

Biegemomentenabschätzung des Dornbiegeverfahrens

Bernd Engel, Christian Gerlach, Stefan Cordes

Das Rotationszugbiegen von Rohren mit Dornvorrichtung ist ein verbreitetes Biegeverfahren für kleine Biegeverhältnisse (auch Biegefaktor (BF) = mittlerer Biegeradius/Rohrdurchmesser) und große Wanddickenfaktoren (WF = Rohrdurchmesser/Wanddicke). Für die Qualität des Biegeteils ist eine hohe Steifigkeit der Biegemaschine von Vorteil. Um die Festigkeit und die Steifigkeit der Maschine entsprechend den Anforderungen auszulegen, sind Kenntnisse der benötigten Umformkräfte erforderlich. Diese sind beim Biegeprozess das erforderliche Biegemoment, die Klemmkraft und die Spannkraft. Des Weiteren sollten die Kräfte Gleitschienenlängskraft und Boosterkraft bei der Auslegung berücksichtigt werden.

Das Biegemoment lässt sich in den meisten Fällen durch die zahlreichen einfließenden Parameter wie Rohrgeometrie, Biegegeometrie, Prozessführung, Werkstoff, Reibparameter, Biegewerkzeug usw. nicht über das Widerstandsmoment des Rohres in ausreichender Genauigkeit kalkulieren.

Mit plastomechanischen Berechnungen lassen sich die erforderlichen Parameter hinreichend genau für viele Anwendungen abschätzen. Vorteile der analytischen Abschätzung sind unter anderem die einfache Handhabung der Modelle, kurze Zeiten zur Generierung der relevanten Daten und geringe Kosten. Die Modelle stellen keinen Ersatz der FE-Simulation dar, sind jedoch ein effizientes Hilfsmittel bei der Grobauslegung von Biegemaschinen.

Einleitung

In den letzten Jahren ist die Bedeutung von Profilen und Rohren als Konstruktionselement erheblich gestiegen. Da in vielen Bereichen umgeformte offene und geschlossene Profile, oftmals Rohre, eingesetzt werden, steigt die Bedeutung der Verfahren zur Rohrbearbeitung ebenfalls. Eines dieser Verfahren ist das Rotationszugbiegen von geschlossenen Profilen. Die Auslegung des Prozesses erfolgt bisher anhand von Erfahrungswerten. Dies ist zum Teil in der hohen Komplexität des Biegeprozesses begründet, in dem eine große Anzahl von Einstellparametern beherrscht werden müssen.

Das Rotationszugbiegen mit Dorn wird vorwiegend bei extremen Biegeaufgaben – kleine Biegeverhältnisse (Biegeradius/Rohraußendurchmesser ≤ 3) und große Wanddickenverhältnisse (Rohrdurchmesser/Rohrwanddicke ≥ 30) – angewandt [1].

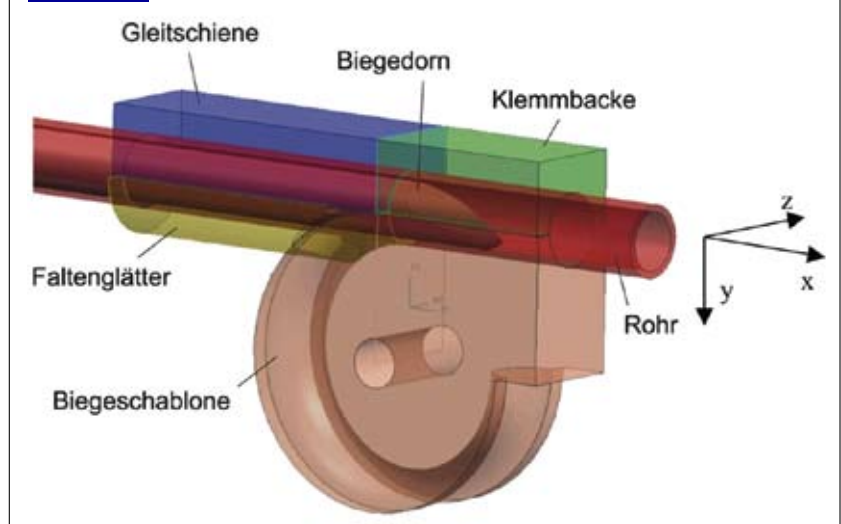
Für den Biegemaschinenhersteller sind die erforderlichen Biege-, Spann-, und Klemmkraft zur Auslegung von Festigkeit und Steifigkeit der Maschine notwendig. Zum einen muss die Festigkeit der Konstruktion der zum Umformen erforderlichen Kräfte entsprechen. Zum anderen muss die Steifigkeit der Biegevorrichtung den Anforderungen der Bauteilqualität und der Biegeaufgabe genügen.

Für den Konstrukteur gilt es nun einen geeigneten Kompromiss zwischen den gegenläufigen Bestrebungen von Steifigkeit der Maschine und Leichtbau zu finden. Mit Leichtbau ist in diesem Zusammenhang zum einen die Schonung der Ressourcen zum anderen die Erhaltung großer Biegefreiräume gemeint. Zum Erreichen eines günstigen Kompromisses, ist eine genaue Kalkulation der erforderlichen Umformkräfte von hoher Bedeutung.

Rundbiegen mit Stützdorn

Das Rundbiegen mit Stützdorn (Werkzeuge beim Rundbiegen mit Dorn Bild 1)

Bild 1 Werkzeuge beim Rundbiegen mit Dorn



gehört zur Gruppe des Umformens mittels äußerer Momente und Querkkräfte bei wanderndem Kraftangriff [2]. Hierbei wird das gerade Rohr zunächst über einen ortsfesten oder einen beweglichen Biegedorn geschoben, dessen Lage zur Biegeachse einstellbar ist. Mittels einer geeigneten Spannvorrichtung wird der gerade bleibende Schenkel des zu biegenden Rohres im formgebenden Werkzeug, der Biegeschablone, befestigt. Die Außenseite des Rohres wird im Bereich der Umformzone je zur Hälfte von der Biegeschablone und der Gleitschiene umfasst. Die Biegeschablone ist mit einem drehbaren Biegetisch verbunden. Als Widerlager dient die Gleitschiene, die während des Biegevorganges in einer Führung läuft [3]. Durch einen Formschluss wirken Stützdorn, Biegeschablone, Gleitschiene und Faltenglätter einer oftmals unerwünschten Querschnittsänderung entgegen. Infolge der Reibung zwischen Dorn und Rohrrinnenwand tritt eine zusätzliche Zugspannung im Rohr auf, die das erforderliche Biegemoment vergrößert und die Wanddicken im Außenbogen des Rohres weiter reduziert.

