

Institut für Maschinenwesen TU Clausthal

Prof. Dr.-Ing. A. Kuske

MITTEILUNGEN NR. 8/1978



Institut für Maschinenwesen
Robert-Koch-Straße 32
D 3392 Clausthal-Zellerfeld



MITTEILUNGEN
AUS DEM
INSTITUT FÜR MASCHINENWESEN
DER
TECHNISCHEN UNIVERSITÄT CLAUSTHAL

Nr. 8/1978

INHALTSVERZEICHNIS	Seite
Prof. Dr.-Ing. A. Kuske: Trennung der Hauptnormalspannungen aus spannungsoptischen Versuchen mit Hilfe von Computern	1
P.D. Dr.-Ing. H.J.Barth: Beitrag zur Schallemission und Wirtschaftlichkeit von Luftdruck-Ausblaspistolen	4
L.Schwarz/J.Diekmann: Spannungsoptische Untersuchung eines Preßzylinders	10
J. Rimmel: Analoge Simulation der Kreiselwirkung einer Schwungradkomponente auf das Fahrverhalten eines Kraftfahrzeugs	14
L.Schwarz/J.Diekmann: Der Eigenspannungszustand in dickwandigen Rohren nach einem Kaltbiegevorgang	19
H.-J.Steinhoff/H.Block: Signalverarbeitung durch Vorverstärker an einer Belastungsvorrichtung für dynamische Untersuchungen in der Spannungsoptik	24
A.Hirchenhain/J.Rimmel: Die experimentelle Ermittlung des Kerbfaktors von verschiedenen Schrauben-Mutter-Verbindungen mit Hilfe spannungsoptischer Modelluntersuchungen	26

**Titelbild: Spannungsoptische Aufnahme der
Kurvenscheibe eines CYCLO-Getriebes**

Herausgeber: Prof. Dr.-Ing. A. Kuske

TRENNUNG DER HAUPTNORMALSPANNUNGEN AUS SPANNUNGSOPTISCHEN VERSUCHEN

MIT HILFE VON COMPUTERN

Prof. Dr.-Ing. A. Kuske

1. Statische und dynamische Versuche an Scheiben

Daß man für die Trennung der Hauptnormalspannungen bei statischen Versuchen an Scheiben nicht die Gleichgewichtsbedingungen nutzen sollte, sondern die Verträglichkeitsbedingungen, wurde schon früher festgestellt (s. L 1.2).

Die Gleichgewichtsbedingungen beruhen auf nicht sehr genau und sicher ermittelbaren Daten, so daß nachträgliche Korrekturen erforderlich werden, die ein Computer nicht durchführen kann.

Bei dynamischen Versuchen an Scheiben-Modellen kann praktisch nur die dynamische Verträglichkeitsbedingung für Computerrechnungen angewendet werden (s. L 2).

2. Statische und dynamische Versuche an Platten

Für Versuche an Platten nach dem Zweischicht-Verfahren benutzt man bisher das Verfahren der aus der Formänderungsbedingung entnommenen Beziehung (L 1, 2)

$$\frac{\partial m_{xy}}{\partial x} = \frac{1}{1 + \nu} \frac{\partial}{\partial y} (m_x - m_y) \quad (1)$$

mit der man $(m_x - \nu m_y)$ durch Integration findet. Zusammen mit dem Wert von $(m_x - m_y)$, der sich aus den Isochromaten und Isoklinen ergibt, kann man m_x und m_y trennen.

Tatsächlich ist dies für dynamische Versuche die einzige Möglichkeit.

Aber für statische Versuche ergeben sich ähnliche Ungenauigkeiten wie bei Scheiben. Hier kann man wieder eine Beziehung benutzen, die ähnlich lautet wie die für Scheiben. Sie ergibt sich aus der Plattengleichung

$$\nabla^2 \nabla^2 w = \frac{p}{K} \quad (2)$$

Diese kann man bekanntlich aufspalten in

$$\nabla^2 w = -\frac{M}{K} = -\frac{m_x + m_y}{K(1 + \nu)} = -\frac{m_1 + m_2}{K(1 + \nu)} \quad (3)$$

und

$$\nabla^2 M = -p \quad (4)$$

Diese letztere Gleichung lautet für den unbelasteten Teil der Plattenfläche, d. h. $p = 0$:

$$\nabla^2 M = 0 \quad (5)$$

Die Benutzung erfolgt hier also nach den gleichen Formeln wie bei Scheiben.

Da bei entsprechenden Versuchen p bekannt ist, kann man sie auch für den belasteten Teil anwenden, wobei ein stetiger Übergang für die beiden Plattenteile zu berücksichtigen ist.

Im Gegensatz zu Scheiben sind hier die Linien konstanter Momentensumme $M = \text{konst.}$, u. U. geschlossen, d.h. es sind in dem entsprechenden Bereich ggf. "Quellen" vorhanden.

Die Differentialgleichung (4) in eine Differenzgleichung umgewandelt, ergibt dabei:

$$M_0 = \frac{M_1 + M_2 + M_3 + M_4}{4} - \frac{h^2}{16} P \quad (6)$$

Für die Berechnung von M teilt man auch hier die Fläche in Quadrate gleicher Größe auf mit der Länge der Diagonale h (Bild 1). Nach dem bekannten Iterationsverfahren verbessert man die Werte so weit, bis keine wesentliche Änderung mehr zu erwarten ist.

Auch hier findet man die Werte von m_1 und m_2 aus:

$$m_{1,2} = \frac{m_1 + m_2}{2} \pm \frac{m_1 - m_2}{2} \quad (7)$$

wobei $(m_1 - m_2)$ aus den Isochromaten entnommen werden.

3. Dreidimensionale rotationssymmetrische Lastfälle

Für rotationssymmetrische Fälle läßt sich eine einfache Trennung der Hauptnormalspannungen durchführen, wenn man die Verträglichkeitsbedingungen für diesen Fall benutzt (s. L 1).

$$\frac{\partial^2 \Sigma}{\partial z^2} + \frac{\partial^2 \Sigma}{\partial r^2} + \frac{1}{2} \frac{\partial \Sigma}{\partial r} = 0 \quad (8)$$

Darin bedeutet:

$$\Sigma = \sigma_r + \sigma_z + \sigma_t$$

Für die Durchführung der Rechnung mittels Computer wandelt man sie ebenfalls in eine Differenzgleichung um. Sie lautet:

$$\Sigma_0 = \frac{\Sigma_1 + \Sigma_2 + \Sigma_3 + \Sigma_4}{4} - \frac{h}{r} (\Sigma_4 - \Sigma_2) \quad (9)$$

Die Bedeutung der Indizes und Lage der entsprechenden Punkte geht aus Bild 2 hervor. Dieses stellt einen Schnitt durch die Achse des Bauteils dar.

