

**Fügen.** Ein deutlich verbessertes Verhältnis zwischen Löse- und Fügekraft wird mit einer optimierten Geometrie des Schnapphakenkopfs erreicht. Gleichzeitig sinkt die Druckspannung in der Kontaktzone erheblich. Für die optimierte Gestalt des Hakenkopfs, die aus einer gezielten Untersuchung hervorgegangen ist, wird eine einfache Konstruktion vorgeschlagen.

# Fügegeometrie von Schnapphaken optimiert

JOHANNES KUNZ  
MATTHIAS HOLZINGER

Schnapphaken werden in der Füge- und Verbindungstechnik von Kunststoffkonstruktionen oft angewendet, insbesondere als bewährtes Element der Integralbauweise. Ihre Gestaltung orientiert sich in der Praxis an Bauformen aus Konstruktionsempfehlungen der Fachliteratur, aus Richtlinien oder aus anwendungstechnischen Hinweisen der Kunststoffhersteller [1–5].

Die übliche Grundkontur des Schnapphakenkopfs zeichnet sich insbesondere durch schiefe Ebenen auf der Füge- und der Halteseite mit definierten Winkeln aus (Bild 1). Schon frühere Untersuchungen zeigten, dass diese Geometrie nicht optimal ist [6, 7]. Sie führt nämlich zu einer hohen Fügekraft im Vergleich zur Halte- bzw. Lösekraft. Außerdem entstehen in der Kontaktzone am Hakenkopf, also im Bereich der Krafteinleitung, sehr hohe Druckspannungen. Beide Effekte werden dadurch noch verstärkt, dass sich beim Fügen bzw. Lösen die Füge- und Lösewinkel ändern. Als Folge davon können die meist nur minimal gerundeten Kanten durch die hohe lokale Belastung bei der Kraftübertragung beschädigt werden.

Optimal ist die Geometrie des Schnapphakenkopfs dann, wenn es gelingt, diese nachteiligen Auswirkungen zu eliminieren. Eingehende Untersuchungen des Optimierungspotenzials hatten eine Schnapphakenkontur zum Ziel, die ein hohes Kraftaufnahmevermögen, d.h. eine hohe Halte- bzw. Lösekraft, mit geringem Kraftaufwand für das Fügen verbindet [8, 9]. Zudem sollte der Kontaktdruck so gering wie möglich sein.

## Qualitative Überlegungen

Die Überlegungen gingen von Erkenntnissen aus, die aus einem verbesserten Berechnungsansatz für die Kräfte am Schnapphaken hervorgegangen waren [6, 7]. Es hatte sich nämlich gezeigt, dass die Füge- bzw. Lösekraft nachteilig beeinflusst wird, wenn der Schnapphaken gegen eine schiefe Ebene gefügt oder gelöst wird. Die Fügekraft wird mit zunehmender Auslenkung überproportional größer, die Lösekraft dagegen kleiner.

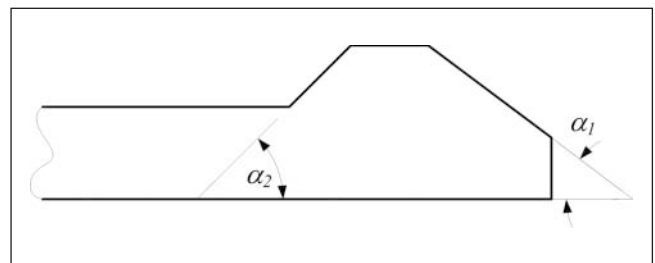


Bild 1. Übliche Kontur des Schnapphakenkopfs mit je konstantem Füge- und Lösewinkel

Wird hingegen die schiefe Ebene auf der Füge- und der Halteseite durch eine konvex gekrümmte Fläche ersetzt, bleibt der wirkliche Fügewinkel unter der zunehmenden Auslenkung während des Fügens in etwa konstant [8]. Eine konvex gekrümmte Kontur würde zusammen mit geeignet gerundeten Übergängen gleichzeitig den lokalen Kontaktdruck reduzieren.

