

Konstruktion

Zeitschrift für Produktentwicklung und Ingenieur-Werkstoffe

Organzeitschrift der VDI-Gesellschaften Produkt- und Prozessgestaltung (VDI-GPP) und Materials Engineering (VDI-GME)



Kontaktprobleme und ihre praktische Lösung

J. Kunz

J. Kunz

Kontaktprobleme und ihre praktische Lösung

Contact Problems and their Practical Solving

Inhalt Für die Lösung von Kontaktproblemen, die insbesondere bei allgemeinen Krümmungsverhältnissen einigermaßen umständlich sein kann, werden für die Praxis ein zweckmäßiges Vorgehen skizziert und sinnvoll vereinfachte Berechnungsformeln für die kontaktmechanischen Größen angegeben. Dies betrifft vor allem die Darstellung der tabellierten Krümmungsbeiwerte in Form von Stützfunktionen sowie die Verwendung von rechnerischen Vergleichswerten für die Krümmungsverhältnisse und die Elastizitätskonstanten. Aufgezeigt werden auch Möglichkeiten zur effizienten Lösung von Kontaktproblemen mittels der Finite Elemente Methode (FEM, Bild 1).

Abstract Concerning the solving of contact problems, which might be rather complicated especially in connection with general curvature conditions, a practical approach and usefully simplified formulas for the terms of the contact mechanics are presented. This regards primarily the representation of the tabulated curvature coefficients as smoothing functions as well as the use of arithmetical equivalent values for the curvature conditions and the constants of elasticity. Possibilities for the efficient solving of contact problems using the finite element method (FEM, Bild 1) are pointed out as well.

1 Einleitung

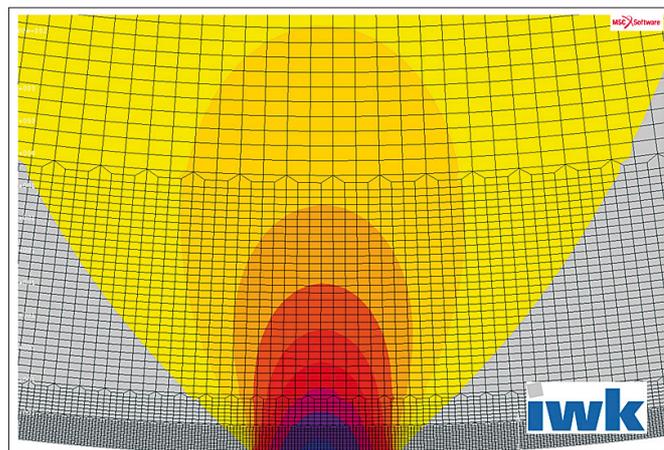
Der Begriff Kontaktprobleme bezeichnet die Situation bei der Berührung zweier Körper mit gekrümmten Oberflächen unter Kraftwirkung. Durch örtliche Verformung entsteht aus dem theoretischen Berührungspunkt bzw. der theoretischen Berührungslinie eine Kontaktfläche, über welcher sich der Kontaktdruck im Allgemeinen ungleichmäßig verteilt. Diese Oberflächenbeanspruchung setzt sich in Form von Spannungen ins Innere der beiden Körper fort (Bild 2).

Die allgemeine Lösung solcher Kontaktprobleme geht auf Hertz zurück [1, 2]. Sie basiert auf Ansätzen aus der Elastizitätstheorie,

setzt also die Gültigkeit des Hookeschen Gesetzes und die Beschränkung auf isotropes, elastisches Werkstoffverhalten voraus. Die Hertzsche Theorie verlangt überdies theoretische Punktberührung und so kleine Kontaktflächen im Vergleich zu den Körperabmessungen, dass sich die Spannungsverteilungen im Körperinnern kaum von jenen im unendlichen Halbraum unterscheiden.