Auch hier werden die Randwerte aus den Isochromaten entnommen. Nur unter den Lasteinleitungsstellen ist dann u. U. eine Integration der Gleichgewichtsbedingungen erforderlich.

Dabei kann man unregelmäßige Randformen ggf. durch feine Stufung darstellen. Oder man benutzt ähnliche Formeln wie bei Scheiben, um unregelmäßige Vierecke statt der Quadrate einzusetzen.

Literatur:

1. A. Kuske: Auswertung spannungsoptischer Versuche mittels Computer. MITTEILUNGEN A.D. INST.F.MASCH.-WESEN DER TU CLAUSTHAL Nr. 5/1975
2. A. Kuske u.G. Robertson: Photoelastic Stress Analysis, London 1974.

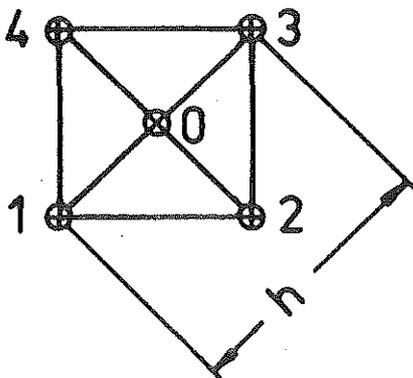


Bild 1
Teilquadrat für die
Berechnung der Momentensumme M in Platten

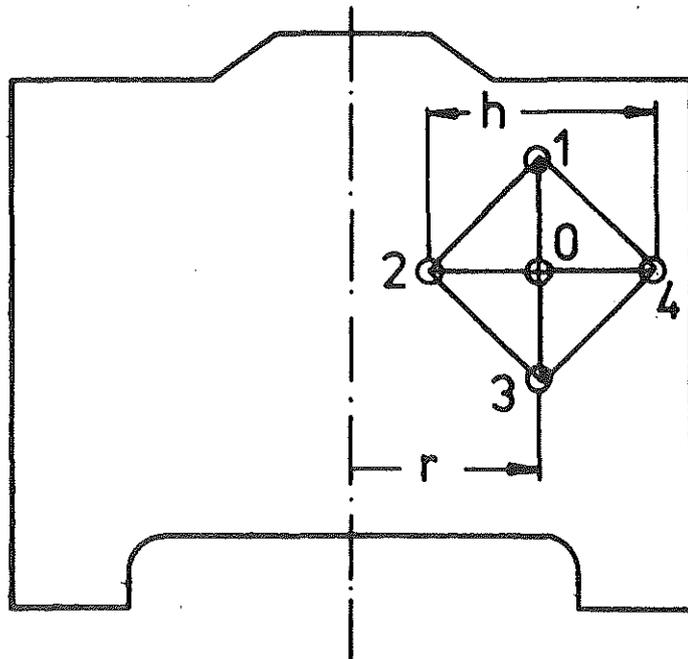


Bild 2
Lage und Bezeichnung der Eckpunkte in einem
Teilquadrat in der Ebene durch die Achse zur
Berechnung der Spannungssumme Σ in einem
rotationssymmetrischen Bauteil

Beitrag zur Schallemission und Wirtschaftlichkeit von Luftdruck-Ausblaspistolen

Dr.-Ing. J.-H. Barth

Einleitung

Druckluftpistolen werden in der mechanischen Fertigung und Montage von Metallteilen in großer Zahl eingesetzt. Sie dienen dazu, an Werkstücken haftende Späne und andere Verunreinigungen durch Abblasen zu entfernen. Dabei sind zum Teil erhebliche Haftkräfte zu überwinden, z.B. wenn Schmutzpartikel durch Öl auf der Unterlage haften. Die Blasleistung der Pistole ist offenbar abhängig von der kinetischen Energie des austretenden Luftstrahls

$$E_{\text{kin}} = \frac{m}{2} \cdot w^2$$

Betrachtet man die stationäre Ausblasung, läßt sich daraus als Blasleistung definieren:

$$P_{\text{Blas}} = \frac{\dot{m}}{2} \cdot w^2$$

Bekanntlich kann die Strömungsgeschwindigkeit eines aus einer verjüngten Düse austretenden Strahls höchstens gleich der Schallgeschwindigkeit w_s werden. Die Schallgeschwindigkeit wird dann erreicht, wenn das Verhältnis vom Umgebungsdruck zum Druck unmittelbar vor der Ausströmöffnung gleich oder kleiner als das Lavaldruckverhältnis p_s/p_v ist. Für Luft gilt:

$$\frac{p_s}{p_v} = 0,528$$

Die Blasleistung erreicht ihren Größtwert, wenn im austretenden Strahl Schallgeschwindigkeit erreicht wird. Dies trifft wie gesagt immer zu, wenn der Druck vor der Düse nicht unter den Wert

$$p_v = \frac{p_0}{p_s/p_v} = \frac{1}{0,528} = 1,8939 \text{ bar}$$

für $p_0 = 1$ bar sinkt. Für die üblichen Druckluftnetze (Standardnetzdruck 6 bar Überdruck) ist diese Bedingung immer erfüllt. Dann folgt

$$P_{\text{Blas}} = c \cdot \dot{m}$$
$$c = \frac{w_s^2}{2} = \frac{\kappa \cdot R \cdot T_s}{2} = \frac{\kappa \cdot R \cdot T_1}{2} \cdot \left(\frac{p_s}{p_v}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \quad (1)$$

Die Blasleistung steigt demnach mit dem Massenstrom \dot{m} , der seinerseits direkt proportional dem Vordruck p_v ist.

$$\dot{m} = A \cdot w_s \cdot \rho_s = A \cdot w_s \cdot \frac{p_v}{RT_1} \left(\frac{p_s}{p_v}\right)^{\frac{1}{\kappa}} \quad (2)$$

wobei hier verlustfreie Ausströmung vorausgesetzt werde. Die größte Blasleistung wird demnach erreicht, wenn vor der Düse gerade der Netzdruck $p_v = p_1$ ansteht.