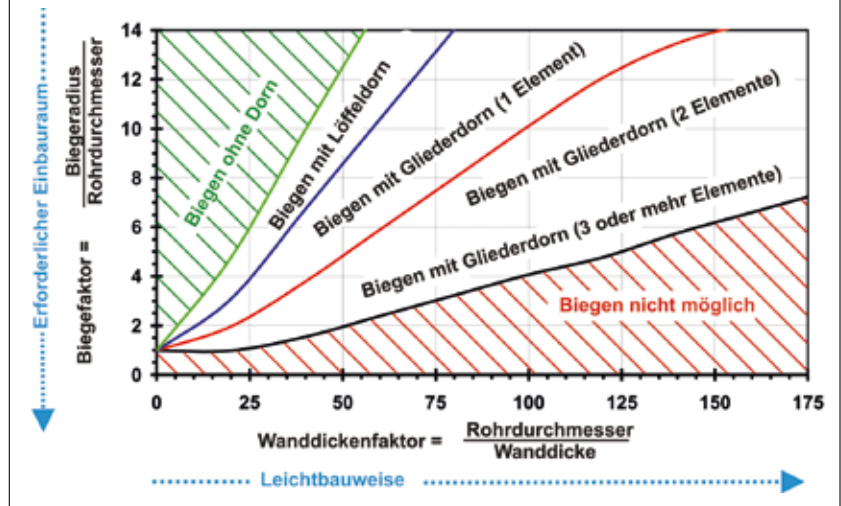
Bei der Biegung des Rohres wird der Außenbogen gelängt und der Innenbogen gestaucht. Zusätzlich tritt eine Umfangsspannung auf. Folgen dieses komplexen dreiachsigen Spannungs- und Formänderungszustandes sind Verlagerungen der ungelängten Schicht zum Biegemittelpunkt hin, in Umfangsrichtung Dehnungen der Zugseite und Stauchungen der Druckseite, Veränderungen der Querschnittsform (Ovalisierung) und eine ungleichmäßige Verteilung der Kaltverfestigungen über den Querschnitt und der Abwicklung des Bogens bzgl. der Längsachse.

Je nach Anforderungen an die Geometrie und den Werkstoff in Relation zum technischen Aufwand werden die Rohre wahlweise mit und ohne Dorn (Ausführung des Dorns entsprechend der Anforderungen), mit und ohne Faltenglätter, mit ortsfester, mitlaufender oder kraftbeaufschlagter Gleitschiene gebogen.

Die Biegebarkeit des Rohres wird durch die Versagensgrenzen Riss am Außenbogen und Falten am Innenbogen begrenzt. Mithilfe des Dorns und des Faltenglätters werden die Biegegrenzen erweitert [4]. In Bild 2 werden diese Grenzen aufgeführt.

Bild 2

Biegediagramm für das Rundbiegen von Rohren



Ein geeignetes Hilfsmittel zur Auslegung der Biegeprozesse stellt die FE-Simulation dar [5], [6], [7]. Unter anderem sind Analysen der Wanddicken, der Querschnittsveränderungen und des resultierenden Umformvermögens möglich. Besonders für kleine und mittlere Unternehmensgrößen ist die FE-Simulation ein kostenintensives Hilfsmittel zur Analyse des Biegeprozesses. Eine analytische Auslegung mit ausreichender Präzision ist aus Kosten- und Zeitgründen sinnvoll.

Analytische Auslegungen des erforderlichen Maschinenbiegemoments

Grundlagen

Die allgemeinen Definitionen am gebogenen Rohr werden mithilfe Bild 3, erläutert. Die Dehnungen bei der Rohrbiegung werden in folgender Weise bestimmt:

$$\varepsilon = \frac{y}{R_{th}} \quad \varepsilon = \frac{dl - dl_0}{dl_0} = \frac{(R_{th} + y)d\alpha - R_{th}d\alpha}{R_{th}d\alpha} \quad [G 1]$$

Nach der Gleichung G 1 steigt die Dehnung im Außenbogen linear zur Entfernung y von der Mittellinie. Die Stauchung im Innenbogen steigt ebenso linear an:

Während des Biegens tritt im Rohrquerschnitt ein linearer Dehnungsverlauf über den Rohrquerschnitt auf. Diese Dehnungsverteilung ergibt eine charakteristische Spannungsverteilung. Im elastischen Bereich ergibt sich eine lineare Spannungsverteilung. Im plastischen Bereich ergibt sich eine Pro-

jektion der Fließkurve. Diese Spannungsverteilungen im elastischen und im plastischen Bereich sind in Bild 4 dargestellt.

Berechnung des ideellen Biegemoments (multi-lineares Werkstoffmodell)

Nach Khodayari [8] kann das maximale Biegemoment beim Rohrbiegen ohne Stützdorn ermittelt werden. Hierzu werden folgende Annahmen getroffen. Es liegt ein einachsiger Spannungszustand (Spannungen in Längsrichtung der Rohre) vor. Der Werkstoff wird mit einem multi-linearen Werkstoffmodell charakterisiert. In diesem Fall wird ein linear elastisches und linear plastisches Werkstoffmodell verwendet. Das E-Modul wird als konstant angenommen. Der Werkstoff ist homogen und hat ein isotropes Verhalten gegenüber Belastungen. Der Einfluss der Umformtemperatur und der Umformgeschwindigkeit werden vernachlässigt. Es gilt die Bernoullische Hypo-

these [9]. Diese besagt, dass die vor der Deformation zur Rohrachse senkrechten Querschnitte auch nach der Deformation senkrecht auf der deformierten Rohrachse stehen (Annahme vom Ebenbleiben der Querschnitte). Hierzu wird ein linearer Dehnungsverlauf vorausgesetzt. Bei der Theorie der Balkenbiegung ist diese Hypothese Voraussetzung. Sie ist gleichbedeutend mit der Vernachlässigung der Schubspannungen im Querschnitt. Es wirken somit nur die Biegemomente, wel-

che in der Balkenachse eine Krümmung und im Querschnitt Normalspannungen hervorrufen. Die Verschiebung der neutralen Faser und die Massenkräfte werden vernachlässigt.