Die Hertzsche Theorie ist mathematisch sehr anspruchsvoll. Für die praktische Anwendung sind daher rezepthaft anwendbare

Formeln herausgearbeitet worden [3, 4], mit denen generell die klassischen kontaktmechanischen Größen berechnet werden können, nämlich die Abmessungen der Kontaktfläche, der maximale Kontaktdruck und die als Abplattung bezeichnete Annäherung der beiden Körper. Für spezielle Geometrien wie beispielsweise Kugeln können auch die Komponenten des räumlichen Spannungszustandes unterhalb der Kontaktfläche und daraus gegebenenfalls eine Vergleichsspannung abgeleitet werden. Das Vorgehen bei



Autor

Prof. Dipl.-Ing. Johannes Kunz
Institut für Werkstofftechnik und
Kunststoffverarbeitung (IWK)
HSR Hochschule für Technik Rapperswil
Oberseestraße 10, 8640 Rapperswil/CH
E-Mail: iwK@hsr.ch
www.iwk.hsr.ch

Bild 1

Kontaktproblem mit
Spannungen im Innern

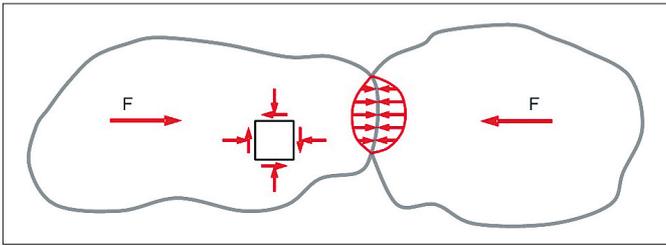


Bild 2
Kontaktproblem
schematisch

der Lösung allgemeiner Kontaktprobleme ist eher umständlich, weshalb jede vertretbare Vereinfachung willkommen sein dürfte.

2 Erfassung der Krümmungsverhältnisse

Der erste Schritt eines zweckmäßigen Vorgehens besteht in der Beschreibung der Krümmungsverhältnisse in der Kontaktzone durch die lokalen Hauptkrümmungsradien der beiden Körper 1 und 2 (Bild 3). Diese sind definiert als die Extremwerte der Krümmungsradien bei Drehung der Schnittebenen um die Berührungsnormale. Dabei ist die Konvention

$$R_{11} \geq R_{12}; \quad R_{21} \geq R_{22} \quad (1)$$

zu beachten, in der die Radien konkav gekrümmter Oberflächen als negative Größen gelten (Bild 4). Dabei sind die Hauptkrümmungsebenen E_{11} und E_{21} im allgemeinen Fall nicht deckungsgleich, sondern liegen um einen Winkel ψ auseinander. Mit diesen Radien wird zunächst der Vergleichs-Krümmungsradius

$$R_V = \frac{2}{\frac{1}{R_{11}} + \frac{1}{R_{12}} + \frac{1}{R_{21}} + \frac{1}{R_{22}}} \quad (2)$$

für die lokale Krümmungssituation gebildet, der als Radius einer Kugel betrachtet werden kann, die eine ebene Fläche kontaktiert. Er stellt ein Maß für die Größe der Krümmungs-

radien insgesamt dar. Sodann sind die Hauptkrümmungsradien zum Krümmungsparameter

$$\eta = \frac{\sqrt{\left(\frac{1}{R_{11}} - \frac{1}{R_{12}}\right)^2 + \left(\frac{1}{R_{21}} - \frac{1}{R_{22}}\right)^2} + 2 \cdot \left(\frac{1}{R_{11}} - \frac{1}{R_{12}}\right) \cdot \left(\frac{1}{R_{21}} - \frac{1}{R_{22}}\right) \cdot \cos 2\psi}{\frac{1}{R_{11}} + \frac{1}{R_{12}} + \frac{1}{R_{21}} + \frac{1}{R_{22}}} \quad (3)$$

zu verrechnen, der vor allem die Art der Krümmungssituation erfasst und mit $\eta = \cos \vartheta$ mit dem Hilfswinkel ϑ verknüpft ist. Von diesem hängen die Krümmungsbeiwerte c_i ab (Bild 5), die in den Formeln für die kontaktmechanischen Größen (7) bis (9) die Krümmungssituation repräsentieren, und die aus Kombinationen von elliptischen Integralen 1. und 2. Art bestehen. Sie sind daher sehr aufwendig zu berechnen, weshalb sie dem Anwender üblicherweise in Tabellenform zur Verfügung stehen (Tabelle 1). Dies bedingt häufig das Interpolieren, was nicht nur unhandlich ist, sondern wegen der mit $\eta = \cos \vartheta$ zunehmenden Nichtlinearität auch etwelche Ungenauigkeiten zur Folge haben kann. Aus diesen Gründen wurde versucht, diese Beiwerte durch Stützfunktionen zu beschreiben [5, 6] (Bild 5), was mit Potenzansätzen recht gut gelungen ist:

