

Untersuchung des Kontaktverhaltens von Rundstahlketten mit Hilfe der Finiten-Elemente-Methode

Rothe, F.

Rundstahlketten werden heute überwiegend in Steigförderern, Hebezeugen oder als Anschlagmittel eingesetzt. Hochfeste Rundstahlketten findet man in bergbaulichen Gewinnungs- und Förderanlagen. Da sie meist die verantwortlich tragenden Elemente beim Halten und Bewegen großer Lasten sind, ist mit ihrem Ausfall ein hohes Sicherheitsrisiko für Mensch und Gerät verbunden.

Die Kenntnis der Spannungsverteilung im Kettenglied und deren Intensität gibt Aufschluß über die versagenskritischen Bereiche und ermöglicht die Beurteilung von Einflüssen wie Werkstoff, Abmessungen, Eigenspannungen, Kerben usw.

Mit Hilfe der Finite-Elemente-Methode steht ein leistungsfähiges Verfahren zur Spannungsanalyse zur Verfügung, mit dem man auch das für die Beanspruchung im Bauteil entscheidende Kontaktverhalten der untereinander Kettenglieder untersuchen kann.

1. Stand der Technik

In einer Vielzahl von Untersuchungen [1-4] wurde in den letzten Jahren versucht, die Beanspruchungen in Rundstahlketten (**Bild 1**) mit Hilfe moderner Berechnungsmethoden zu ermitteln. Die Methode der

Finiten Elemente (FEM) erwies sich hierbei als ein besonders mächtiges Werkzeug, mit dem z.B. optimierte Kettengliedformen erarbeitet wurden [4]. Mit wenigen Ausnahmen wurden jedoch nur zweidimensionale Modelle erstellt, obwohl gerade die mehrfach gekrümmten Kettenglieder eine einfache Übertragung der Ergebnisse auf das reale Bauteil nicht ohne weiteres erlauben.

Über die Größe der Kontaktzone und die Spannungsverteilung in ihr liegen keine Veröffentlichungen vor, obwohl beide entscheidende Randbedingungen bei der Beanspruchungsermittlung für das Bauteil darstellen. Ursache dieser Wissenslücke ist die Tatsache, daß sich dieses Problem sowohl einer analytischen als auch einer meßtechnischen Behandlung weitgehend entzieht.

Auf dem Gebiet der Mechanik stehen dem Ingenieur nur die Hertzschen und Fredholmschen Ansätze zur Verfügung [5]. Beide beschreiben das Problem jedoch nicht hinreichend genau. Die sich nach der Hertzsche Theorie einstellenden Abplattungen berücksichtigen zum Beispiel nicht den Schmiegeprozeß der Kettenglieder aufgrund des Biegemomentes. Für die Fredholmschen Differentialgleichungen existieren nur für einfache Sonderfälle Lösungen.