Das Biegemoment wird berechnet durch

$$M_B = \delta(y) \cdot y \cdot dA \quad \text{mit } dA = b \cdot dy \quad [G 2]$$

Im Querschnitt des Rohres resultieren die Spannungen aus der Annahme eines linear-elastischen und linear-plastischen Werkstoffs wie in Bild 5 dargestellt ein. Hierbei sind δ_f die Streckgrenze ($R_{p0,2}$), δ_p die Spannung im plastischen Bereich und δ_d die Randdruckspannung.

Für die Berechnung des Biegemoments werden die Spannungen im elastischen und im plastischen Bereich unterschieden. Bis zum Abstand y_e von der Rohrmittelachse ist der elastische Bereich. Danach beginnt der plastische Bereich.

$$y_e = R_{p0,2} \cdot \frac{\delta_f}{E} \quad [G 3]$$

Für den Spannungsverlauf im Querschnitt gilt nun:

$$\delta(y) = \frac{y}{y_e} \delta_f \quad \text{für } y \leq y_e \quad [G 4]$$

$$\delta(y) = \frac{r_a - y}{r_a - y_e} \delta_f + \frac{y - y_e}{r_a - y_e} \delta_p \quad \text{für } y > y_e \quad [G 5]$$

Querschnittsflächen werden in die folgenden zwei Bereiche (siehe Bild 6) unterteilt:

$$d(A) = 2 \cdot \left(\sqrt{r_a^2 - y^2} - \sqrt{r_i^2 - y^2} \right) \cdot dy \quad \text{für } y \leq r_i \quad [G 6]$$

$$d(A) = 2 \cdot \sqrt{r_a^2 - y^2} \cdot dy \quad \text{für } y \geq r_i \quad [G 7]$$

Das Gesamtmoment $M_{B \text{ Ideell } L}$ setzt sich aus einem elastischen Moment $M_{B \text{ el}}$ und einem plastischen Moment $M_{B \text{ pl}}$ zusammen. Es gilt:

$$M_{B \text{ Ideell } L} = M_{B \text{ el}} + M_{B \text{ pl}} = \int_{A_{el}} \delta(y) \cdot y \cdot dA + \int_{A_{pl}} \delta(y) \cdot y \cdot dA \quad [G 8]$$

Berechnung des ideellen Biegemoments (Potenzfunktion Werkstoffmodell)

Erfahrungsgemäß wird die Fließkurve durch eine Potenzfunktion genauer abgebildet. Der Ansatz zur Berechnung des maximalen Biegemoments nach Khodayari wird mithilfe einer Potenzfunktion anstatt einer linearen Funktion zur Werkstoffcharakterisierung er-

Bild 3 Definitionen am gebogenen Rohr

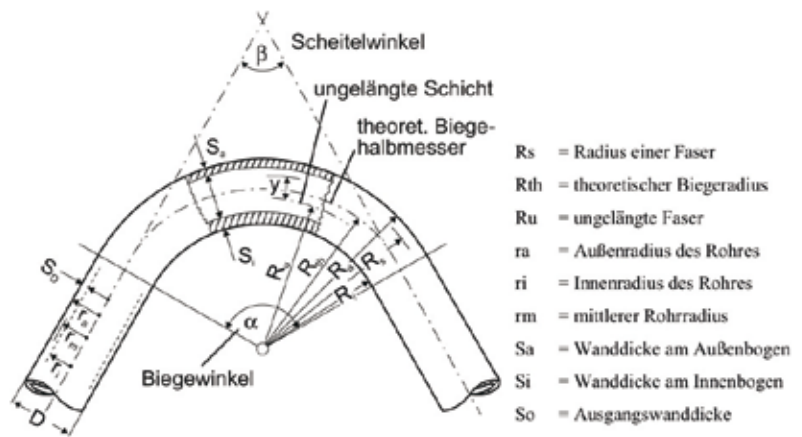


Bild 4 Spannungen und Dehnungen am gebogenen Rohr, elastischer Zustand (links), plastischer Zustand (rechts)

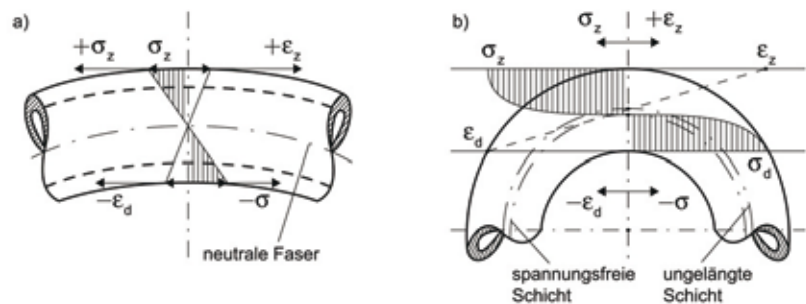
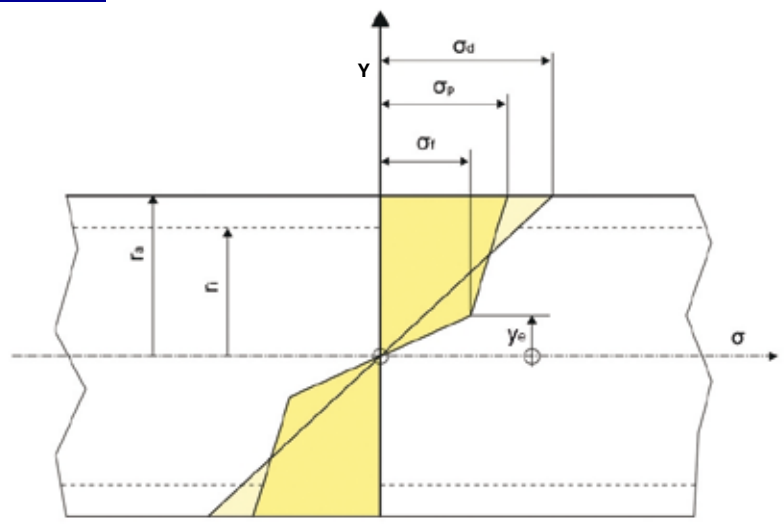


Bild 5 Spannungen im Querschnitt



weitert. Als Werkstoffmodell können die Fließkurven folgendermaßen beschrieben werden [10], [11], [12], [13].

$$kf = A_L \cdot \varphi_v^{B_L} \quad \text{(Ansatz nach Ludwik)} \quad [G 9]$$

$$kf = A_S \cdot (B_S + \varphi_v)^{C_S} \quad \text{(Ansatz nach Swift/Krupkowski)} \quad [G 10]$$

Für die weiteren Berechnungen wird der Ansatz nach Swift/Krupkowski verwendet.