$$c_1 = (1 - \eta^{0,64})^{-0,4} \quad (4.1)$$

$$c_2 = (1 - \eta^{0,5})^{0,25} \quad (4.2)$$

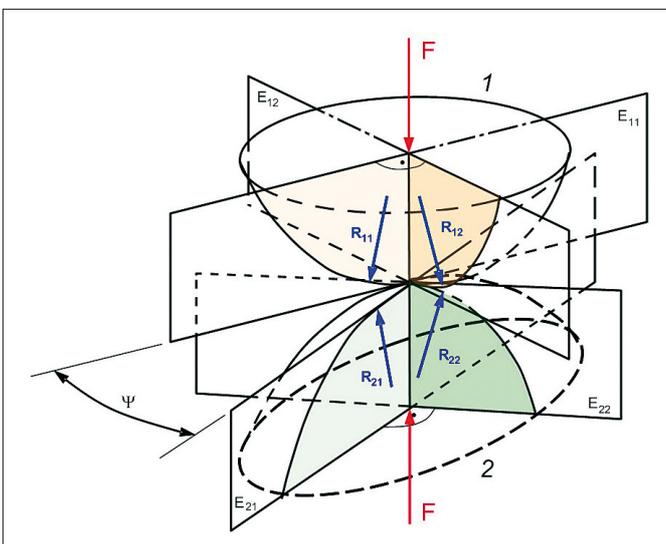


Bild 3
Hauptkrümmungsebenen
und -radien der Kontakt-
körper 1 und 2

$$c_3 = (1 - \eta^2)^{0,2} \quad (4.3)$$

$$c_4 = \frac{\pi}{2} \cdot (1 - \eta^2)^{0,23} \quad (4.4)$$

Diese Funktionen entsprechen mit Abweichungen von 1 bis maximal 4 % den Tabellenwerten, außer bei $\cos \vartheta \geq 0,985$, wo die maximale Abweichung je nach Beiwert zwischen 3 bis 8 % beträgt.

3 Elastizitätseigenschaften

Die elastischen Eigenschaften der beiden isotropen Körper werden je durch den Elastizitätsmodul E und die Poisson- bzw. Querkontraktionszahl μ beschrieben. Diese können für beide Körper zusammen zum Vergleichs-Elastizitätsmodul bzw. zur Vergleichs-Poissonzahl verrechnet werden gemäß

$$E_V = 2 \cdot \frac{E_1 \cdot E_2}{E_1 + E_2} \quad (5)$$

$$\mu_V = \sqrt{\frac{E_1 \cdot \mu_2^2 + E_2 \cdot \mu_1^2}{E_1 + E_2}} \quad (6)$$

Diese Vergleichsgrößen stellen eine Art Mittelwerte dar, also die Elastizitätskonstanten von zwei Körpern mit identischen Elastizitätseigenschaften und gleichwertiger Kontaktsituation. Weisen beide Körper tatsächlich gleiche Elastizitätskonstanten auf, so wird daraus $E_V = E$ und $\mu_V = \mu$. Bei $E_1 \gg E_2$ resultiert $E_V \approx 2 \cdot E_2$ und $\mu_V \approx \mu_1$.

4 Kontaktmechanische Größen

Mit der belastenden Kraft F , den vorerwähnten Beiwerten c_i sowie den Vergleichswerten R_V , E_V und μ_V ergeben sich nun die Formeln für die kontaktmechanischen Größen wie folgt:

– Große bzw. kleine Halbachse der ellipsenförmigen Kontaktfläche:

$$a = 1,15 \cdot c_1 \cdot \sqrt[3]{F \cdot R_V \cdot \frac{1 - \mu_V^2}{E_V}} = 1,15 \cdot (1 - \eta^{0,64})^{-0,4} \cdot \sqrt[3]{F \cdot R_V \cdot \frac{1 - \mu_V^2}{E_V}} \quad (7.1)$$