Schallemission

Von der Energie der Druckluft wird nur die adiabatische Expansionsarbeit vom Netzdruck p_1 auf den Lavaldruck p_s ausgenutzt (Fl. 23 ab in Bild 1a)

$$P_{ad,s} = \frac{\kappa}{\kappa-1} p_1 \cdot \dot{V}_1 \left| 1 - \left(\frac{p_s}{p_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right|$$

$$P_{ad,s} = P_{Blas} = \frac{\dot{m}}{2} \cdot w_s^2$$

Die in der Düsenmündung noch unter Lavaldruck stehende Luft gelangt plötzlich in einen Raum mit niedrigerem Druck und dehnt sich schlagartig nach den Seiten aus. Die Gasteilchen werden nach außen beschleunigt und gelangen infolge ihrer Trägheit über die Gleichgewichtslage hinaus. Dadurch sinkt der Druck im Strahlkern und bewirkt eine Rückbeschleunigung. Dieser Vorgang wiederholt sich, d.h. es entstehen stehende Schallwellen von hoher Intensität. Sie sind die Ursache für die starke, von Luftpistolen ausgehende Lärmbelästigung. Es liegt daher nahe, zur Lärminderung den Vordruck soweit zu senken, daß am Düsenmund gerade Schallgeschwindigkeit erzeugt wird, gleichzeitig aber der Lavaldruck gleich dem Umgebungsdruck wird (Bild 1a).

$$p_s = p_0$$

$$p_3 = \frac{p_0}{p_s/p_v}$$

Dann wird eine weitere Energieumwandlung hinter der Düse vermieden und die Schallentwicklung merklich reduziert. Allerdings entstehen auch ohne Drucksprung zwischen Düsenmund und Umgebung bei austretenden Gasstrahlen durch Impulsaustausch mit der Umgebung Wirbel, die bei der Strahlausbreitung in kleinere Wirbel zerfallen und ein breitbandiges Geräusch verursachen. Immerhin ist die Schallminderung durch Senken des Vordrucks erheblich: ein Hersteller, der eine derart konzipierte Luftpistole anbietet, gibt einen Schallpegel von 78 dB(A) an statt 88 dB(A) bei vollem Netzdruck.

Eine weitere Senkung des Vordrucks bewirkt eine zusätzliche kräftige Minderung der Schallemission. In [2] wird für den Schalldruckpegel eines mit weniger als Schallgeschwindigkeit austretenden Luftstrahls in 1 m Entfernung folgende Gebrauchsformel angegeben

$$L = 80 \lg w + 20 \lg d - 60 \text{ (dB)}$$

wobei die Strömungsgeschwindigkeit w in m/s und der Düsendurchmesser d in m einzusetzen sind. Mit abnehmendem Vordruck sinkt die Strömungsgeschwindigkeit, gleichzeitig aber auch der Massenstrom. Aus beidem resultiert eine unerwünschte erhebliche Abnahme der kinetischen Energie des Luftstrahls.

Wirtschaftlichkeit der Ausblasepistole

Der oben erwähnte Hersteller gibt an, daß durch die Druckminderung der Luftverbrauch gesenkt wird. Diese Angabe soll im folgenden geprüft werden. Zeichnet man in das p-V-Diagramm (Bild 1a) die Zustandsänderungen für die Pistole mit reduziertem Vordruck ein, so sieht man, daß der Volumenstrom \dot{V}_4 (s. Bild 1a) am Düsenmund wegen der dort herrschenden Schallgeschwindigkeit gleich dem Volumenstrom \dot{V}_2 für die mit vollem Netzdruck beaufschlagte Pistole (im folgenden "Volldruckpistole" genannt) ist.

$$\dot{V}_4 = \dot{V}_2 = \frac{A}{w_s} = \dot{V}_s \quad w \neq f(p)$$

Ebenso gilt

$$\dot{V}_5 = \dot{V}_3 = \dot{V}_s \cdot \left(\frac{p_s}{p_v}\right)^{\frac{1}{\kappa}} = \dot{V}_s \cdot 0,528^{\frac{1}{\kappa}}$$

Die Druckminderung vom Druck p_1 auf p_3 erfolge durch Drosselung, die wirklichkeitsnah als isothermische Zustandsänderung angenommen wird. Man sieht, daß der Luftverbrauch deutlich niedriger als bei der Volldruckpistole ist ($\dot{V}_5 < \dot{V}_3$), ebenso sieht man aber auch, daß die Blasleistung (Fl. 45 cd) erheblich geringer als bei der Volldruckpistole ist. Mit Gleichung (1) und (2) gilt

$$\frac{\dot{m}_{p_1}}{\dot{m}_{p_3}} = \frac{p_1}{p_3}, \quad \frac{P_{\text{Blas}, p_1}}{P_{\text{Blas}, p_3}} = \frac{p_1}{p_3}$$

Es folgt, daß Luftverbrauch und Blasleistung im gleichen Maß abnehmen. Für die spezifische Leistung des Blasvorganges gilt:

$$P_{\text{sp}} = \frac{P_{\text{Blas}}}{\dot{V}_N} = \frac{P_{\text{Blas}} \cdot \rho_N}{\dot{m}} = \frac{\dot{m} \cdot w_s^2 \cdot \rho_N}{2\dot{m}} = \frac{\rho_N}{2} w_s^2$$

$$P_{\text{sp}} = \frac{\rho_N \cdot \kappa \cdot R \cdot T_s}{2} = \frac{\rho_N \cdot \kappa \cdot R \cdot T_1}{2} \left(\frac{p_s}{p_v}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}$$

$$= \frac{1,293 \cdot 1,4 \cdot 287 \cdot 293}{2 \cdot 60} \cdot (0,528)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} = 1057 \frac{W}{m^3/\text{min}}$$

Die spezifische Leistung als Maß für die Wirtschaftlichkeit ist für konstante Druckluft-Netztemperatur - hier angenommen $t = 20^\circ \text{C}$ - unabhängig vom Netzdruck, solange im Düsenmund Schallgeschwindigkeit erreicht wird. Eine Pistole mit reduziertem Vordruck kann demnach nur dann wirtschaftlicher als eine Volldruckpistole betrieben werden, wenn sie aus einem Netz mit niedrigerem Druck gespeist werden kann.

Bild 2 zeigt die erzielbaren Gesamtwirkungsgrade des Ausblasvorgangs bei theoretischer isothermischer Verdichtung der Luft und bei wirklicher Verdichtung mittels luftgekühlter Tauchkolbenverdichter für verschiedene Verdichtungsendrücke, sowie den jeweils zugehörigen spezifischen Leistungsbedarf der Verdichtung.

