

MITTEILUNGEN AUS DEM
INSTITUT FÜR MASCHINENWESEN
DER TECHNISCHEN UNIVERSITÄT
CLAUSTHAL

INSTITUTSDIREKTOR PROF. DR.-ING. A. KUSKE

Nr. 7/1977

Analogie-Verfahren zur Ermittlung der Torsionsspannungen in abgesetzten Wellen

Prof. Dr.-Ing. A. Kuske

Für die von Willers [1] angegebene Differentialgleichung:

$$\frac{\partial^2 u}{\partial r^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} - \frac{3}{r} \frac{\partial u}{\partial r} = 0 \quad (1)$$

aus deren Lösung u die Spannungskomponenten folgendermaßen entnommen werden

$$\tau_{\varphi r} = -\frac{1}{r} \frac{\partial u}{\partial z} \quad \tau_{\varphi z} = \frac{1}{r} \frac{\partial u}{\partial r} \quad (2)$$

gibt es keine physikalische Analogie. Sie könnte, wie Arndt zeigte [2], nur durch eine Potentialströmung in einem fünf-dimensionalen Raum dargestellt werden.

Als Näherungslösung kann man aber eine Potentialströmung in einem zwei-dimensionalen Feld von der Form des Schnitts durch die Achse des rotationssymmetrischen Körpers verwenden. Dazu benutzt man z. B. eine Schicht aus elektrisch leitfähigem Silikonkautschuk, die man an eine Gleichstromquelle anschließt (s. Abb.). Die Äquipotentiallinien, die Stromlinien bei einem Fluß in Richtung der Achse, entsprechen, sind als Maß für die Torsionsspannungen zu verwenden.

Die Höhe des - elektrischen - Potentials T genügt dabei offenbar:

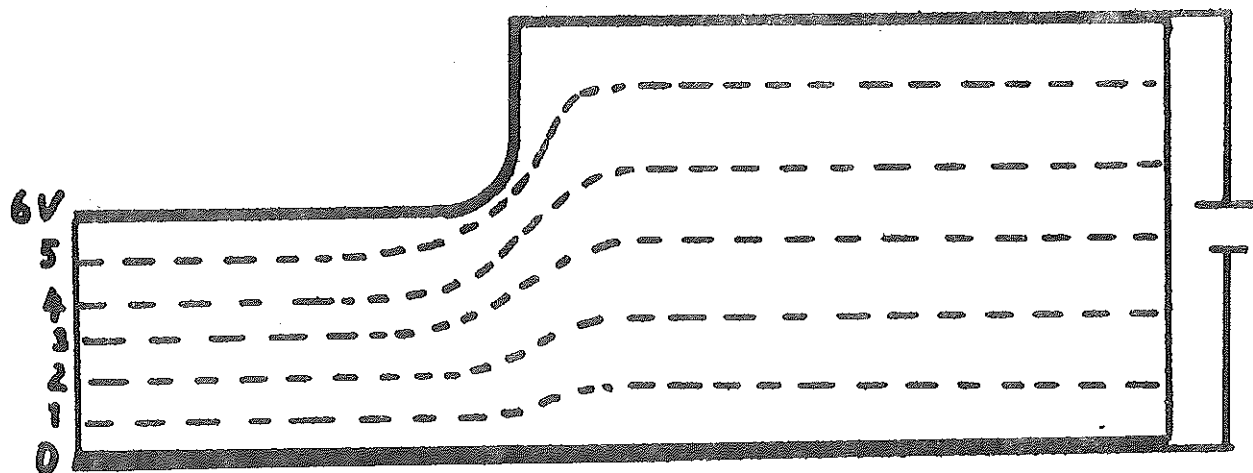
$$\frac{\partial^2 T}{\partial z^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial r^2} = 0 \quad (3)$$

und man kann aus den Stromlinien dann die Torsionsspannungskomponenten ablesen:

$$\tau_{\varphi r} = -r \frac{\partial T}{\partial z} \quad \tau_{\varphi z} = r \frac{\partial T}{\partial r} \quad (4)$$

Die Werte von T usw. lassen sich aus der elementaren Festigkeitslehre entnehmen, wenn man sie bis in den zylindrischen Teil der Welle verfolgt. Die so gefundene Lösung für die Spannungskomponenten ist allerdings theoretisch nicht exakt. Man kann diese Werte für ein numerisches Iterationsverfahren als Ausgangsgrößen benutzen.

Es hat sich allerdings gezeigt, daß die nach dieser Näherungslösung gefundenen Werte so wenig von den exakten abweichen, daß sich eine solche Arbeit kaum noch lohnt.



Beispiel für Analogieversuch zur Ermittlung der Torsionsspannungen in rotationssymmetrischen Bauteilen.

Eine elektrische Gleichspannung wird an eine elektrisch leitfähige Platte angelegt, so daß längs des Außenrandes und der Achse die gleiche Spannungshöhe herrscht.

Die punktierten Linien sind Äquipotentiallinien, d. h. Linien gleicher elektrischer Spannungshöhe. Sie lassen sich mit Hilfe eines Voltmeters sehr schnell ermitteln.

- [1] Willers, F.A., Die Torsion eines Rotationskörpers um seine Achse
Z. f. Math. u. Phys. 55 (1907), H. 3
- [2] Arndt, F.C., Die Torsion von Wellen mit achsensymmetrischen Bohrungen
und Hohlräumen. Diss. Universität Göttingen 1916
- [3] Kuske, A., Neue Analogieverfahren für Torsionsprobleme insbesondere
als Grundlage für vereinfachte numerische Berechnung, Vortrag
a. d. Internat. Konferenz Exper. Spannungsanalyse, Sept. 1978,
München
- [4] Kuske, A., Numerische Berechnung von Spannungen in einfachen Kon-
struktionsteilen mit kleinen Rechnern, demnächst in Konstruktion

Luftfeder mit großer Dämpfung

Dr.-Ing. H.-J. Barth

Einleitung

Luftfedern sind Federelemente, deren Federsteifigkeit durch Änderung des Fülldrucks in einfacher Weise geregelt und damit unterschiedlichen Belastungen angepaßt werden kann. In Form von Luftfederbälgen haben sie weite Verbreitung im Fahrzeugbau gefunden. Sie werden zunehmend aber auch im Maschinenbau z. B. zur Schwingungsisolierung eingesetzt. Luftfedern haben in entspannter Lage (die bei Federbälgen durch einen äußeren Anschlag begrenzt werden muß) durch den Überdruck der eingeschlossenen Luft eine endliche Federkraft, sind also vorgespannte Federn. Der hubabhängige Federkraftanstieg entsteht durch die Verdichtung der eingeschlossenen Luft, die, abhängig von der Belastungsgeschwindigkeit, zwischen dem Grenzfall der isothermen und der adiabaten Zustandsänderung verläuft.

