

## › Konstruktionselemente aus Kunststoff: Kontaktmechanik von Kunststoffrollen

# Profil zylindrischer Kunststoffrollen optimieren

Die kontaktmechanische Beanspruchung von Kunststoffrollen mit zylindrischem Laufmantel wird deutlich reduziert, wenn ihr Profil mit einem flach verlaufenden, kreisbogenförmigen Übergang vom Laufmantel zur Stirnseite optimiert wird (Bild 1), und zwar in Abhängigkeit von Rollengeometrie, Werkstoffeigenschaften, Belastung und allfälligem Verkantungswinkel. Dies haben Untersuchungen am Institut für Werkstofftechnik und Kunststoffverarbeitung IWK an der HSR Hochschule für Technik Rapperswil ergeben.

### › Johannes Kunz<sup>1</sup>, Manuel Peter<sup>2</sup>

Bei gleicher Rollenlast, gleichen Rollendurchmessern und gleichen Werkstoffeigenschaften weisen Kunststoffrollen mit zylindrischer Geometrie wegen theoretischer Linienberührung auf ebener Unterlage gegenüber Rollenprofilen mit theoretischer Punktberührung eine deutlich grössere Kontaktfläche auf. Als Vorteile daraus resultieren entsprechend geringere Werte von Kontaktdruck und Abplattung. Ein weiterer Pluspunkt ist der kleinere Rollwiderstand, der sich daraus ergibt, dass die dafür massgebende Abmessung der Kontaktfläche in Laufrichtung beim Zylinder kleiner ist als bei balligen oder dachartigen Laufmantelprofilen. Diese Vorteile bestehen, solange die zylindrische Lauffläche in idealem Kontakt mit der Unterlage ist, die Rollachse also parallel zur Unterlage ausgerichtet ist [1 – 3]. Verkantet die Rolle gegenüber der Unterlage auch nur geringfügig, so führt dies zu Punktberührung an der Rollenkante, und die erwähnten Vorteile entfallen [4]. Ursachen für ein solches Verkanten sind primär Unebenheiten der als eben vorausgesetzten Unterlage, eine gewisse Nachgiebigkeit der Rollenlagerung und/oder Ungenauigkeiten bei der Montage der Rollachsen.

<sup>1</sup> 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.

<sup>2</sup> Manuel Peter, BSc FHO in Maschinentechnik, wissenschaftlicher Mitarbeiter am IWK Rapperswil

### Optimierungsbedarf

Elastizitätstheoretische Überlegungen zeigen, dass die höchstbeanspruchten Stellen zylindrischer Laufrollen auch bei idealer Auflage in der Nähe der Rollenkante auftreten (Bild 2), also beim Übergang der rechteckförmigen Kontaktfläche zur Stirnseite der Rolle, Punkt II. Hier liegt ein zweiachsiger Spannungszustand mit entsprechend höheren Werten von Vergleichsspannung und maximaler Dehnung vor als im Mittelbereich der Kontaktfläche, Punkt I, wo der Spannungszustand dreiachsig ist. Dieser Effekt wird bei Berücksichtigung der Reibung zwischen Rolle und Unterlage noch verstärkt. Aus diesem Grund wird in der Literatur etwa vorgeschlagen, den Übergang von Lauffläche zu Stirnseite etwas abzurunden [5]. Bei Befolgung dieser Empfehlung zeigten sich in früheren FEM-Analysen [1, 2, 4] im Bereich des Übergangs von der zylindrischen Lauffläche zum Rundungsradius stets markante Überhöhungen von Vergleichsspannung und maximaler Dehnung (Bild 1, oben), welche auch in zahlreichen Variationen von Feinheit und Struktur des FE-Netzes zu dessen Verbesserung nicht zum Verschwinden gebracht werden konnten.

