bestimmung der Normal- und Tangentialspannungsverteilung in der Kontaktfläche zwischen Rad und Fahrbahn sowie mit dem beim rollenden Kontakt stets auftretenden Schlupf befassen. Der zweite Teil enthält Angaben über Kraftschluß-Schlupf-Messungen an Kunststoffrädern auf einem Prüfstand, wobei ein zylindrisches Stahlgegenrad als Fahrbahn dient. Dabei werden die Einflußparameter Radwerkstoff, Rad-durchmesser, Radballigkeitsradius, Normalkraft und Rollgeschwindigkeit variiert. Aus dem Vergleich von Messung und Rechnung ergeben sich Hinweise auf notwendige Weiterentwicklungen der bestehenden Theorien.

Anwendungen. Die Wirkflächenpaarung Kunststoff-Stahl gewinnt wegen der speziellen Eigenschaften der Kunststoffe hinsichtlich Verschleiß, Korrosion, Gewicht, Geräuschenstehung, Fertigungskosten oder Dämpfung eine immer größere Bedeutung im Maschinenbau. Zur beanspruchungsgerechten Auslegung (Form, Werkstoff) muß aber der Beanspruchungszustand an der Kontaktstelle und auch integral über das Bauteil berechenbar sein, wozu der Beitrag wesentliche Grundlagen enthält. Die Autoren sprechen gleichermaßen die Konstruktionspraxis und die Forschung an, da weitere Untersuchungen notwendig erscheinen.

4 Meßverfahren

4.1 Tangentialkraftschluß

Zur Durchführung der experimentellen Untersuchungen steht ein Prüfstand zur Verfügung, in dem ein Stahlrad als Fahrbahn dient. Der mechanische Aufbau und die Funktion sind in [23] beschrieben (Bild 6). Steuerung, Meßdatenerfassung und -auswertung werden von einem Prozeßrechner durchgeführt.

Gegenstand dieser Untersuchungen ist das Kunststoffrad unter Geradeauslauf, das von einer Normalkraft F_N belastet wird. Zur Vermeidung von Schräglauf, der eine zusätzliche Axialkraft und ein Bohrmoment in der Berührungsfläche zur Folge hätte, wird das Prüfrad 1 über ein Quarz-Kraftmeßelement 3 oberhalb des Radhalters 4 genau eingestellt. Der Schräglaufwinkel „Null“ liegt vor, wenn die in beiden Lauf-richtungen gemessene Axialkraft verschwindet.

Zur Aufnahme der Kraftschluß-Schlupf-Kurven $f_t(s)$ wird die Tangentialkraft F_T in der Berührungsfläche durch eine Wirbelstrombremse 6 am Stahlgegenrad 2 stufenlos ein-

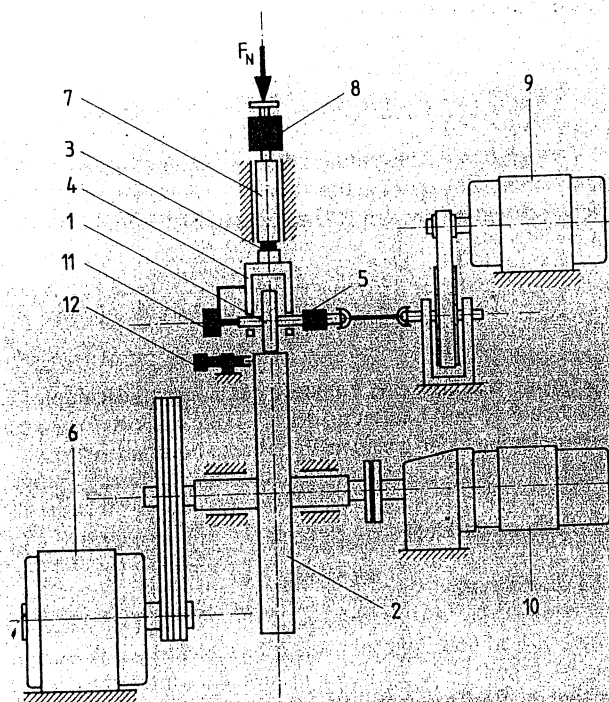


Bild 6. Funktionsprinzip des Radprüfstands; 1 Prüfrad, 2 Stahlgegenrad, 3 Drei-Komponenten-Quarz-Kraftmeßelement, 4 Prüfradhalter, 5 DMS-Drehmomenten-Meßwelle, 6 Wirbelstrombremse, 7 Führungsschlitten, 8 DMS-Kraftmeßdose, 9 Prüfradmotor, 10 Gegenradmotor mit Getriebe, 11 Drehimpulsgeber, 12 Lichtschranke

gestellt. Eine DMS-Meßwelle 5 bestimmt das Drehmoment M am Prüfrad.

In Bild 7 sind die am freigeschnittenen Prüfrad wirkenden Kräfte und Momente dargestellt. Infolge der asymmetrischen Normalspannungsverteilung in der Kontaktfläche wirkt dem Antriebsmoment M ein Moment $F_N \cdot e$ entgegen, das, geteilt durch den um die Abplattung Δr_i verminderten Radradius r_i , als Rollwiderstandskraft F_{Ri} aufgefaßt werden kann. F_{Ri} muß in getrennten Versuchen im Leerlauf mit Hilfe eines besonderen Meßverfahrens für alle Normalkraft-Rollgeschwindigkeit-Kombinationen ermittelt werden [1]. Die Verlustmomente M_v der Prüfradlager werden in Vorversuchen unter Verwendung eines speziellen Versuchsaufbaus in Abhängigkeit von Drehzahl und Normalbelastung bestimmt [23]. Während der Versuche wird das Verlustmoment M_v des Schleifringübertragers mit einem DMS-beklebten Biegebalken, die Radkörperabplattung Δr_i mit Hilfe eines induktiven Wegaufnehmers und

* Der Beitrag basiert auf den Ergebnissen eines Forschungsvorhabens, das mit finanzieller Unterstützung der Deutschen Forschungsgemeinschaft (DFG) durchgeführt wurde.

** Teil 1 erschien in Konstruktion 41 (1989) H. 4, S. 123-129

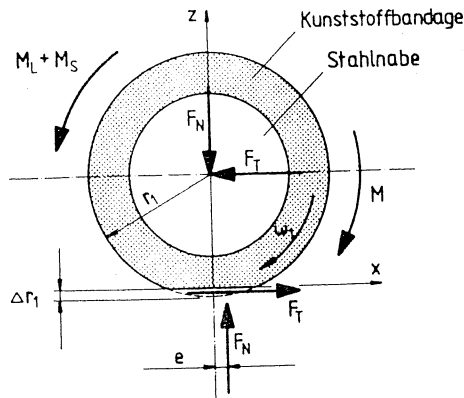


Bild 7. Kräfte und Momente am freigeschnittenen Prüfrad im stationären Bewegungszustand; ω_1 Winkelgeschwindigkeit, F_N Normalkraft, F_T Tangentialkraft, M Antriebsmoment, M_L Verlustmomente der Prüfradlager, M_S Verlustmoment des Schleifringübertragers

die Normalkraft F_N mit einem DMS-Kraftaufnehmer 8 gemessen.

Der gesuchte Tangentialkraftschluß f_t errechnet sich bei stationärem Bewegungszustand aus der Momentengleichgewichtsbedingung um den Radmittelpunkt zu

$$f_t = \frac{F_T}{F_N} = \frac{1}{F_N} \left[\frac{M}{r_1 - \Delta r_1} - \underbrace{\frac{F_N e}{r_1 - \Delta r_1}}_{F_R} - \frac{M_L + M_S}{r_1 - \Delta r_1} \right] \quad (40)$$

Die Größe von f_t ist eine Funktion des Tangentialchlupfes s_t zwischen Rad und Laufbahn, der mit Hilfe eines im folgenden beschriebenen, sehr genauen Verfahrens bestimmt wird.

4.2 Tangentialchlupf

4.2.1 Einführung

Bestehen Rad und Fahrbahn aus unterschiedlichen Werkstoffen, so arbeitet die Paarung infolge der unterschiedlichen elastischen Verformungen auch im tangentialkraftfreien Zustand unter Schlupf, wobei dieser von der Normalkraft abhängt. Dieser Schlupf wird als „Leerlaufschlupf“ s_{tl} bezeichnet. Er führt dazu, daß sich die Übersetzung i der Wälzpaarung, obwohl sie keine Tangentialkraft überträgt, mit der Radnormalbelastung ändert.