Für die Untersuchungen galten die folgenden idealisierenden Annahmen und Voraussetzungen:

- Der federnde Teil des Schnapphakens ist von konstantem rechteckigen Querschnitt.
- Der Schnapphaken besteht aus einem Kunststoff mit linearviskoelastischem Verhalten, d.h. die zeitabhängige Werkstoffsteifigkeit, beschrieben durch den Kriechmodul, ist keine Funktion der Last.
- Die Werkstoffsteifigkeit beim (kurzzeitigen) Füge- bzw. Löse-

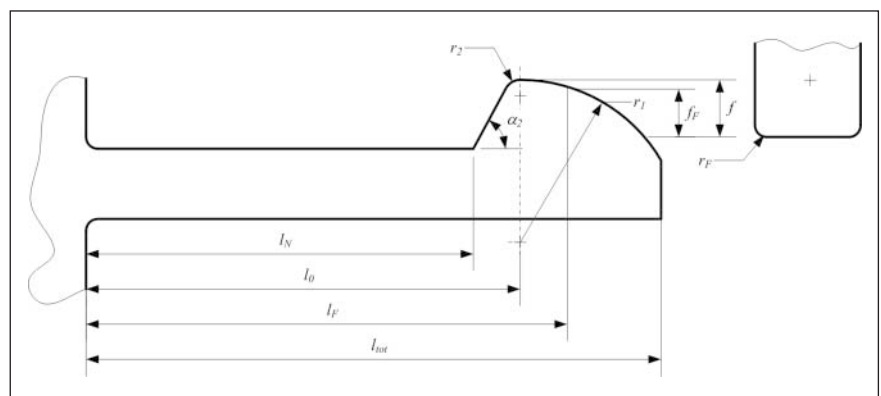
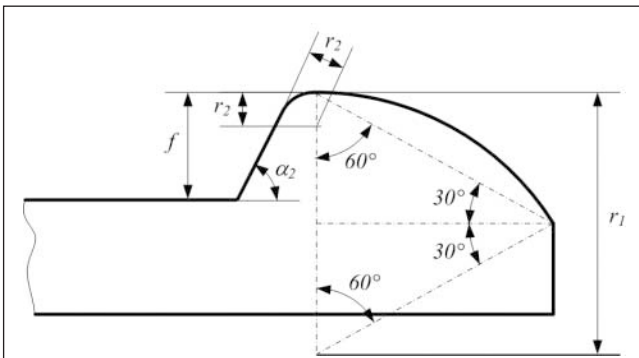


Bild 2. Geometrische Größen am Schnapphaken mit optimierter Fügegeometrie ( $l_{\text{tot}}$  = totale Schnapphakenlänge,  $l_0$  = Länge bis Position der maximalen Auslenkung,  $l_F$  = Länge bis Position der maximalen Fügekraft,  $f_F$  = Auslenkung bei maximaler Fügekraft)



**Empfohlene Verhältnisse**

Fügeradius:

$$r_1 = (2,2 \div 3,0) \cdot f \quad (1)$$

Rundungsradius:

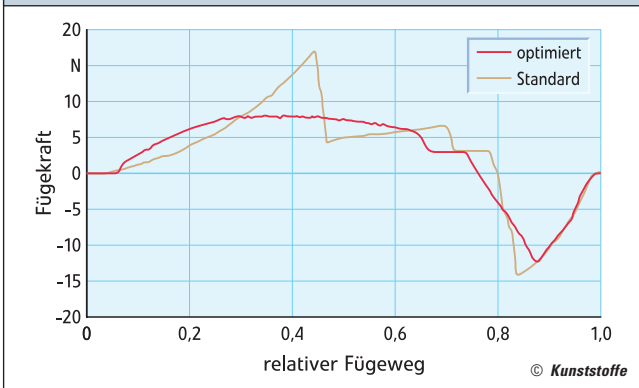
$$r_2 = (0,10 \div 0,11) \cdot r_1 \approx (0,22 \div 0,33) \cdot f \quad (2)$$

Radius des Fügepartners:

$$r_F = (0,4 \div 0,6) \cdot r_2 \approx (0,09 \div 0,20) \cdot f \quad (3)$$

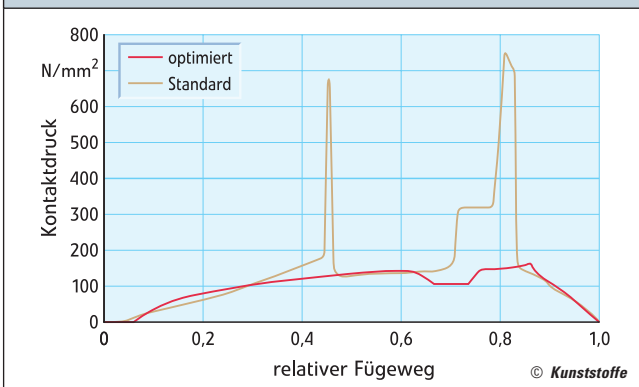
**Bild 3. Konstruktion der optimierten Fügegeometrie. Die Ziele der Optimierung werden gut erreicht, wenn die geometrischen Verhältnisse innerhalb der angegebenen Bereiche (1–3) liegen**