Diese Erkenntnisse legten es nahe, nach einem Laufrollenprofil zu suchen, das die genannten Überhöhungen von Vergleichsspannung und Dehnung möglichst vermeidet, ohne jedoch die Vorteile der zylindrischen Lauffläche preiszugeben. Zu einer solchen Optimierungsaufgabe motivierten vor allem auch Anhaltspunkte aus ersten gezielten Berechnungen [6]. Ziel der Untersuchung sollten Empfehlungen für die Gestaltung der Randpartie zylindrischer Laufrollen sein, derart, dass die maximalen Dehnungen und die Vergleichsspannung

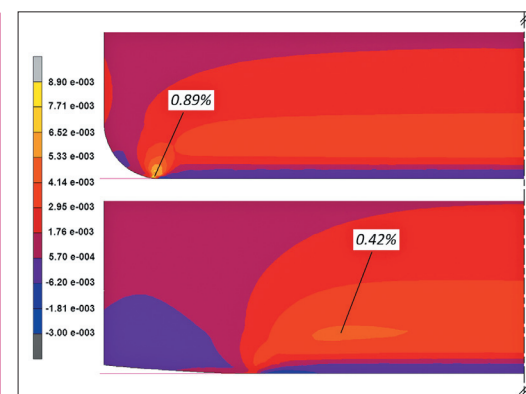


Bild 1: Profilloptimierung zylindrischer Laufmantelrollen: Deutliche Reduktion der kontaktmechanischen Beanspruchung um mehr als die Hälfte am Beispiel der maximalen positiven Dehnung.

insgesamt gering bleiben, und zwar sowohl bei paralleler als auch bei leicht verkanteter ebener Unterlage.

### Suche nach Verbesserungen

Die Untersuchung ging von der einfachen zylindrischen Rolle als Grundgeometrie aus (Bild 3 sowie Bild 4, Rolle 1) mit den Hauptabmessungen Rollendurchmesser  $d_R = 100$  mm, Nabendurchmesser  $d_N = 40, 60, 80$  mm und Rollenbreite  $l = 30$  mm. Die Kraft wurde mit  $F = 1000$  N festgelegt. Die Kenngrößen für das Verformungsverhalten des Laufmantelwerkstoffs sind der Kriechmodul  $E_R = 3000$  N/mm<sup>2</sup> und die Poissonzahl  $\mu_R = 0,35$ , wie sie etwa für POM gelten können. Die Unterlage wurde zwar der Einfachheit halber als starre Ebene modelliert. Ihre Verformbarkeit wird aber mit Verwendung von Vergleichsmodul (2.1) und Vergleichs-Poissonzahl (2.2) bei der Auswertung mit einbezogen (Tab 1). Rolle 2 hat, der erwähnten Empfehlung [5] gemäss, gerundete Übergänge zur Stirnseite

te mit einem Radius  $R_U = 2$  mm mit entsprechend reduzierter theoretischer Auflagelänge  $l_o$ . Im Verlauf der Untersuchung wurden fünf weitere Rollengeometrien definiert (Bild 4), bei denen der kritische Bereich des Übergangs von der zylindrischen Lauffläche zur Stirnseite aufgrund qualitativer Überlegungen und bis dahin gewonnener Erkenntnisse sukzessive mit veränderten Korrekturen versehen wurde. So wurde bei den Rollen 3 und 4 der Rundungsradius  $R_U$  beibehalten, jedoch in Anlehnung an die Idee der Entlastungskerven versucht, die auftretenden Spannungs- und Dehnungsüberhöhungen stirnseitig mittels steifigkeitsreduzierenden Ausnehmungen von der Tiefe  $R_U$  zu mildern. Anders die Rollen 5, 6 und 7. Sie weisen sehr flach verlaufende Übergänge auf, und zwar als kubische Parabel, kreisbogenförmig und

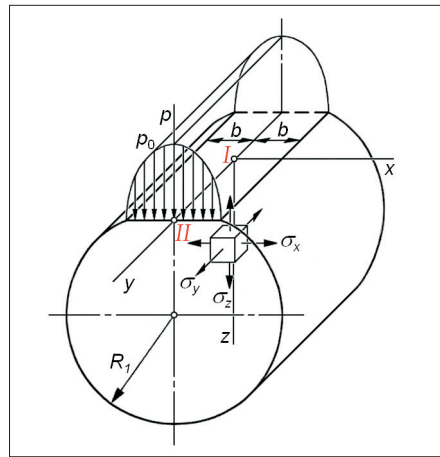


Bild 2: Kontaktmechanische Beanspruchung eines Zylinders: Kritische Stelle an Kante zwischen Kontaktfläche und Stirnseite (Punkt II, ebener Spannungszustand)