Als erster hat Bufler [6, 7] diesen Leerlaufschlupf für zwei aufeinander abrollende elastische Zylinder aus unterschiedlichen Werkstoffen analytisch bestimmt.

$$s_{tl} = 2 \frac{a_{vII}}{r_e} K_3 \cdot 1000\% \quad (41)$$

Daß die nach Gl. (41) errechneten Werte gut mit den experimentellen Ergebnissen übereinstimmen, wird später noch gezeigt. Für die weitere Betrachtung ist die Übersetzung der Radpaarung bei der Radnormalbelastung $F_N = 0$ von Bedeutung. Diese wird hier mit $i_0 = d_2/d_1$ bezeichnet. i_0 wird zur Bestimmung der Schlupfwerte unter reiner Normalbelastung (Leerlaufschlupf s_{tl}) und bei zusätzlicher Tangentialkraftübertragung (Tangentialchlupf s_t) benötigt. Die Übersetzung kann mit einer Längenmessung nicht genügend genau bestimmt werden (Restunrunden). Sie wird daher experimentell auf dem Radprüfstand, wie unter 4.2.2 beschrieben, ermittelt.

4.2.2 Experimentelle Bestimmung des Übersetzungsverhältnisses i_0 einer Radpaarung aus ungleichen Werkstoffen

Den beim stationären Bewegungszustand in einem bestimmten Zeitabschnitt vom Prüfrad zurückgelegten Drehwinkel I_1 mißt ein auf der Radwelle sitzender Drehimpulsgeber (Pos. 1 in Bild 6) mit einer Impulsrate von 4096 Impulsen pro Umdrehung. Eine Lichtschranke 12 am Gegenrad bestimmt die Meßdauer. Die Anzahl der Gegenradumdrehungen ist frei wählbar. Der Drehwinkel I_2 des Gegenrades errechnet sich als Produkt aus Impulsrate und Anzahl der Lichtschrankenimpulse. Um mit Hilfe dieser Werte und aus dem Prüfraddurchmesser d_1 sowie dem Gegenraddurchmesser d_2 den Tangentialchlupf berechnen zu können, wird die Definitionsgleichung (25) umgeformt in

$$s_t = \left(1 - \frac{d_2}{d_1} \cdot \frac{I_2}{I_1} \right) \cdot 1000\% \quad (42)$$

Das Durchmesserverhältnis $i_0 = d_2/d_1$ wird im Wälzbetrieb bestimmt [23–25]. Bei konstanter Radlast F_N wird zunächst das Prüfrad und anschließend das Gegenrad mit gleicher kleiner Rollgeschwindigkeit angetrieben. Am jeweils anderen nicht angetriebenen Rad wird ein kleines Bremsmoment aufgebracht, so daß in beiden Bewegungszuständen betragsmäßig gleiche, kleine Tangentialkräfte in der Kontaktfläche auftreten. Aus den bei gleicher Anzahl von Gegenradumdrehungen am Prüfrad gemessenen Impulsen I_{1+} und I_{1-} läßt sich durch Interpolation die Impulszahl I_{1m} errechnen.

$$I_{1m} = \frac{I_{1+} + I_{1-}}{2} \quad (43)$$

Wie Bild 8 zeigt, ist I_{1m} eine Funktion der Radnormalkraft F_N . Die Impulszahl I_{1m0} bei der Radlast $F_N = 0$ läßt sich experimentell nicht bestimmen. Sie muß daher durch Extrapolation wie in Bild 8 geschehen, ermittelt werden. Die Impulszahl

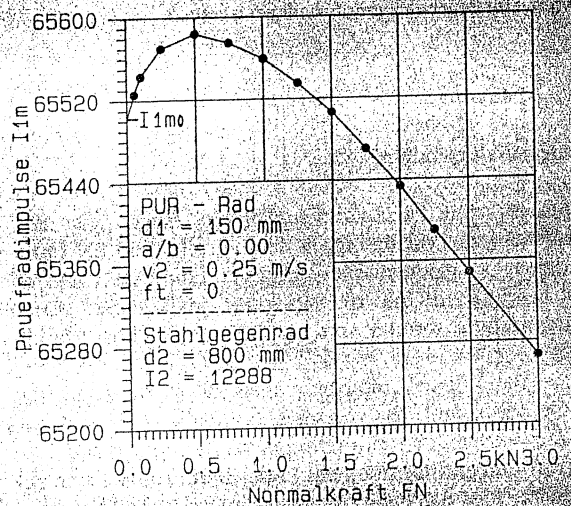


Bild 8. Gemessene Prüfradimpulse für den tangentialkraftfreien Rollzustand bei verschiedenen Normalkräften und drei Gegenradumdrehungen.

I_{1m0} entspricht dem normalkraft- und tangentialkraftfreien Betriebszustand bei schlupffreiem Wälzen, für den nun aus Gl. (42) das Durchmesserverhältnis

$$i_0 = \frac{d_2}{d_1} = \frac{I_{1m0}}{I_2} \quad (44)$$

Tabelle 3. Nach Hertz berechnete Balligkeitsradien für die verschiedenen Raddurchmesser bei den gewählten Halbachsenverhältnissen der Kontaktellipsen

Halbachsenverhältnis a/b	Hertzscher Hilfswert $\cos \tau$	Balligkeitsradius r_{12} in mm				
		$r_{11} = 50$ mm	62,5 mm	75 mm	87,5 mm	100 mm
0	1	∞	∞	∞	∞	∞
0,25	0,7846	368,22	447,84	523,27	594,82	662,80
0,40	0,5999	177,72	216,15	252,55	287,09	319,90
0,63	1/3	88,89	108,11	126,32	143,59	160,00
1,00	0	44,44	54,05	63,16	71,79	80,00

bestimmbar ist. I_2 ist das Produkt aus der Impulsrate und der Anzahl der Gegenradumdrehungen während der Bestimmung von I_{1m0} .

4.2.3 Experimentelle Bestimmung des Tangentialschlupfes

Werden die Bestimmung von i_0 und die sich anschließenden Schlupfmessungen unter Tangentialkraft bei der gleichen Anzahl von Gegenradumdrehungen durchgeführt, so ergibt sich aus den Gln. (42) und (44) die Tangentialschlupfgleichung

$$s_t = \left(1 - \frac{I_{1m0}}{I_1}\right) \cdot 1000 \text{ ‰} \quad (45)$$

Nach vorangegangener Ermittlung der Impulszahl I_{1m0} kann damit für einen eingestellten Tangentialkraftschluß f_t der zugehörige Tangentialschlupf s_t über die Impulszahl I_1 bestimmt werden.

Die Meßeinrichtung ermöglicht die Auflösung des Schlupfes bis zu einem tausendstel Promille. Reproduzierbare Meßergebnisse stellen sich erst nach einer Einlaufzeit von bis zu 15 Stunden ein, nachdem vorher Prüfrad und Gegenrad mit Aceton gereinigt wurden. Infolge der dynamischen Kontaktbeanspruchung kommt es bei Kunststoffrädern wegen des relativ großen Verlustfaktors (Werkstoffdämpfung) und der schlechten Wärmeleitfähigkeit zu einer Eigenerwärmung des rollenden Radkörpers. Da die mechanischen Eigenschaften von Kunststoffen temperatur- und frequenzabhängig sind, gelten für jeden Betriebszustand andere Materialkennwerte. Um eine größtmögliche Reproduzierbarkeit der Meßwerte zu erreichen, muß das Prüfrad vor Beginn der Messungen einen stationären Temperaturzustand erreicht haben. Ein feinfühliges Kriterium hierfür ist die Konstanz der in verschiedenen Zeitabständen unter gleichen Belastungsparametern gemessenen Schlupfwerte.

5 Versuchsräder und Radwerkstoffe

Die Prüfräder bestehen aus einer in engen Toleranzen gefertigten Stahlnabe, auf die die Kunststoffbandage geklebt oder gegossen ist (Bild 9). Alle Bandagen haben eine konstante Breite $B = 30$ mm. Die Bandagenstärke ist so gewählt, daß die Gültigkeit des Halbraummodells angenommen werden darf. Das Verhältnis von Außendurchmesser d_a zu Innendurchmesser d_i beträgt bei allen Radgrößen 1,5.

