

Konstruktionselemente aus Kunststoff

Rollwiderstand von Laufrollen

Der Rollwiderstand von Kunststoff-Laufrollen lässt sich – bei entsprechendem Aufwand – mit der Finite Elemente Methode berechnen (Abb. 1). Für die Praxis interessant ist zudem, dass der Rollwiderstand auch anhand einer einfachen Formel recht gut abgeschätzt werden kann, die sich auf zwei Werkstoffkennwerte stützt: den Kurzzeit-Elastizitätsmodul und den mechanischen Verlustfaktor. Dies sind die wichtigsten Erkenntnisse aus einem aF + E-Projekt am Institut für Werkstofftechnik und Kunststoffverarbeitung (IWK) der HSR Hochschule für Technik Rapperswil.

Bei der Auslegung von Kunststoffrollen interessieren nicht nur die kontaktmechanischen Grössen bei statischer Belastung, sondern auch das dynamische Verhalten. Hierzu zählt vor allem auch der Rollwiderstand, der massgebend den Energiebedarf für den Rollvorgang bestimmt. Die Konstruktionspraxis braucht Methoden für die Voraussage des Rollwiderstands, die keiner aufwändigen Versuche bedürfen und eine ordentlich treffsichere Berechnung aufgrund der gegebenen Geometriedaten und Werkstoffeigenschaften ermöglichen.

Die Literaturrecherche zum Thema führt zu einer langen Liste wissenschaftlicher Publikationen (u.a. [1]), deren Ergebnisse aber dem Praktiker zumeist verborgen bleiben. Damit war es naheliegend, zu untersuchen, mit welchem Aufwand und wie gut der Rollwiderstand mit der Finite Elemente Methode (FEM) simuliert werden kann, und ob sich aus den Ergebnissen eine Formel zur Berechnung bzw. zur einfachen Abschätzung des Rollwiderstands ableiten lässt.

Im Vordergrund stand die Kontaktsituation einer zylindrischen Rolle aus viskoelastischem Werkstoff mit einer Unterlage von vergleichsweise sehr hoher Steifigkeit. Der Untersuchung zugrunde gelegt wurden Laufrollen mit Kugellagern und zylindrischem Laufmantel (theoretische Linienberührung) aus POM (Tecaform AH TF, Kundert AG, 8640 Jona) und PP (PP-DWU AlphaPlus, Simona AG, 4313 Möhlin) und Aussendurchmessern $d_R = 40$ und 60 mm. Als Unterlage diente in der Messung ein ebenes Stahlband, das in der FEM-Simulation durch einen starren Kör-

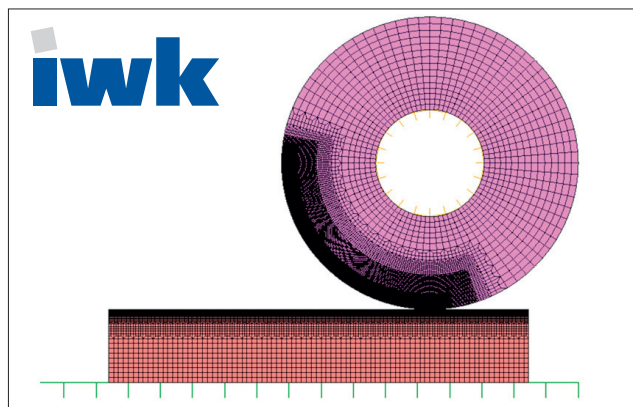


Abb. 1: Simulation des Rollverhaltens mit der Finite Elemente Methode (IWK Rapperswil).

per abgebildet werden sollte. Die Rollgeschwindigkeit sollte zwischen $0,5$ und $2,0$ m/s betragen. Die übrigen Grössen wurden jeweils in realistischen Wertebereichen variiert.