linear in Form einer entsprechend dem Verkantungswinkel  $\beta$  minim geneigten Fase der Länge  $a = 7,5$  mm. Entsprechend wurde dadurch bei diesen drei Varianten die zylindrische Auflagelänge auf  $l_o = l/2$  reduziert. Eine ballige Rolle 0 mit sonst gleichen Hauptabmessungen wie alle übrigen Varianten diente als rein informativer Quervergleich bzw. als Referenz. Alle diese Rollen wurden je in idealer Auflage auf der ebenen Unterlage sowie mit einer um  $\beta = 1,5^\circ$  verkanteten Rollenachse kontaktmechanisch untersucht. Variiert wurden in erster Linie jene Abmessungsverhältnisse, die aufgrund früherer Erkenntnisse einen merklichen Einfluss erwarten liessen. Dies gilt insbesondere für das Durchmesser Verhältnis  $d_N / d_R$ . Zur Überprüfung der Resultate wurden sodann auch der Verkantungswinkel  $\beta$  und die Rollenbreite  $l$  variiert. Mit diesem pragmatischen Vorgehen sollten die erfolgsversprechenden Ansätze eruiert werden. Aus den Erkenntnissen der anschließenden Optimierung sollten Empfehlungen für die Profilgestaltung als auch Formeln für die quantitative Festlegung der massgebenden Abmessungen erarbeitet werden.

### Rechnerische Analysen

Für die rechnerischen Analysen wurden sowohl kontaktmechanisch-theoretische Grundlagen [8] als auch die Finite Elemente Methode (FEM) beigezogen. Sie basieren auf folgenden Voraussetzungen und Idealisierungen:

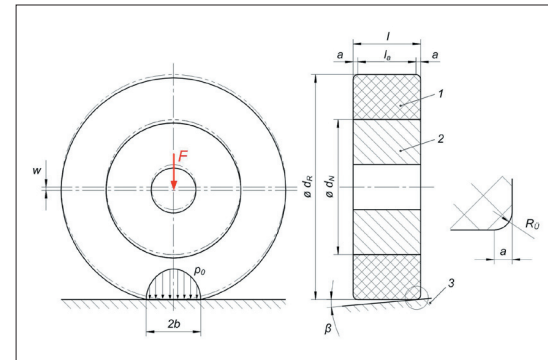


Bild 3: Geometrie der zylindrischen Laufmantelrollen und Grössen der Kontaktmechanik  
1: Laufmantel; 2: Nabe; 3: Unterlage (Laufbahn), verkantet;  $d_R$ : Rollendurchmesser [mm];  $d_N$ : Nabendurchmesser [mm];  $l_o$ : Theoretische Auflagelänge (Breite der zylindrischen Lauffläche) [mm];  $l$ : Rollenbreite [mm];  $R_U$ : Rundungs- bzw. Übergangsradius [mm];  $a$ : Breite des Übergangs [mm];  $\beta$ : Verkantungswinkel [ $^\circ$  bzw. rad];  $b$ : Halbe Kontaktflächenbreite in Umfangsrichtung [mm];  $p_0$ : Maximaler Kontaktdruck [N/mm<sup>2</sup>];  $w$ : Abplattung [mm]

- Laufmantel und Nabe sind von gleicher Zylinderlänge (Rollenbreite);
- der Kunststoff des Laufmantels verhält sich linear viskoelastisch, d.h. die zeitabhängige Werkstoffsteifigkeit, beschrieben durch den Kriechmodul, ist keine Funktion der Last;
- zwischen Nabe und Laufmantel besteht kein Stoffschluss;
- die Nabe besteht aus einem Werkstoff vergleichsweise hoher Steifigkeit, so dass ihre Verformung vernachlässigt werden kann;
- die Krafteinleitung in die Nabe erfolgt in deren Zentrum;
- die Rolle wirkt als reine Laufrolle, d.h. es wirken keine Tangentialkräfte in der Berührungsfläche;
- die Unterlage ist eben und wird als linear elastischer bzw. linear viskoelastischer Halbraum betrachtet;
- zwischen Laufmantel und Unterlage wirkt Reibung.