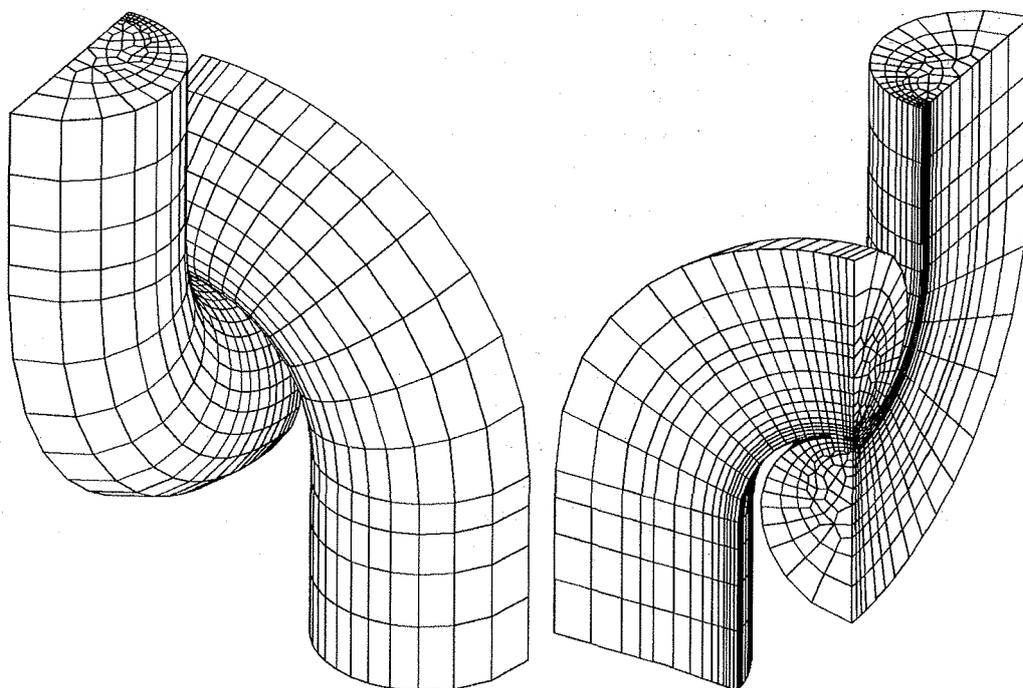


Bild 1 Vorder- und Rückansicht des verwendeten FEM-Modells. Aus Symmetriegründen wurde von jedem Kettenglied nur ein Achtel generiert.

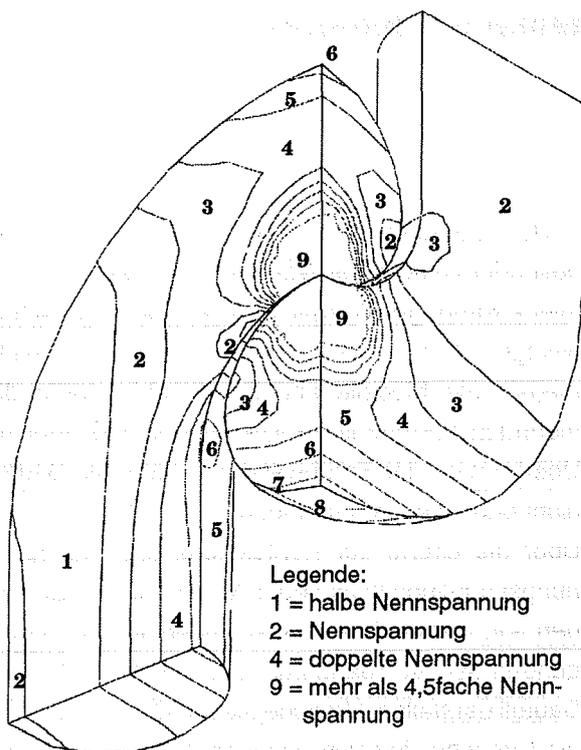


Bild 2 Vergleichsspannung nach von Mises in einer klassischen Rundstahlkette. Zu Vergleichszwecken wurde ohne Einschränkung der Ergebnisgüte der unterer Schenkel eingespannt und der oberer Schenkel frei beweglich belassen. Gut zu erkennen ist die Kontaktzone (Bereich 9), die Kerbspannung im Wangenquerschnitt und der Biegespannungszustand im eingespannten Schenkel

2. Ergebnisse

Die hier vorgestellten Ergebnisse wurden mit dem FEM-Programmpaket MARC™ ermittelt. Dieses erlaubt die Untersuchung von Kontaktproblemen beliebig gekrümmter Bauteile im dreidimensionalen Raum unter Berücksichtigung elastoplastischen Materialverhaltens und Reibung (Bild 2).

Stellvertretend für die Vielzahl unterschiedlicher Kettenabmessungen (Tab. 1) werden nur Spiele von 10%, 20% und 30% analysiert. Damit ist die

Bandbreite sämtlicher gängiger Rundstahlkettenarten abgedeckt und die Differenz zwischen den Kettenspielen groß genug, um eindeutige Aussagen über deren Einfluß auf die Spannungsverteilung zu machen /6/.

2.1 Kontaktzone

Unter einem Winkel von 45° zur Schenkelachse heben sich die gegensinnigen Krümmungen von Querschnittsradius und Krümmungsradius auf, so daß sich die beiden Laschen entlang zweier sich kreuzender, leicht gekrümmter Linien berühren. Es liegt also keineswegs eine Punktberührung vor, die sich unter Last kreisförmig nach den Gesetzen der Hertzschen Pressung ausdehnt.