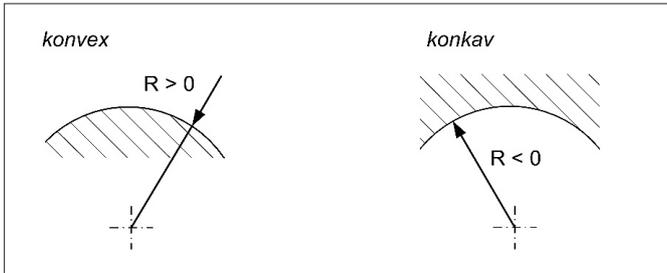


Bild 4

Vorzeichenregel für die Krümmungsradien

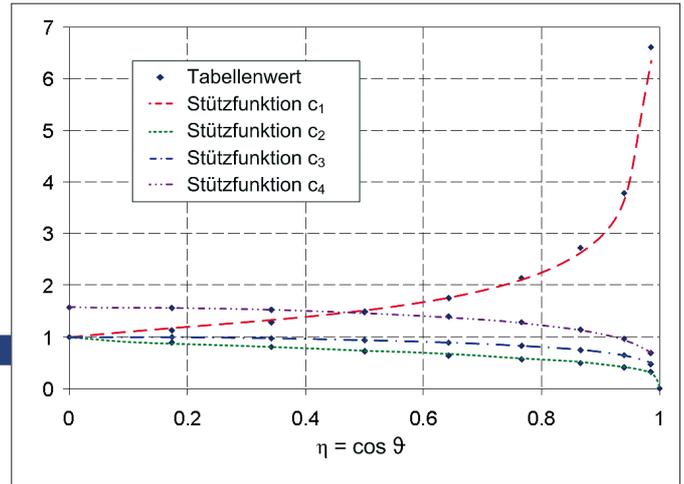


Bild 5

Stützfunktionen für die Krümmungsbeiwerte c_i in Funktion von ϑ bzw. $\eta = \cos \vartheta$ [5]

ϑ	90°	80°	70°	60°	50°	40°	30°	20°	10°	0°
cos ϑ	0	0,174	0,342	0,5	0,643	0,766	0,866	0,940	0,985	1
c_1	1	1,128	1,284	1,486	1,754	2,136	2,731	3,778	6,612	∞
c_2	1	0,893	0,802	0,717	0,641	0,567	0,493	0,408	0,319	0
c_3	1	0,993	0,971	0,939	0,889	0,826	0,743	0,649	0,474	--
c_4	1,571	1,559	1,526	1,473	1,393	1,284	1,144	0,955	0,680	--

Tabelle 1

Krümmungsbeiwerte c_i in Funktion von ϑ bzw. $\eta = \cos \vartheta$

$$b = 1,15 \cdot c_2 \cdot \sqrt[3]{F \cdot R_V \cdot \frac{1 - \mu_V^2}{E_V}} = 1,15 \cdot (1 - \eta^{0,5})^{0,25} \cdot \sqrt[3]{F \cdot R_V \cdot \frac{1 - \mu_V^2}{E_V}} \quad (7.2)$$

– Maximaler Kontaktdruck:

$$p_0 = \frac{3}{2} \cdot \frac{F}{\pi \cdot a \cdot b} = \frac{0,364}{c_1 \cdot c_2} \cdot \sqrt[3]{\frac{F}{R_V^2} \cdot \left(\frac{E_V}{1 - \mu_V^2}\right)^2} = 0,364 \cdot c_3 \cdot \sqrt[3]{\frac{F}{R_V^2} \cdot \left(\frac{E_V}{1 - \mu_V^2}\right)^2} \quad (8.1)$$

$$p_0 = 0,364 \cdot (1 - \eta^2)^{0,2} \cdot \sqrt[3]{\frac{F}{R_V^2} \cdot \left(\frac{E_V}{1 - \mu_V^2}\right)^2} \quad (8.2)$$

– Abplattung:

$$w = 0,834 \cdot c_4 \cdot \sqrt[3]{\frac{F^2}{R_V} \cdot \left(\frac{1 - \mu_V^2}{E_V}\right)^2} = 1,31 \cdot (1 - \eta^2)^{0,23} \cdot \sqrt[3]{\frac{F^2}{R_V} \cdot \left(\frac{1 - \mu_V^2}{E_V}\right)^2} \quad (9)$$

In der Form mit eingesetzten Stützfunktionen (4.1) bis (4.4) eignen sich diese Beziehungen sehr gut für geschlossene Lösungen und für Tabellenkalkulationen.