Unter der Annahme, dass die Dehnungen einaxial in Längsrichtung des Rohres verlaufen, gilt für den Vergleichsumformgrad:

$$\varphi_v = \ln\left(\frac{y}{R_{th}} + 1\right) \quad [G 11]$$

Für das Biegemoment ergibt sich nun folgender Term:

$$M_{B \text{ Ideell } P} = 4 \left[\int_0^{r_i} A_S \cdot \left(B_S + \ln\left(\frac{y}{R_{th}} + 1\right) \right)^{C_S} \cdot y \cdot \left(\sqrt{r_o^2 - y^2} - \sqrt{r_i^2 - y^2} \right) \cdot dy \right] + 4 \left[\int_{r_i}^{r_o} A_S \cdot \left(B_S + \ln\left(\frac{y}{R_{th}} + 1\right) \right)^{C_S} \cdot y \cdot \sqrt{r_o^2 - y^2} \cdot dy \right] \quad [G 12]$$

Berechnung des erforderlichen Maschinenbiegemoments

Das ideale Biegemoment des Rohres entspricht nicht dem Biegemoment, welches die Rohrbiegemaschine zur Verfügung stellen muss. Gründe hierfür sind unter anderem die Vernachlässigung der Kräfteinleitungsverhältnisse, die Verwendung und Ausführung des Dorns und die Einstellungen der Biegeparameter.

Das erforderliche Maschinenbiegemoment erhöht sich durch den Einsatz eines Biegedorns. Die Erhöhung ist abhängig von der Ausführung des Dorns. Bei einem Kugeldorn haben die Parameter Anzahl und Teilung der Dornglieder einen großen Einfluss auf das Biegemoment.

Die Arbeitsweise der Gleitschiene hat ebenfalls einen großen Einfluss. So

erhöht sich das Biegemoment, wenn die Gleitschiene feststeht. Fährt die Gleitschiene aktiv in Richtung der Biegung, reduziert sich das Biegemoment.

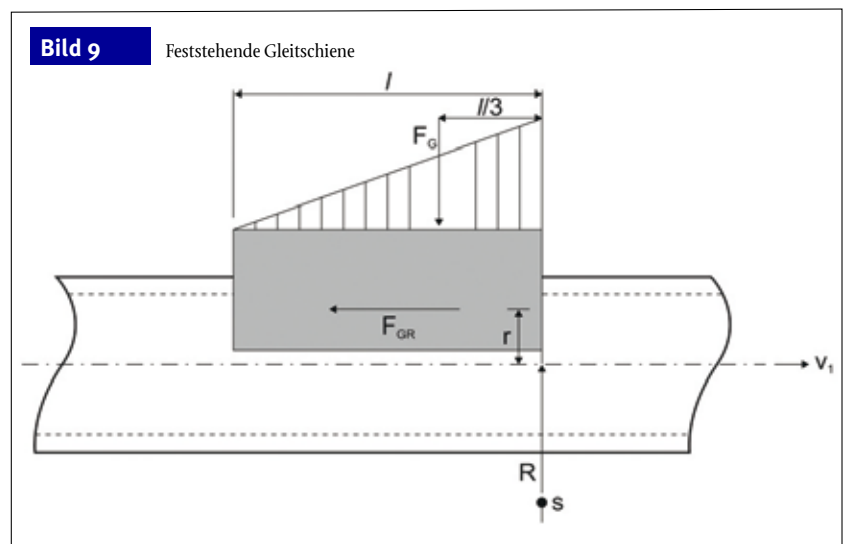
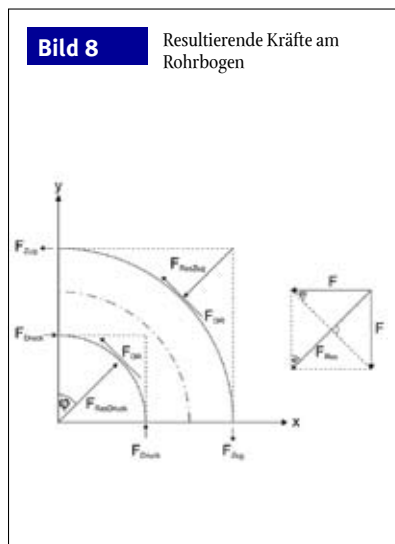
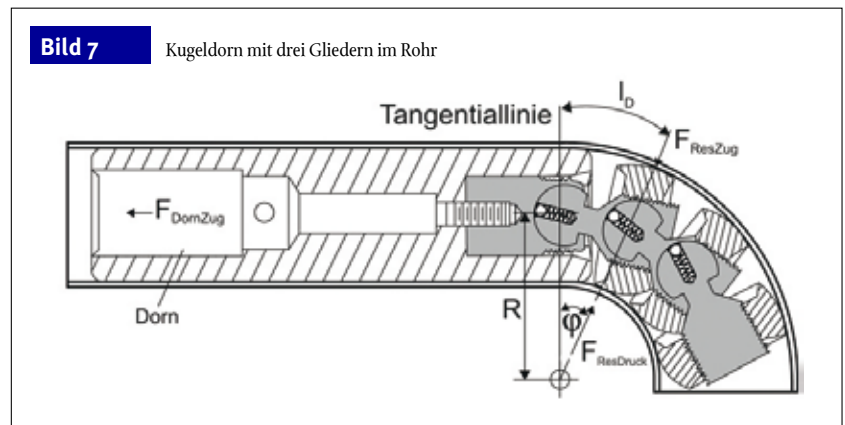
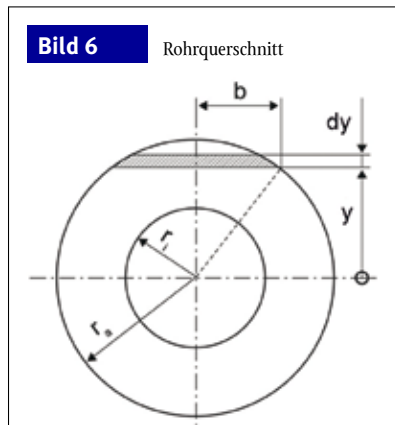
Zur Erfassung der obengenannten Einflüsse addiert sich das erforderliche Maschinenbiegemoment $M_{B \text{ erf}}$ aus den Komponenten ideales Biegemoment [G 12] mit Transformationsfaktor K_T ($M_{B \text{ ideell } T}$), zusätzliches Biegemoment durch den Biegedorn ($M_{B \text{ Dorn}}$) und das zusätzliche Biegemoment durch die Gleitschiene ($M_{B \text{ GS}}$).