Luftfedern sind also vorgespannte regelbare Federn mit im allgemeinen progressiver Charakteristik, deren Federsteifigkeit mit der Belastungsgeschwindigkeit wächst.

Außer der Fülldruckregelung besteht die Möglichkeit, mit Hilfe von Elementen der pneumatischen Schaltungstechnik die Federkennlinie während der Einfederung weg-, zeit- oder druckabhängig zu beeinflussen und sie damit unterschiedlichen Belastungen anzupassen.

In |1| sind dazu einige Beispiele angegeben.

Dämpfungsfeder

Im folgenden soll die Federcharakteristik der Federanordnung nach Bild 1 dargestellt werden, mit der sich besonders große Dämpfungen erzielen lassen.

Der verwendete doppelwirkende Druckluftzylinder stellt die Parallelschaltung zweier Luftfedern dar. Dabei wirkt die kolbenstangenseitige Feder als Zugfeder (Drucksenkung beim Einfedern) und die kolbenseitige Feder als Druckfeder.

Für die resultierende Federkraft beim Hub s gilt, solange kein Druckausgleich von der Kolben- zur Kolbenstangenseite erfolgt:

$$F_K - F_{KSt} = A_K (p_{K,s} - p_{KSt,s}) + A_{St} (p_{KSt,s} - p_0) \quad (1)$$

$$p_{K,s} = p_1 \left(\frac{A_K \cdot h + V_{K,zus}}{A_K (h-s) + V_{K,zus}} \right)^n \quad (2)$$

$$p_{KSt,s} = p_1 \left(\frac{V_{KSt,zus}}{V_{KSt,zus} + s (A_K - A_{St})} \right)^n \quad (3)$$

Für die Ausgangslage, Hub $s = 0$, gilt

$$F_K - F_{KSt} = (p_1 - p_0) A_{St}$$

Wie man sieht ist für den Zylinder ohne Druckluftanschluß kolbenstangenseitig eine Federwirkung nur infolge des Totraumvolumens möglich. Bei kleinen Hüben ist dort die relative Volumenänderung erheblich stärker als auf der Kolbenseite, und der Druck nimmt im Startpunkt am stärksten ab. Die nach Gl. (2) und (3) für den untersuchten Zylinder und für adiabate Zustandänderung ($n = \kappa = 1,4$) berechneten Drücke sind in Bild (2) zusammen mit gemessenen Druckverläufen für verschiedene Belastungsfälle aufgetragen. Sie stellen die Grenzdrücke für sehr kurzzeitige Belastungen dar (Druckstörungen pflanzen sich bekanntlich mit Schallgeschwindigkeit fort. Die Laufzeit einer Druckwelle beträgt in der gewählten Versuchsanordnung zwischen Kolben- und Kolbenstangenseite etwa 0,5 ms).

Als Belastungsfälle wurden untersucht (die Buchstaben geben dabei die Zuordnung zu den entsprechenden Kurven der Bilder):

- a) Impulsbelastung mit Pendelschlagwerk
 $m = 5,66 \text{ kg}$, $h = 460 \text{ mm}$, $p_1 = 3 \text{ bar}$
- b) wie a) aber $h = 180 \text{ mm}$, $p_1 = 3 \text{ bar}$
- c) Gewicht stoßfrei aufgesetzt (Zylinder vertikal)
 $m = 10 \text{ kg}$, $p_1 = 3 \text{ bar}$
- d) Luftfeder mit geringer Dämpfung (Kolbenstangenseite offen)
 Belastung wie b), $p_1 = 1,5 \text{ bar}$

Bild 3 zeigt die aus den gemessenen Druckverläufen nach Bild 2 berechneten Federkraftcharakteristiken. Die umschriebenen Flächen stellen dabei die jeweils erzielte Dämpfung dar:

$$W_D = \oint F dx$$

Man sieht, daß bei impulsförmiger Last der Federkraftanstieg beim Einfedern für die Dämpferfeder durch die Parallelschaltung erheblich steiler (Kurve a und b) als bei der reinen Luftfeder (Kurve d) ist (vgl. Adiabate als theoretische Grenzfederkraftkurve). Durch Überströmen von der Kolben- zur Kolbenstangenseite bleibt der Federkraftanstieg geringer als der Grenzkurve entsprechend und ist bis etwa zum halben Hub degressiv. Nach der Bewegungsumkehr beim maximalen Federweg wird - hauptsächlich infolge der kolbenseitigen Volumenzunahme - die Druckdifferenz zwischen beiden Kolbenseiten rasch abgebaut. Die zur Rückbeschleunigung der abgefederten Masse verfügbare Energie ist gering.

Bei der dämpfungsarmen Luftfeder (Kurve d) ergibt sich infolge der Dichtungsreibung eine, wenn auch erheblich geringere, Dämpfung. Die Federcharakteristik ist beim Ein- und Ausfedern progressiv. Anders als bei der Dämpferfeder ist hier die Federkennlinie, wenn man von den Reibungsverlusten absieht, unabhängig von der Lasthöhe und -dauer.

Die günstigen Selbstregelungseigenschaften der Dämpferfeder auch bei stark unterschiedlichen Belastungen zeigt der Vergleich mit Kurve c für ein (annähernd) stoßfrei aufgesetztes Gewicht bei vertikaler Zylinderanordnung, bei der sich nach kurzer Beschleunigung eine konstante Federkraft ergibt. Mit der gleichen Versuchsanordnung wie für

die Fälle a und b wurde die außerordentlich niedrige Absenkgeschwindigkeit von 4 cm/s gemessen. Eine solche Anordnung hat gegenüber der normalen Zylinderanordnung für Absenkbewegungen folgende Vorteile:

- kein Startsignal für Absenkbewegung erforderlich
- Abfederung auch bei stoßartiger Belastung
- kein Startsignal für die Rückfahrbewegung erforderlich - erfolgt selbsttätig nach Entlastung
- kein Luftverbrauch (außer durch Leckverluste)

Bild 4 zeigt mit dem Zusammenhang zwischen Federweg und Zeit den Einfluß der Dämpfung auf das Bewegungsverhalten.

Die hier vorgestellte Dämpfungsfeder gestattet es, Kräfte sehr unterschiedlicher Größe und Einwirkungsdauer aufzunehmen und zu dämpfen. Die Dämpfung ist dabei erheblich wirkungsvoller als bei metallischen Reibfedern (wie z. B. Uerdinger Ringfeder). Werden beim Einfedern große Hübe erreicht, wird die Feder sehr hart. Ein Durchschlagen der Feder ist daher nur bei oszillierenden äußeren Kräften möglich. Eine Berechnung derartiger Federn ist möglich (|3| |4|), setzt aber eine Kenntnis der Drosselbeiwerte aller Strömungswiderstände des Überströmungskanal, insbesondere der Drossel selber, voraus. Dies stellt ein in der industriellen Praxis schwer zu überwindendes Hindernis dar. Die handelsüblichen Drosseln sind im allgemeinen einstellbar und damit für eine Berechnung wenig geeignet. Einstellbare Drosseln gestatten andererseits aber, die Feder- und Dämpfungscharakteristik der Dämpfungsfeder in Grenzen zu beeinflussen.