5 Kontakt zweier Kugeln

Der Kontakt zweier Kugeln mit den Radien R_1 bzw. R_2 ist ein Spezialfall der all-

gemeinen theoretischen Punktberührung. Da die beiden Hauptkrümmungsradien jedes Kontaktkörpers gleich sind, ergibt (3) den Wert $\eta = 0$, und mit $c_1 = c_2 = 1$ wird die Kontaktfläche erwartungsgemäß kreisförmig. Dementsprechend lassen sich die Formeln (7.1) bis (9) für den praktischen Gebrauch so darstellen, dass sie direkt angewendet werden können (Tabelle 2). Benötigt werden lediglich die drei Vergleichsgrößen E_V und μ_V nach den Formeln (5) und (6) sowie

$$R_V = \frac{R_1 \cdot R_2}{R_1 + R_2} \quad (10)$$

als Vergleichsradius nach (2) für beide Kugeln. Besteht der Kontakt zwischen einer Kugel und einer Ebene, so wird $R_2 \rightarrow \infty$ und damit der Vergleichsradius $R_V = R_1$.

Kontaktmechanische Größen	Kontaktsituation		
	Zwei Kugeln	Zwei rechtwinklig gekreuzte Zylinder	Zwei achsparallele Zylinder
Abmessungen der Kontaktflächen	 $a = b = 1,15 \cdot \sqrt[3]{F \cdot R_V \cdot \frac{1 - \mu_V^2}{E_V}}$	 $a = 1,15 \cdot \left[1 - \left(\frac{R_1 - R_2}{R_1 + R_2}\right)^{0,64}\right]^{-0,4} \cdot \sqrt[3]{F \cdot R_V \cdot \frac{1 - \mu_V^2}{E_V}}$ $b = 1,15 \cdot \left[1 - \left(\frac{R_1 - R_2}{R_1 + R_2}\right)^{0,5}\right]^{0,25} \cdot \sqrt[3]{F \cdot R_V \cdot \frac{1 - \mu_V^2}{E_V}}$	 $b = 1,13 \cdot \sqrt{\frac{F \cdot R_V \cdot \frac{1 - \mu_V^2}{E_V}}{l}}$
Maximaler Kontaktdruck	$p_0 = 0,364 \cdot \sqrt[3]{\frac{F}{R_V^2} \cdot \left(\frac{E_V}{1 - \mu_V^2}\right)^2}$	$p_0 = 0,364 \cdot \left[1 - \left(\frac{R_1 - R_2}{R_1 + R_2}\right)^2\right]^{0,2} \cdot \sqrt[3]{\frac{F}{R_V^2} \cdot \left(\frac{E_V}{1 - \mu_V^2}\right)^2}$	$p_0 = 0,564 \cdot \sqrt{\frac{F}{R_V \cdot l} \cdot \frac{E_V}{1 - \mu_V^2}}$
Abplattung (Annäherung beider Körper)	$w = 1,31 \cdot \sqrt[3]{\frac{F^2}{R_V} \cdot \left(\frac{1 - \mu_V^2}{E_V}\right)^2}$	$w = 1,31 \cdot \left[1 - \left(\frac{R_1 - R_2}{R_1 + R_2}\right)^2\right]^{0,23} \cdot \sqrt[3]{\frac{F^2}{R_V} \cdot \left(\frac{1 - \mu_V^2}{E_V}\right)^2}$	$w = 6,28 \cdot \frac{F}{l} \cdot \frac{1 - \mu_V^2}{E_V}$

Tabelle 2

Vereinfachte Berechnungsformeln für Spezialfälle

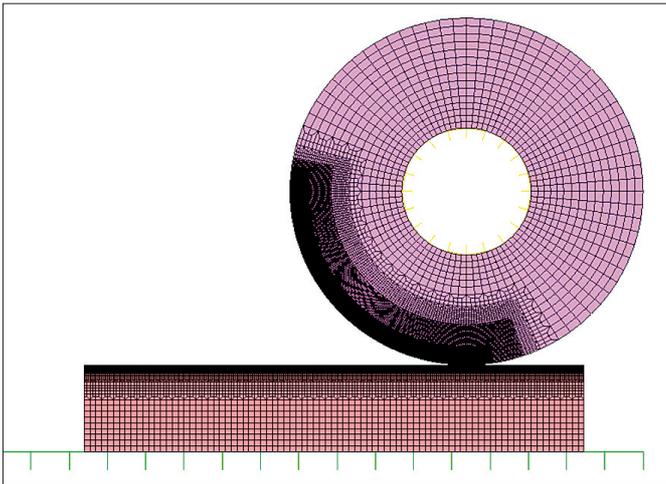


Bild 6
Viskoelastischer Rollkörper auf elastischer Unterlage: extrem feine Vernetzung in der Kontaktzone für dynamische Untersuchungen (Simulation des Rollvorgangs) [9]