Zur Klärung des Geometrieinflusses werden Messungen an Rädern unterschiedlicher Durchmesser und Balligkeiten durchgeführt. Der Radradius r_{11} wird in den Stufen 50; 62,5; 75; 87,5 und 100 mm variiert. Durch Variation des Balligkeitsradius r_{12} wird bei konstantem Raddurchmesser die Form der

Kontaktfläche (a/b) so verändert, daß sich in dem einen Extremfall eine rechteckförmige ($a/b = 0$), im anderen eine kreisförmige Kontaktfläche ($a/b = 1$) ergibt und dazwischen ellipsenförmige Kontaktflächen entstehen. Die für vorgewählte Halbachsenverhältnisse a/b nach Hertz berechneten Balligkeitsradien r_{12} sind in Tabelle 3 für verschiedene Raddurchmesser zusammengestellt. Die Radgeometrie wird in einer Aufspannung auf einer numerisch gesteuerten Drehmaschine hergestellt. Auf dem Radprüfstand werden zwischen Prüfrädern und Gegenrad im Stillstand mit Hilfe von Kohlepapier Kontaktflächenabdrücke angefertigt. Die gemessenen Ellipsenhalbachsenverhältnisse stimmen gut mit den nach Hertz berechneten überein.

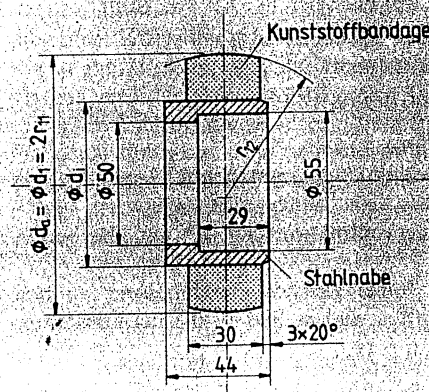


Bild 9. Form und Abmessungen der untersuchten Kunststoffräder

- Die untersuchten Bandagenwerkstoffe sind
- PA6-G (Gußpolyamid 6, Handelsname Ultramid B4K),
 - POM (Polyoxymethylen-Copolymerisat, Handelsname Hostaform C2541),
 - TPU (Thermoplastisches Polyurethan, Handelsname Elastollan 598 A),
 - PUR (Vernetztes Polyurethan, Handelsname Vulkollan 30).

Diese Werkstoffe werden in der Praxis für Räder bevorzugt verwendet. Die ersten drei sind teilkristalline Thermoplaste, der vierte ist ein gegossener, vernetzter Werkstoff. Die hartelastischen Kunststoffe PA6-G und POM sowie die weichelastischen TPU und PUR haben jeweils ähnliche Materialeigenschaften. In Tabelle 4 sind die wichtigsten Kennwerte dieser vier Kunststoffe bei Raumtemperatur nach Hersteller- und Literaturangaben zusammengestellt.

Das Gegenrad im Prüfstand ist das zylindrische Stahlrad ($r_{22} = \infty$) mit einem Durchmesser von $d_2 = 800$ mm ($r_{21} = 400$ mm) und einer Breite von 80 mm. Die geschliffene Lauffläche weist eine mittlere Rauhtiefe von $R_z = 1,5$ µm auf.

Tabelle 4. Kennwerte der Versuchswerkstoffe bei Raumtemperatur nach Hersteller- und Literaturangaben

Eigenschaft	Einheit	PA6-G	POM	TPU	PUR	Stahl
Dynamischer Elastizitätsmodul E	N/mm ²	3200	3200	250	70	210 000
Querkontraktionszahl ν		0,4	0,4	0,45	0,45	0,3
Verlustfaktor f (Dämpfung)		0,013	0,018	0,14	0,1	-
Reibungszahl gegen Stahl μ		0,31	0,33	0,7	1,2	-
Shore-Härte		82 D	80 D	98 A	93 A	-
Thermischer Längenausdehnungskoeffizient α	10 ⁻⁶ / °C	80	110	150	200	11
Zulässige Hertz'sche Pressung $p_{H,zul}$	N/mm ²	55	55	11	4,5	-
Dauergebrauchstemperatur	°C	100	100	80	80	-

6 Vergleich der gemessenen und gerechneten Kraftschluß-Schlupf-Charakteristiken

Der folgende Abschnitt stellt experimentell ermittelte Ergebnisse vor und vergleicht diese mit nach den Theorien von Carter und Fromm (ebener Formänderungszustand) sowie von Haines und Olerton errechneten Kraftschluß-Schlupf-Funktionen. Die Gegenüberstellung soll zeigen, inwieweit die für gleiche Kontaktmaterialien aufgestellten Theorien als Näherungslösung für Wälzpaarungen aus ungleichen Werkstoffen dienen können. Dabei sind der Radwerkstoff, der Rad Durchmesser, die Kontaktflächenform, die Normalkraft und die Rollgeschwindigkeit die Parameter, deren Einfluß einzeln untersucht wird. Ferner werden die gemessenen Leerlaufschlupfwerte s_{fl} mit den nach der Theorie von Busler errechneten verglichen.

6.1 Radwerkstoff

Der Radwerkstoff beeinflusst die im Abschnitt 3 vorgestellten Kraftschluß-Schlupf-Gesetze durch seine Kennwerte Elastizitätsmodul E_1 , Querkontraktionszahl ν_1 und Reibungszahl μ .

Für zylindrische Räder gleichen Durchmessers aus den vier Versuchswerkstoffen sind in Bild 10 die bei konstanter

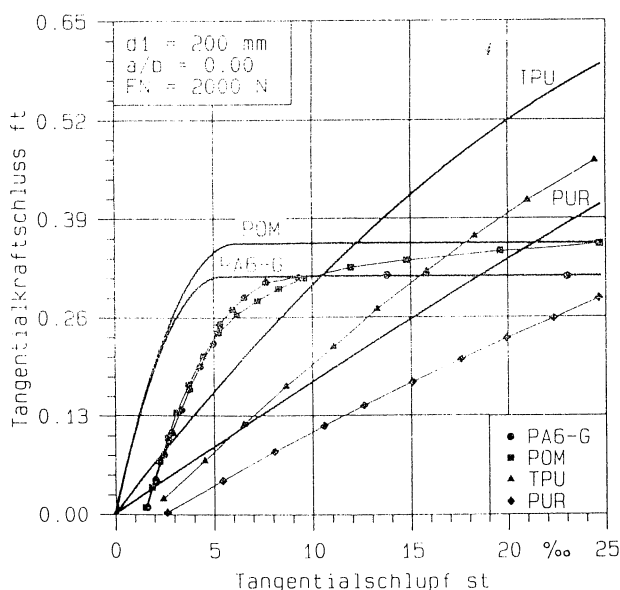


Bild 10. Bei Rollgeschwindigkeit $v_2 = 1 \text{ m/s}$ gemessener (● ■ ▲ ◆) und nach der Theorie von Carter und Fromm gerechneter (—) Tangentialkraftschluß als Funktion des Tangentialschlupfes bei Rädern aus unterschiedlichen Kunststoffen

Normalkraft und Rollgeschwindigkeit gemessenen Kraftschluß-Schlupf-Kurven den nach der Theorie von Carter und Fromm (Abschnitt 3.1) gerechneten gegenübergestellt.

Die experimentell bestimmten Kurven beginnen nicht im Ursprung, sondern bei einem werkstoffabhängigen Leerlaufschlupf, dessen Entstehung bereits unter 4.2 erläutert wurde. Die $f_t(s_1)$ -Funktionen der beiden hartelastischen Kunststoffe PA6-G und POM steigen zunächst relativ steil an und sind wegen der gleichen elastischen Konstanten im unteren Bereich nahezu deckungsgleich. Im oberen Bereich, wo die Kurven zunehmend flacher werden und dem Kraftschlußbeiwert $f_{t,max} = \mu$ zustreben, unterscheiden sich die beiden Kurven, bedingt durch die unterschiedlichen Reibungszahlen. Vollständiges Gleiten beginnt ungefähr bei einem Schlupf von 10%. Während bei PA6-G der Tangentialkraftschluß mit steigendem Schlupf nicht mehr zunimmt, steigt die Kurve für POM geringfügig an. Dies erklärt sich, wie bereits in [2] gezeigt, durch die Gleitgeschwindigkeitsabhängigkeit der Reibungszahl des POM-Werkstoffs, die in Abschnitt 6.2 noch weiter diskutiert wird.