- |1| Akerfors, I., Die pneumatische Federberechnung und Anwendung
Maschinenmarkt 75 (1969) 20
- |2| Akerfors, I., Die pneumatische Feder
Mecman-Technik (1968) 1
- |3| Bialas, V., Ein Beitrag zur Klärung des Verhaltens von Pneumatikzylindern
Diss. TH Aachen, 1973
- |4| Berger, D., Zur Dimensionierung von schnellen Pneumatik-Elementen mit instationären Abläufen am Beispiel einer Luftdämpfung
Ölhydraulik und pneumatik 19 (1975) 9

Abkürzungen

A ← Fläche p = Druck
F ← Kraft h = Federhub, gesamt
V = Volumen s = Federweg

Indices

K - kolbenseitig KSt,zus - Zusatzvol., kolbenstangen-
K,zus - Zusatzvol., kolbenseitig seitig
K,s - kolbenseitig, beim Hub s KSt,s - kolbenstangenseitig, beim Hub s
KSt - kolbenstangenseitig St - Kolbenstange

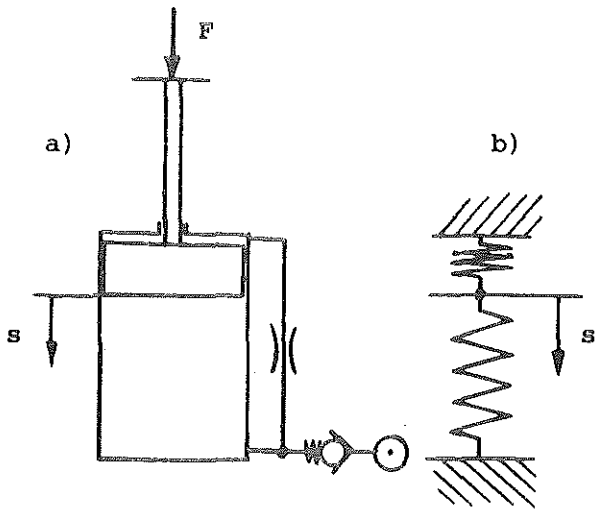


Bild 1 a) Dämpfungsfeder, schematisch
b) mechanisches Ersatzschaltbild

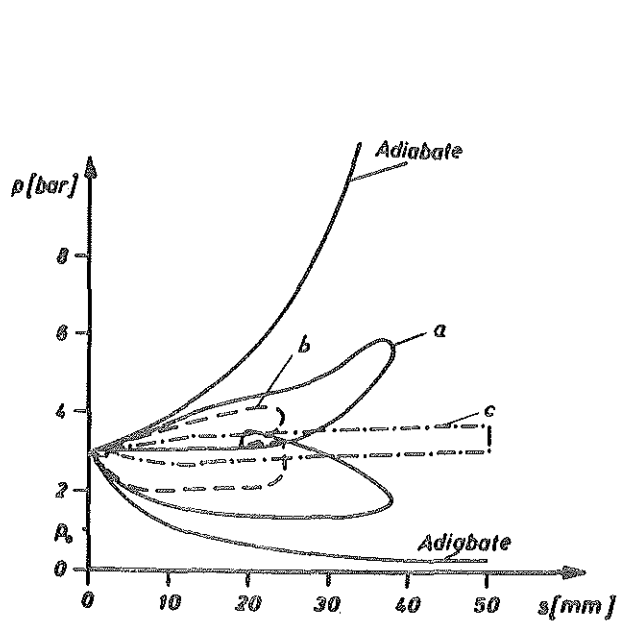


Bild 2 Dämpfungsfeder, hubabhängiger Druckverlauf für verschiedene Belastungsfälle (s. Text)

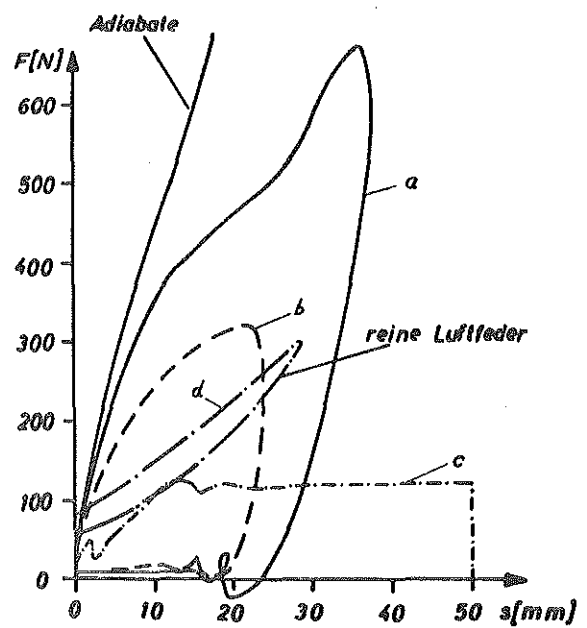


Bild 3 Federcharakteristiken für verschiedene Belastungsfälle

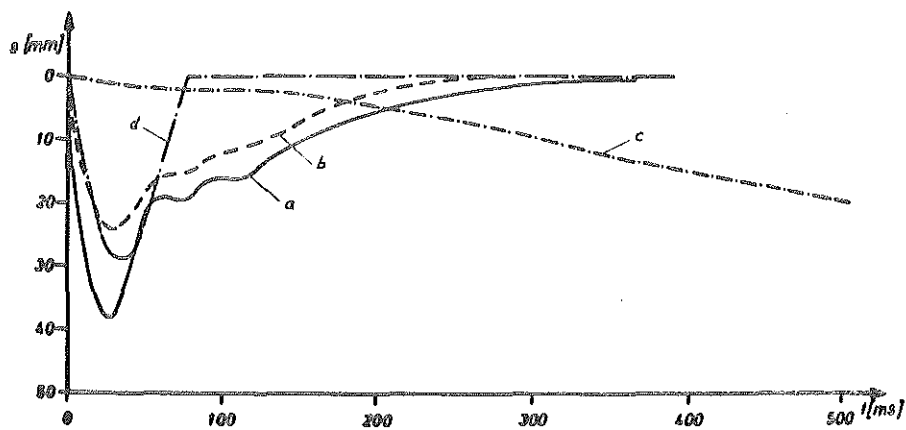


Bild 4 Bewegungsverhalten bei den untersuchten Belastungsfällen

Rechnerische und spannungsoptische Untersuchungen an offenen Konvertertragringen

Dipl.-Ing. H. Gloyer

Problemstellung und Lösungsweg

Bei den heutigen Konvertern für LD- und LDAC-Verfahren treten bei der Auslegung der Konvertertragringe aufgrund des hohen Gewichts und der Temperaturen immer größere Festigkeitsprobleme auf.