6 Kontakt zweier rechtwinklig gekreuzter Zylinder

Die theoretische Kontaktsituation zweier rechtwinklig gekreuzter Zylinder mit den Radien R_1 bzw. R_2 ist Punktberührung. Sie ergibt sich etwa bei zylindrischen Rollen, die auf einer Schiene mit bombierter Oberfläche laufen. Die beiden Hauptkrümmungsebenen sind hierbei um den Winkel $\psi = 90^\circ$ gegeneinander gedreht. Der Krümmungsparameter (3) wird damit

$$\eta = \left| \frac{R_1 - R_2}{R_1 + R_2} \right| \quad (11)$$

und als Vergleichsradius (2) ergibt sich

$$R_V = 2 \cdot \frac{R_1 \cdot R_2}{R_1 + R_2} \quad (12)$$

Damit lassen sich die kontaktmechanischen Größen (7, 8, 9) dieser Situation für den praktischen Gebrauch einfacher darstellen (Tabelle 2).

7 Kontakt zweier achsparalleler Zylinder

Der Kontakt zweier achsparalleler Zylinder mit den Radien R_1 bzw. R_2 lässt sich, worauf schon Hertz hingewiesen hatte, mit seiner Theorie der allgemeinen theoretischen Punktberührung nicht erfassen. Die Formeln (4.1) bis (4.4) und (7.1) bis (9) würden bei direkter Anwendung der Theorie wegen $\eta = 1$ zu unsinnigen Resultaten führen. Die Kontaktfläche ist ein Rechteck der Breite $2 \cdot b$, das sich über die ganze Länge l des Zylinders erstreckt. Mittels Grenzwertbetrachtungen lassen sich dennoch einfach handhabbare Formeln für die halbe Kontaktflächenbreite und den maximalen Kontaktdruck herleiten (Tabelle 2), in denen der Vergleichsradius (2) ebenfalls mit Beziehung (12) ausgedrückt wird. Beim Kontakt zwischen einem Zylinder und einer Ebene wird $R_2 \rightarrow \infty$,

und damit wird mit (12) der Vergleichsradius $R_V = 2 \cdot R_1$.

Für die Abplattung zweier achsparalleler Zylinder konnte auf kombiniert theoretisch-empirischem Weg mit

$$w_0 \approx 6,24 \cdot \frac{F}{l} \cdot \frac{1 - \mu_V^2}{E_V} \approx 2 \cdot \pi \cdot \frac{F}{l} \cdot \frac{1 - \mu_V^2}{E_V} \quad (13)$$

eine Beziehung erarbeitet werden, die sich widerspruchsfrei in die Hertzsche Theorie einfügt [7, 8]. Sie ist interessanterweise von den Krümmungsverhältnissen unabhängig.

8 FEM-Berechnung von Kontaktproblemen

Die Lösung von Kontaktproblemen mittels der Finite Elemente Methode (FEM) setzt ein FEM-Programm voraus, das die entsprechenden Algorithmen beinhaltet. Im Normalfall wird man beide Körper aus Finiten Elementen aufbauen und mit elastischen Eigenschaften versehen. Um aussagekräftige Resultate zu erzielen, ist in der Kontaktzone eine ausreichend hohe Netzfeinheit erforderlich (Bild 6). Dies erfordert in der Regel eine hohe Speicherleistung der Rechner und entsprechend lange Rechenzeiten. In manchen Fällen lassen sich FEM-Berechnungen von Kontaktproblemen mit weniger Speicherbedarf und kürzeren Rechenzeiten durchfüh-

ren, wenn einer der beiden Kontaktkörper als starrer Körper modelliert wird. Die Vereinfachung besteht darin, dass der starre Körper nicht aus Finiten Elementen modelliert zu werden braucht, sondern durch einen geometrisch definierten Körper dargestellt werden kann [8]. Um dennoch gleiche Resultate für die kontaktmechanischen Größen zu erhalten, müssen dem elastischen Modellkörper entsprechende mechanische Eigenschaften

$$E_M = \frac{E_V}{2} = \frac{E_1 \cdot E_2}{E_1 + E_2} \quad (14)$$

und $\mu_M = \mu_V$ gemäß (6) zugewiesen werden. Dieses am IWK mit Erfolg praktizierte Vorgehen ist insbesondere dann von Vorteil, wenn es sich um aufwändige dynamische Problemstellungen handelt wie beispielsweise die Simulation eines Rollvorgangs [9].