Die nach Carter und Fromm berechneten Vergleichskurven gehen erwartungsgemäß durch den Koordinatenursprung, da die Theorie den Leerlaufschlupf nicht berücksichtigt. Die Steigung im Bereich kleiner Schlupfwerte stimmt gut mit den gemessenen Kurven überein. Die Übereinstimmung der Steigung zwischen den gerechneten und den experimentell bestimmten Kurven im oberen Bereich ist nicht mehr so gut. Den Kraftschlußbeiwert $f_{t,max}$ erreichen die gerechneten Kurven früher. Auch die Kurve für POM verläuft danach horizontal, da sie mit einer konstanten Reibungszahl $\mu = f_{t,max}$ bestimmt wird.

Daß die Steigungen der gemessenen und gerechneten Kurven im unteren Bereich besser übereinstimmen als im oberen, liegt an dem Einfluß der Reibungszahl. Dieser ist im unteren Bereich, wo das Haftgebiet in der Kontaktfläche gegenüber dem Gleitgebiet überwiegt, wesentlich geringer als im oberen Bereich. Bild 11 zeigt die mit unterschiedlichen Reibungszahlen errechneten Kraftschluß-Schlupf-Funktionen bei sonst gleichen Parametern.

Die Kurven für die weichelastischen Kunststoffe TPU und PUR in Bild 10 steigen wesentlich flacher an, wobei die gerechneten Kurven steiler verlaufen als die gemessenen. Die wahrscheinliche Ursache dafür ist der in Rechnung und Versuch unterschiedliche Elastizitätsmodul. Für die Rechnung wurde der E-Modul nach Herstellerangaben eingesetzt. Vergleichsrechnungen mit einem etwas niedrigeren E-Modul ergeben eine bessere Annäherung zwischen gerechneten und gemessenen Kurven.

Für die Praxis ist vorteilhaft, daß die weichelastischen Werkstoffe TPU und PUR große Kraftschlußbeiwerte $f_{t,max} = 0,7 \dots 1,2$ haben [2] und daß diese mit relativ großen Schlupfwerten verbunden sind, so daß das Rad bei stoßartiger Tangentialbelastung „elastisch“ reagiert.

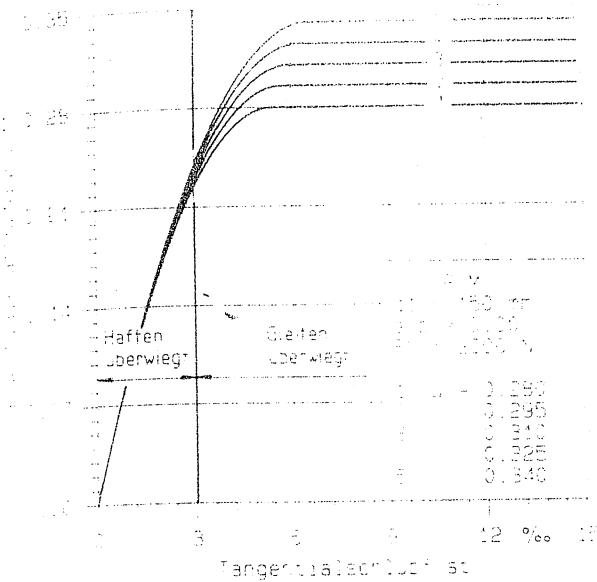


Bild 11. Nach der Theorie von Carter und Fromm gerechneter Tangentialkraftschluß als Funktion des Tangentialschlupfes bei unterschiedlichen Reibungszahlen

6.2 Rollgeschwindigkeit

Die Rollgeschwindigkeit nimmt Einfluß auf die Eigenerwärmung des Kunststoffrades und damit auf die Werkstoffkennwerte. Zu vermuten ist daher, daß sich auch die Kraftschluß-Schlupf-Funktionen mit der Rollgeschwindigkeit ändern, und zwar bei weichelastischen Kunststoffen infolge der größeren Materialdämpfung mehr als bei hartelastischen Kunststoffen. Die Meßergebnisse in Bild 12 bestätigen diese Vermutung.

Die Kraftschluß-Schlupf-Kurven von PA6-G und POM verhalten sich ähnlich, beginnen für alle Rollgeschwindigkeiten bei dem gleichen Leerlaufschlupf und steigen in einem engen Streuband liegend an. Bei POM verzweigen sie sich im Bereich größerer Schlüpfe (Bild 12). Die Kurven verlaufen dort umso steiler, je größer die Rollgeschwindigkeit ist.

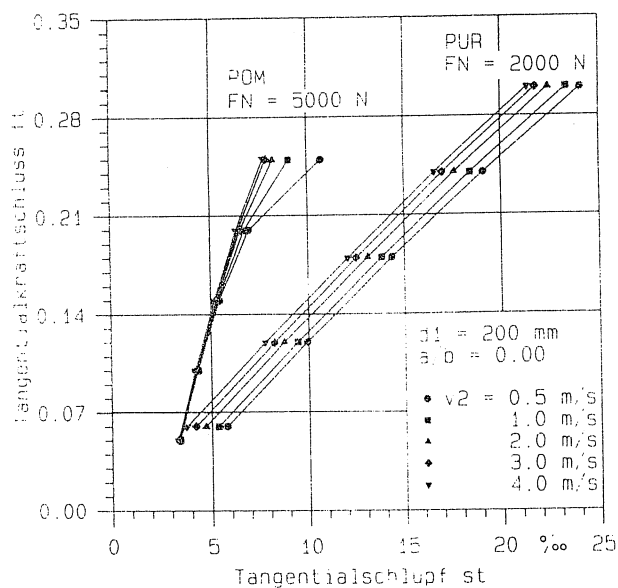


Bild 12. Gemessener Tangentialkraftschluß als Funktion des Tangentialschlupfes bei unterschiedlichen Rollgeschwindigkeiten für ein Prüfrad aus POM und ein Prüfrad aus PUR

Da sich dieser hartelastische Kunststoff im untersuchten Belastungsbereich nur unwesentlich erwärmt, kann der mit zunehmender Rollgeschwindigkeit v_2 bei gleichem Tangentialschlupf s_1 wachsende Tangentialkraftschluß f_1 nur auf die mit der Rollgeschwindigkeit steigende Gleitgeschwindigkeit $v_G = v_1 - v_2 = v_1 \cdot s_1$ zurückgeführt werden, die wiederum die Reibungszahl zunehmen läßt.

Anders liegen die Verhältnisse bei den weichelastischen Kunststoffen TPU und PUR, deren Verhalten Bild 12 beispielhaft am Werkstoff PUR zeigt. Alle Kurven beginnen bei einem anderen Leerlaufschlupf, verlaufen dann aber beim weiteren Anstieg erstaunlicherweise nahezu parallel. Je größer die Rollgeschwindigkeit ist, desto größer ist auch hier bei gleichem Schlupf s_1 der Tangentialkraftschluß f_1 .

Der grundsätzliche Unterschied im Kraftschluß-Schlupf-Verhalten zu den hartelastischen Kunststoffen liegt an den um rund eine Zehnerpotenz größeren Dämpfungswerten der weichelastischen Kunststoffe. Im Gegensatz zu Rädern aus hartelastischen Kunststoffen steigen hier infolge der Hystereseverluste die Temperaturen mit der Rollgeschwindigkeit und infolge der Gleitreibungsverluste auch mit dem Tangentialschlupf, der hier zehn Mal größer ist als bei den hartelastischen Werkstoffen.

Die unterschiedliche Radkörpertemperatur allein kann allerdings keine Erklärung für die nahezu gleiche Steigung der $f_1(s_1)$ -Kurven des PUR-Rades in Bild 12 sein, denn mit zunehmender Temperatur, d. h. hier mit zunehmender Rollgeschwindigkeit, müßten die $f_1(s_1)$ -Kurven infolge des abnehmenden Elastizitätsmoduls flacher verlaufen, außerdem müßte die untere Kurve der größten Rollgeschwindigkeit und nicht, wie in Bild 12 gemessen, der kleinsten zugeordnet sein. Erklärbar wird der gleiche Anstieg aller Kurven durch den zusätzlichen Einfluß der Beanspruchungsfrequenz, die mit der Rollgeschwindigkeit steigt und eine Vergrößerung des E-Moduls zur Folge hat [23]. Diese wirkt dem Abfall des E-Moduls infolge der Temperaturerhöhung entgegen und gleicht ihn im vorliegenden Fall annähernd aus.