Im Betrieb können an Teilen des Tragringses Temperaturen von über 400°C auftreten. Dadurch wird die Festigkeit des Werkstoffes stark vermindert und hohe Temperaturspannungen hervorgerufen. Dieses kann verbessert werden, wenn z. B. durch konstruktive Maßnahmen die Temperaturen gesenkt werden können.

Es hat sich gezeigt, daß bei einem Konvertertragring an keiner Stelle höhere Spannungen als 50 N/mm^2 auftreten dürfen.

Am Institut für Maschinenwesen sind Untersuchungen durchgeführt worden [1], durch Änderung der Gestalt des Tragringses die Abkühlungsmöglichkeiten zu verbessern. Dabei wurde an Stelle eines geschlossenen Kastenprofils ein offenes U-Profil gewählt.

Berechnungsgrundlagen

Die Berechnung der Wölbspannungen in geraden, dünnwandigen offenen Profilen wurden schon früher in Arbeiten von Wlassow [2] und Bornscheuer [3] behandelt. Es ist ferner eine Lösung für den geschlossenen Kreisring mit U-Profil ohne Berücksichtigung des Wölbkrafttorsionseinflusses bekannt. Die fundamentalen, exakten Differentialgleichungen zur Berechnung der Wölbspannungen wurden von Wlassow angegeben, ohne daß er eine Lösung aufgeführt hat.

Am Institut für Maschinenwesen konnten für einen Konvertertragring mit U-Profil die einzelnen Schnittgrößen wie Querkräfte, Biegemomente, innere Gesamttorsionsmomente und die Wölbmomente berechnet werden.

Nach diesen Berechnungen treten die maximalen Spannungen am Auflager auf. Es wurde an der kritischen Stelle eine maximale Spannung von $94,7 \text{ N/mm}^2$ errechnet (Abb. 1, Punkt A).

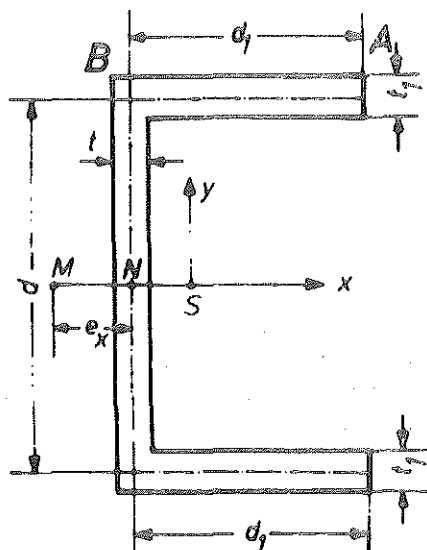


Abb. 1:
Querschnittsform eines
offenen Kreisringes

Diese durchgeführten Berechnungen haben gezeigt, daß die Querschnitte an den Auflager- und Lasteinleitungsstellen verstärkt werden müssen, damit die zulässige Spannung von 50 N/mm^2 nicht überschritten wird.

Da für einen solchen Fall keine Berechnungswege zur Ermittlung der Gesamtspannungen zur Verfügung stehen, mußten spannungsoptische Modelluntersuchungen durchgeführt werden.

Spannungsoptische Untersuchung

Es wurden zwei Modelle verschiedener Form mit unterschiedlichen Verstärkungen im Maßstab 1 : 15 hergestellt. Als spannungsoptische Untersuchungsmethode bieten sich folgende Verfahren an:

- a) Oberflächenschichtverfahren
- b) Streulichtverfahren
- c) Einfrierverfahren
- d) j-Kreis-Verfahren nach Kuske unter Verwendung der Laständerung [4].

Bei diesen Untersuchungen wurde erstmals das j-Kreis-Verfahren mit Laständerung angewendet, da mit dieser Methode mit geringem experimentellen Aufwand die Verteilung der Wölb- und Biegespannungen für den ganzen Ring bestimmt werden können.

Für den optimierten Konvertertragring (Abb. 2) ergaben sich im kritischen Auflagerpunkt und am Lasteinleitungspunkt für die Hauptausführung Spannungen von $\sigma_{\text{max}} = 48 \text{ N/mm}^2$ bzw. 20 N/mm^2

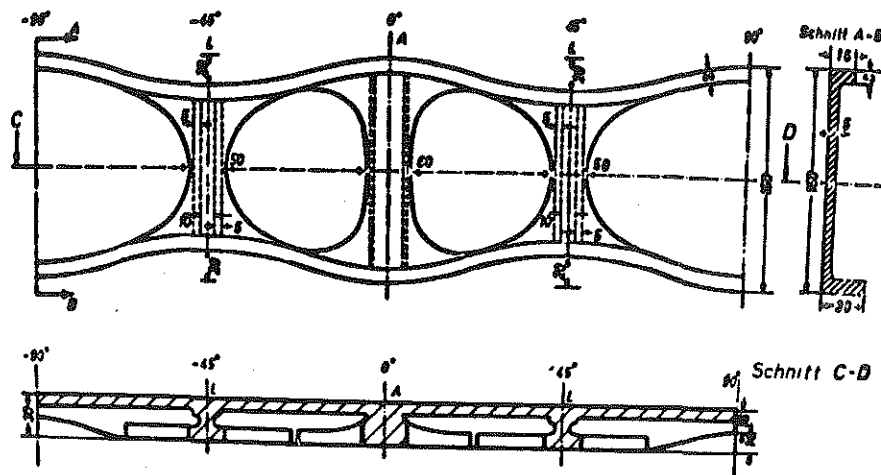


Abb. 2: Optimierter Konvertertragring

Zusammenfassung

Diese spannungsoptische Untersuchung hat eindeutig gezeigt, daß nicht, wie bisher allgemein angenommen, ein geschlossener, sondern ein Konvertertragring mit offenem Querschnittsprofil hinsichtlich der Wärmespannungen festigkeitsmäßig sehr viel günstiger ausgelegt werden kann. Es wurde nachgewiesen, daß an keiner Stelle des Tragrings die maximal zulässige Spannung von $\sigma_{\text{zul}} = 50 \text{ N/mm}^2$ überschritten wird.