Die Übereinstimmung der mit einem Starrkörper und einem elastischen Modellkörper erhaltenen Resultate mit jenen der wirklichen Eigenschaften liegt bei den eigentlichen kontaktmechanischen Größen (Abmessungen der Kontaktfläche, maximaler Kontaktdruck und Abplattung) im Rahmen der Genauigkeit der FEM (Bild 7). Bei den Verläufen von Spannungen und Dehnungen im Innern des elastischen Körpers können sich hingegen kleine Unterschiede ergeben.

9 Schlussbetrachtung

In der Praxis ist es oft zweckmäßig, die kontaktmechanischen Größen anhand der aus der Theorie abgeleiteten Formeln zu bestimmen, insbesondere für erste Berechnungen in der Entwurfsphase einer Entwicklung, und aufwändige FEM-Analysen erst dann durchzuführen, wenn es um die endgültige Ausarbeitung geht.

Dabei ist es wichtig abzuklären, ob die Voraussetzungen für die Gültigkeit der Theorie tatsächlich gegeben sind. Wenn etwa die Körperabmessungen nicht ausreichend groß gegenüber der Kontaktfläche sind, so weichen die theoretisch berechneten Werte mit-

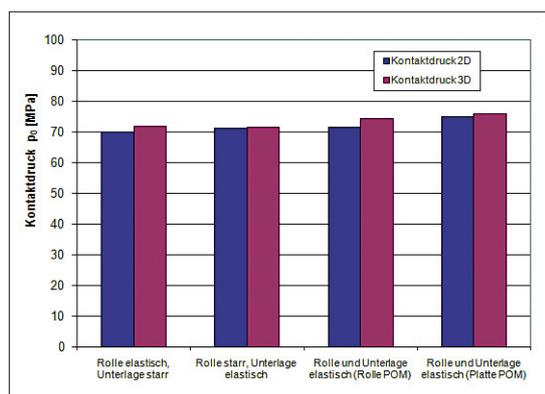


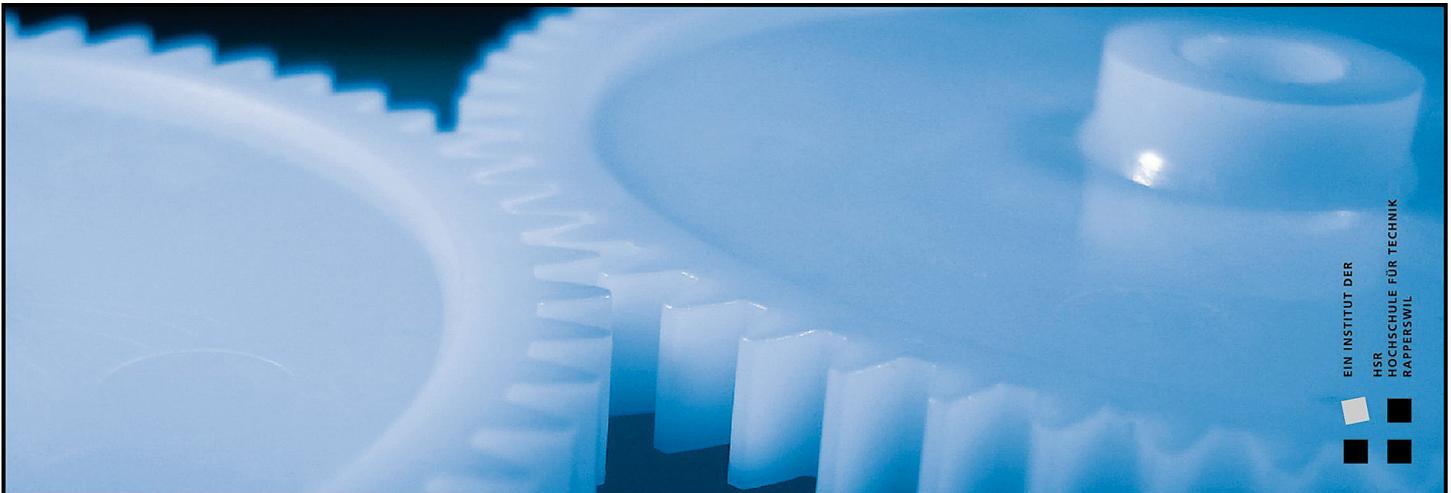
Bild 7
Gegenüberstellung der mit unterschiedlichen FEM-Modellen ermittelten Kontaktdrücke für den Kontakt eines POM-Zylinders auf einer ebenen Stahl-Unterlage