Mit zunehmender Last verbreitern sich die Kontaktlinien dreiecksförmig. Dabei wächst der Kontaktwinkel in Laschenlängsrichtung sehr viel stärker als der unter 45°, so daß der eine schnell gegen den anderen konvergiert (Bild 3). Eine kreisförmige Kontaktzone würde sich erst bei Belastungen ausbilden, bei

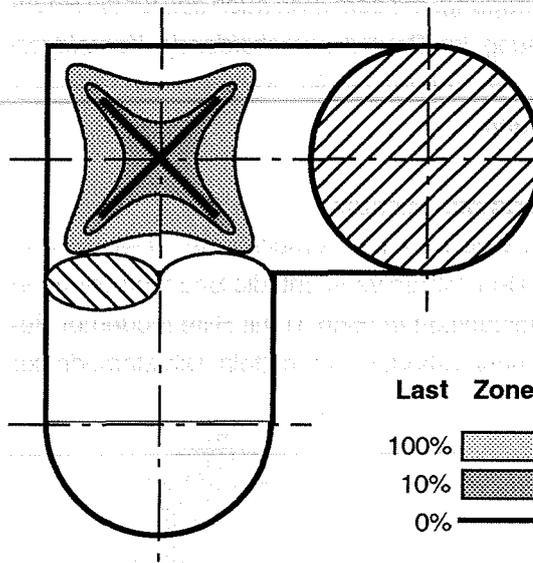


Bild 3 Kontaktzone in Rundstahlketten unter Last (übertrieben nach Größe und Form)

DIN-Norm	Anwendung	Nenngröße	Breite (innen)	Spiel
22252	Förderer u. Gewinnungsanlagen im Bergbau	20 x 64	23 mm	13%
762	Stetigförderer	20 x 100	28 mm	29%
764	Stetigförderer	20 x 70	27 mm	26%
5684	Hebezeuge	20 x 60	24 mm	17%
5687	Rundstahlketten allgemein	20 x 60	27 mm	26%

Tab. 1 Übersicht und Vergleich einiger typischer Rundstahlketten vergleichbarer Nenngröße /6/

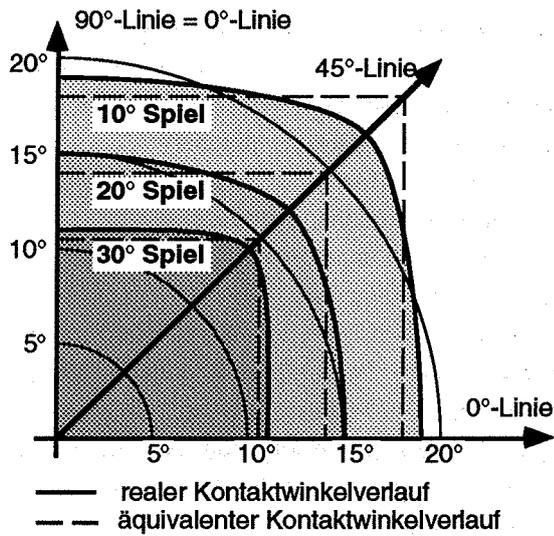


Bild 4 Kontaktzone in Rundstahlketten bei Nennlast und unterschiedlichem Spiel

denen die Beanspruchungen bereits unzulässig hoch sind.

Bei den in der Realität aufgetragenen Belastungen, die weit unterhalb derer von Bolzenverbindungen liegen, bildet sich eine Kontaktzone aus, die einem Quadrat mit stark verrundeten Kanten gleicht (**Bild 4**). Da sich diese Kontaktzone schon bei kleinen Lasten ausbildet und bis zum Bauteilversagen kaum vergrößert, kann der Kontaktwinkel bei Rundstahlketten in erster Näherung unabhängig von der Last betrachtet werden.

Tab. 2 stellt die gemessenen Kontaktwinkel in Laschenrichtung (0°), deren Winkelhalbierenden (45°) sowie der daraus abgeleiteten Kontaktwinkel für eine kreisförmige bzw. quadratische Kontaktzone gleicher Fläche für die in der Praxis verwendeten Rundstahlkettenspiele zusammen.