Grundlagen

Unter der radialen Belastung F einer Rolle entsteht im Kontaktbereich eine lokale Deformation (Abplattung), die beim Rollvorgang durch ein entsprechendes Rollmoment M_R überwunden werden muss (Abb. 2). Die Breite der statischen Kontaktfläche der zylindrischen Rolle vom Durchmesser d_R und Auflagelänge l_a auf der ebenen Unterlage beträgt [2]

$$2 \cdot b = 2 \cdot 1,08 \cdot \sqrt{\frac{F \cdot d_R}{E_V \cdot l_a}} \quad (1)$$

mit $\mu = 0,3$ für die Poissonzahl und dem Vergleichs-Elastizitätsmodul (E_R : Rolle; E_U : Unterlage).

$$E_V = 2 \cdot \frac{E_R \cdot E_U}{E_R + E_U} \quad (2)$$

Sie definiert zusammen mit der Umfangsgeschwindigkeit v_u der Rolle die Schwingperiode T und somit die charakteristische Kreisfrequenz ω des Belastungszyklus beim Abrollen zu

$$\omega = 2 \cdot \pi \cdot f = \frac{2 \cdot \pi}{T} = \frac{2 \cdot \pi \cdot v_u}{4 \cdot b} = \frac{\pi \cdot v_u}{2 \cdot 1,08} \cdot \sqrt{\frac{E_V \cdot l_a}{F \cdot d_R}} \quad (3)$$

Prof. Dipl.-Ing. Johannes Kunz, Institut für Werkstofftechnik und Kunststoffverarbeitung (IWK) an der HSR Hochschule für Technik Rapperswil, Dozent für Berechnen und Gestalten von Kunststoffteilen im MAS-Studiengang Kunststofftechnik an der Hochschule für Technik der FH Nordwestschweiz

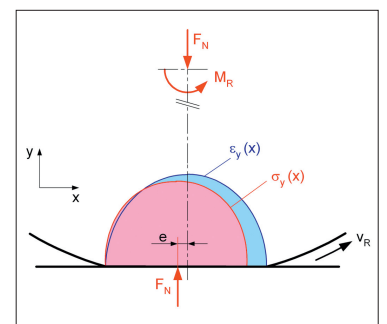
Dipl.-Ing. Mario Studer, ETH Zürich, zeitweilig wissenschaftlicher Mitarbeiter am IWK Rapperswil

Abb. 2: Abplattung und Rollmoment beim Rollvorgang.

Der Rollwiderstand wird massgebend vom mechanischen Verlustfaktor des Rollenwerkstoffs bestimmt. Die zu dessen Messung im Torsionsschwingversuch der Thermisch-Mechanischen Analyse (TMA) verwendeten Kreisfrequenzen von $0,63$ bis 63 rad/s entsprechend $0,1$ bis 10 Hz liegen deutlich unterhalb des mit (3) und den gegebenen Daten berechneten Kreisfrequenzspektrums (Tab. 1). Die erforderliche Extrapolation stützt sich auf die Tatsache, dass die Abhängigkeit des mechanischen Verlustfaktors von der Frequenz mit deren Zunahme kaum mehr in Erscheinung tritt. Damit kann bei höheren Kreisfrequenzen vom selben mechanischen Verlustfaktor wie bei 63 rad/s ausgegangen werden.

Simulation mit FEM

Die Simulation mittels FEM erfordert ein geeignetes viskoelastisches Materialmodell. In der Evaluation erwies sich ein n-Parameter-Maxwell-Modell (Abb. 3) als zweckmässig. Für dessen Kalibrierung anhand des mechanischen Verlustfaktors und des Kurzzeit-Elastizitätsmoduls wurden Torsionsschwingversuche im Temperaturbereich von 25 bis 75 °C durchgeführt. Mit 17 Parametern (9 Federn, 8 Dämpfer) gelang eine gute Approximation im Kreisfrequenzbereich



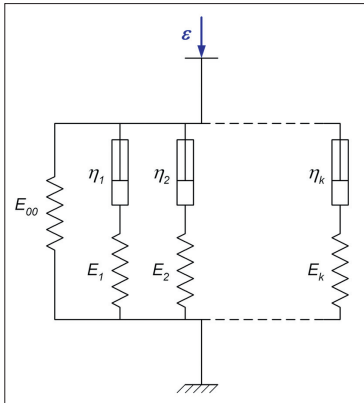


Abb. 3: Schema des viskoelastischen n-Parameter-Maxwellmodells.