$$M_{B \text{ erf}} = M_{B \text{ Ideell } T} + M_{B \text{ Dorn}} - M_{B \text{ GS}} \quad [G 13]$$

Transformationsfaktor

Zur Berechnung des erforderlichen Maschinenbiegemoments wird der Transformationsfaktor eingeführt. Dieser Faktor ist ein rein empirisch ermittelter Faktor.

$$K_T = \frac{R_{th}}{s \cdot 100} \quad [G 14]$$



Somit ergibt sich für das ideale Maschinenbiegemoment

$$M_{B \text{ ideell } \tau} = \left[4 \int_0^{r_a} A_S \cdot \left(B_S + \ln \left(\frac{y}{R_{th}} + 1 \right) \right)^{C_S} \cdot y \cdot \left(\sqrt{r_a^2 - y^2} - \sqrt{r_i^2 - y^2} \right) \cdot dy \right] + 4 \int_{r_i}^{r_a} A_S \cdot \left(B_S + \ln \left(\frac{y}{R_{th}} + 1 \right) \right)^{C_S} \cdot y \cdot \sqrt{r_a^2 - y^2} \cdot dy \right] \cdot (K_T + 1) \quad [G 15]$$

Biegemomenterhöhung durch den Biegedorn

In Bild 7 ist ein Kugeldorn mit drei Gliedern im Rohr dargestellt. Die resultierenden Kräfte auf die einzelnen Dornglieder können kalkuliert werden. Der Winkel zwischen der Tangentiallinie und dem ersten Dornglied kann durch die Dornteilung l_D und den Biegeradius R_{th} berechnet werden. Die Länge der Dornteilung ist auf die Rohrmittelachse bezogen. Die weiteren Dornglieder haben als Abstand jeweils das vielfache der Dornteilung.

Die Erhöhung des Moments durch den Dorn entsteht durch die Reibkraft der Dornglieder in Rohrlängsrichtung. Dieses wird für den Außenbogen und Innenbogen separat kalkuliert.

$$M_{B \text{ Dorn}} = M_{B \text{ Dorn.Außen}} + M_{B \text{ Dorn.Innen}} \quad [G 16]$$

Das zusätzliche Moment im Außenbogen greift vereinfacht im Schwerpunkt des halben Rohrquerschnitts an.

$$M_{B \text{ Dorn.Außen}} = F_{DR \text{ Zug}} \cdot (R_{th} + r) \quad [G 17]$$

mit $r = 0,5756 \cdot r_a$

$$M_{B \text{ Dorn.Innen}} = F_{DR \text{ Druck}} \cdot (R_{th} - r) \quad [G 18]$$

Die Kräfte am Dorn in Längsrichtung des Rohres werden mithilfe des Coulomb'schen Reibgesetzes berechnet.

$$F_{DR \text{ Zug}} = F_{Re s \text{ Zug}} \cdot \mu_G \quad [G 19]$$

$$F_{DR \text{ Druck}} = F_{Re s \text{ Druck}} \cdot \mu_G \quad [G 20]$$

Für die Gleitreibungskoeffizienten werden die Standardwerte der jeweiligen Reibpaarungen eingesetzt. Die resultierenden Kräfte für die Dornglieder werden wie folgt berechnet (siehe Bild 8).

$$F_{Re s \text{ Zug}} = 2 \cdot F_{Zug} \cdot \sin \varphi \quad [G 21]$$

$$F_{Re s \text{ Druck}} = 2 \cdot F_{Druck} \cdot \sin \varphi \quad [G 22]$$

Es gilt für den Winkel

$$\varphi = \frac{l_D}{R_{th}} \quad [G 23]$$

Es wird angenommen, dass die Zugkräfte auf der Außenseite des Bogens gleich den Druckkräften auf der Innenseite des Bogens entsprechen.

$$F_{Zug} = F_{Druck} = \frac{M_{B \text{ Ideell } P}}{r_a \cdot 2} \quad [G 24]$$

Biegemomentveränderung durch die Gleitschiene

Die Funktion der Gleitschiene kann beim Rotationszugbiegen unterschiedlich sein. Diese kann mit dem Rohr mitlaufen, feststehen, in oder entgegen der Richtung der Biegung aktiv drücken bzw. ziehen. Hieraus ergeben sich jeweils unterschiedliche Werte für das Biegemoment. Die Gleitschiene ist das Gegenlager zum eingeleiteten Biege-

moment. Anhand der geometrischen Verhältnisse ist die eingeleitete Kraft (Normalkraft) an der Gleitschiene bekannt. Bei einer Relativbewegung zwischen Rohr und Gleitschiene kann die Kraftkomponente in Rohrlängsachse F_{GR} aus der Normalkraft der Gleitschiene F_G berechnet werden. Es wird das Coulomb'sche Reibgesetz verwendet.

Es wird weiterhin angenommen, dass die Gleitschiene durch eine lineare Streckenlast in radialer Richtung beaufschlagt wird. Zur Vereinfachung wird der Kraftmittelpunkt als Kraftangriffspunkt verwendet. Als Kraftangriffspunkt im Rohr wird der Schwerpunkt des halben Rohrdurchmessers verwendet. Dieser hat den Abstand r von der Mittellinie des Rohres.