Da Rundstahlketten eine punktsymmetrische Verbindung darstellen, erübrigt sich eine Unterschei-

Kontaktwinkel	Spiel		
	10°	20°	30°
tatsächliche Meßwerte:			
• unter 0° (= 90°)	19°	15°	11°
• unter 45°	23°	17°	14°
theoretischer Mittelwert:			
• für Kontaktkreis	20°	15°	12°
• für Kontaktquadrat	18°	13°	10°

Tab. 2 Kontaktwinkel bei Rundstahlketten unter Nennlast gemäß DIN

dung in Quer und Längsschnitt. Eine getrennte Betrachtung entlang der 45°-Linie ist bei Berücksichtigung des äquivalenten Kontaktquadrates ebenfalls nicht nötig.

2.2 Kontaktdruckverteilung

Mattheck /4/ stellte fest, daß klassische Rundstahlketten im Kontaktbereich eine Kerbspannungsspitzen haben. Durch die im Einsatz dort entstehende Verschleißkerbe wird diese noch mehrfach verstärkt, was für sauber verarbeitete Kettenglieder hoher Schweißqualität die entscheidende Versagensursache sein dürfte.

Bei Rundstahlketten kann sich kein kosinusähnlicher Kontaktdruckverlauf wie bei Bolzenverbindungen bilden, da Schenkel- und Kontaktachse nicht zusammenfallen. Da sich bereits bei kleinen Lasten relativ große Kontaktwinkel mit einer schmalen Kontaktbreite bilden, entsteht ein Hebel, der am Rand der Kontaktzone einen maximalen Druck zugunsten der Kontaktmitte entstehen läßt (**Bild 5**). Die dort wirkende Spannungsüberhöhung ist eine Funktion der Kontaktfläche. Da diese jedoch über weite Lastbereiche fast gleich groß bleibt, bleibt jene ebenfalls konstant.

In **Tab. 3** sind die ermittelten Werte der Spannungsüberhöhung für unterschiedliche Laschenspiele zusammengestellt. Der maximale Kontaktdruck läßt sich überschlägig berechnen nach:

$$\frac{\sigma_{d,max}}{\sigma_n} = \frac{3,25}{\sin^2 \varphi_k}$$

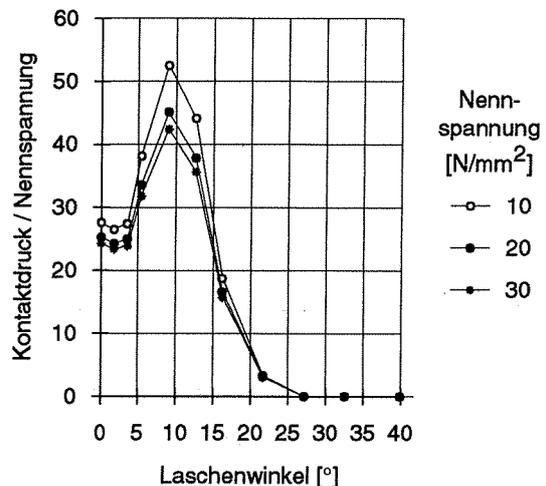


Bild 5 Kontaktdruckverteilung in Rundstahlketten am Beispiel einer Verbindung mit 10% Spiel.

Maximal-/Nennspannung		Spiel		
		10°	20°	30°
innen		26	25	39
außen	unter 0°	46	66	103
	unter 45°	28	58	113
	Mittelwert	37	62	108

Tab. 3 Kontaktdrucküberhöhung σ_d bezogen auf die Nennspannung σ_n für unterschiedliche Laschenwinkel φ und Laschenspiele s

3. Vergleich mit Bolzenverbindung

Für Rundstahlketten ergeben sich deutlich höhere Werte als bei Bolzenverbindungen. Bei einem Spiel von $s = 10\%$ (Bild 5) hat eine Rundstahlkette weitgehend unabhängig von der Last einen Kontaktwinkel von $\varphi_k = 18^\circ$ (Tab. 2) und eine Kontaktdrucküberhöhung von ca. 37 (Tab. 3). Bei gleichem Spiel weist eine Bolzenverbindung je nach Lochleibung einen Kontaktwinkel zwischen 10° (bei einer Lochleibung von 30 N/mm^2) und 25° (bei einer Lochleibung von 250 N/mm^2) auf /15/. Die Kontaktdrucküberhöhungen betragen damit zwischen 3,7 und 8 (Bild 6). Dieser große Unterschied ist dadurch begründet, daß sich die Kontaktzone bei Bolzenverbindungen unabhängig vom Kontaktwinkel über die gesamte Laschentiefe t ausdehnt und ein kleiner Ring der Kontaktzone bei Rundstahlketten durch den beschriebenen Hebeleffekt überproportional beansprucht werden.