**Fügekraft**



**Bild 4. Verlauf der Fügekraft über den Fügeweg**

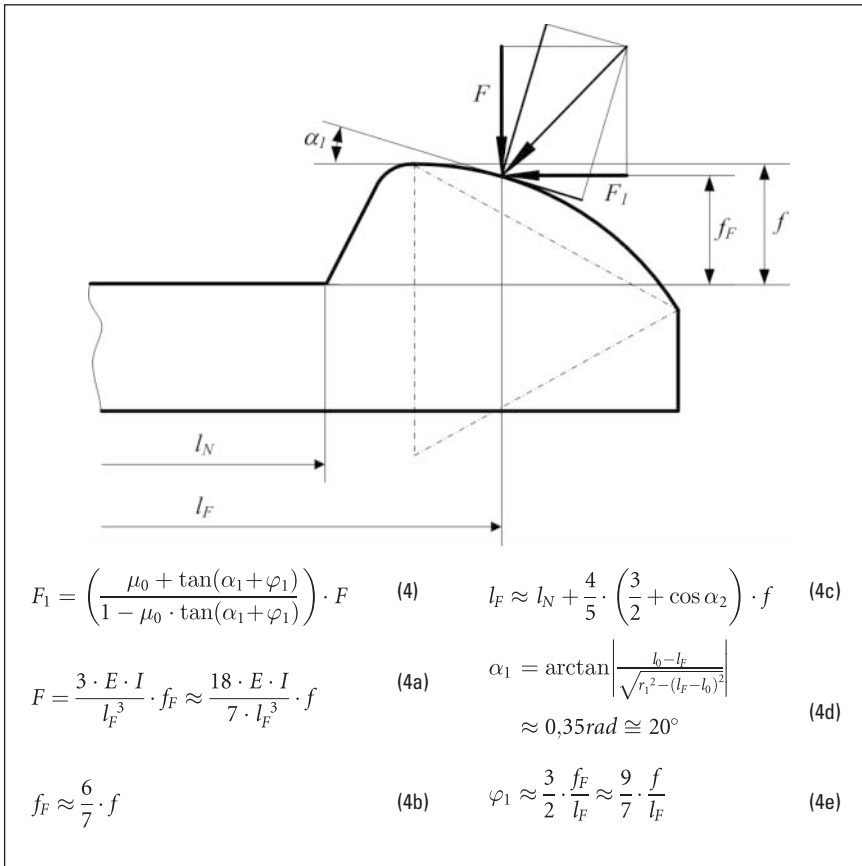
**Kontaktdruck beim Fügen**



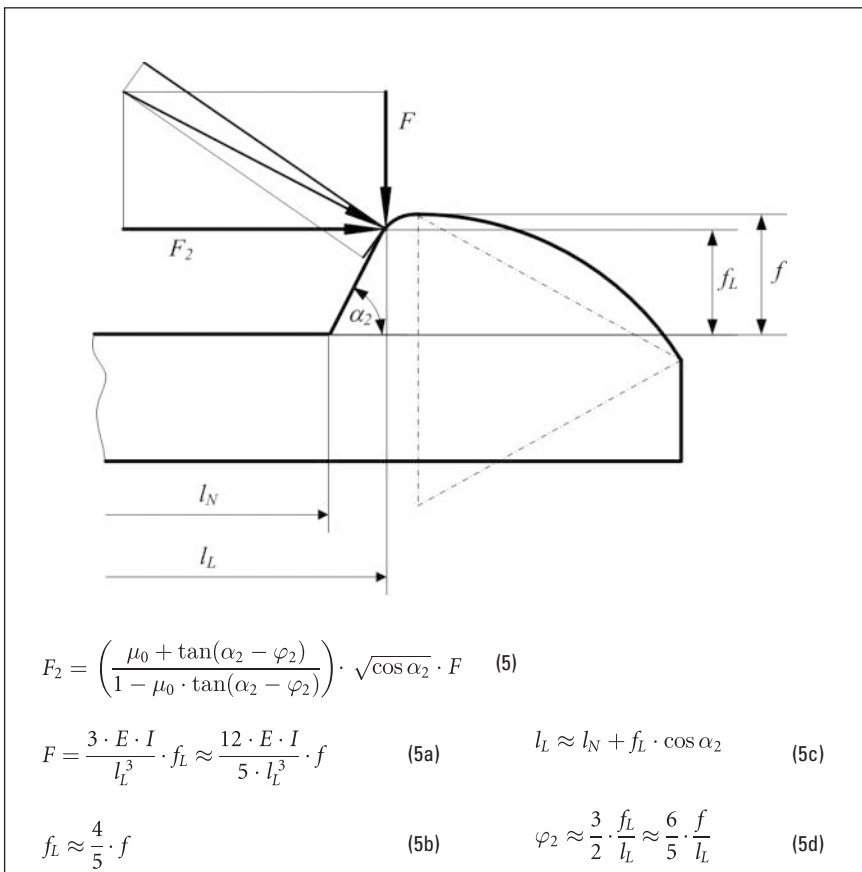
**Bild 5. Verlauf des maximalen Kontaktdrucks über den Fügeweg**