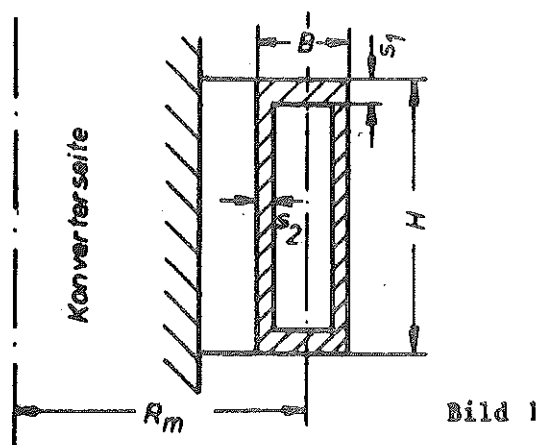
- |1| BAKIR, S.: Optimierung eines Konvertertragings insbesondere unter Berücksichtigung der bei der Belastung auftretenden Wölbkrafttorsion. Rechnerische und spannungsoptische Untersuchungen, Diss. TU Clausthal 1976
- |2| WLASSOW, W.S.: Dünnwandige elastische Stäbe, Band 1 und 2, Deutsche Bearbeitung Eva Duda, VEB-Verlag für Bauwesen, Berlin 1965
- |3| BORNSCHEUER, F.W.: Beispiel und Formelsammlung zur Spannungsberechnung dünnwandiger Stäbe, STAHLBAU 2 (1952), S. 225/232 und STAHLBAU 22 (1953), S. 32/44
- |4| KUSKE, A.: Spannungsoptische Untersuchung von Schalen (j-Kreis-Verfahren), Kommissionsverlag Hubert Hövelborn, Niederkassel-Mohndorf

Wärmespannungen am Konvertertragring mit Kastenprofil

Dipl.-Ing. W. Boll

Konvertertragringe mit Kastenprofil besitzen eine hohe mechanische Belastbarkeit bei großer Verwindungssteifigkeit und geringem Gewicht. Durch starke Wärmeabstrahlung vom Konverter werden die Innenwände des Tragrings so stark erwärmt, daß die Festigkeit abnimmt und zusätzliche Wärmespannungen entstehen.

Anhand der in Bild 1 gegebenen Abmessungen wurden die am Tragring auftretenden Wärmespannungen berechnet.



$$\begin{aligned}
 B &= 0,6 \text{ m} \\
 H &= 1,8 \text{ m} \\
 s_1 &= 0,15 \text{ m} \\
 s_2 &= 0,1 \text{ m} \\
 R_m &= 4,0 \text{ m}
 \end{aligned}$$

Bild 2 kennzeichnet schematisch den Temperaturverlauf über der Außenseite des Kastenprofils. Bild 3 stellt dazu qualitativ die Verformung des Kastens dar.

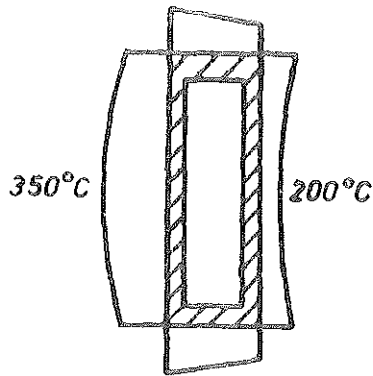


Bild 2



Bild 3

In den Punkten a und b (Bild 3) ergeben sich Umfangsspannungen von

$$\sigma_t = -75 \text{ N/mm}^2$$

Außerdem treten Biegespannungen auf

Punkt a: $\sigma_b = 35 \text{ N/mm}^2$

Punkt b: $\sigma_b = -70 \text{ N/mm}^2$

Die Vergleichsspannung nach der GE-Hypothese beträgt dann

Punkt a: $\sigma_v = 100 \text{ N/mm}^2$

Punkt b: $\sigma_v = 75 \text{ N/mm}^2$

Für den Fall, daß Verstärkungsrippen vorgesehen werden, die ein Ausbeulen der Bleche verhindern sollen, werden die Wärmespannungen nur größer und können bei mehrfachem Durchfahren der vollen Temperaturspanne zu Rissen führen.

Solche Risse führen zwar zunächst zu einer Entlastung der Wärmespannungen, können aber bei weiterem Fortschreiten die Tragfähigkeit des Ringes gefährden.

Da sich die Wärmespannungen den mechanischen Spannungen überlagern, sollte eine Profilform gewählt werden, die kaum Wärmespannungen entstehen läßt. Hierzu eignen sich I- oder U-Profile.

Diese haben zugleich den Vorteil, daß sie elastischer sind und die mit der Zeit auftretende plastische Dehnung des Konvertermantels besser auffangen können.

BAKIR, S.; Optimierung eines Konvertertragers insbesondere unter Berücksichtigung der bei der Belastung auftretenden Wölbkraft-torsion. Rechnerische und spannungsoptische Untersuchung. Diss. Jan. 1976, TU Clausthal

KUSKE, A.; BAKIR, S.; GLOYER, H.; Offenes oder geschlossenes Profil für Konvertertragringe, STAHL UND EISEN, Frühjahr 1978

Überlagerung von Stoßwellen

Dr.-Ing. P. Adamis

1. Problemstellung

Stromdurchflossene parallel angeordnete Leiter stoßen sich ab, falls der Strom gegensinnig durchfließt. Diese physikalische Erscheinung wird hier ausgenutzt, um Druckspannungswellen in ebene spannungsoptische Modelle einzuleiten.

Die kurzzeitig wirkenden Stoßkräfte werden durch den entsprechenden Stromstoß erzeugt, der durch das Entladen einer aufgeladenen Kondensatorbatterie entsteht. Die Stoßzeit t_s wird aus der Kapazität C, Induktivität L und Ohm'schen Widerstand R des Leitungssystems aus folgender Beziehung bestimmt:

$$t_s = \pi \left| \frac{1}{CL} - \left(\frac{R}{2L} \right)^2 \right|^{-\frac{1}{2}} \quad (1)$$

Die Stromleiter sind so angeordnet, daß der eine an dem Rand des zu untersuchenden Modells anliegt und der andere an einem gegenüber dem ersten liegenden Reaktionssystem liegt, der die entgegenwirkenden Kräfte auffangen soll.

Die Leiter sind aus 0,5 mm starken Aluminiumstreifen parallel angeordnet, so daß sie eine Bifilarleitung bilden. Der eingeleitete Druck läßt sich wie folgt berechnen |1; 2|:

$$p = \frac{\mu_0}{2} \left(\frac{i}{b} \right)^2 \quad (2)$$

wobei i der Strom, b die Breite des Leiters, μ_0 die magnetische Permeabilität bedeuten.

2. Versuchsaufbau und Ergebnisse

In |1; 2| ist diese Belastungseinrichtung verwendet worden, um Stoßimpulse gleichmäßig über den ganzen Rand von Scheibenmodellen einzuleiten. Hier soll eine andere Einsatzmöglichkeit der Belastungseinrichtung für spannungsoptische Untersuchungen gezeigt werden.

Der Leiter, der das Modell belastet, ist hier an zwei benachbarten Rändern einer quadratischen Scheibe angeordnet worden, Bild 1.