Bild 10 Mitlaufende Gleitschiene

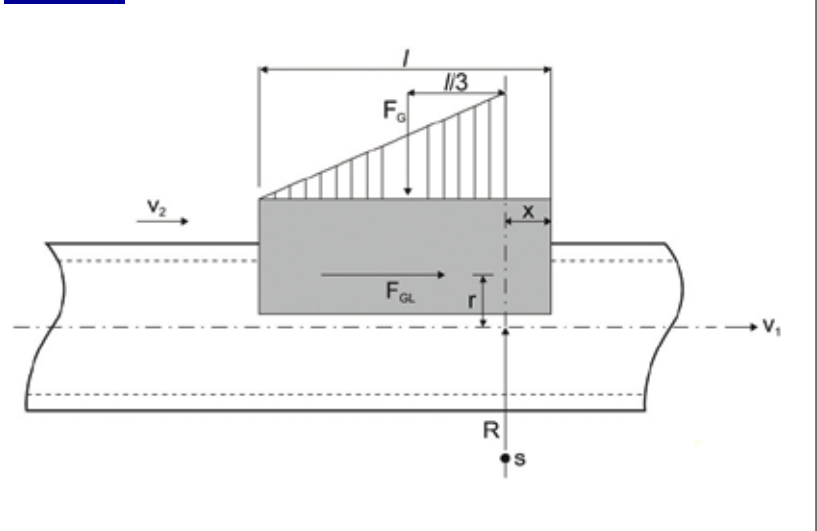
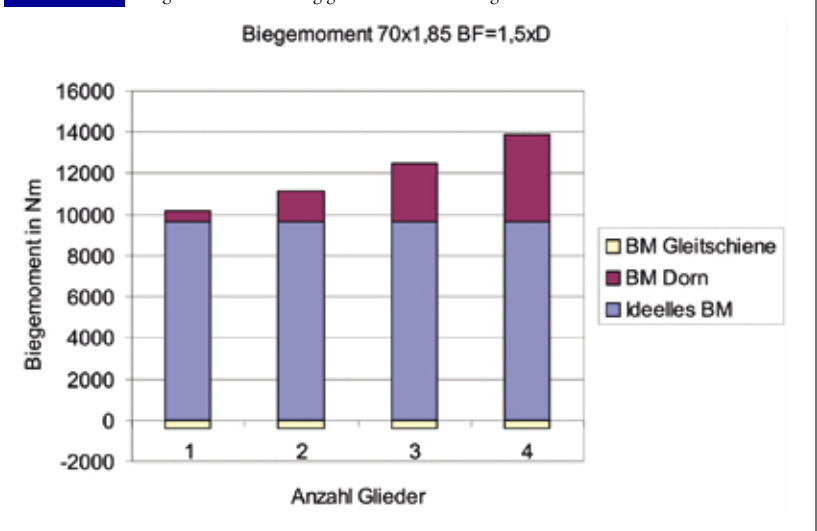


Bild 11 Biegemoment in Abhängigkeit der Anzahl Dornglieder



Bei der mitlaufenden Gleitschiene wird anhand der fehlenden Relativbewegung kein zusätzliches Biegemoment erzeugt.

$$M_{BGS} = 0 \quad [G 25]$$

Für die feststehende Gleitschiene gilt:

$$F_{GR} = F_G \cdot \mu_G \quad [G 26]$$

$$F_G = \frac{M_{B\text{ Ideell } P} \cdot 3}{l} \quad [G 27]$$

$$M_{BGS} = -F_{GR} \cdot (R_{th} + r)$$

$$\text{mit } r = 0,5756 \cdot r_a \quad [G 28]$$

Für die aktiv drückende Gleitschiene gilt:

$$F_G = \frac{M_{B\text{ analy}}}{\frac{l}{3} - x} \quad [G 29]$$

Hierbei ist x der Weg, den die Gleitschiene bis zum maximalen Biegewinkel zurücklegt. Der Weg entspricht zu meist der Abwicklung der Biegelinie.

Wird die Gleitschiene mit einer Längskraft beaufschlagt, so tritt zumeist keine Relativbewegung zwischen Rohr und Gleitschiene auf. Die Kraft F_{GL} entspricht der eingestellten Gleitschienenlängskraft. Zeigt die Gleitschienenkraft in Richtung der Biegung (nachdrückend) wird F_{GL} als positive Kraft angenommen. Zeigt die Gleitschienenkraft in die entgegengesetzte Richtung (bremsend) wird F_{GL} als negativ angenommen.

Somit ergibt sich für das zusätzliche Biegemoment

$$M_{BGS} = -F_{GL} \cdot (R_{th} + r). \quad [G 30]$$

Ergebnisse

Im Folgenden werden die Ergebnisse der Rechnungen dargestellt. In Bild 11 sind die Komponenten für das erforderliche Maschinenbiegemoment aufgetragen. Die Summe der Komponenten ergibt das erforderliche Gesamtbiegemoment. Die Werte sind für die Biegung mit dem Rohr 70 x 1,85 1.4404 (Außendurchmesser = 70 mm, Wanddicke = 1,85 mm, Material 1.4404) mit dem Biegefaktor BF = 1,5 x D dargestellt. Die Gleitschiene hat aktiv mit ca. 3500 N nachgedrückt. Durch das Nachdrücken der Gleitschiene wird das erforderliche Maschinenbiegemoment an der Biegeachse reduziert. Der Anteil ist daher negativ. Für unterschiedliche Dornausführungen ergeben sich

unterschiedliche Biegemomente (siehe Bild 11). Hierbei erhöht sich lediglich, je nach Anzahl der Dornglieder, die Biegemomentenkomponente (BM), welche aus der Dornreibung resultiert. Die anderen Komponenten bleiben konstant.

In Bild 12 sind die erforderlichen Maschinenbiegemomente für unterschiedliche Biegefaktoren aufgetragen. Die Werte sind für eine Biegung 70 x 2 1.4404 mit feststehender Gleitschiene und drei Dorngliedern berechnet worden. Die jeweiligen Biegemomentenkomponenten sind farblich gekennzeichnet. Das erforderliche Maschinenbiegemoment

steigt mit steigendem Biegefaktor leicht an.

Vergleich mit Versuchen

Zur Verifizierung des Analytischen Formelwerks wurden Biegeversuche an einer CNC-gesteuerten Dornbiegemaschine Tubotron 90 der Tackto-Technik GmbH in Oedingen, NRW, durchgeführt. Es wurden folgende Versuche mit den analytischen Daten verglichen.

D = 42 mm, s = 1,8 mm, BF = 1,25 x D, WF = 23,33, Material: 1.4301

D = 48,3 mm, s = 2 mm, BF = 1,5 x D, WF = 24,15, Material 1.4301

Bild 12

Biegemomenten in Abhängigkeit des Biegefaktors (BF)