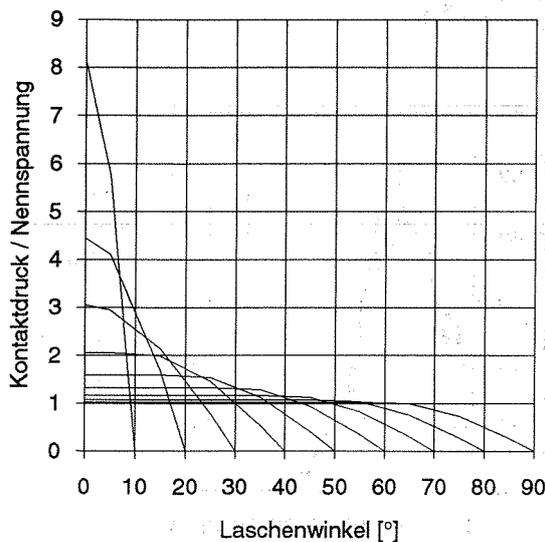


Bild 6 Kontaktdrucküberhöhung in Bolzenverbindungen σ_d bezogen auf die Nennspannung σ_n für unterschiedliche Kontaktwinkel φ_k /14, 15/

4. Vergleich mit Hertzscher Pressung

Die Voraussetzungen für die Berechnung einer Druckverteilung nach der Hertzschen Pressung

- homogenes isotropes Material
- hookesche Beanspruchung
- reine Druckbeanspruchung
- geringe Deformationen
- kleine Kontaktzone

sind nur bei großem Spiel, geringer Last und zu vernachlässigendem Biegemoment gegeben. Daher läßt sich die Druckbeanspruchung nur unzureichend abschätzen, wie im folgenden gezeigt wird. In den mehrfach gekrümmten Rundstahlketten treten drei Radien auf:

- Radius des Laschenquerschnitts r_p
- Radius der Laschenkrümmung innen r_i
- Radius der Kontaktellipse r_k

Der Kontaktradius r_k setzt sich aus zwei Komponenten zusammen

$$r_k = f(r_{kH}, r_{kB})$$

wobei sich die erste r_{kH} aus der Abplattung durch die Hertzsche Pressung

$$r_{kH} = \sqrt[3]{\frac{6F}{E} \frac{1-\nu^2}{r_i - r_p} r_i r_p}$$

und die zweite r_{kB} aus der Verformung durch das Biegemoment der beiden Kettenglieder ergibt. Der Betrag des Kontaktradius r_k kann nur iterativ bestimmt werden. Ist dieser bekannt, so läßt sich mit ihm der Kontaktwinkel

$$\sin \varphi_k = \frac{r_k}{r_i}$$

und der Maximaldruck

$$p_{max} = \frac{3}{2\pi} \frac{F}{r_k^2}$$

berechnen. Nach der Hertzschen Theorie verhält sich der Kontaktdruck halbkreisförmig und lautet /5/:

$$p(x) = p_{max} \sqrt{1 - \left(\frac{x}{r_k}\right)^2}$$

In Bild 7 sind das relative Laschenspiel

$$s = \frac{r_i - r_p}{r_i}$$

und die Drucküberhöhung p_{max}/p_m für eine Last über den Kontaktwinkel φ_k unter Vernachlässigung

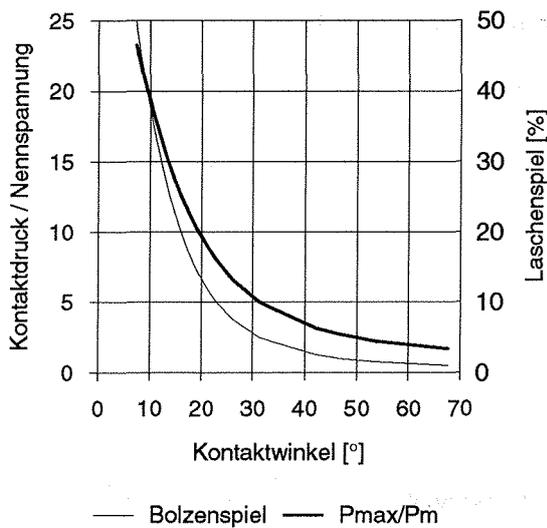


Bild 7 Bolzenspiel und Drucküberhöhung in Abhängigkeit vom Kontaktwinkel für Nennlast nach der Hertzschen Theorie (unter Vernachlässigung des Biegemomenteneinflusses)