Man sieht, daß bei Rücknahme des Netzdrucks der effektive Wirkungsgrad sich verdoppeln läßt. Drosselverluste, wie sie an ausgeführten Druckluftpistolen besonders am Absperrventil auftreten, wirken in gleicher Weise wie die gezielte Druckminderung: sie mindern die Blasleistung und gleichsinnig den Verbrauch, beeinflussen aber nicht die spezifische Blasleistung (Fl. 2'3'a'b' in Bild 1a). Da man bei verringertem Vordruck die gleiche Blasleistung erzielen möchte wie bei der Volldruckpistole, wird man den Querschnitt der Ausblasdüse (und zweckmäßig den des Einschaltventils) bzw. die Zahl der Ausblasöffnungen vergrößern:

$$P_{\text{Blas, red}} = P_{\text{Blas, voll}}$$

$$\dot{m}_{\text{red}} = \frac{p_0 \cdot \dot{V}_{s,\text{red}}}{R \cdot T_s} = \dot{m}_{\text{voll}} = \frac{p_1 \cdot \frac{p_s}{p_v} \cdot \dot{V}_{s,\text{voll}}}{R \cdot T_s}$$

$$\dot{V}_{s,\text{red}} = \dot{V}_{s,\text{voll}} \cdot \frac{p_1}{p_0} \left(\frac{p_s}{p_v} \right)$$

mit $p_1 = 7 \text{ bar}$, $p_0 = 1 \text{ bar}$

$$\dot{V}_{s,\text{red}} = \frac{7}{1} \cdot 0,528 \cdot \dot{V}_{s,\text{voll}} = 3,696 \dot{V}_{s,\text{voll}}$$

Bei einem Düsendurchmesser der Volldruckpistole von z.B. $d_v = 2 \text{ mm}$ ergibt sich dann für die Pistole mit reduziertem Vordruck

$$d_{\text{red}} = 3,696 \cdot \frac{4}{\pi} \cdot \dot{V}_{s,\text{voll}} = 3,84 \text{ mm}$$

Die Blasleistung ist in Bild 1b dargestellt (Fl. 67 cd = Fl. 23 ab nach Bild 1a) Abschließend noch eine Bemerkung zum (bisher vernachlässigten) Reibungseinfluß: die Reibung sowie eine mögliche Strahlkontraktion mindert den ausfließenden Massenstrom und wird pauschal durch die Ausflußziffer α berücksichtigt.

$$\dot{m}_{\text{eff}} = \alpha \cdot \dot{m}_{\text{th}}$$

$$\alpha = 0,96 - 0,98 \text{ für gut gerundete Düsen.}$$

Die dabei entstehende Reibungswärme führt zu einer Erwärmung des Gasstromes, d.h. die Zustandsänderung erfolgt als Polytrope und die Schallgeschwindigkeit wird bei etwas höheren Drücken als bei adiabatischer Zustandsänderung erreicht. Besonders bei kurzen Düsenbohrungen werden die Unterschiede aber gering sein.

Zusammenfassung

Durch Minderung des Vordrucks an Druckluft-Pistolen kann deren Lärmpegel deutlich verringert werden. Die Blasleistung, gekennzeichnet durch die kinetische Energie des Luftstrahls, kann durch entsprechende Vergrößerung der Düsenbohrung gleich groß wie die einer mit Netzdruck beaufschlagten Druckluftpistole gemacht werden. Die Wirtschaftlichkeit kann nur verbessert werden, wenn die mit reduziertem Vordruck betriebene Pistole aus einem Netz mit geringerem Lieferdruck versorgt wer-

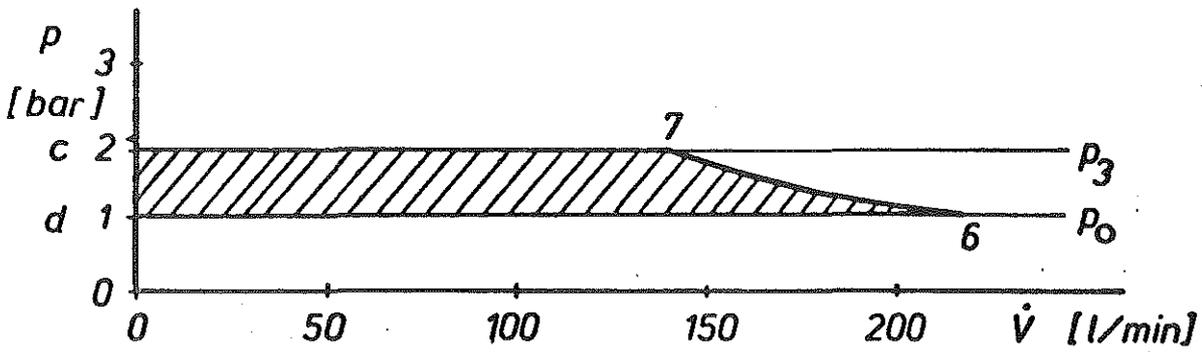
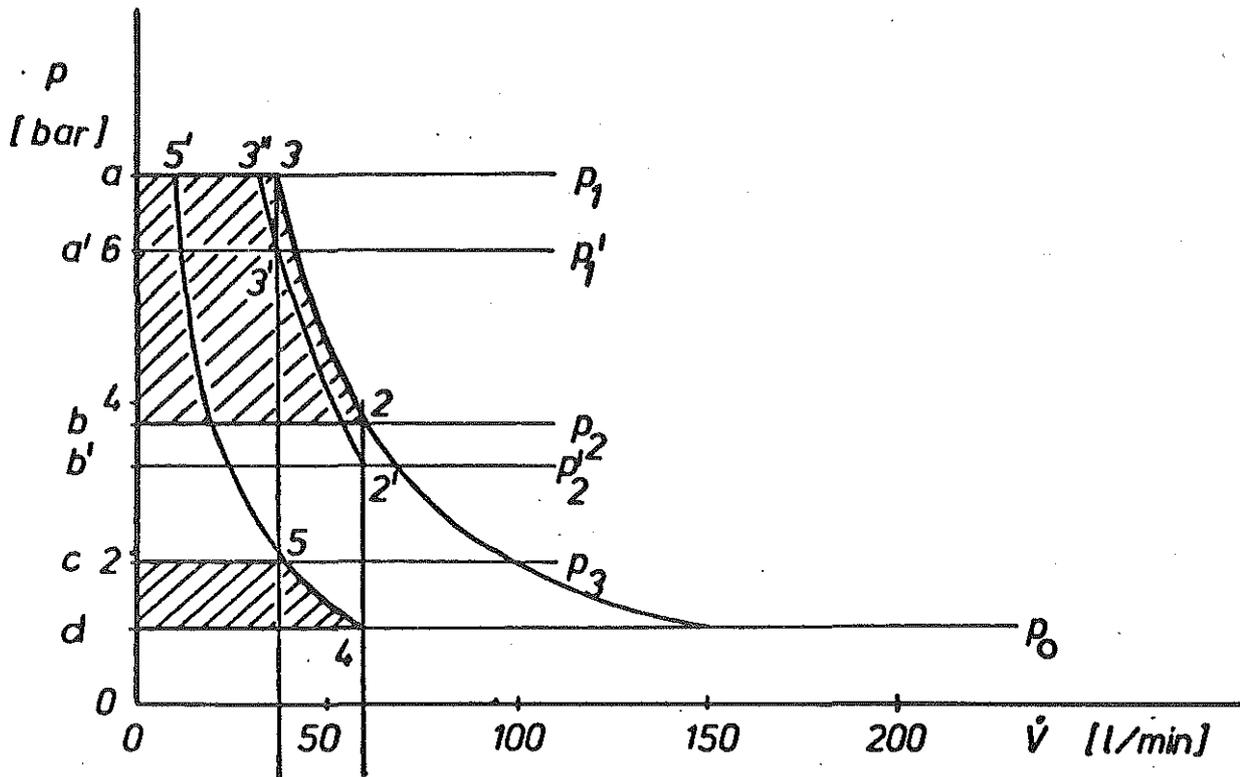