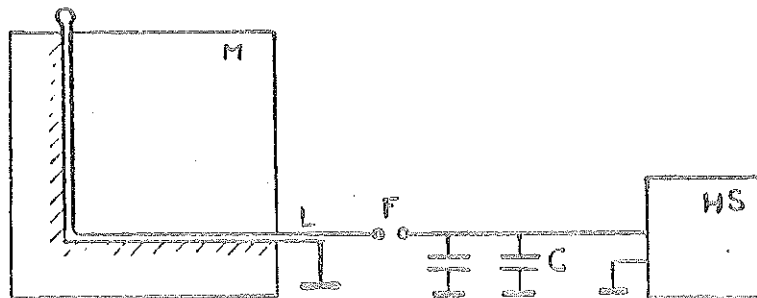
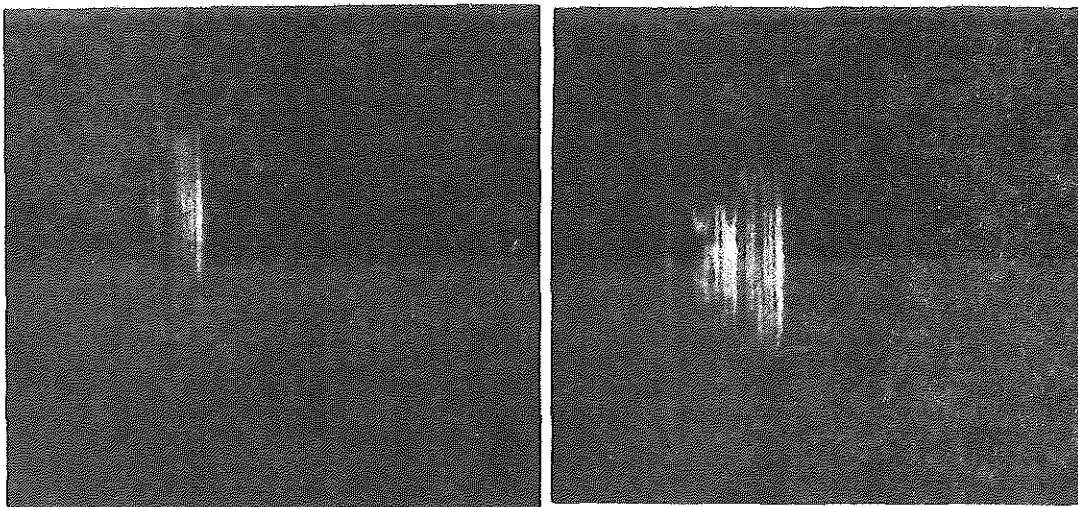


Bild 1: Schematische Versuchsanordnung; M Modell;
L Leiter; HS Hochspannung

Der Stoßimpuls läuft somit gleichzeitig von den beiden senkrecht zueinander stehenden Rändern aus (Bild 2a, 2b).



a = 20 μ s

b = 30 μ s

Bild 2: Isochromatenaufnahme a) 20 μ s; b) 30 μ s nach Stoßbeginn.

Die Bilder 2a und 2b zeigen die Isochromatenaufnahmen im Modell. Sie sind mit Hilfe der Methode des verzögerten Einzelblitzes aufgenommen worden [3].

Man erkennt, daß bei jedem Bild die Isochromatenverteilung durch die Null-Isochromate in zwei Felder getrennt wird. Der Verlauf der Null-Isochromaten ist unter 45° zu den Koordinatenachsen. Dies ist begründet durch den hydrostatischen Spannungszustand. Er entsteht dadurch, daß die gleichzeitig ankommenden Wellen sich senkrecht zueinander ausbreiten.

- [1] Snell, R.F.; MC Kallor, D.C. und Guernsey, R.:
An Electromagnetic, Plane Stress-Wave Generator,
Experimental Mechanics Nov. 1973
- [2] Adamis, P.: Spannungsoptische Untersuchungen zur Rißausbreitung
unter Stoßbelastung; Diss. TU Clausthal 1977
- [3] Kuske, A.; Robertson, G.: Photoelastic Stress Analysis,
I. Wiley & Sons, London 1974

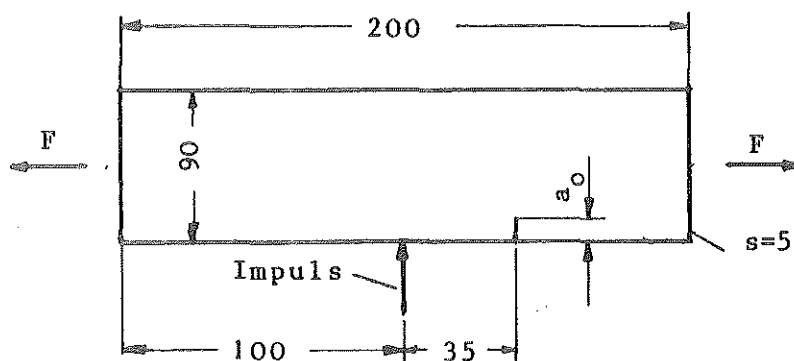
Bruchmechanische Untersuchungen an Proben aus spannungsoptisch aktivem Material

Dr.-Ing. P. Adamis; Dipl.-Ing. J. Diekmann

Versuche haben gezeigt, daß Stoßwellen in Bauteilen eine Rißfortpflanzung bewirken können, die aber bedingt durch die Kurzzeitigkeit der Welle nur sehr klein ist. Durch Überlagerung einer statischen Last besteht aber die Möglichkeit, daß die Stoßwelle zu einer überkritischen Rißausbildung führt. In [1] ist gezeigt worden, daß besonders Oberflächenwellen (Raleigh-Wellen) bei kleinen Randschissen eine hohe Spannungskonzentration schon bei relativ geringen Stoßenergien hervorrufen können und damit eine Rißverlängerung bewirken.

Untersucht werden soll, welchen Einfluß eine Stoß- bzw. Spannungswelle auf eine mit unterkritischer statischer Zuglast beaufschlagte scheibenförmige Zugprobe mit Randschiss hat. Dazu wurden Scheiben aus Araldit B von der Stärke 5 mm und der Länge 200 mm durch dynamische Belastung mit natürlichen Randschissen versehen und abschließend so bearbeitet, daß eine Probenhöhe von ~ 90 mm und ein Randschiss von ca. 1 mm Länge entstand.

Bild 1: Probenform und -belastung



In statischen Zugversuchen wurde dann an drei Proben die Kraft F ermittelt, bei der eine überkritische Rißverlängerung eintrat und dann nach der Beziehung

$$K_{Ic} = \frac{F}{d \cdot s} \sqrt{\pi \cdot a_0} \cdot f\left(\frac{a}{d}\right)$$

mit $f\left(\frac{a}{d}\right) \approx 1,13$ |2|

die Bruchzähigkeit K_{Ic} bestimmt.