unter beträchtlich von der Wirklichkeit ab. Dies kann bei realen Bauteilen durchaus der Fall sein, wie beispielsweise bei Laufmantelrollen, wo die begrenzte Laufmanteldicke die Resultate deutlich beeinflussen kann. Anfassungen oder Rundungsradien und andere Abweichungen von der ideal angenommenen Körpergeometrie wirken sich ebenfalls auf die Ergebnisse aus, so dass für solche Anwendungen speziell entwickelte Berechnungsformeln erforderlich sind [10].

Die hier vorgestellten Stützfunktionen für die Krümmungsbeiwerte c_i (Bild 5) machen die kontaktmechanischen Berechnungen unabhängig von der Verwendung von Tabellen oder Diagrammen und eröffnen damit die Möglichkeit, die Formeln für die kontaktmechanischen Größen zu programmieren. Dies wiederum erleichtert die Variation von Parametern, beispielsweise auf der Suche nach den optimalen Krümmungsverhältnissen [11].

Literatur

- [1] Hertz, H.: Über die Berührung fester elastischer Körper. J. reine u. ang. Math. 92 (1881), S. 156–171
- [2] Hertz, H.: Über die Berührung fester elastischer Körper und über die Härte. Verhandlungen des Vereins zur Beförderung des Gewerbefleisses 61 (1882), S. 449–463
- [3] Czichos, H.; Hennicke, M. (Hrsg.): Hütte – Das Ingenieurwissen. Springer Verlag Berlin, 33. Aufl., 2008
- [4] Grothe, K.-H.; Feldhusen, J. (Hrsg.): Dubbel – Taschenbuch für den Maschinenbau. Springer Verlag Berlin, 22. Aufl., 2007
- [5] Kunz, J.; Bürzle, W.: Forschungsprojekt Auslegung von Kunststoff-Laufrollen. Diverse interne, unveröffentlichte Dokumente. Institut für Werkstofftechnik und Kunststoffverarbeitung IWK, HSR Hochschule für Technik Rapperswil, 2008/2009
- [6] Kunz, J.; Bürzle, W.: Kontaktmechanik konvexer Kunststoff-Laufmantelrollen. SwissPlastics 30 (2008) 9, S. 17–20
- [7] Kunz, J.; De Maria, E.: Die Abplattung im Kontaktproblem paralleler Zylinder. Forschung im Ingenieurwesen 67 (2002) 4, S. 146–156
- [8] Kunz, J.; Frei, R.: Forschungsprojekt Konstruieren mit Kunststoffen. Diverse interne, unveröffentlichte Dokumente. Institut für Werkstofftechnik und Kunststoffverarbeitung IWK, HSR Hochschule für Technik Rapperswil, 2009
- [9] Kunz, J.; Studer, M.: Rollwiderstand von Laufrollen. SwissPlastics 31(2009)10, S. 71/72 und 75/76
- [10] Kunz, J.: Kontaktmechanische Auslegung von Laufrollen. Kunststoffe 99 (2009) 11, S. 71–76
- [11] Kunz, J.; Bürzle, W.: Profile konkaver Kunststoff-Laufmantelrollen optimieren. SwissPlastics 31 (2009) 7/8, S. 23–26



EIN INSTITUT DER
HSR
HOCHSCHULE FÜR TECHNIK
RAPPERSWIL



Das Bindeglied zwischen Wissenschaft und Industrie.

Wir bringen unsere Fachkompetenzen als professioneller Partner der Industrie kundenspezifisch und bedürfnisorientiert in Ihre Projekte ein, sei es in Form von Beratungen, Studien, Entwürfen, Konstruktions-, Berechnungs-, Prüfaufträgen oder experimentellen Untersuchungen in unseren Labors.



Institut für Werkstofftechnik
und Kunststoffverarbeitung

Oberseestrasse 10 | Postfach 1475 | CH-8640 Rapperswil
T + 41 (0)55 222 47 70 | F + 41 (0)55 222 47 69 | iw@hsr.ch | www.iwk.hsr.ch