Bild 1: p - \dot{V} -Diagramm für den Ausblasvorgang.
 Die gestrichelten Flächen kennzeichnen jeweils die Blasleistung des austretenden Luftstrahls (ohne Reibungsverluste).
 a) Bei Vordruck-Minderung nimmt die Blasleistung stark ab.
 b) Durch Vergrößerung der Ausblasquerschnitte wird bei niedrigem Vordruck p_3 die gleiche Blasleistung wie bei Volldruckbetrieb (Bild 1a) erzielt (Fl. 67cd = Fl. 23ab)

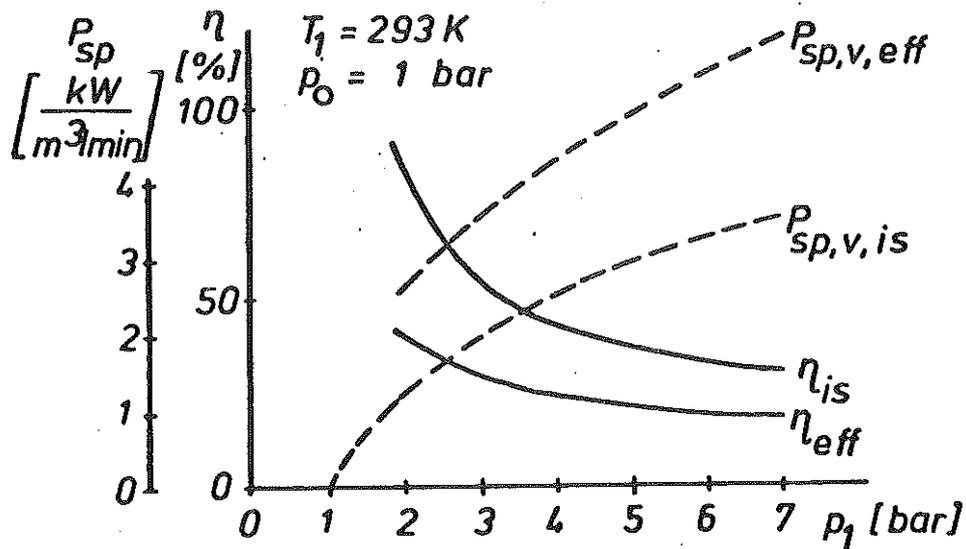


Bild 2: Spezifischer Leistungsbedarf der Verdichtung P_{sp} und Gesamt-Wirkungsgrad η des Ausblasvorgangs in Abhängigkeit vom Verdichtungsenddruck (Netzdruck) p_1 für isothermische (Index is) und wirkliche Verdichtung (Index eff).

den kann. Es ist geplant, mit Hilfe konstruktiver Maßnahmen die Schallemission weiter zu mindern. Über diese Arbeiten wird zu gegebener Zeit zu berichten sein.

Literatur

- |1| L. Engel (Hrsg.), Druckluft-Handbuch
Vulkan-Verlag, Essen 1971
- |2| Pneumatik-Kompendium
VDI-Verlag 1977

Spannungsoptische Untersuchung eines Preßzylinders

Dipl.-Ing. L. Schwarz, Dipl.-Ing. J. Diekmann

Versuchsaufgabe

An einem spannungsoptischen Modell eines Preßzylinders (siehe Bild 1 und 2) wurden die maximalen Spannungen an dem Abstützungskragen des Zylinders ermittelt. Die Belastung erfolgte durch Innendruck und durch eine Flächenlast. Die Größe der äußeren Lasten ergab sich aus dem Produkt aus Innendruck und Zylinderquerschnittsfläche.

Versuchsdurchführung

Es wurde ein Modell aus Epoxidharz angefertigt. Der Zylinder wurde mit einem Deckel aus Epoxidharz verschlossen. In dem Boden wurde ein Druckluftanschluß vorgesehen. In dem Abstützungskragen wurden Bohrungen eingebracht, um deren Auswirkung auf die Spannungshöhe zu ermitteln.

Der Innendruck wurde durch Druckluft erzeugt und mit einer Regelvorrichtung auf $\pm 0,01$ bar konstant gehalten. Die Flächen- bzw. Ringlast wurde über eine ebene Stahlplatte bzw. über einen Epoxidharzring am Gegenlager mit Eisengewichten aufgebracht.

Die Durchführung der Versuche erfolgte nach dem Erstarrungsverfahren, bei dem das Modell unter Last auf eine Temperatur über 130° C erwärmt wird. Durch die Belastung im warmen Zustand entstehen Formänderungen und Doppelbrechungen, die auch nach dem Abkühlen und dem Entlasten erhalten bleiben und ausgewertet werden können. Dazu wurden aus den belasteten Modellen planparallele Schnitte angefertigt, wie sie in den Bildern abgebildet sind.

Versuchsergebnisse

Aus den Isochromatenordnungen läßt sich nach der Beziehung

$$(\sigma_1 - \sigma_2) = \frac{n \cdot S}{d}$$

die Differenz der Hauptnormalspannungen bestimmen. Dabei ist:

- $\sigma_1; \sigma_2$ = Hauptnormalspannungen
- S = Spannungsoptische Konstante = 3 N/cm
- n = Isochromatenordnung
- d = Dicke des durchstrahlten Schnittes.

An einem lastfreien Rand des Bauteils ist $\sigma_2 = 0$, so daß hier die Spannungen nach

$$\sigma = \frac{S \cdot n}{d}$$

bestimmt werden können.