Als Mittelwert ergab sich ein K_{Ic} von $704 \text{ Ncm}^{-3/2}$.

Mit diesem K_{Ic} -Wert und der obigen Beziehung wurden für die entsprechenden Rißlängen die Werte für F berechnet und als statische Zuglast ein Bruchteil dieser Last aufgebracht.

Der Stoßimpuls zur Erzeugung der Spannungswelle wird durch Anschließen der Probe mit Stahlzylindern bewirkt. Die maximale Stoßkraft beträgt bei diesen Versuchen 970 N und die Stoßzeit 34 μ s. Diese Werte wurden spannungsoptisch durch Anschließen eines Stabes ermittelt.

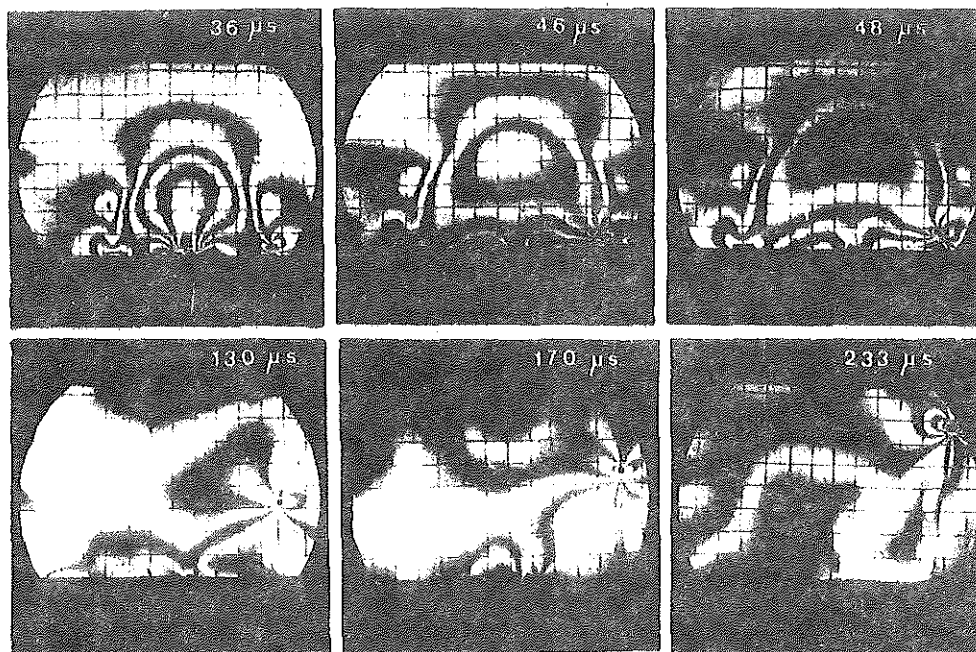
In Vorversuchen wurde ermittelt, daß bei einer Kraft $F \leq 0,4 \cdot F_c$ bei diesem Impuls das Rißwachstum nicht überkritisch wurde, obwohl eine Rißverlängerung durch die Stoßwelle beobachtet wurde, die 4 - 5 mm betrug und die Probe nicht brach.

Bei Belastungen von $F = 0,8 \cdot F_c$ und $F = 0,45 \cdot F_c$ wurde der Bruchvorgang durch die Spannungswelle mit Hilfe der Laser-Chronolite-Anlage [1], die einer Cranz-Schardin-Anlage ähnelt, auf 25 Bildern fotografisch festgehalten.

Die ersten Auswertungen der Versuche haben gezeigt, daß der Rißverlauf bedingt durch den Einfluß der Stoßwelle einen nicht geraden Verlauf nimmt im Gegensatz zum rein statischen Lastfall und daß auch die Rißgeschwindigkeiten wesentlich vom Verlauf des rein statischen Versuches abweichen.

Diese erstmals durchgeführten Vorversuche sollen durch weitere Untersuchungen ergänzt werden, die eine quantitative Aussage über Rißbeginn, -fortpflanzung und -arretierung bei zusammengesetzter Belastung (statisch-dynamisch) ermöglichen.

Bild 2: Spannungswellenausbreitung und Rißfortpflanzung in einer Scheibe



Literatur

[1] | ADAMIS, P.: Spannungsoptische Untersuchungen zur Rißausbreitung unter Stoßbelastung. Diss. TU Clausthal, 1977.

[2] | HAHN, H. G.: Bruchmechanik. B. G. Teubner, Stuttgart, 1976

Spannungsoptische Schrumpfunguntersuchungen an Preßmatrizen

Dipl.-Ing. A. Hirchenhain; Dipl.-Ing. O. Schmidt

Bei einer Schrumpfverbindung einer zylindrischen Preßmatrize ergeben sich nach den bekannten Laméschen Gleichungen [1] für die Radial- und Tangentialspannungen σ_r und σ_t folgende Verläufe:

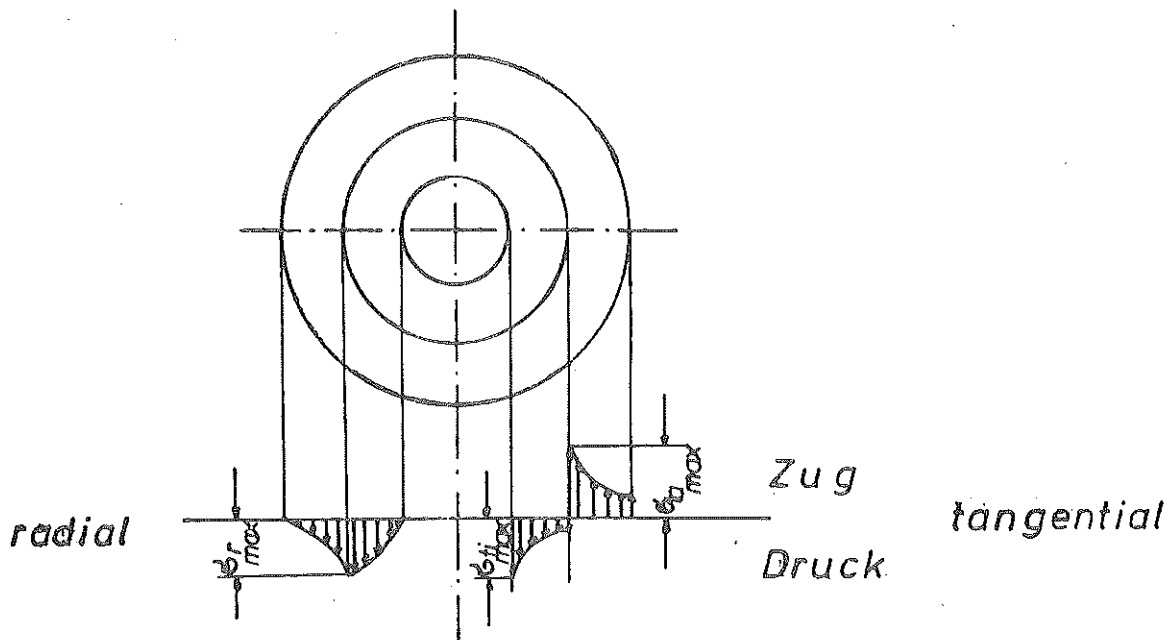


Abb. 1: Schrumpfspannungen einer zylindrischen Preßmatrize

Eine Berechnung einer Matrize entsprechend Abbildung 2 nach der Methode der Finiten Elemente [2] ergab prinzipiell den gleichen Verlauf der Spannungen.