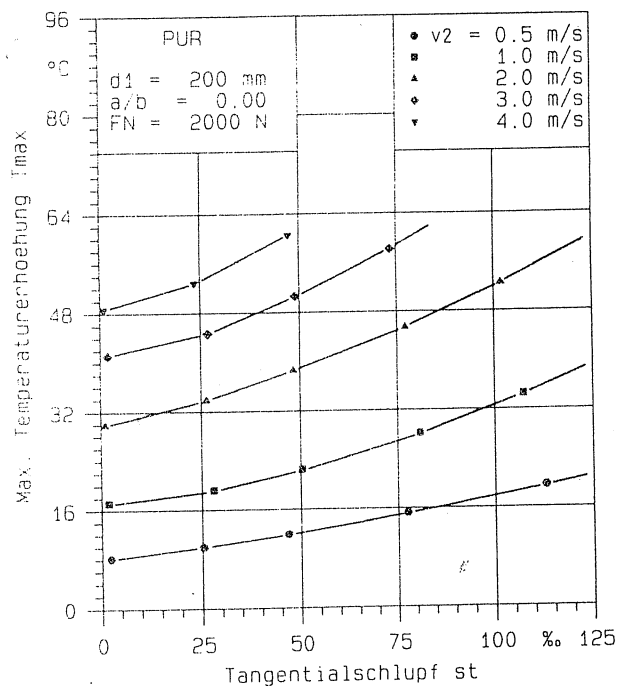


Bild 13. Im laufflächnennahen Bereich gemessene maximale Radkörpertemperatur gegenüber Raumtemperatur in Abhängigkeit des Tangentialschlupfes bei unterschiedlichen Rollgeschwindigkeiten

Der mit zunehmender Rollgeschwindigkeit kleiner werdende Leerlaufschlupf entsteht wohl durch den mit steigender Temperatur größer werdenden Prüfraddurchmesser, der dadurch einen scheinbar kleineren Schlupf vortäuscht.

Die gemessenen Abhängigkeiten zwischen den drei Größen Radkörpertemperatur, Rollgeschwindigkeit und Tangentialschlupf zeigt Bild 13. und zwar für dasselbe PUR-Rad und die gleichen Belastungsparameter, wie sie bei den Kraftschluß-Schlupf-Messungen in Bild 12 verwendet wurden. In der Kunststoffbandage wurden an drei Stellen mit unterschiedlichen Abständen zur Lauffläche Temperaturen gemessen, da der Ort der maximalen Temperatur sich mit den Belastungsparametern ändert. In Bild 13 wurde jeweils die größte gemessene Temperaturerhöhung gegenüber Raumtemperatur aufgetragen.

6.3 Normalkraft

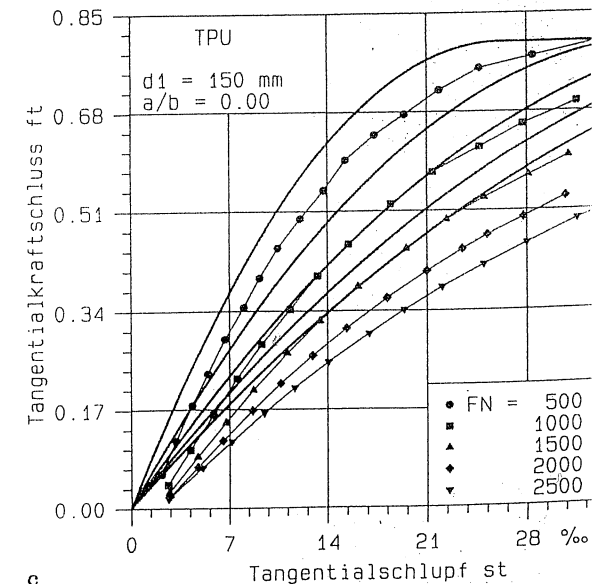
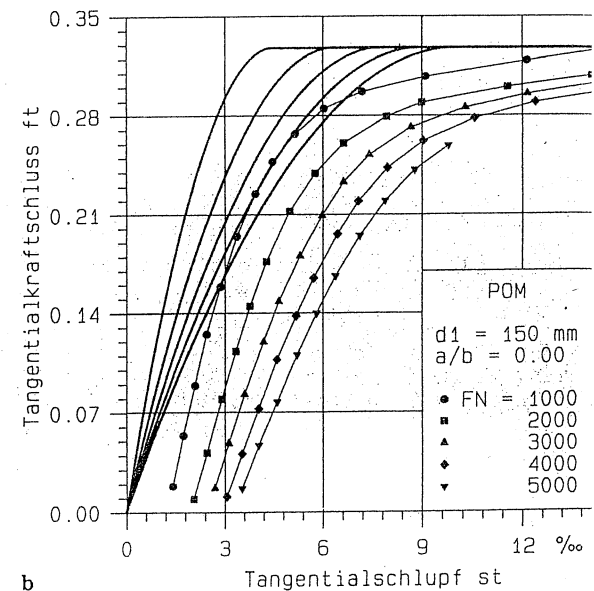
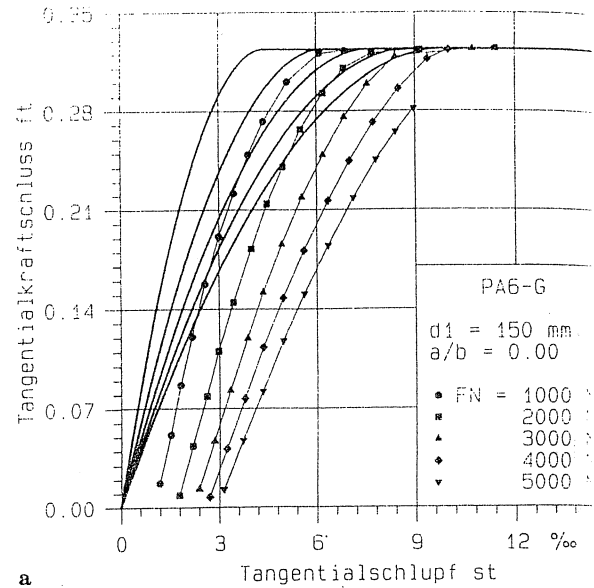
Um den Einfluß der Pressung auf den Kraftschluß zu bestimmen, wurden Versuche bei verschiedenen Radlasten gefahren, die bei den einzelnen Radwerkstoffen zu unterschiedlichen Ergebnissen führten. Die gemessenen $f_t(s_t)$ -Kurven der Räder aus PA6-G streben bei allen Radlasten im Bereich größeren Schlupfes dem gleichen Endwert $f_{t,max} = \mu$ zu (Bild 14a), wogegen die Kurven der Räder aus POM in diesem Bereich umso höher liegen, je kleiner die Normalkraft ist (Bild 14b). Dieses Verhalten von POM erklärt sich durch die Abhängigkeit der Reibungszahl μ von der Pressung. Im unteren Schlupfbereich, wo der Haftanteil in der Kontaktfläche überwiegt, zeigen beide Werkstoffe infolge ihrer gleichen elastischen Konstanten annähernd die gleiche Steigung und den gleichen Leerlaufschlupf. Die Größe der Reibungszahl spielt hier, wie bereits unter 6.1 gezeigt, eine untergeordnete Rolle.

Der Leerlaufschlupf vergrößert sich bei den beiden hartelastischen Werkstoffen deutlich mit der Normalbelastung. Bild 15a zeigt, wie gut die gemessenen Werte mit der Theorie von Bufler, Gl. (41), übereinstimmen. Dort ist der errechnete Leerlaufschlupf für unterschiedliche Querkontraktionszahlen v_1 des Radwerkstoffs POM ($E_1 = 3200 \text{ N/mm}^2$) in Abhängigkeit der Normalkraft dargestellt. Für $v_1 = 0,5$ würde der Leerlaufschlupf verschwinden. Für die vom Hersteller angegebene Querkontraktionszahl $v_1 = 0,4$ liegen die Meß- und Rechenergebnisse dicht zusammen. Wenn die hier gemessenen Werte mit denen von [2] nicht gut übereinstimmen, so liegt das an dem dort ungenaueren Verfahren zur Bestimmung der Übersetzung i_0 .