Bei Bauteilen mit bekannten Randlasten, wie z.B. bei Belastung durch Innendruck, gilt dann am Rand:

$$(\sigma + p) = \frac{n \cdot S}{d}$$

bzw.

$$\sigma = \frac{n \cdot S}{d} - p$$

mit

- p = Innenüberdruck.

Treten die maximalen Isochromatenordnungen und damit die maximalen Spannungen am Rand des Bauteils bzw. des Modells auf, was fast immer der Fall ist, dann lassen sich die maximalen Spannungen im Modell nach den genannten Beziehungen allein durch Ermittlung der Isochromatenordnungen bestimmen.

Die Umrechnung auf die Hauptausführung erfolgt nach den Ähnlichkeitsgesetzen. Es gilt:

$$\frac{\sigma_H}{\sigma_M} = \frac{F_H}{F_M} \cdot \left(\frac{l_M}{l_H}\right)^2 \quad \text{für Last = Einzelkraft}$$

oder

$$\frac{\sigma_H}{\sigma_M} = \frac{p_H}{p_M} \quad \text{für Last = Druck}$$

mit

F = Kraft
l = Länge
p = Druck
Index H für Hauptausführung
Index M für Modell.

Für den Versuch gilt:

$$F_M = p_M \cdot A_M \quad (A = \text{Querschnittsfläche})$$

$$F_H = p_H \cdot A_H$$

und A proportional l^2

ist dann

$$\frac{\sigma_H}{\sigma_M} = \frac{p_H \cdot l_H^2}{p_M \cdot l_M^2} \cdot \frac{l_M^2}{l_H^2} = \frac{p_H}{p_M}$$

so daß hier für die Belastung durch Einzelkraft und Druck gilt:

$$\frac{\sigma_H}{\sigma_M} = \frac{p_H}{p_M}$$

Die Ergebnisse der Untersuchung ergeben sich aus den maximalen Isochromatenordnungen am Rande des Modells, wobei das Vorzeichen - für Druck- und + für Zugspannung steht. Die Bilder 1 bis 6 zeigen das Epoxiharzmodell und das Isochromatenbild der planparallelen Modellschnitte mit den maximalen Isochromatenordnungen.

Beurteilung der Versuchsergebnisse

Die ermittelten Druckspannungen liegen unter der Streckgrenze des gewählten Werkstoffes und treten nur punktuell am Übergang zum Freistich auf, so daß hier Spannungsspitzen durch Fließen des Werkstoffes ohne Gefahr abgebaut werden können.

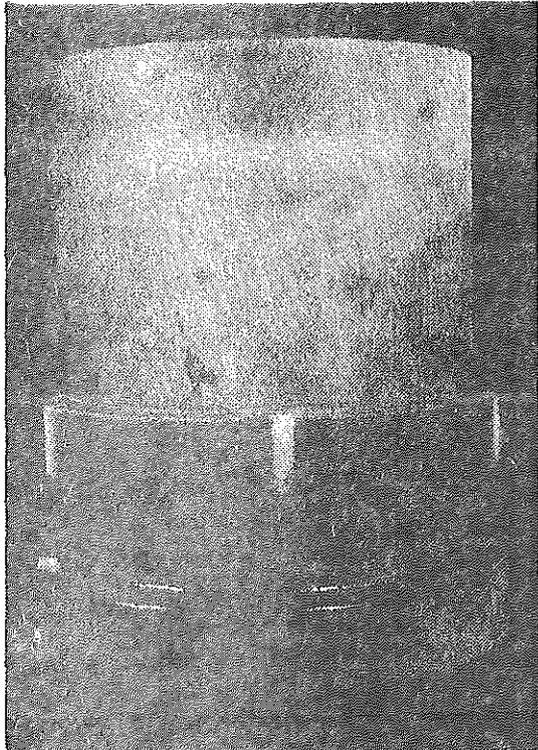


Bild 1: Epoxiharzmodell

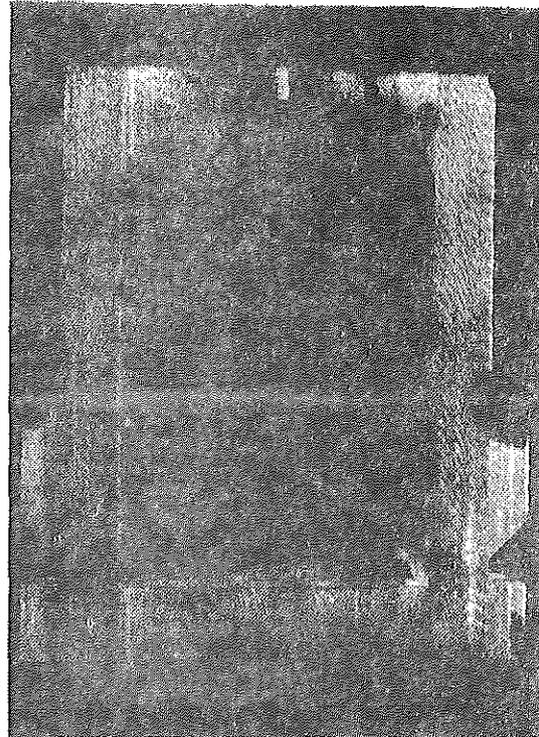


Bild 2: Epoxiharzmodell



Bild 3: Radialschnitt mit
Isochromaten (Dunkelfeld)