Tab. 1: Verwendete Belastungs-, Geometrie- und Werkstoffdaten

Symbol	Bezeichnung	PP	POM	Einheit
F	Rollenbelastung	500	500	[N]
d_R	Rollendurchmesser	0,04 / 0,06	0,04 / 0,06	[m]
l_a	Rollenbreite	0,01	0,01	[m]
v_u	Umfangsgeschwindigkeit	0,5 ÷ 2,0	0,5 ÷ 2,0	[m/s]
ω	Kreisfrequenzspektrum	719 ÷ 3527	973 ÷ 4470	[rad/s]
E	Kurzzeit-Elastizitätsmodul		2400 ≈ 10 ⁶	[N/m ²]
E_V	Vergleichs-Elastizitätsmodul		4800 ≈ 10 ⁶	[N/m ²]
E'	Speichermodul	1470 · 10 ⁶	2690 · 10 ⁶	[N/m ²]
μ	Poissonzahl	0,35	0,35	[--]
$\tan\delta$	Mechanischer Verlustfaktor	0.0466	0,0192	[--]

0,63 rad/s bis 10000 rad/s. Ausserhalb dieses Bereichs werden die mechanischen Verlustfaktoren verschwindend klein, was aber angesichts des relevanten Kreisfrequenzspektrums (Abb. 4) belanglos ist.

Für die FEM-Analyse wurde das Programmpaket MSC.Marc in der Version 2008 verwendet. Modelliert wurde die Rolle mit dem Elementtyp 11 mit linearen Ansatzfunktionen der Verschiebungen für einen ebenen Verformungszustand, das heisst dass Querverformungen zur Rollenebene unterdrückt werden, was der Situation in der Mittelebene der Rolle entspricht. Die optimale Diskretisierungsgüte bzw. Netzfeinheit wurde in Pilotversuchen ermittelt mit dem Ergebnis, dass die FEM-Resultate gegenüber der Hertzschen Theorie um weniger als 1 Prozent differierten. Es erwies sich als wichtig, dass möglichst viele Elemente im Kontakt mit der Unterlage sind. Die optimale Elementgrösse im Kontaktbereich lag bei 0,0245 mm Kantenlänge bzw. Knotenabstand (Abb. 5). Zwecks Vermeidung extremen Rechenaufwandes wurde das verfeinerte Netz auf einen Drittel des Rollenumfanges beschränkt. Für die Rolle mit 40 mm Aussen- und 22 mm Innendurchmesser waren dennoch rund 45000 Elemente erforderlich. Aus demselben Grund wurde die ebene Unterlage als starrer Körper angenommen – eine Idealisierung, die bei entsprechender Modellbildung keine Einschränkung bedeutet. Dieses Vorgehen hatte sich bereits bei der Untersuchung einer neuartigen 2K-Rolle mit steifem Laufmantel und weichem Radkörper als tauglich erwiesen [3].

Die Simulation wurde mit zwei Lastfällen vorgenommen: Der erste Lastfall umfasst die Phase des Lastaufbaus und der Beschleunigung, der zweite das Rollen bei konstanten Werten von Geschwindigkeit und Belastung (Abb. 6). Mit der adaptiven Zeitschrittsteuerung werden die

Verlustfaktor begründet ist. Bei PP ergab sich ein deutlich höheres Rollmoment als bei POM. Dies ist auf die unterschiedlichen Werte von mechanischem Verlustfaktor und Speichermodul zurückzuführen. Die grösseren Rollen wiesen einen merklich höheren Rollwiderstand auf als die kleinen Rollen unter sonst gleichen Bedingungen.