Die jeweils in den Bildern 14a und 14b dargestellten, nach der Theorie von Carter und Fromm errechneten Kraftschluß-Schlupf-Kurven beginnen alle im Ursprung, da die Theorie den Leerlaufschlupf nicht berücksichtigt. Sie streben einem konstanten Endwert zu, da der Rechnung eine konstante Reibungszahl zugrunde liegt. Im annähernd linearen unteren Bereich stimmen die Steigungen der gerechneten und der gemessenen Kurven gut überein.

Interessant ist, daß bei dem weichelastischen TPU (Bild 14c) die gemessenen Kurven von den gerechneten umso mehr abweichen, je größer die Radlast ist. Dies ist sicher der Einfluß der Temperatur, die bei sonst gleichen Parametern mit der

Bild 14a-c. Bei Rollgeschwindigkeit $v_2 = 1 \text{ m/s}$ gemessener (● ■ ▲ ◆ ▼) und nach Theorie von Carter und Fromm gerechneter (—) Tangentialkraftschluß als Funktion des Tangentialschlupfes bei unterschiedlichen Normalkräften für die Radwerkstoffe a PA6-G, b POM und c TPU



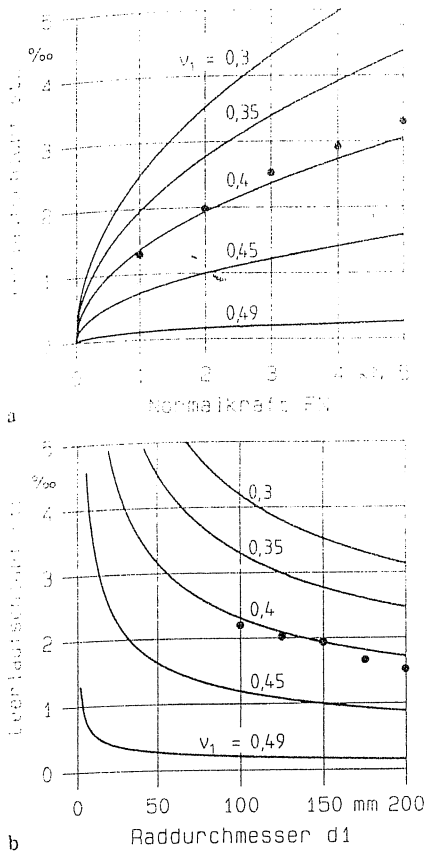


Bild 15a und b. Bei Rollgeschwindigkeit $v_2 = 1$ m/s gemessener (●) und nach der Theorie von Bufler für verschiedene Querkontraktionszahlen gerechneter (—) Leerlaufschlupf als Funktion der a Normalkraft ($d_1 = 150$ mm) und b des Raddurchmessers ($F_N = 2000$ N) für zylindrische Prüfräder aus POM ($E_1 = 3200$ N/mm²)

Normalkraft steigt, dadurch den E-Modul herabsetzt und so die gemessenen Kurven gegenüber den mit konstantem E-Modul gerechneten abkippen läßt. Vergleichsrechnungen mit einem verkleinerten E-Modul erbringen nämlich eine wesentlich bessere Übereinstimmung zwischen den gemessenen und gerechneten Funktionen.

Auch ist die Temperatur dafür verantwortlich, daß die gemessenen Leerlaufschlupfwerte hier für alle Normalkräfte nahezu gleich sind. Die Normalkraft hat also den gleichen Einfluß wie die Rollgeschwindigkeit. Unter 6.2 wurde erklärt, daß der Raddurchmesser mit steigender Erwärmung zunimmt und so dem eigentlichen Leerlaufschlupf entgegenwirkt. Da die Theorie von Bufler, Gl. (42), den Einfluß der Temperatur nicht erfassen kann, stimmen die gemessenen und gerechneten Leerlaufschlupfkurven von TPU weniger gut überein als bei den hartelastischen Materialien.

6.4 Raddurchmesser

Wie Bild 16a zeigt, verringert sich bei POM der gemessene Leerlaufschlupf mit steigendem Raddurchmesser, was in Übereinstimmung mit der Theorie von Bufler ist. In Bild 15b sind, ähnlich wie in Bild 15a, die errechneten Leerlaufschlupfe für verschiedene Querkontraktionszahlen ν_1 in Abhängigkeit vom Raddurchmesser aufgetragen. Die als Punkte eingetragenen Meßwerte liegen der mit $\nu_1 = 0,4$ gerechneten Kurve sehr nahe.

Die Steigungen der $f_t(s_t)$ -Funktionen in Bild 16a stimmen im unteren Bereich gut mit den theoretisch nach Carter und

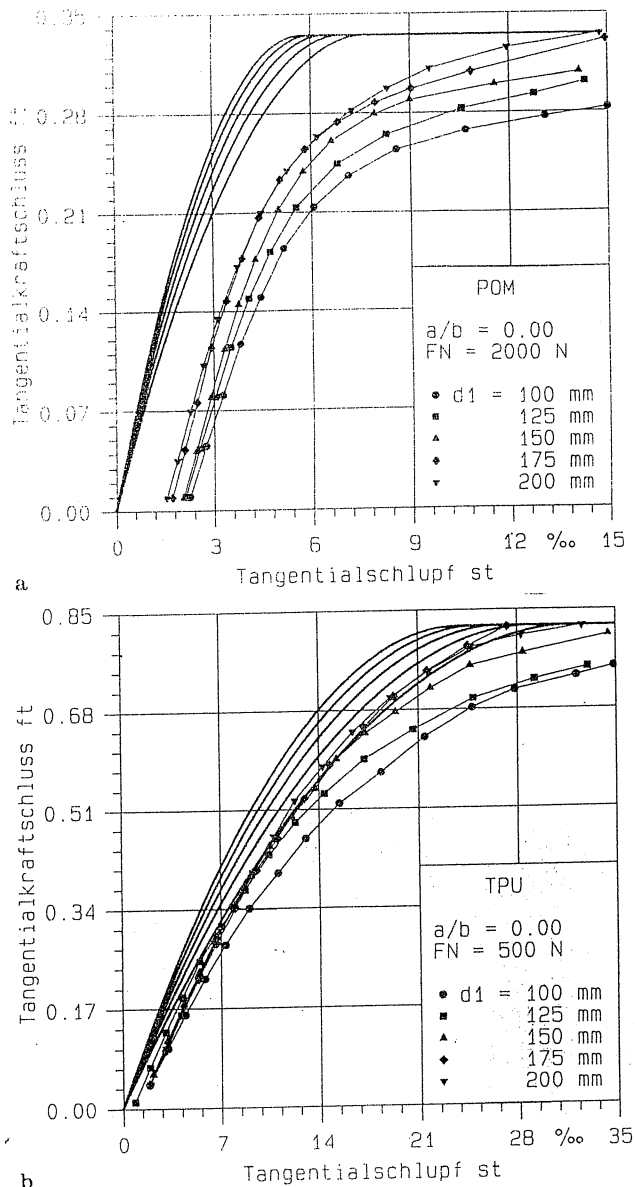


Bild 16a und b. Bei Rollgeschwindigkeit $v_2 = 1$ m/s gemessener (● ■ ▲ ◆ ▼) und nach der Theorie von Carter und Fromm gerechneter (—) Tangentialkraftschluß als Funktion des Tangentialschlupfes bei unterschiedlichen Raddurchmessern für die Radwerkstoffe a POM und b TPU

Fromm ermittelten überein. Mit zunehmendem Schlupf liegen die Kurven umso höher, je größer der Raddurchmesser ist. Da die Versuche mit konstanter Normalkraft gefahren wurden und die Pressung mit kleiner werdendem Raddurchmesser zunimmt, ist die unterschiedliche Höhenlage der $f_t(s_t)$ -Kurven auf die pressungsabhängige Reibungszahl zurückzuführen. Daß die Kurven in dem untersuchten Bereich nicht asymptotisch einem Endwert $f_{t,max}$ zustreben, sondern auch im Bereich großer Schlupfe noch steigen, liegt wieder an der zusätzlichen Abhängigkeit der Reibungszahl von der Gleitgeschwindigkeit.