### Aufschlussreiche Ergebnisse

Als Beurteilungskriterien für die Auswertung der Ergebnisse wurden die maximale positive Dehnung und die Vergleichsspannung nach der Gestaltänderungsenergiehypothese GEH (von Mises) beigezogen. Da der Einfluss des Durchmesser Verhältnisses  $d_N / d_R$  relativ gering ausfiel, wurden die Ergebnisse über die untersuchten Parame-

Schritt	Tätigkeit / Formel
1	<ul style="list-style-type: none"> <li>Hauptabmessungen der Rolle festlegen: <math>d_R, d_N, l_o, a</math></li> <li>Werkstoffkennwerte bestimmen: <math>E_R, \mu_R, E_L, \mu_L</math></li> </ul>
2	$E_V = 2 \cdot \frac{E_R \cdot E_L}{E_R + E_L} \quad (2.1)$
2	$\mu_V = \sqrt{\frac{E_R \cdot \mu_L^2 + E_L \cdot \mu_R^2}{E_R + E_L}} \quad (2.2)$
3	$\varphi \approx 3 \cdot \beta \quad (3)$
4	$a_\beta = a \cdot \frac{\sin \beta}{\sin \varphi} \quad (4.1)$
	$e_\beta = a \cdot \frac{1 - \cos \beta}{\sin \varphi} \quad (4.2)$
	$\lambda = a \cdot \frac{1 - \cos \varphi}{\sin \varphi} \quad (4.3)$
	$R_U = \frac{a}{\sin \varphi} \quad (4.4)$
5	$\eta = \frac{ R_R - R_U }{ R_R + R_U } \quad (5.1)$
	$R_V \approx 2 \cdot \frac{R_R \cdot R_U}{R_R + R_U} \quad (5.2)$
6	$w_U \approx 1,31 \cdot (1 - \eta^2)^{0,23} \cdot \sqrt[3]{\frac{F^2}{R_V} \cdot \left(\frac{1 - \mu_V^2}{E_V}\right)^2} \quad (6)$
7	$x = a_\beta + \frac{1}{\tan \beta} \cdot \left( \lambda - e_\beta - \frac{w_U}{\cos \beta} \cdot S \right) \quad (7)$
8	$x \approx a \text{ mit } x > a? \quad (8)$ <p><math>x &gt; a</math>: <math>\varphi</math> verkleinern bzw. <math>x &lt; a</math>: <math>\varphi</math> vergrößern</p>
9	<ul style="list-style-type: none"> <li>Schritte 4 bis 8 wiederholen, bis (8) mit gewünschter Genauigkeit erreicht ist</li> <li><math>\varphi</math> definitiv festlegen</li> </ul>
10	$e = a \cdot \frac{1 - \cos \varphi}{\sin \varphi} \quad (10.1)$
	$R_U = \frac{a}{\sin \varphi} \quad (10.2)$

Tabelle 1: Optimierungsschritte und Berechnungsformeln

terwerte 0,4, 0,6 und 0,8 gemittelt und anhand dieser Mittelwerte untereinander verglichen (Bild 5).

Als erstes bestätigte sich, dass die empfohlene Abrundung (Rolle 2, Bild 4) nicht das erwünschte Resultat bringt, im Gegenteil, die Massnahme ist kontraproduktiv. Einzig beim Verkanten ergaben sich im Vergleich zu Rolle 1 etwa 25 Prozent tiefere Höchstwerte von Vergleichsspannung und Dehnung, die aber immer noch sehr hoch lagen. Ganz ähnlich bei den Rollen 3 und 4: Die steifigkeitsreduzierenden Ausnehmungen hatten wohl eine gewisse Wirkung in der angestrebten Richtung, brachten aber auch nicht den entscheidenden Durchbruch. Sie alle zeigten an derselben Stelle des Profilübergangs von der Geraden zum Rundungsradius ebenfalls eine ausgeprägte Überhöhung von maximaler positiver Dehnung und Vergleichsspannung.