vorgang wird durch den im Kurzzeitversuch ermittelten Elastizitätsmodul hinreichend gut beschrieben.

- Der Fügepartner besteht aus einem Werkstoff von vergleichsweise hoher Steifigkeit, so dass er als starrer Körper modelliert werden kann. ▶



**Bild 6. Berechnung der Fügekraft an Schnapphaken mit optimierter Fügegeometrie und konstantem rechteckigen Querschnitt ( $F$ = Auslenkraft)**



**Bild 7. Berechnung der Lösekraft an Schnapphaken mit optimierter Fügegeometrie und konstantem rechteckigen Querschnitt**

- Die Haft- und die Gleitreibung zwischen den beiden Körpern sind gleich groß.

### Untersuchungen

Die optimierte Schnapphakenkontur wurde durch theoretisch-analytische Überlegungen kombiniert mit rechnerisch-numerischen Untersuchungen erarbeitet [9, 10]. Um die Kontur zu optimieren, wurden die relevanten Geometriedaten schrittweise verändert. Die verbesserte Kontur sollte praxistauglich, also von einfacher Geometrie sein.

Als Bezugsbasis für die vergleichende Untersuchung dienten Schnapphaken herkömmlicher Kontur mit schiefen Ebenen, im Übrigen aber unveränderten Geometrie- und Werkstoffdaten. Damit mussten die Resultate nicht auch noch experimentell überprüft werden. Gegenübergestellt wurden optimierte und herkömmliche Konturen mit jeweils gleich großer Halte- bzw. Lösekraft.

Die vergleichenden Studien wurden mit der Finite Element Methode (FEM) durchgeführt. Um die geltenden Gesetzmäßigkeiten herauszuarbeiten, wurden als wichtige Parameter die Geometrie der Hakenkontur, die Länge der Biegefelder, der Elastizitätsmodul, die Poissonzahl und die Reibungszahl gezielt variiert. Für die optimale Gestaltung von Schnapphakenköpfen wurden Empfehlungen bzw. Regeln abgeleitet. Außerdem konnten mathematisch einfache, aber hinreichend genaue Berechnungsformeln für die Fügekraft und den Fügewinkel im ausgelenkten Zustand ermittelt und die erzielten Verbesserungen größenordnungsmäßig quantifiziert werden.

### Optimierte Fügegeometrie

Die optimierte Fügegeometrie ist eine Kontur mit einem großen Radius  $r_1$  und einem Rundungsradius  $r_2$  als Übergang zur schiefen Ebene auf der Halteseite mit tangentialen Anschlüssen der Kurven (Bild 2). Diese Kontur bewirkt, dass der Fügewinkel während des ganzen Fügewegs bei zunehmender Auslenkung des Hakens nahezu konstant bleibt. Eine theoretisch ideale Kontur mit stetigem Krümmungsverlauf würde nur geringfügig bessere Verläufe der Füge- und Lösekraft als die optimierte Fügegeometrie zeigen, die einfacher zu konstruieren ist.