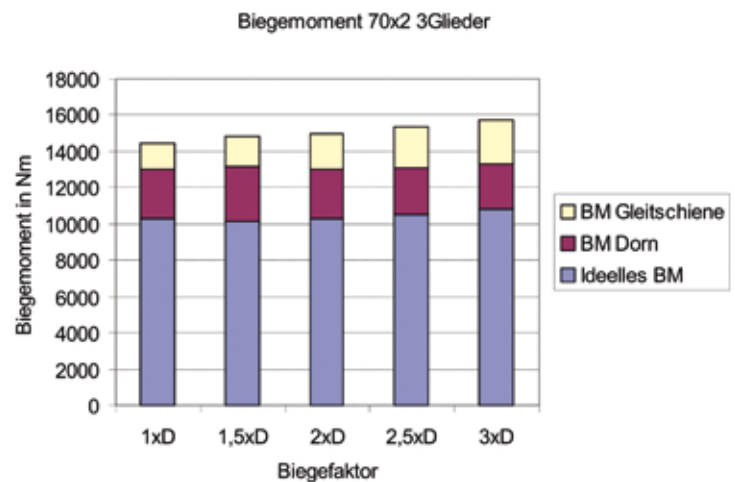
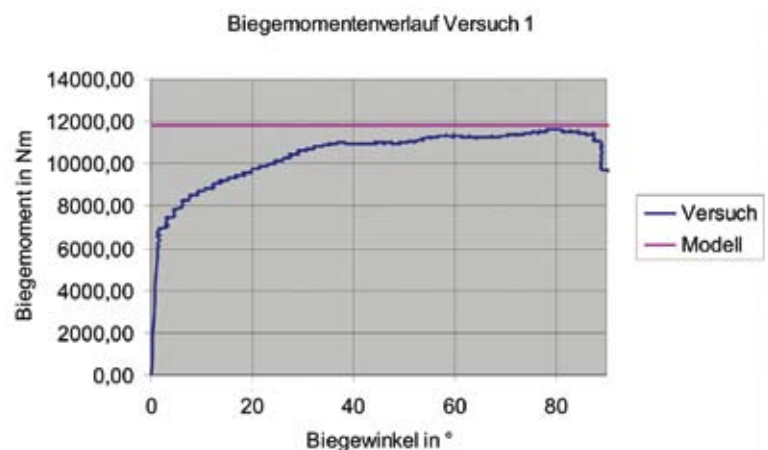


Bild 13

Biegemomentenverlauf Versuch 1



$D = 70 \text{ mm}$, $s = 1,85 \text{ mm}$, $BF = 1 \times D$,
 $WF = 37,84$, Material 1.4404

$D = 70 \text{ mm}$, $s = 1,85 \text{ mm}$, $BF = 1,5 \times D$,
 $WF = 37,84$, Material 1.4404

$D = 70 \text{ mm}$, $s = 1,85 \text{ mm}$, $BF = 2 \times D$,
 $WF = 37,84$, Material 1.4404

Die Versuchsdaten wurden bei vorangegangenen Arbeiten [14, 15] aufgenommen. Die mechanischen Kennwerte des Rohrmaterials wurden anhand von Zugversuchen ermittelt und anhand von Materialzeugnissen der Lieferanten aufbereitet.

Bei den Versuchen wurde das Biegemoment an der Biegeachse über den Biegewinkel aufgenommen. Die Einleitung der Kraft in die Biegeachse erfolgt hydraulisch. Die Kraftumleitung erfolgt über eine Kette. In Bild 13 ist das gemessene Biegemoment (blau) und das erforderliche Maschinenbiegemoment (pink) aus der Berechnung (Modell) aufgetragen.

Bei einem Biegewinkel von ca. 80° tritt das höchste Biegemoment auf (ca. 11640 Nm). Das kalkulierte erforderliche Maschinenbiegemoment ist 11840 Nm . Die Abweichung der Werte ist kleiner als 2 %.

Bei den folgenden Ergebnissen wurden jeweils der Mittelwert des maximalen Biegemoments aus drei Biegungen mit dem kalkulierten Maschinenbiegemoment verglichen.

In Bild 14 – 16 sind jeweils die Biegemomente der Versuche und des Modells in Abhängigkeit der Anzahl der Dornglieder für die Biegefactoren (BF) $1 \times D$, $1,5 \times D$, $2 \times D$ aufgetragen.

Die Werte aus den Versuchen und der analytischen Berechnung weichen um maximal 10 % voneinander ab.

Zusammenfassung

Eine Abschätzung der erforderlichen Maschinenbiegemomente für bestimmte Biegeaufgaben ist besonders für den Konstrukteur und den Hersteller von Biegemaschinen enorm wichtig. Zur schnellen Auslegung der Steifigkeit und Festigkeit anhand von Prozesskräften wird ein analytisches Modell zur Hilfe genommen. Zur Kalkulation werden gewisse Prozessparameter als auch gewisse mechanische Materialdaten benötigt. Die ausreichende genaue Ermittlung der relevanten Daten ist hinreichend möglich.