Zwecks Reduktion dieser lokalen Überhöhungen wurde bei Rolle 5 (Bild 4) mit einer kubischen Parabel ein Übergang gewählt, der auch in der zweiten Ableitung stetig an die Gerade anschliesst. Die Kurve sollte so flach als möglich verlaufen, aber doch so, dass die unter Kraftwirkung entstehende Kontaktfläche die Schnittkante mit der Stirnfläche nicht erreicht. Das Ergebnis entspricht völlig den Erwartungen: Sowohl bei der achsparallelen Ebene als auch verkantet werden die Höchstwerte von Dehnung und Vergleichsspannung trotz reduzierter Auflagelänge  $l_a$  markant reduziert. Damit bestätigte sich eine bereits früher gemachte Feststellung [6].

Wird der flache Übergang als Kreisbogen gestaltet (Rolle 6), so liegen die erzielten

Werte in der gleichen Grössenordnung wie bei Rolle 5. Für die Praxis dürfte indessen ein Radius einfacher zu definieren sein als eine kubische Parabel. Hat der Übergang die Form einer flachen Fase mit einer Neigung entsprechend dem Verkantungswinkel  $\beta$  (Rolle 7), so ergeben sich wieder leicht erhöhte Dehnungs- und Vergleichsspannungswerte. Zudem ist der Übergang von der achsparallelen zur verkanteten Lage nicht stetig, sodass sich zwischen den Endwerten zusätzliche Überhöhungen von Spannung und Dehnung einstellen.

Damit erwiesen sich aus der vergleichenden Untersuchung die Rollen 5 und 6 als die mit Abstand am besten geeigneten Lösungen (Bild 5). In der unverkanteten Lage sind sie der balligen Vergleichsrolle 0 mit ihrer theoretischen Punktberührung überlegen, und zwar mit rund 30 Prozent geringeren Werten von maximaler Dehnung und Vergleichsspannung. Die Werte beim Verkanten liegen umgekehrt zwischen 8 und 45 Prozent höher. Geht man davon aus, dass das Verkanten bei zylindrischen Rollen die Ausnahme bleibt, so treten deren Vorteile alles in allem deutlich hervor. Insgesamt ist die Rolle 6 mit dem kreisbogenförmigen Übergang leicht besser als die Rolle 5 mit der kubischen Parabel, deren Krümmung nach aussen hin zunimmt.

### Optimales Profil: Kreisbogenförmiger Übergang

Das bestgeeignete Profil einer zylindrischen Laufrolle weist also beidseitig der theoretischen Auflagelänge  $l_a$  eine flache, kreisbogenförmig verlaufende Übergangszone entsprechend Rolle 6. Bei ihrer Auslegung werden zunächst Belastung, Werkstoff und Hauptabmessungen definiert. Dabei kann z.B. die Beziehung

$$\bar{\epsilon} \approx 3 \cdot \frac{w}{d_R - d_N} \approx 20 \cdot \frac{F}{E_V \cdot l_a \cdot d_R} \cdot \frac{1 - 0,54 \cdot \frac{d_N}{d_R}}{1 - \frac{d_N}{d_R}} \leq \epsilon_{zul} \quad (1)$$

hilfreich sein. Sie verknüpft eine bekannte Erfahrungsformel für den Kompromiss zwischen einer möglichst hohen Belastbarkeit der Rolle und einer möglichst schnellen und vollständigen Rückverformung nach Entlastung [6, 7] mit der Beziehung zur Berechnung der Abplattung  $w$  zylindrischer Laufmantelrollen [1]. Mit einer Rollenbreite

im Bereich  $2 \leq l/l_a \leq 4$ , wie er in der Untersuchung gewählt wurde, können gute Ergebnisse erwartet werden.

Der kreisbogenförmige Übergang wird durch die Breite  $a = (l - l_a)/2$  und den Winkel  $\varphi$  definiert (Bild 6). Daraus ergibt sich der radiale Kantenabstand  $e$ . Ein solcher Übergang ist dann optimal, wenn die eingangs genannten Überhöhungen von Spannungen und Dehnungen möglichst klein bleiben, und zwar sowohl in achsparalleler als auch in verkanteter Lage. Das erwähnte Optimierungsziel wird dann erreicht, wenn der Winkel  $\varphi$  möglichst klein ist, ohne dass aber die Kontaktfläche bis zur Kante an der Stirnfläche reicht, d.h. wenn ganz aussen im Übergang kein Kontakt mit der Unterlage erfolgt.