Ausgangsgrößen für die geometrische Konstruktion der optimierten Fügegeometrie sind der Federweg  $f$ , der in etwa der Hinterschneidung entspricht, und der Löse-

bzw. Haltewinkel  $\alpha_2$ . Mit der Wahl der Radien  $r_1$  und  $r_2$  innerhalb der empfohlenen Verhältnisse (1) und (2) ist mit Hilfe eines gleichseitigen Dreiecks mit  $r_1$  als Seitenlänge die Kontur geometrisch festgelegt (Bild 3).

Mit der optimierten Fügegeometrie ergibt sich nicht nur ein stetiger Kraftverlauf über ein großes Stück des Fügewegs. Auch das Verhältnis der Füge- zur gleich bleibenden Lösekraft wird deutlich verbessert und der maximale Kontaktdruck sinkt signifikant, weil die Spannungsspitzen ausbleiben. So wird bei einem Lösewinkel  $\alpha_2 = 70^\circ$  und einer Reibungszahl  $\mu = 0,2$  das Verhältnis der Füge- zur Lösekraft von 0,6 auf 0,33 nahezu halbiert (Bild 4). Der Kontaktdruck beträgt sogar nur noch ein Viertel (Bild 5).

## Berechnungsgrößen für die Auslegung

Die wichtigen Zusammenhänge zwischen der Füge- bzw. Lösemechanik, den Abmessungen und den Werkstoffdaten wurden mit Hilfe eines analytischen Rechenmodells hergeleitet. Vergleichsrechnungen mit der FEM ergaben sehr gute Übereinstimmungen.

Die **maximale Fügekraft**  $F_1$  bestimmt die Beziehung

$$F_1 \approx \frac{18 \cdot E \cdot I}{7 \cdot l_F^3} \cdot \frac{\mu_0 + \tan(\alpha_1 + \varphi_1)}{1 - \mu_0 \cdot \tan(\alpha_1 + \varphi_1)} \cdot f \quad (4)$$

wobei  $E$  der Elastizitätsmodul,  $I$  das axiale Flächenträgheitsmoment,  $l_F$  die Länge bis zur Position der maximalen Fügekraft,  $\mu_0$  die Reibungszahl,  $\alpha_1$  der Fügewinkel,  $\varphi_1$  der Neigungswinkel beim Fügen und  $f$  der Federweg sind. Die Formel verknüpft die maßgebenden Größen miteinander und berücksichtigt dabei die Neigung  $\varphi_1$  des Schnapphakens beim Fügen [6, 7]. Sie tritt jedoch nicht bei der maximalen Auslenkung  $f$  auf, sondern bei etwa 6/7 davon. Die Anwendung der Biegetheorie [11, 12] auf den Schnapphaken mit optimierter Fügegeometrie führt zu einem Satz einfacher Berechnungsformeln (Bild 6). Interessanterweise hat der Fügewinkel innerhalb der konstruktiven Grenzen (Bild 3) eine nahezu konstante Größe von etwa 0,35 rad.

Die **Halte- bzw. Lösekraft**  $F_2$  wird berechnet mit

$$F_2 \approx \frac{12 \cdot E \cdot I}{5 \cdot l_L^3} \cdot \frac{\mu_0 + \tan(\alpha_2 - \varphi_2)}{1 - \mu_0 \cdot \tan(\alpha_2 - \varphi_2)} \cdot \sqrt{\cos \alpha_2} \cdot f \quad (5)$$

und den zugehörigen Berechnungsformeln (Bild 7). Hier sind  $l_L$  die Länge bis zur Position der maximalen Lösekraft,  $\alpha_2$  der Halte- bzw. Lösewinkel und  $\varphi_2$  der Neigungswinkel beim Lösen. Der in der Formel enthaltene, empirisch gefundene Wurzelterm berücksichtigt näherungsweise die zusätzliche Biegung des Schnapphakens durch das statische Moment der Lösekraft.

Der **Federweg**  $f$  wird durch die zulässige Dehnung  $\varepsilon_{zul}$  des Werkstoffs begrenzt [3–5], so bei konstantem Rechteckquerschnitt durch die Bedingung

$$f \leq f_{zul} = \frac{2}{3} \cdot \frac{l_N^2}{h} \cdot \varepsilon_{zul} \quad (6)$$

wobei  $l_N$  die nutzbare Schnapphakenlänge und  $h$  die Höhe des rechteckigen Biegefederquerschnitts ist.