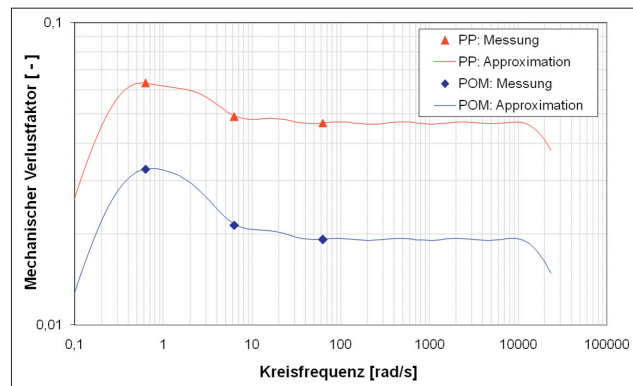


Abb. 4: Nachbildung des gemessenen mechanischen Verlustfaktors in Funktion der Frequenz mit dem 17-Parameter-Maxwellmodell.

Zeitinkremente automatisch an die Lösungskonvergenz angepasst. Mit den so aufgebauten und gesteuerten FEM-Modellen konnte der Rollwiderstand sehr schön berechnet werden. Es zeigte sich, dass das Rollmoment abgesehen von der Beschleunigungsphase praktisch unabhängig ist von der Rollgeschwindigkeit, was im nahezu konstanten mechanischen Ver-

Vergleichsmessungen

Zur Gegenüberstellung dieser Ergebnisse mit der Praxis wurden auf einem Rollenprüfstand der Denipro AG, Weinfelden, entsprechende Messungen durchgeführt (Abb. 7). Auch wenn dieser nicht einem wissenschaftlichen Versuchsaufbau entspricht, bestätigten die Messresultate doch die grundsätzliche Brauchbarkeit der FEM-Simulation (Abb 8). Ein Problem bei der Auswertung bot vor allem die Tatsache, dass im Experiment der Gesamtwiderstand beim Rollen einschliesslich Reibung in den Lagern mit Einfluss des Lager-schmierstoffes gemessen wird, während die FEM-Simulation lediglich den Rollwiderstand infolge Verformung in der Kontaktzone erfasst. Somit war die Lagerreibung durch eine Kompensationsrechnung zu berücksichtigen, was mithilfe einer Online-Applikation des Kugellagerherstellers SKS erfolgte. Die so ermittelten Lagerreibmomente liegen in derselben Grössenordnung wie die mit FEM berechneten Rollmomente, und sie nehmen in Funktion der Rollgeschwindigkeit ab. Die Resultate zeigen zudem auch auf, dass bei kleinen Rollmomenten, wie sie vor allem bei der kleinen POM-Rolle auftreten, die

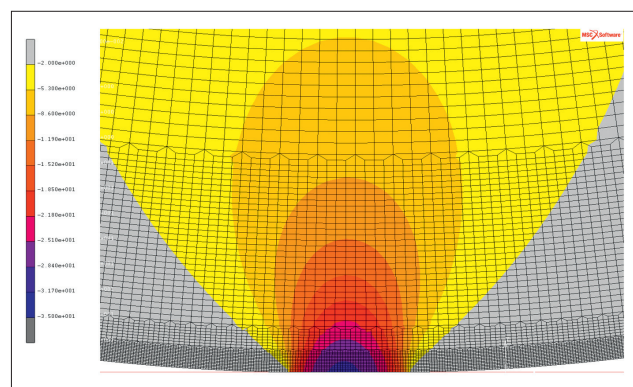


Abb. 5: Extrem feine Diskretisierung der Rollen-geometrie im Kontaktbereich [4].

Auflösung der Messeinrichtung für die vorliegende Problemstellung zu gering ist.

Verallgemeinerungen

Nachdem die Simulationen mit 2D-Modellen zylindrischer Rollen und mit starrer Unterlage erfolgreich verlaufen waren, wurden verallgemeinernde Überlegungen in Richtung nachgiebige Unterlage und 3D-Modelle angestellt.