Der hier vorgestellte Optimierungsprozess (Tab. 1) geht vom Auftreten geringer Verkantungen in der Grössenordnung von zumindest etwa  $\beta \geq 0,5^\circ$  aus – eine Annahme, die in den meisten Fällen nicht unrealistisch sein dürfte. Wesentliches Instrument im Optimierungsprozess ist eine geometrisch hergeleitete Variable  $x$  mit der Dimension einer Länge, vgl. Tab. 1, Formel (7). Optimale Verhältnisse liegen vor, wenn  $x \approx a$  erreicht wird, jedoch unter der Bedingung  $x > a$ . Der Sicherheitsfaktor  $S$  gewährleistet, dass die Kontaktfläche tatsächlich nicht von der Kante zur Stirnfläche begrenzt wird. Aufgrund der gewonnen Erkenntnisse kann  $1,5 < S < 2,5$  empfohlen werden.

Das Vorgehen umfasst mehrere Schritte (Tab. 1). Nachdem die Hauptabmessungen und die Werkstoffkennwerte bestimmt sowie im Schritt 2 Vergleichsmodul  $E_V$  (2.1) und Vergleichspoissonzahl  $\mu_V$  (2.2) berechnet sind, ist in Schritt 3 ein Ausgangswert

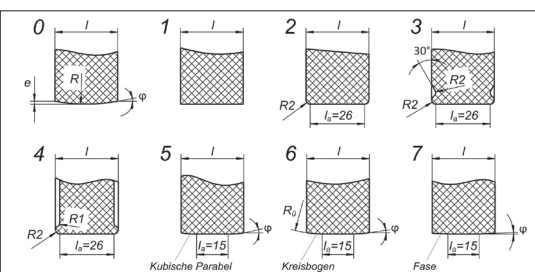


Bild 4: Varianten von Rollenprofilen mit unterschiedlich gestalteten Übergangsbereichen 0: Ballige Rolle (Referenzrolle); 1: Kantiger Übergang; 2: Gerundeter Übergang; 3: Gerundeter Übergang mit Entlastungsnut; 4: Gerundeter Übergang mit zurückgesetzter Stirnfläche; 5: Übergang in Form einer flachen kubischen Parabel; 6: Übergang in Form eines flachen Kreisbogens; 7: Linear gestalteter Übergang in Form einer flachen Fase.

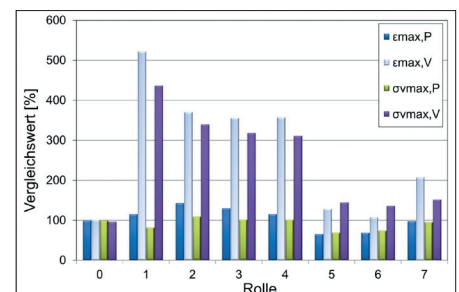


Bild 5: Vergleich der verschiedenen Rollenprofile nach Bild 4

$\epsilon_{max,P}$ : maximale positive Dehnung parallele Lage;  $\epsilon_{max,V}$ : maximale positive Dehnung verkantete Lage  $\beta = 1,5^\circ$ ;  $\sigma_{max,P}$ : maximale GEH-Vergleichsspannung parallele Lage;  $\sigma_{max,V}$ : maximale GEH-Vergleichsspannung verkantete Lage  $\beta = 1,5^\circ$