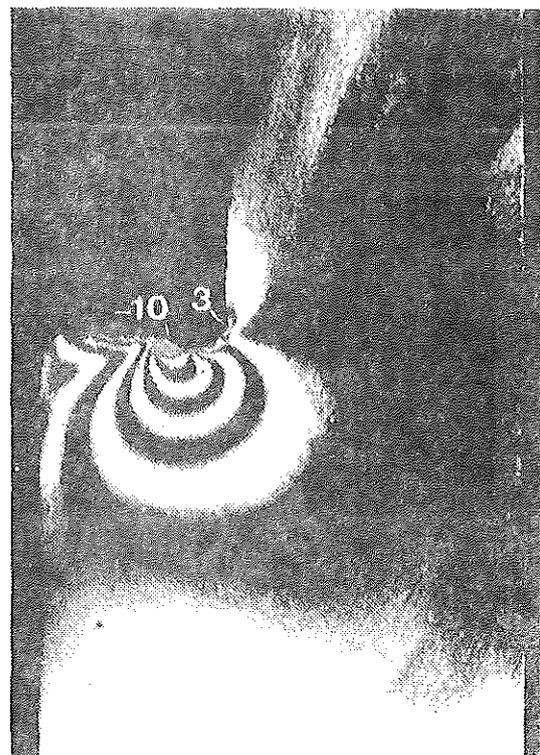


Bild 4: Teilvergrößerung von Bild 3 mit
max. Isochromatenordnungen

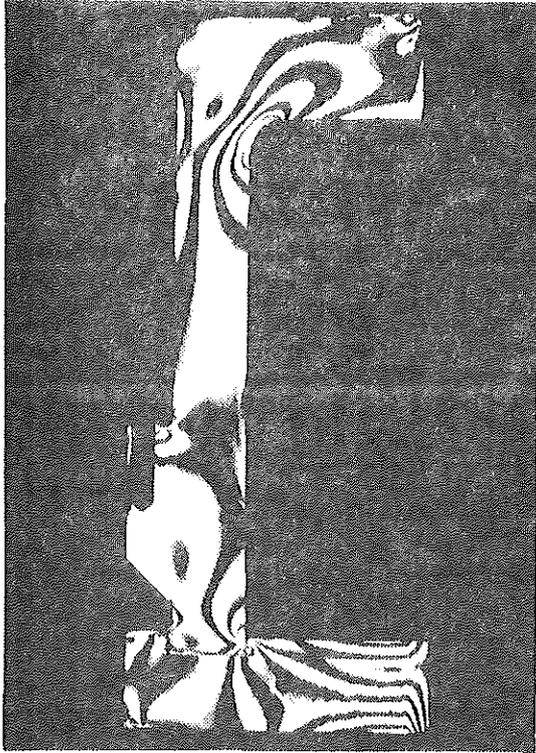


Bild 5: Radialschnitt an Bohrung
mit Isochromaten (Dunkelfeld)

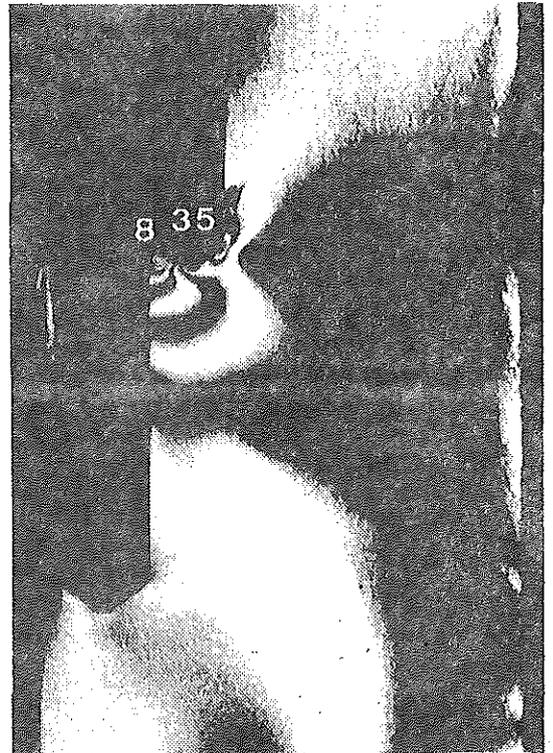


Bild 6: Teilvergrößerung von Bild 5
mit max. Isochromatenordnungen

Die für die Dauerfestigkeit kritischen Zugspannungen lagen im sicheren Bereich. Sie könnten aber durch Bearbeitungsriefen am Übergang Freistich - Zylinderwand erhöht werden.

Hier ist auf sorgfältige Oberflächenbearbeitung zu achten.

Die Bohrung bewirkte nur eine unwesentliche Erhöhung der Zugspannungen.

Analoge Simulation der Kreiselwirkung einer Schwungradkomponente auf das Fahrverhalten eines Kraftfahrzeuges

Dipl.-Ing. J. Rimmel

1. Problemstellung

Die Reduzierung der Schadstoffemission in Hinblick auf den Umweltschutz sowie die Verknappung fossiler Brennstoffe führte im Kraftfahrzeugwesen zur Entwicklung hybrider Antriebssysteme. Für die technische Ausführung solcher Antriebssysteme gibt es verschiedene Lösungsmöglichkeiten, aber alle diese Ansätze sind noch nicht befriedigend. Besonders der Antrieb mit einem Schwungrad als Energiespeicher ist bis heute im hohen Maße problematisch. Diese Probleme liegen auf konstruktivem und technologischem Gebiet (Kreiselkräfte, Lagerung, Gestaltung, Sicherheit). Besonders hingewiesen sei hier auf die nicht geringe Auswirkung der Kreiselkräfte. Auf die unterschiedlichen Fahrbewegungen (Kurvenfahrt, Talfahrt) reagiert ein Schwungrad je nach Einbaulage im Fahrzeug mit entsprechenden Präzessionsbewegungen. Die auftretenden Kreiselkräfte werden über die Lagerung auf das Fahrgestell übertragen und beeinflussen das Fahrverhalten und die Fahrstabilität.

Die nachfolgende Untersuchung soll zur Klärung der Frage beitragen, inwieweit die Kreiselwirkung einer Schwungradkomponente auf das Fahrverhalten eines Kraftfahrzeuges einwirkt.

2. Bewegungsgleichungen

Bei der Aufstellung der Bewegungsgleichungen für das Schwungrad wird die elastische Wellenverformung mit berücksichtigt. Durch Einführung eines r, z, w -Hauptachsensystems mit dem Ursprung im Schwungradschwerpunkt S ergibt sich für die Drallkomponenten ϑ :

$$\vartheta_{r'} = c \cdot \dot{\varphi}_r \quad (1)$$

$$\vartheta_{z'} = c \cdot \dot{\varphi}_z \quad (2)$$

$$\vartheta_{w'} = A \cdot \dot{\varphi}_w \quad (3)$$

A = polares Trägheitsmoment des Schwungrades
 c = axiales Trägheitsmoment des Schwungrades

Das r', z', w' -System führt die Translationsbewegung z und r des Schwungradschwerpunktes sowie die Taumelbewegung φ_z und φ_r des Schwungrades mit aus, ohne allerdings die Rotation um die w' -Achse mitzumachen.