Zur Klärung der Frage, wie sich eine viskoelastisch nachgiebige Unterlage auf die Ergebnisse auswirkt, wurden entsprechende FEM-Simulationen durchgeführt. Variiert wurden nicht nur die Steifigkeiten und die mechanischen Verlustfaktoren, sondern auch die Dicke der Unterlage mit 5 bzw. 15 mm. Bei der dickeren Unterlage führte die Vertauschung der Werkstoffeigenschaften zwischen Rolle und Unterlage zum selben Rollmoment. Unterschiede ergaben sich nur bei der dünnen Unterlage mit hoher Dämpfung, indem das Rollmoment um 15 bis 20 Prozent reduziert wird. Weiter zeigte sich, dass die Kombination hohe Steifigkeit/hohe Dämpfung ein geringeres Rollmoment bewirkt als die Kombination geringe Steifigkeit/hohe Dämpfung.

Die Möglichkeit, die Werkstoffeigenschaften zwischen Rolle und ausreichend dicker Unterlage ohne wesentlichen Einfluss auf die Ergebnisse vertauschen zu können, ergibt sich aus der Hertzschen Theorie der Kontaktprobleme [5, 6]. Diese Tatsache bietet dann Vorteile, wenn wie in der vorliegenden Untersuchung der Steifigkeitsunterschied der beiden Kontaktkörper sehr hoch ist, sodass der eine Körper – hier die Unterlage – als Starrkörper modelliert werden kann. Mit der Vertauschung der Eigenschaften kann nämlich die komplizierter gestaltete Rolle als Starrkörper und die einfacher geformte Unterlage mit viskoelastischen Eigenschaften abgebildet werden, was den Modellierungsaufwand reduziert.

Um auch Querdehnungen und räumlich gekrümmte Rollenprofile erfassen zu können, sind FEM-Model-

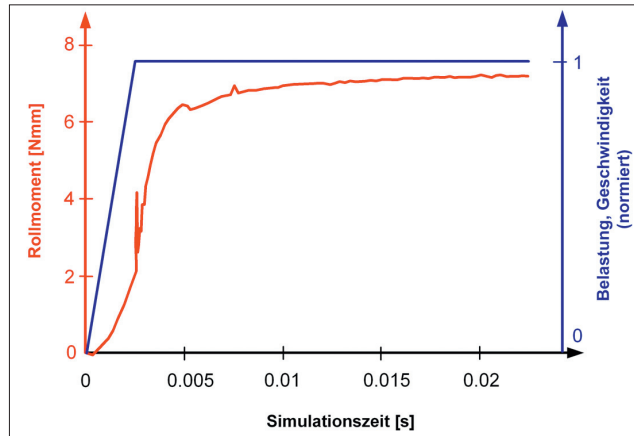


Abb. 6: Rollmoment in Funktion der Simulationszeit in Gegenüberstellung zum Belastungsverlauf [4].

le mit 3D-Elementen erforderlich. Diesbezügliche Untersuchungen an zylindrischen und balligen Rollen mit kugelförmiger Oberfläche bestätigten die grundsätzliche Machbarkeit. Um den Aufwand für Modellierung und Rechnung einigermaßen in Grenzen zu halten, wurde von der erwähnten Möglichkeit des Eigen-

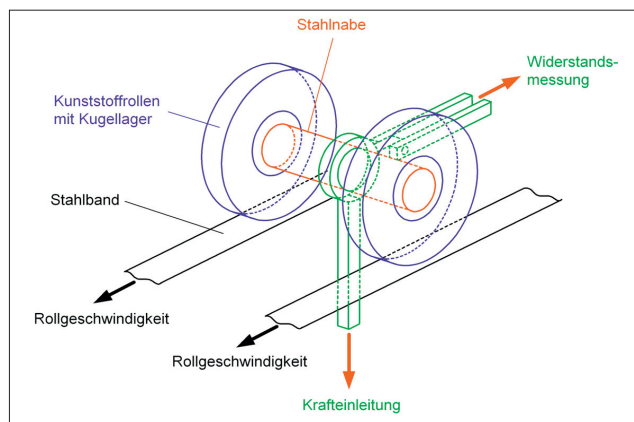


Abb. 7: Schematischer Aufbau des Rollenprüfstandes der Denipro AG mit Messeinrichtung für den Rollwiderstand [4].