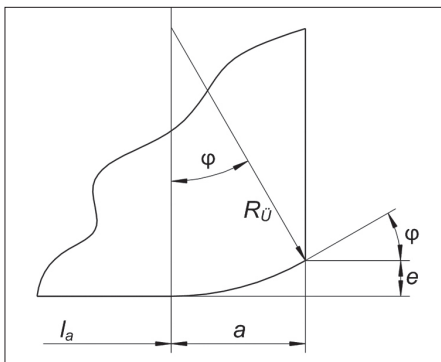


Bild 6: Geometrie des kreisförmigen Übergangs (Rolle 6), stark überhöht

für den Winkel  $\varphi$  in Funktion des gegebenen Verkantungswinkels  $\beta$  festzulegen. Als zweckmässiger Ansatz hierfür hat sich  $\varphi \approx 3 \cdot \beta$  (3) herausgestellt (Tab. 1). In den Schritten 4 und 5 werden die geometrischen Grössen bestimmt, die dann in den Schritten 6 und 7 in die Abschätzung der Abplattung  $x$  im Übergangsbereich (6) und in die Formel für die Optimierungsvariable  $x$  (7) einfließen. Da der Übergangsbereich eine ballige Oberfläche aufweist, wird für die Abschätzung von  $w_U$  die für ballige Rollen geltende Beziehung verwendet [9]. Es folgt Schritt 8 mit dem Vergleich von  $x$  mit  $a$ , worauf nach einer allfälligen Korrektur

Ein analoges Vorgehen wurde auch für den Übergang in Form einer kubischen Parabel (Rolle 5) entwickelt [10], soll aber hier nicht vorgestellt werden.

### Idealfall: Kein Verkanten

Im Idealfall kann damit gerechnet werden, dass die Rollen nicht verkanten, etwa dank einer entsprechend anpassungsfähigen Lagerung. Weil dann  $\beta = 0$  wird, kann das oben vorgestellte Vorgehen nicht angewendet werden. In diesem Fall ist es zweckmässig, den radialen Kantenabstand aufgrund der theoretischen Abplattung

$$w_{th} \approx 5,7 \cdot \frac{F}{E_V \cdot l_a} \cdot \left( 1,2 - 0,65 \cdot \frac{d_N}{d_R} \right) = 6,9 \cdot \frac{F}{E_V \cdot l_a} \cdot \left( 1 - 0,54 \cdot \frac{d_N}{d_R} \right) \approx e \quad (11)$$

der zylindrischen Laufrolle zu bestimmen [1]. Die Einrechnung eines Sicherheitsfaktors ist dabei nicht erforderlich, da die achsiale Abmessung der effektiven Kontaktfläche grösser ist als die theoretische Auflagelänge  $l_a$  (Bild 7) und so mit (11) die effektive Abplattung  $w_{eff}$  überschätzt wird. Das optimale Profil kann dann ohne Iteration festgelegt werden mit

$$\varphi = 2 \cdot \arctan\left(\frac{e}{a}\right) \quad (12) \quad \text{und} \quad R_U = \frac{a}{\sin \varphi} \quad (13)$$

Bei einer Rolle mit  $d_R = 100$  mm,  $d_N = 40$  mm,  $l_a = 15$  mm,  $a = 7,5$  mm,  $F = 1000$  N,  $E_R = 3000$  N/mm<sup>2</sup> und  $\mu_R = 0,35$  auf einer ebenen Unterlage aus Stahl ergeben sich nach (11) und (12) ein radialer Kantenabstand  $e \approx w_{th} = 0,094$  mm und ein Winkel  $\varphi = 1,43^\circ$ . Dies entspricht gemäss (13) einem Radius  $R_U = 300$  mm. Mit der FEM-Analyse wurde die effektive Abplattung zu  $w_{eff} = 0,069$  mm bestimmt, während sich unter Last der radiale Kantenabstand auf  $e_{eff} = 0,050$  mm reduzierte. Damit ist bestätigt, dass die Kontaktfläche die Kante des Übergangs zur Stirnseite nicht erreicht, und zwar mit einer komfortablen Reserve.

### Fazit

Mit einem flach verlaufenden, kreisbogenförmigen Übergang von der zylindrischen Lauffläche zur Stirnseite können Kunststoff-Laufrollen optimal gestaltet werden, d.h. dass die unerwünschten Überhöhungen von Dehnungen und Spannungen am Rand

der zylindrischen Lauffläche weitgehend ausbleiben bzw. stark reduziert werden. Dies gilt speziell auch für Rollen, bei denen mit einem gelegentlichen Verkanten in einem begrenzten Winkelbereich gerechnet werden muss. Diese praktische Massnahme verleiht den Rollen günstige kontaktmechanische Eigenschaften. Damit fällt für solche Anwendungen ein Vergleich mit balligen Rollenprofilen insgesamt vorteilhaft aus. Ballige Rollenprofile sind jedoch dann angezeigt, wenn die Rollen relativ häufig und mit grösseren Winkeln verkanten oder auf einer stark nachgiebigen Unterlage laufen sollten.