Für PA6-G ergeben sich ähnliche Kurven, nur daß sie erwartungsgemäß im oberen Bereich alle dem gleichen Grenzwert $f_{t,max} = \mu$ zustreben. Das grundsätzlich unterschiedliche Kraftschluß-Schlupf-Verhalten von POM und PA6-G, bedingt durch die Abhängigkeit der Reibungszahl bei POM von der Pressung und der Gleitgeschwindigkeit, konnte bereits bei der Untersuchung des Normalkrafteinflusses nachgewiesen werden.

Die gemessenen und gerechneten Kraftschluß-Schlupf-Kurven bei dem Werkstoff TPU stimmen relativ gut überein (Bild 16b). Eine noch bessere Annäherung ist erreichbar, wenn anstelle des vom Hersteller angegebenen Elastizitätsmoduls mit einem etwas kleineren Wert gerechnet wird.

6.5 Kontaktflächenform

Die bisher vorgestellten Versuchsergebnisse gelten für zylindrische Räder mit Balligkeitsradius $r_{12} = \infty$, bei denen sich im Kontakt mit dem zylindrischen Stahlgegenrad unter Normalbelastung eine rechteckförmige Kontaktfläche einstellt ($a/b = 0$). Der Theorie gemäß handelt es sich hier um ein zweidimensionales Problem, da Spannungen und Verformungen nur von der in Rollrichtung zeigenden x -Achse abhängen.

Durch Veränderung der Radkrümmung quer zur Rollrichtung, also Verringerung von r_{12} , ergeben sich ellipsen-

förmige Berührungsflächen mit einem bestimmten Halbachsenverhältnis a/b . Damit sind die Spannungen und Verformungen zusätzlich auch von der quer zur Rollrichtung liegenden y -Achse abhängig, und das vorliegende Kontaktproblem ist dreidimensional.

Wie Vergleichsrechnungen mit den in Teil I vorgestellten dreidimensionalen Theorien zeigen, stimmen in dem hier untersuchten Bereich $0 \leq a/b \leq 1$ die nach der Theorie von Haines und Ollerton (Abschnitt 3.2) gerechneten Kurven am besten mit den experimentellen Ergebnissen überein. Für die Kunststoffe PA6-G und TPU sind die gemessenen und gerechneten Kraftschluß-Schlupf-Kurven vergleichend in Bild 17a und b einander gegenübergestellt.

Mit wachsendem a/b nimmt der gemessene Leerlaufschlupf zu, und die Steigung der Kurven nimmt deutlich ab. Die Theorie von Haines und Ollerton berücksichtigt den Leerlaufschlupf nicht, so daß die gerechneten Kurven alle im Ursprung beginnen.

7 Zusammenfassung und Ausblick

Der vorliegende Beitrag enthält im ersten Teil eine Zusammenstellung bekannter analytischer Lösungen zur Kontaktmechanik tangentialkraftübertragender Räder bei rechteckförmiger und ellipsenförmiger Kontaktfläche. Die existierenden Kraftschluß-Schlupf-Theorien sind streng genommen nur auf den Fall gleicher, vollkommen elastischer Kontaktmaterialien anwendbar. Die im stationären Zustand aufeinander abrollenden Körper müssen zudem homogen aufgebaut sein. Im Kontaktgebiet wird die Gültigkeit einer konstanten Reibungszahl (Coulombsche Trockenreibung) angenommen. In diesem Beitrag werden die Theorien auf den Kontaktfall Kunststoff/Stahl mit stark unterschiedlichen elastischen Konstanten übertragen. Der zweite Teil vergleicht experimentell ermittelte mit gerechneten Ergebnissen, zeigt die in einigen Bereichen gute Übereinstimmung und gibt die Gründe für Abweichungen in anderen Bereichen an.

Die Kraftschluß-Schlupf-Messungen wurden auf einer Prüfstand mit zylindrischem Stahlgegenrad durchgeführt. Die Prüfräder mit relativ dicker Bandage wurden aus den thermoplastischen Kunststoffen PA6-G, POM und TPU sowie aus dem vernetzten PUR hergestellt. Im Versuch wurden die Einflußparameter Raddurchmesser, Kontaktflächenform, Normalkraft und Rollgeschwindigkeit variiert.

Es zeigt sich, daß bei allen Werkstoffen die gemessenen Kurven bei einem mit dem Versuchsparameter veränderlichen Leerlaufschlupf beginnen, den die bestehenden Kraftschluß-Schlupf-Theorien nicht berücksichtigen. Für zylindrische Radpaarungen kann der Leerlaufschlupf in Abhängigkeit von der Normalkraft und dem Raddurchmesser nach der Theorie von Bufler berechnet werden. Eine Übereinstimmung von Messung und Rechnung ist für hartelastische Kunststoffe feststellbar. Ein Verfahren zur genauen experimentellen Bestimmung des Leerlaufschlupfes wird hier vorgestellt.

Die gemessenen und gerechneten Kraftschluß-Schlupf-Funktionen stimmen bei Kunststoffen, bei denen die Reibungszahl konstant ist, in ihrem Verlauf relativ gut überein, wenn man die gemessenen Kurven in den Nullpunkt verschiebt. Die Übereinstimmung kann noch besser werden, wenn man gegenüber den Herstellerangaben modifizierten elastischen Konstanten gerechnet wird.

Bei dem Kunststoff POM zeigt sich eine beachtliche Abhängigkeit der Reibungszahl von der Pressung und der Gleitgeschwindigkeit. Daher stimmen die experimentellen und gerechneten Kurven nur im unteren, nahezu linear ansteigende

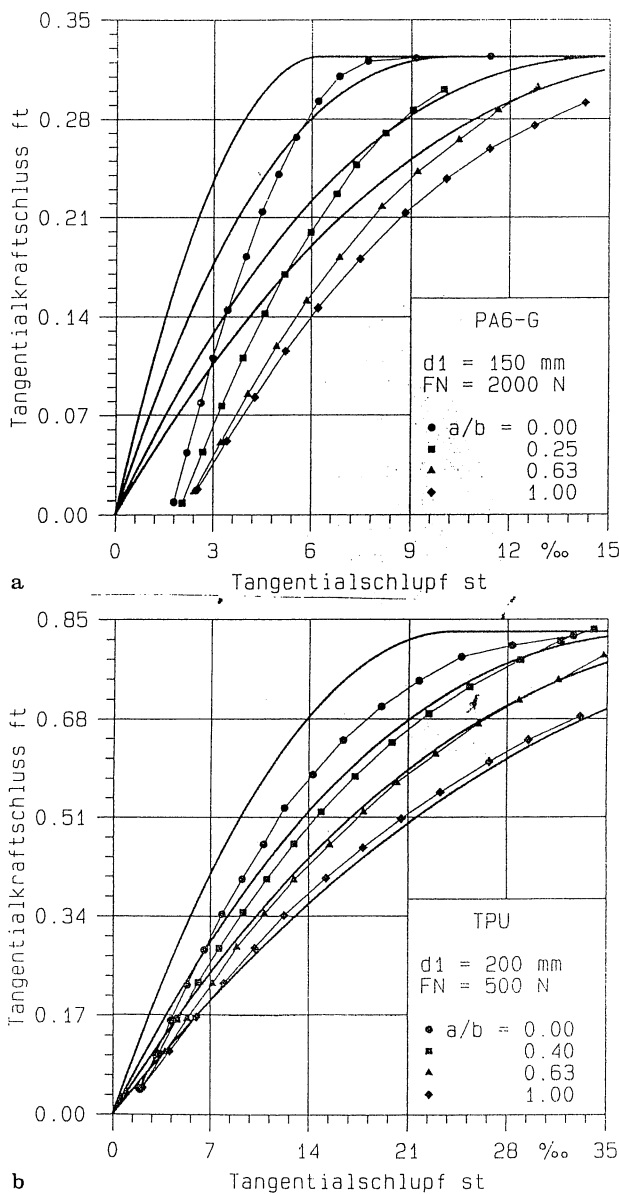


Bild 17a und b. Bei Rollgeschwindigkeit $v_2 = 1$ m/s gemessener (● ■ ▲ ◆) und nach den Theorien von Carter und Fromm ($a/b = 0$) sowie Haines und Ollerton gerechneter (—) Tangentialkraftschluß als Funktion des Tangentialschlupfes bei unterschiedlichen Kontaktflächenformen für die Radwerkstoffe a PA6-G und b TPU

Bereich relativ gut überein (hier überwiegt der Haftanteil gegenüber dem Gleitanteil in der Kontaktfläche). Im oberen Bereich, wo der Gleitanteil vorherrscht und die Reibungszahl entscheidend an Einfluß gewinnt, liegen die gemessenen Kurven umso höher, je kleiner die Pressung und je größer die Rollgeschwindigkeit sind.