## Erkenntnisse

Die einfache konstruktive Modifikation der Schnapphakengeometrie ist das Ergebnis aus theoretisch-analytischen und ma- ▶

thematisch-numerischen Untersuchungen. Die optimierte Schnapphakenform besteht aus einer gekrümmten Fügefläche und einem passenden Rundungsradius. Sie verringert bei unveränderter Halte- bzw. Lösekraft die Fügekraft und den Kontaktdruck durch den Fügepartner signifikant.

Die Untersuchungen wurden an Schnapphaken mit konstantem rechteckigen Querschnitt über die ganze Länge der Biegefeder durchgeführt. Die grundsätzlichen Erkenntnisse, jedoch nicht die Berechnungsformeln, gelten qualitativ auch für andere Formen und Verläufe des Biegefederquerschnitts. Die Entwicklung von Berechnungsformeln, die solche Variationen erfassen, erfordert eine separate Untersuchung. Durch die zunehmende Zahl an Parametern und die komplizierten geometrisch-mathematischen Zusammenhänge ist es aber sehr aufwändig, geeignete Formeln zu ermitteln. ■

### DANK

Die vorliegende Arbeit entstand im Rahmen des Forschungsprojekts „Grundlagen für die Auslegung von Kunststoffkonstruktionen“. Für dessen Förderung danken die Verfasser der Gebert Rüf Stiftung, Basel, Schweiz, und dem Forschungsfonds der HSR Hochschule für Technik Rapperswil/Schweiz.

### LITERATUR

- 1 Schmitz, J. In Delpy, U. u.a.: Schnappverbindungen aus Kunststoff. expert Verlag, Ehningen bei Böblingen 1989
- 2 Tres, P. A.: Designing Plastic Parts for Assembly. 4th Ed., Carl Hanser Verlag München, 2000
- 3 N. N.: Feinwerkelemente – Schnappverbindungen. VDI/VDE-Richtlinie 2251, Blatt 7. 1998
- 4 N. N.: Schnappverbindungen aus Kunststoff. Praxisinformation Bayer AG. Firmenschrift KU 46040, Leverkusen 1988
- 5 N. N.: Berechnen von Schnappverbindungen mit Kunststoffteilen. Hoechst AG, Firmenschrift B.3.1, Frankfurt/Main 1991
- 6 Kunz, J.: Schnapphakenkräfte mit neuem Ansatz genauer berechnen. Kunststoffe-Synthetics 47 (2000)11, S. 35–38
- 7 Kunz, J.: Schnappverbindungen berechnen. Kunststoffe 90 (2000) 12, S. 56
- 8 Bonenberger, P. R.: The First Snap-Fit Handbook. Carl Hanser Verlag München, 2000
- 9 Holzinger, M.: Optimierung der Fügegeometrie von Schnapphaken. Studienarbeit HSR Hochschule für Technik Rapperswil, 2005
- 10 Kunz, J., Holzinger, M., Studer, M.: Forschungsprojekt Auslegung von Schnappverbindungen. Diverse interne, unveröffentlichte Dokumente. HSR Hochschule für Technik Rapperswil, 2005-2006
- 11 Grothe, K.-H., Feldhusen, J. (Hrsg.): Dubbel – Taschenbuch für den Maschinenbau. Springer Verlag Berlin, 21. Aufl., 2005

12 Czichos, H., Hennecke, M. (Hrsg.): Hütte – Das Ingenieurwissen. Springer Verlag Berlin, 32. Aufl., 2004

### DIE AUTOREN

PROF. DIPL.-ING. JOHANNES KUNZ, geb. 1940, ist am Institut für Werkstofftechnik und Kunststoffverarbeitung (IWK) an der HSR Hochschule für Technik Rapperswil/Schweiz tätig; jkunz@hsr.ch

DIPL.-ING. MATTHIAS HOLZINGER, geb. 1981, ist wissenschaftlicher Mitarbeiter am IWK Rapperswil; matthias.holzinger@hsr.ch

### SUMMARY KUNSTSTOFFE INTERNATIONAL

## Geometry of Snap Hooks Optimised

**JOINING. A noticeable improvement in the relationship between the joining and release forces is achieved with optimised geometry of the snap hook. At the same time, the compression stress in the contact zone drops considerably. A simple design is proposed for the optimised design of the snap hook on the basis of a careful investigation.**

NOTE: You can read the complete article by entering the document number **PE103664** on our website at [www.kunststoffe-international.com](http://www.kunststoffe-international.com)