Die hier vorgestellte Profilloptimierung ist einfach realisierbar und effektiv. Der flach verlaufende Übergangsbereich bewirkt nicht nur eine erhebliche Senkung der Beanspruchung, er erleichtert zudem das Entformen bei der Herstellung von Laufrollen im Spritzgiessprozess.

### Literatur

- [1] Kunz, J.: Kontaktmechanik zylindrischer Kunststoff-Laufmantelrollen. *Kunststoffe-Synthetics* 52(2005)6, S. 19-22
- [2] Kunz, J., Studer, M.: Zylindrische Laufmantelrolle mit partieller Abstützung. *Kunststoffe-Synthetics* 53(2006)1, S. 18-21
- [3] Kunz J.: Laufrollen. In: Kunz, J., Michaeli, W., Herrlich, N., Land, W. (Hrsg.): *Kunststoffpraxis: Konstruktion*, WEKA Media GmbH Kissing, Aktualisierungsstand April 2012
- [4] Kunz, J., Gschwend, F.: Verkanten zylindrischer K-Laufmantelrollen. *KunststoffXtra* 1(2011)12, S. 63-66
- [5] Ten Bosch, M.: *Berechnung der Maschinenelemente*. Springer Verlag Berlin, 3. Aufl., 1951, S. 128
- [6] Kunz, J.: Kunststoff-Laufmantelrollen und ihre kontaktmechanische Auslegung. In: *KISSsoft AG (Hrsg.): Schweizer Maschinenelemente Kolloquium 9./10. November 2010 Rapperswil*, Tagungsband. TUDpress, Verlag der Wissenschaften GmbH, Dresden 2010, S. 281-298
- [7] Kunz, J.: Zur kontaktmechanischen Auslegung von Kunststoff-Laufrollen. *Konstruktion* 63(2011)7/8, S. 67-71
- [8] Kunz, J.: Kontaktprobleme und ihre praktische Lösung. *Konstruktion* 61(2009)11/12, S. 54-58
- [9] Kunz, J., Bürzle, W., Studer, M.: *Kontaktmechanik balliger Kunststoff-Laufmantelrollen*. *Swiss-Plastics* 29(2007)6, S. 31-34
- [10] Peter, M.: *Optimierung des Profils zylindrischer Laufmantelrollen*. Diverse interne, unveröffentlichte Dokumente. HSR 2011/2012

### Dank

Die vorliegende Arbeit entstand im Rahmen des Forschungsprojekts «Berechnung von Kunststoffkonstruktionen». Für dessen Förderung danken die Verfasser dem Forschungsfonds der HSR Hochschule für Technik Rapperswil. ■

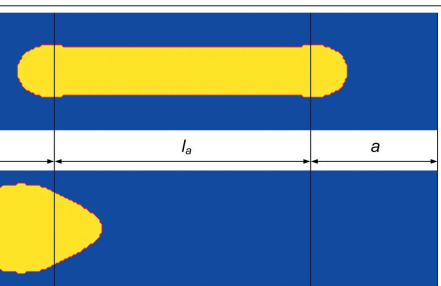


Bild 7: Kontaktfläche einer zylindrischen Rolle mit optimiertem kreisförmigen Übergang: Rolle unverkantet (parallele Lage,  $\beta = 0$ ; oben) und verkantet ( $\beta = 1,5^\circ$ ; unten)

die Schritte 4 bis 8 erneut zu durchlaufen sind, bis die gewünschte Genauigkeit erreicht ist und der Winkel  $\varphi$  definitiv festgelegt werden kann. Als dann können in einem letzten Schritt 10 der radiale Kantenabstand  $e$  (10.1) und der Radius  $R_U$  (10.2) des Übergangs bestimmt werden. Die iterative Prozedur dieser Optimierung ist besonders einfach abzuwickeln, wenn sie beispielsweise in Excel programmiert wird. Bei der hier vorgestellten Untersuchung genügten jeweils ein bis vier Iterationen, bis der Winkel  $\varphi$  optimiert war (Schritt 9).