schaftstausches Gebrauch gemacht. Demnach wurde die Rolle als Starrkörper modelliert und die Unterlage als FE-Modell mit 8-Knoten-Volumenelementen diskretisiert. Trotzdem konnte zur Vermeidung exorbitanter Rechenzeiten die Unterlage mit 0,25 mm gewählter Elementlänge nicht so fein vernetzt werden wie bei den 2D-Modellen mit rund 0,025 mm. Dies wirkte sich dahingehend aus, dass die Resultate zwar weniger genau als jene der 2D-Modelle waren, aber immerhin noch als brauchbare Näherung gelten können.

Einfaches Rechenmodell

Aus dem umfangreichen Datenmaterial konnte ein einfaches Rechenmo-

dell für den Rollwiderstand bei stationärem Rollen abgeleitet werden. Ausgangspunkt war die Erkenntnis, dass der Rollwiderstand zylindrischer Rollen zur Hauptsache von der Belastung, der Geometrie von Rolle und Unterlage sowie der Steifigkeit und dem Dämpfungsverhalten der Werkstoffe bestimmt ist. Die Untersuchung der Einflüsse der einzelnen Parameter (Abb. 9) ergab eine lineare Abhängigkeit des Rollmoments MR von Belastung, mechanischem Verlustfaktor und Abplattungsbreite entsprechend Beziehung (1), und dass sich diese Einflüsse multiplikativ überlagern in der Form

$$M_R \approx C \cdot \tan \delta \cdot F \cdot b \approx 0,68 \cdot \tan \delta \cdot F \cdot b \quad (4)$$

Die Kalibrierung der Konstanten C erfolgte durch Auswertung einer Reihe von FEM-Rechnungen mit 11 verschiedenen Parameterkombinationen. Den Rollwiderstand als Kraft erhält man aus dem Rollmoment (4) und dem Rollradius gemäss

$$F_R \approx 1,36 \cdot \tan \delta \cdot F \cdot \frac{b}{d_R} \quad (5)$$

Dieser Ausdruck kommt einem Resultat von Lütkebohle [1] nahe, unterscheidet sich von diesem allerdings in der relevanten halben Kontaktflächenbreite b. Der Grund liegt darin, dass Lütkebohle bei deren Herleitung den Übergang vom ebenen Verformungszustand zum ebenen Spannungszustand auf eine nicht ganz korrekte Weise vollzieht [4]. Die Untersuchung des dynamischen Falles Abrollen ergab beim Kontakt zweier paralleler Zylinderflächen (theoretische Linienberührung) für die halbe dynamische Breite der rechteckigen Kontaktfläche die Beziehung

$$b \approx 1,08 \cdot \sqrt{\frac{F \cdot R_V}{l_a} \cdot \left(\frac{1 - \mu_R^2}{E'_R} + \frac{1 - \mu_U^2}{E'_U} \right)} \quad (6)$$

Damit lässt sich (4) auch auf Fälle anwenden, bei denen die Unterlage ebenfalls nachgiebig ist und/oder die Form eines Zylinders hat. Dabei bedeuten E' den Speichermodul und μ die Poissonzahl der Werkstoffe (Index R: Rolle; U: Unterlage) sowie

$$R_V = \frac{R_R \cdot R_U}{R_R + R_U} = \frac{d_R \cdot R_U}{d_R + 2 \cdot R_U} \quad (7)$$

einen Vergleichskrümmungsradius zur gemeinsamen Erfassung beider Krümmungsradien. Entsprechend ist dann der mechanische Verlustfaktor in (4) durch einen Vergleichswert

$$\tan \delta_V = \frac{\tan \delta_U \cdot E'_R + \tan \delta_R \cdot E'_U}{E'_R + E'_U} \quad (8)$$

zu ersetzen [4].