Bei den weichelastischen Kunststoffen TPU und PUR verändert sich die Radkörpertemperatur durch die Belastung und Laufgeschwindigkeit. Eine Temperaturerhöhung führt dazu, daß der Elastizitätsmodul abfällt. Mit steigender Rollgeschwindigkeit und damit steigender Belastungsfrequenz nimmt er dagegen zu. Bei künftigen experimentellen Untersuchungen soll versucht werden, entkoppelt voneinander den Einfluß von Normalkraft, Rollgeschwindigkeit und Radkörpertemperatur auf das Kraftschluß-Schlupf-Verhalten zu bestimmen. Theoretisch und experimentell unerforscht ist bisher der zusätzliche Einfluß der Bandagendicke, d. h. des inhomogenen Radaufbaus.

Literatur

- Severin, D.; Lütkebohle, H.: Rollreibung zylindrischer Lauf­räder aus Kunststoff. Konstruktion 37 (1985) H. 5, S. 177–184
- Severin, D.; Lütkebohle, H.: Wälzreibung zylindrischer Räder aus Kunststoff. Konstruktion 38 (1986) H. 5, S. 173–179
- Hertz, H.: Über die Berührung fester elastischer Körper. J. reine u. angew. Math. 92 (1881) S. 156–171
- Mundt, R.: Über die Berührung fester elastischer Körper — Eine allgemeinverständliche Darstellung der Theorie von Heinrich Hertz. Schweinfurt: SKF — Vereinigte Kugellagerfabriken AG 1950
- Eschmann, Hasbargen, Weigand: Die Wälz­lagerpraxis. 2. Aufl. München: Oldenbourg 1978
- Bufler, H.: Zur Theorie der rollenden Reibung. Ing.-Arch. 27 (1959) H. 3, S. 137–152
- Bufler, H.: Beanspruchung und Schlupf beim Rollen elastischer Walzen. Forsch. Ing.wes. 27 (1961) H. 4, S. 121–126
- Kalker, J. J.: Survey of wheel-rail rolling contact theory. Veh. Syst. Dyn. 8 (1979) pp. 317–358
- Carter, F. W.: On the action of a locomotive driving wheel. Proc. Royal Soc. A 112 (1926) pp. 151–157
- Fromm, H.: Berechnung des Schlupfes beim Rollen deformierbarer Scheiben. Z. f. angew. Math. u. Mech. 7 (1927) H. 1, S. 27–58
- Föppl, L.: Die strenge Lösung für die rollende Reibung. München: Leibniz 1947
- Heinrich, G.: Zu L. Föppls Theorie der rollenden Reibung. Österr. Ing.-Arch. 4 (1950) H. 5, S. 363–375
- Poritsky, H.: Stresses and deflections of cylindrical bodies in contact with application to contact of gears and of locomotive driving wheels. Trans. ASME, J. Appl. Mech. 72 (1950) No. 6, pp. 191–201
- Haines, D. J.; Ollerton, E.: Contact stress distributions on elliptical contact surfaces subjected to radial and tangential forces. Proc. Inst. Mech. Eng. 177 (1963) No. 4, pp. 95–114
- Johnson, K. L.: The effect of a tangential contact force upon the rolling motion of an elastic sphere on a plane. J. Appl. Mech. 25 (1958) No. 9, pp. 339–346
- Johnson, K. L.: The effect of spin upon the rolling motion of an elastic sphere on a plane. J. Appl. Mech. 25 (1958) No. 9, pp. 332–338
- Vermeulen, P. J.; Johnson, K. L.: Contact of nonspherical bodies transmitting tangential forces. J. Appl. Mech. 31 (1964) No. 6, pp. 338–340
- Kalker, J. J.: On the rolling contact of two elastic bodies in the presence of dry friction. Diss. TH Delft 1967
- Jahnke, E.; Emde, F.: Tables of functions. New York: Dover Publ. 1945
- Kalker, J. J.: The computation of three-dimensional rolling contact with dry friction. Int. J. Num. Meth. Eng. 14 (1979) pp. 1293–1307
- Kalker, J. J.: Introduction to the Fortran IV programs DUVO-ROL and CONTACT for the solution of three-dimensional elastostatic half-space contact problems with and without friction. Rep. Dept. Math. a. Inf. No. 82-29, TH Delft 1982
- Kalker, J. J.: Simplified theory of rolling contact. Delft Progr. Rep. 1 (1973) pp. 1–10
- Lütkebohle, H.: Roll- und Wälzreibung zylindrischer Räder aus thermoplastischen Kunststoffen. Diss. TU Berlin 1984
- Kraft, G.: Das Phänomen des elastischen Schlupfes und dessen Einfluß auf das Verhalten von drehzahlgekoppelten Laufrädern. Diss. Univ. Bochum 1980
- Poll, G.: Der Einfluß der realen Systemeigenschaften auf die Kraftschlußgesetze bei wälzender Relativbewegung. Diss. RWTH Aachen 1983

Buchbesprechungen

Neumann, A.: **Schweißtechnisches Handbuch für Konstrukteure. Teil 2: Stahl-, Kessel- und Rohrleitungsbau.** Düsseldorf: DVS 1988. 552 S., zahlr. Abb. Geb. DM 89,—.

Dieser Teil des dreibändigen Gesamtwerks gibt anwendungsbezogene Empfehlungen zur Berechnung und Gestaltung von Schweißkonstruktionen aus dem Stahl-, Kessel- und Rohrleitungsbau.

Im ersten Abschnitt „Allgemeine Grundsätze über Konstruktionen im Stahlbau“ werden für den gesamten Stahlbau Regeln und Hinweise gegeben. Diese sind hinsichtlich ihrer praktischen Aspekte für eine beanspruchungs- und fertigungsgerechte Gestaltung wichtig.

Im zweiten Abschnitt „Geschweißte Tragwerke im Stahlbau“ wird die Gestaltung von Bauelementen, Baugruppen und Bauwerken für den Stahlhochbau, den Stahlbrückenbau, den Hochstahlfasserbau und den Förderanlagenbau behandelt. Dabei werden industriezweigabhängig berücksichtigt:

- systematische Darstellungen typischer Baugruppen,
- Erläuterungen bezüglich der Gestaltung,
- Variantenvergleiche bezüglich Funktion, Herstellung und Wirtschaftlichkeit,

- Beispiele ausgeführter Konstruktionen sowie
- Berechnungsgrundlagen und -beispiele.

Der dritte Abschnitt und der dazugehörige Anhang „Stahlbau“ behandeln Berechnungsgrundlagen für geschweißte Baugruppen im Stahlbau. Hinzu kommt eine Aufzählung der wichtigsten Vorschriften des geltenden Regelwerks in der Bundesrepublik Deutschland.

Das Handbuch ist als Nachschlagewerk für Konstrukteure, Schweißfachingenieure und Meister der metallverarbeitenden Industrie geeignet. Problematisch erscheint dagegen der Übergang von den vielfältigen Konstruktionshinweisen auf der einen Seite zu der Umsetzung mit Hilfe von CAD auf der anderen Seite. CAD wird in Teil I des Schweißtechnischen Handbuchs beschrieben; ohne es ist ein zusammenhängendes Verständnis des Themas CAD und Konstruktion kaum möglich. Darüber hinaus ist der angebotene Stoff so umfangreich, daß es den weniger Erfahrenen einige Mühe bereitet, sich an der richtigen Stelle in das Buch einzulesen, um ein spezielles Problem zu lösen.

Zusammenfassend ist festzustellen, daß der Verlag dem praktisch denkenden Konstrukteur ein hilfreiches Datenwerk zur Verfügung stellt, daß eine vollständige Behandlung des Themas jedoch nicht erwartet werden kann.

G. Sepold