Diese Lösungsverfahren vernachlässigen den Einfluß der Reibung in der Schrumpffuge. Bei der spannungsoptischen Versuchsdurchführung [3] hat sich jedoch gezeigt, daß diese Reibung die Spannungsverläufe entscheidend beeinflusst.

Infolge der behinderten Ausdehnung in axialer Richtung entstehen in der Schrumpffuge Schubspannungen, die im Bauteil eine "axiale Biegung" durch ein Krepelmoment verursachen. Diese Biegespannung überlagert sich den Schrumpfspannungen σ_r und σ_t und bewirkt eine Veränderung der Spannungsverteilung gegenüber der rechnerischen Lösung.

Die folgende Abbildung 2 zeigt die geometrischen Abmessungen der Preßmatrize und das Isochromatenbild des Axialschnittes. Der Isochromatenverlauf läßt die erwähnte Biegung des Bauteils deutlich erkennen.

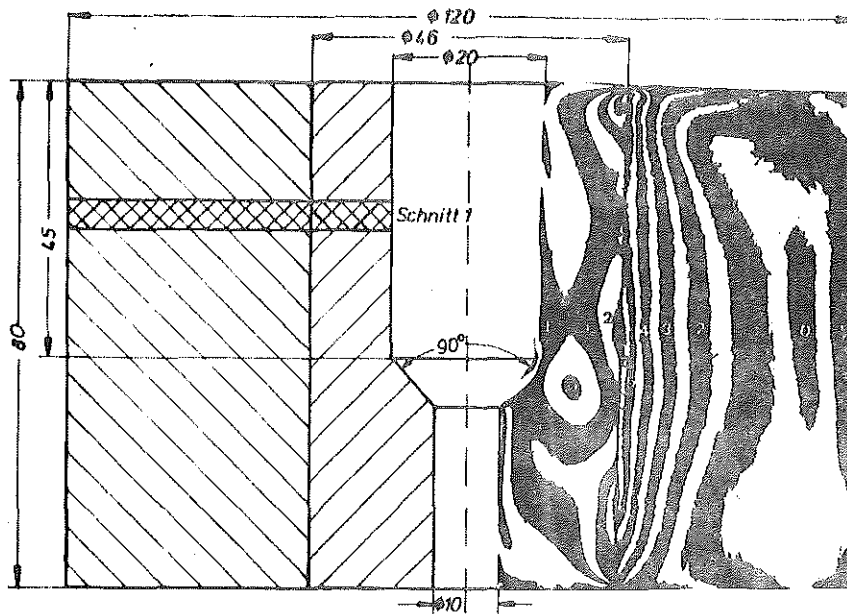


Abb. 2: Preßmatrize mit Isochromatenverlauf im Axialschnitt

Die spannungsoptische Untersuchung, die für das Bundesministerium für Forschung und Technologie im Rahmen eines Forschungsvorhabens zur festigkeitsmäßigen Optimierung von Strangpreßmatrizen durchgeführt wurde, ergab für den Verlauf der Radialspannung σ_r eine qualitative Übereinstimmung mit den theoretisch ermittelten Ergebnissen. Der Maximalwert an der Schruppfuge ist jedoch niedriger als in der Hauptausführung aus Stahl, was auf die höhere Querdehnung des Modellmaterials ($\nu = 0,5$) zurückzuführen ist und eine stärkere Entlastung des Fugendrucks p bewirkt.

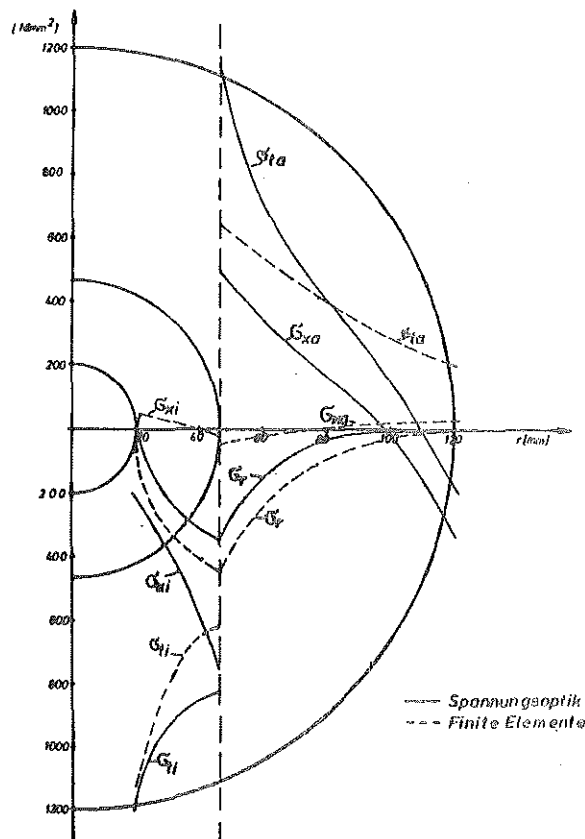


Abb. 3: Verlauf der Spannungen entlang des Schnittes 1

Die Tangentialspannung σ_t wird durch das Krepelmoment zu einer Druckspannung am Außenrand, was der elementaren Theorie widerspricht.

Der Verlauf der Axialspannung σ verdeutlicht am besten den großen Einfluß der Biegespannung in der Pfeßmatrize. Es ergeben sich sowohl qualitativ als auch quantitativ erhebliche Unterschiede in Bezug auf die rechnerischen Lösungsverfahren.

Diese Abweichungen der Spannungsverläufe sind darauf zurückzuführen, daß bei der theoretischen Betrachtungsweise stark vereinfachte Annahmen gemacht werden.

- |1; 2| Berechnung von Schrumpfverbindungen unter radialem Innendruck
Vorhaben S-LAN 100, Institut für Umformtechnik, TH Stuttgart
- |3| Kuske, A., Taschenbuch der Spannungsoptik
Wissenschaftliche Verlagsgesellschaft Stuttgart 1971