Für den Rollwiderstand von räumlich gekrümmten Rollen sind die Beziehungen (4) und (5) direkt nicht anwendbar. Sie können jedoch für grobe Abschätzungen beigezogen werden, wenn die halbe Kontaktflächenbreite b durch einen Mittelwert \bar{b} ersetzt wird. Dieser entspricht dem Quotienten aus der Hälfte der Kontaktfläche A_K und deren maximaler Ausdehnung l_Q quer zur Rollrichtung, also

$$\bar{b} = \frac{1}{2} \cdot \frac{A_K}{l_Q} \quad (9)$$

Dieses Rechenmodell erlaubt die Berechnung des Rollmomentes M_R bzw. des Rollwiderstands F_R ganz ohne FEM, setzt aber die Kenntnis der Speichermoduln und der mechanischen Verlustfaktoren voraus, die beide frequenzabhängig sind. Die Verfügbarkeit dieser Werte ist daher alles andere als eine Selbstverständlichkeit, weshalb es eher selten anwendbar sein dürfte.

Einfache Abschätzung mit Ein-Punkt-Daten

Auf der Suche nach einer Möglichkeit, das Rollmoment einfach und rasch bestimmen zu können, wurde das analytische Rechenmodell (4) mit Ein-Punkt-Daten angewendet [Tab. 1], wie sie üblicherweise in Datenbanken [7] und Handbüchern [8] aufgeführt sind. Dies betrifft insbesondere den Ersatz der Speichermoduln in (6) durch die Elastizitätsmoduln aus dem Kurzzeit-Zugversuch. Mit der Näherung $\mu_R = \mu_U = 0,35$ folgt so die Beziehung

$$M_R \approx 0,68 \cdot \tan \delta_V \cdot F \cdot b \approx 0,49 \cdot \tan \delta_V \cdot F \cdot \sqrt{\frac{F \cdot R_V}{l_a \cdot E_V}} \quad (10)$$

Zum Vergleich mit Ergebnissen aus

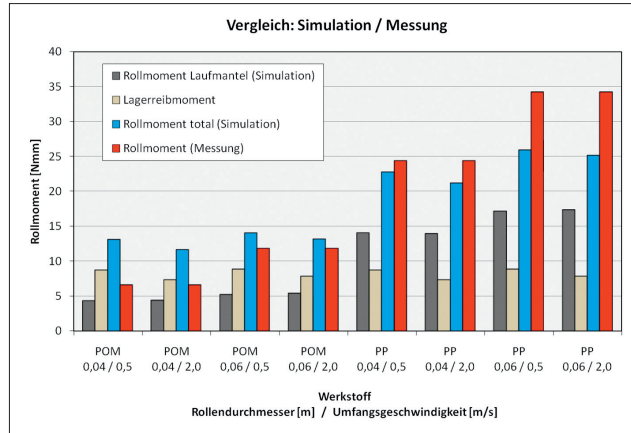
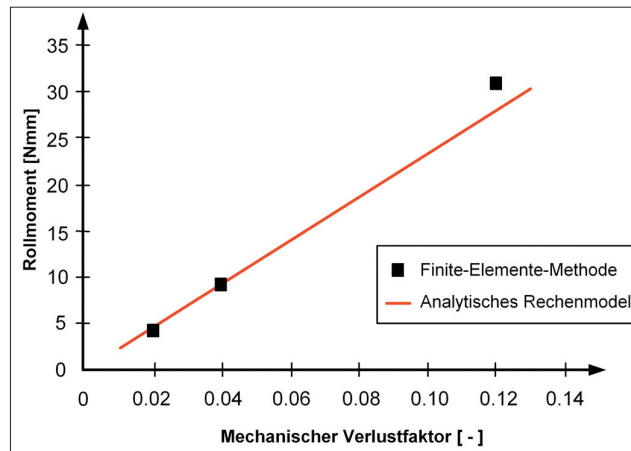


Abb. 8: Gegenüberstellung der Rollmomente aus Simulation und Versuch [4].

der FEM-Simulation wurden die Rollmomente von je einer POM-Rolle der Durchmesser 40 mm und 60 mm auf ebener, starrer Unterlage berechnet, also mit $\tan \delta_V = \tan \delta$, $R_V = d_R/2$ und $E_V = 2 \cdot E$. Die Übereinstimmung der Resultate war mit 3,3 bzw. 2,7 Prozent überraschend gut. Auch wenn diesbezüglich keine weiteren, systematischen Untersuchungen ange-

Abb. 9: Linearer Zusammenhang zwischen Rollmoment und mechanischem Verlustfaktor [4].



stellt wurden, kann (10) dennoch als brauchbare Formel für Abschätzungen in der Praxis gelten.