Bild 14

Vergleich Biegemoment für $BF=2 \times D$

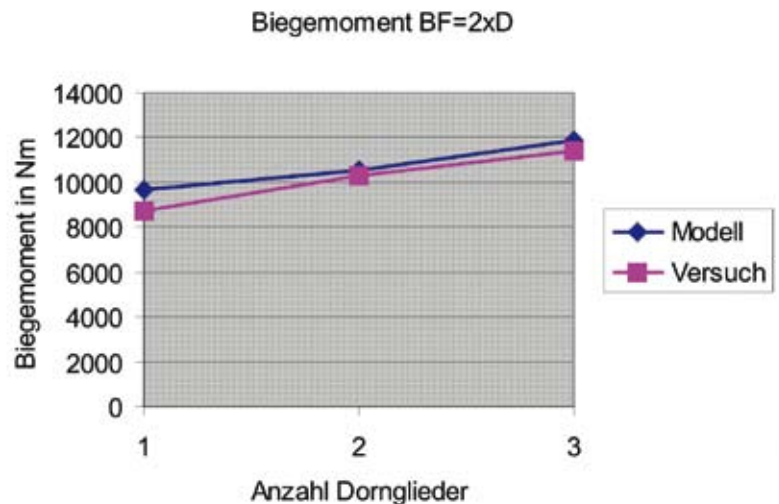


Bild 15

Vergleich Biegemoment für $BF=1,5 \times D$

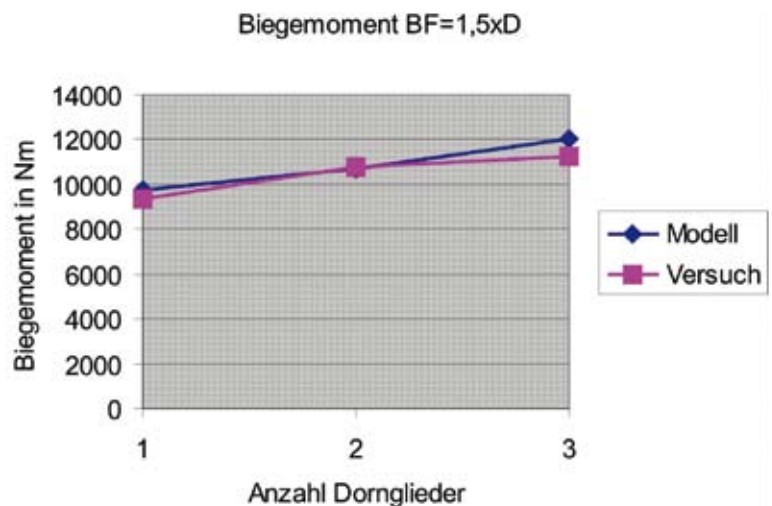
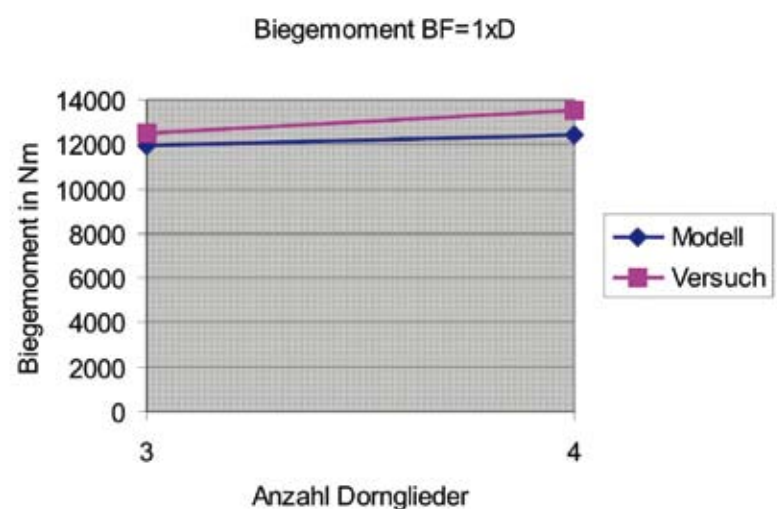


Bild 16

Vergleich Biegemoment für $BF=1 \times D$



Autoren

- Prof. Dr. Ing. Bernd Engel hat in Darmstadt allgemeiner Maschinenbau studiert und am Institut für Produktionstechnik und Umformmaschinen promoviert. Von 1995-2003 war er bei Schuler Hydroforming in Wilnsdorf. 2003 übernahm er den Lehrstuhl für Fertigungstechnik und Werkzeugmaschinen in Siegen. Die Schwerpunkte der Forschung liegen am Institut in den Bereichen Tiefziehen, Hydroforming und Biegen von Profilen und Rohren.
- Dipl.-Wirt.-Ing. Christian Gerlach studierte an der Universität Siegen und an der University of Växjö (Schweden) Wirtschaftsingenieur Fachrichtung Maschinebau. Seit 2003 ist er wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Fertigungstechnik und Werkzeugmaschinen in Siegen. Sein Forschungsgebiet ist die Umformung von Rohren und Profilen, insbesondere das Freiformbiegen von Rohren.
- Dipl.-Ing. Stefan Cordes studierte an der Universität Siegen Maschinenbau Fachrichtung Produktion. Seit 2007 ist er wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Fertigungstechnik und Werkzeugmaschinen in Siegen. Sein Forschungsgebiet ist die Umformung von Rohren und Profilen, insbesondere das Rotationszugbiegen von Rohren und Profilen.

Literatur

- [1] U. Dirksen, M. Hermes, M. Kleiner, Jedes Produkt ein Spezialfall. Blech Rohre Profile 12-2006, S. 14-17.
- [2] O. Kienzle, Wissenschaftliche Vergleichspunkte zwischen den verschiedenen Biegeverfahren für Bleche. Mikrotechnik 9, 1990, S.34-41.
- [3] W.-D. Franz, Maschinelles Rohrbiegen. Verfahren und Maschinen, VDI-Verlag 1988.
- [4] J. Gillanders, Pipe and Tube Bending Manual. Gulf Publishing Company Houston, Texas, 1984.
- [5] M. Kibben, T. Fleming, Simulation des Kalt-Ziehbiegens von Rohren unter Berücksichtigung von Biegewerkzeugen und Verfahrensparametern. Konferenz-Einzelbericht: 20. CAD-FEM Users Meeting 2002, Internat. FEM-Technologietage, Conf. Proc. Band 2, 2002, S. 1-9.
- [6] R. Neugebauer, G. Laux, Komplexe FEM-Simulation von Rohrbiegevorgängen. EFB-Forschungsbericht Nr. 221 (AIF 13199BR).
- [7] R. Neugebauer, G. Laux, FEM- Modellierung und Simulation des Biegens von Rundrohren. Simulation in der Produkt- und Prozessentwicklung, Abschlusskonferenz zum BMBF-Projekt ELAnO, Tagungsband, Bremen, DE, 5.-7. Nov, 2003.
- [8] G. Khodayari, Untersuchungen zum elastisch-plastischen Biegen von Stahlprofilen. Dissertation, Universität Siegen 1993.
- [9] W. Schnell, D. Gross, W. Hauger, Technische Mechanik, Band 2: Elastostatik, Dritte Auflage, Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg, New York, ISBN 3-540-530 18-5, 1989, S. 94.
- [10] P. Ludwik, Elemente der technologischen Mechanik, Springer-Verlag Berlin, 1909, S 31-33.
- [11] H. W. Swift, Plastic Instability under Plane Stress, J. Mech. Phys. Solids 1, 1952.
- [12] R. Kopp, H. Wiegels, Einführung in die Umformtechnik, 1. Auflage Aachen, Verlag der Augustinus Buchhandlung, ISBN 3-86073-665-5, 1998, S. 55-57.
- [13] E. Doege, H. Meyer-Nolkemper, I. Saeed, Fließkurvenatlas metallischer Werkstoffe, Hanser München, Wien, ISBN 3-446-14427-7, 1986, S. 42.
- [14] M. Rohrmann, Experimentelle Untersuchungen zum Biegen von Rohren aus Edelstahl, Diplomarbeit, Universität Siegen, Prof. Bauer, Dezember 2001.
- [15] S. Cordes, Entwicklung eines Modells zur Vorhersage von Biegemomenten bei geschlossenen Profilen, Diplomarbeit, Universität Siegen, Prof. Engel, Oktober 2006.

Universität Siegen
 Lehrstuhl f. Fertigungstechnik
 Paul-Bonatz-Straße 9
 D-57076 Siegen
 Tel.: +49 271 740-0
 Internet: <http://www.uni-siegen.de>