des Biegemomenteneinflusses dargestellt. Berücksichtigt man den Schmiegeprozeß, so ist das zu einem bestimmten Kontaktwinkel gehörende Laschenspiel s größer als dargestellt. In Abhängigkeit von der Last bildet sich eine Kurvenschar, die oberhalb der dargestellten Linie für s liegt und die Abszisse bei $\varphi_k = 90^\circ$ schneidet.

Nach der Hertzschen Theorie führt eine Kontaktwinkel $\varphi_k = 10^\circ$ zu einer Spannungsüberhöhung von 19 (Bild 7). Dies entspricht ungefähr dem doppelten Wert für Bolzenverbindungen (Bild 6), jedoch nur rund einem Drittel der tatsächlich ermittelten Werte für Rundstahlketten (Bild 5).

5. Zusammenfassung

Das Kontaktverhalten von Rundstahlketten läßt sich durch die mehrfach gekrümmte Laschenkontur und das große Spiel zwischen den einzelnen Gliedern analytisch nicht berechnen. Auch die Übertragung der Ergebnisse von Untersuchungen an scheibenförmigen Modellen auf das räumliche Bauteil ist nicht ohne weiteres möglich.

Mit Hilfe der Finiten-Elemente-Methode wurde an dreidimensionalen Modellen von Rundstahlketten unterschiedlichen Spiels die Größe und die Form der Kontaktzonen sowie die Kontaktdruckverteilungen in diesen untersucht. Die Ergebnisse wurden in

normierter Form für die in den entsprechenden Normen /7-13/ vorgeschriebenen Nennlast tabellarisch und grafisch dargestellt.

6. Literatur

- /1/ Becker, K.: Güteanforderungen an hochfeste Rundstahlketten für den Bergbau, Glückauf, 1973. 109: S. 948-953.
- /2/ Oechsle, D.: Ein Beitrag zur Spannungsermittlung in Rundstahlkettengliedern. Konstruktion, 1976. 28(12): S. 483-488.
- /3/ Rieckhoff, J.: Spannungsverteilung in Rundstahlkettengliedern bei Zugbelastung. Glückauf-Forschungshefte, 1978. 3: S. 174-178.
- /4/ Mattheck, C. and S. Burkhardt: Struktur- und Versagensanalyse eines Kettengliedes aus dem Bergbau - Vorschlag eines neuen Kettenglied-Designs. Der Maschinenschaden, 1986. 59(5): S. 195-201.
- /5/ Göldner, H., Holzweissig, F.: Leitfaden der Technischen Mechanik, 5. Aufl. 1976, Steinkopff, Darmstadt
- /6/ Klein, G.: Untersuchung des Kontaktverhaltens an Rundstahlketten, Studienarbeit 1993, Institut für Maschinenwesen, TU Clausthal
- /7/ DIN 685: Geprüfte Rundstahlketten 1981, Beuth
- /8/ DIN 762: Rundstahlketten für Stetigförderer (Teilung 5d) 1982, Beuth
- /9/ DIN 764: Rundstahlketten für Stetigförderer (Teilung 3,5d) 1982, Beuth
- /10/ DIN 765: Rundstahlketten, Beuth
- /11/ DIN 766: Rundstahlketten (Entwurf) Beuth
- /12/ DIN 5684: Rundstahlketten für Hebezeuge 1984, Beuth
- /13/ DIN 5687: Rundstahlketten 1980, Beuth
- /14/ Dietz, P., Rothe, F.: Analytische Berechnung der Beanspruchungen in Bolzen-Lasche-Verbindungen, Institutsmitteilung Nr. 17, S. 21-28, IMW Clausthal 1992
- /15/ Dietz, P., Rothe, F., Verhalten symmetrischer Zuelemente unter elastischer und teilplastischer Verformung sowie nach teilplastischer Vorverformung. Abschlußbericht zum DFG-Projekt Di 289/8-2, 1993