Schlussbemerkungen

Die Möglichkeit, das Rollverhalten von Kunststoff-Laufmantelrollen mit einem viskoelastischen n-Parameter-Maxwell-Modell in einer FEM-Analyse zu simulieren und daraus den Rollwiderstand zu bestimmen, ist ein wichtiges Ergebnis des Projekts. Obwohl hier die Beschleunigung aus dem Stillstand gleichzeitig mit dem Aufbau der Belastung erfolgte, kann grundsätzlich auch ein Anrollen nach längerer statischer Belastung

mit entsprechender Abplattung simuliert werden, was allerdings entsprechende Speicherkapazität erfordert.

Darüber hinaus konnte mit dem hier vorgestellten Rechenmodell ein praxistaugliches Instrument zur Berechnung bzw. Abschätzung des Rollwiderstandes von Kunststoff-Laufmantelrollen geschaffen werden. Dies allerdings mit der Einschränkung, dass damit nur der Widerstand bei stationärem Abrollen erfasst werden kann und kein Anrollen nach längerer, vorausgehender statischer Belastung.

Die grösste Schwierigkeit bei der Berechnung bzw. Abschätzung des Rollwiderstandes liegt darin, dass die erforderlichen Angaben über das Dämpfungsverhalten der Werkstoffe selbst in renommierten Datenbanken [7] nur sehr spärlich gestreut sind oder gar fehlen. Als Ausweg bietet sich an, diese Angaben bei den Werkstoffproduzenten zu erfragen.

Dank

Die vorliegende Arbeit entstand im Rahmen des Forschungsprojekts «Grundlagen für die Auslegung von Kunststoffkonstruktionen». Für dessen Förderung danken die Verfasser dem Forschungsfonds der HSR Hochschule für Technik Rapperswil. Gedankt sei auch der Denipro AG, Weinfelden, für die Durchführung der Versuche und dem IKT Institut für Kunststofftechnik (FHNW), Brugg-Windisch, für die Thermo-Mechanische Analyse (TMA) zur Ermittlung der dynamischen Werkstoffdaten.

Literatur

- [1] Lütkebohle, H.: Roll- und Wälzreibung zylindrischer Räder aus thermoplastischen Kunststoffen. Diss. TU Berlin, 1984
- [2] Kunz, J., Studer, M.: Zylindrische Laufmantelrolle mit partieller Abstützung. Kunststoff-Synthetic 53 (2006) 1, S. 18–21
- [3] Kunz, J., Studer, M.: Neuartige 2K-Laufrollen und ihre Kontaktmechanik. SwissPlastics 30(2008)3, S. 17–20
- [4] Kunz, J., Studer, M.: Forschungsprojekt Auslegung von Kunststoff-Laufrollen. Diverse interne, unveröffentlichte Dokumente. HSR Hochschule für Technik Rapperswil, 2005–2009
- [5] Grothe, K.-H., Feldhusen, J. (Hrsg.): Doppel-Taschenbuch für den Maschinenbau. Springer Verlag Berlin, 22. Aufl., 2007
- [6] Czichos, H., Hennecke, M. (Hrsg.): Hütte – Das Ingenieurwissen. Springer Verlag Berlin, 33. Aufl., 2008
- [7] Campus 5.1 Werkstoffdatenbank. CWFG GmbH, Frankfurt/Main
- [8] Elsner, P., Eyerer, P., Hirth, T. (Hrsg.): Dorninghaus – Springer Verlag Berlin, 7. Aufl., 2008