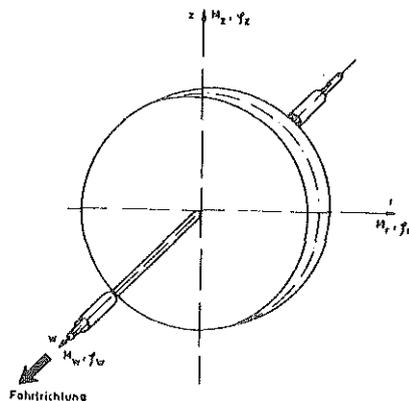


Bild 1: Koordinatensystem des Schwungrades

Die Komponente $\dot{\vartheta}_w$, wird im folgenden nicht weiter berücksichtigt, da $\Omega = \text{const.}$ vorausgesetzt wird. Mit $\dot{\varphi}_w = \Omega$ erhält man:

$$\dot{\vartheta}_r = c \dot{\varphi}_r - A\Omega\dot{\varphi}_z \quad (4)$$

$$\dot{\vartheta}_z = c \dot{\varphi}_z + A\Omega\dot{\varphi}_r \quad (5)$$

Infolge der Rotation des Systems um die z-Achse addieren sich zu den Momenten noch die Kreiselmomente hinzu. Damit ergibt sich:

$$\begin{aligned} M_r &= c \cdot \ddot{\varphi}_r - A\Omega\dot{\varphi}_z - A\Omega\dot{\varphi}_z \\ M_z &= c \cdot \ddot{\varphi}_z + A\Omega\dot{\varphi}_r + c\ddot{\varphi}_z \end{aligned} \quad (6)$$

Neben den Momenten M_r , M_z wirken auf das Schwungrad von der Welle die äußeren Kräfte F_r , F_z . Zusammen lautet die Bewegungsgleichung:

$$M\ddot{x} + Gx + fs = 0 \quad (7)$$

M = Massenmatrix
 G = Matrix der gyroskopischen Glieder
 f_s = Spaltenmatrix der Kräfte und Momente

3. Simulation auf dem Analogrechner

Bei den Gleichungen handelt es sich um gekoppelte Differentialgleichungen. Zur Simulation von physikalischen Vorgängen, die durch Differentialgleichungen beschrieben werden, bietet sich der Analogrechner aufgrund der unmittelbaren Beobachtung der Systemantwort am Oszilloskop an. Dadurch gewinnt man eine sofortige Einsicht in die Auswirkung von Änderungen im System oder im Eingangssignal.

Zur Aufstellung des Blockschaltbildes löst man die Differentialgleichung nach der höchsten Ableitung auf. Danach ergibt sich:

$$\ddot{\varphi}_r = \frac{A}{c} \Omega \dot{\varphi}_z + \frac{A}{c} \dot{\varphi}_z - \frac{c_{2z}}{c} \varphi_r \quad (8)$$

$$\ddot{\varphi}_z = \frac{A}{c} \Omega \dot{\varphi}_r - \frac{c_{2z}}{c} \varphi_z \quad (9)$$

$\dot{\varphi}_2 = \frac{v}{r}$ Winkelgeschwindigkeit des Fahrzeuges infolge der Kurvenfahrt
 v = Geschwindigkeit des Fahrzeuges
 r = Kurvenfahrt
 Ω = Winkelgeschwindigkeit des Schwungrades
 c_{2z} = Federkonstante

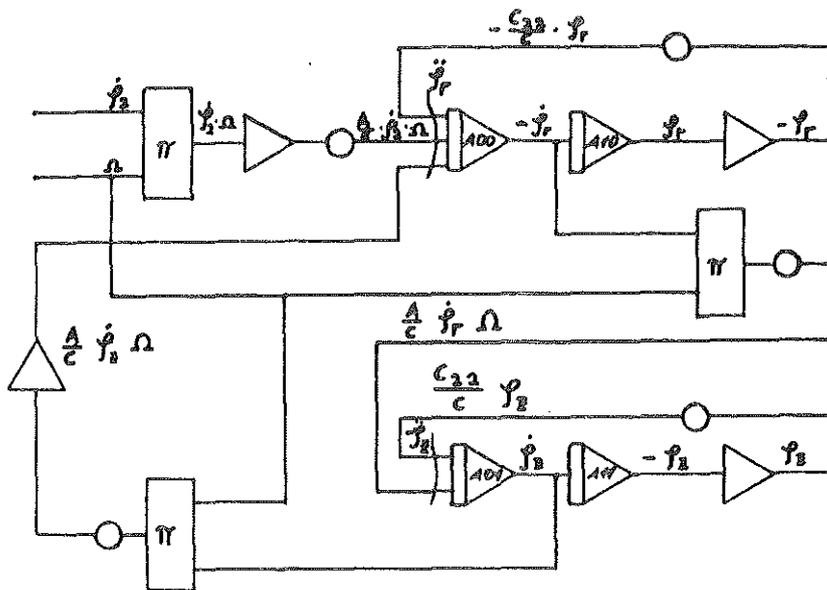


Bild 2: Blockschaltbild

Alsdann bildet man aus Integratoren eine Kette, so daß φ_r bzw. φ_z aus der höchsten Ableitung entsteht. Durch entsprechende Rückführungen vervollständigt man das Schaltbild, so daß die Gleichungen (8) und (9) beschrieben werden.

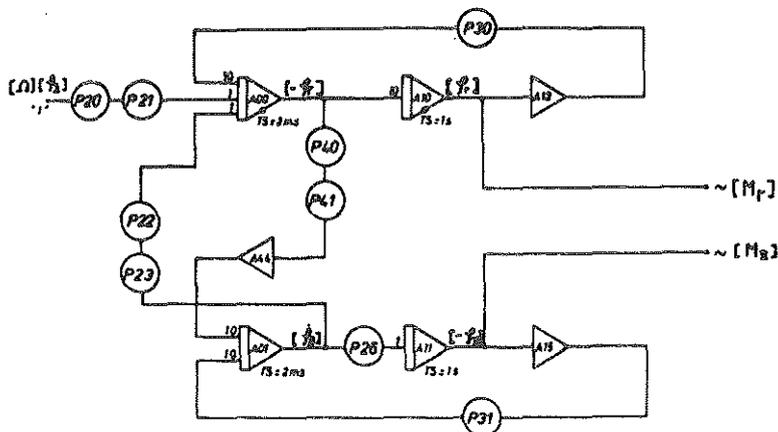


Bild 3: Analogrechnerschaltung

Die einzelnen Größen der mathematischen Gleichung sind mit bestimmten Dimensionen behaftet. Auf dem Analogrechner haben sie die Einheit |Volt|. Aus diesem Grund muß ein eindeutiger Zusammenhang zwischen diesen Größen aufgestellt werden. Dies geschieht durch die sogenannte Normierung. Dabei wird sowohl die abhängige Variabel (Amplitudennormierung) als auch die unabhängige Variabel (Zeitnormierung) durchgeführt.

4. Simulationsergebnisse

Von Bedeutung sind die maximalen Schwingungsausschläge, der Mittelwert und die Frequenz der Schwingungen. Die Simulation zeigt, daß zu Beginn einer Kurvenfahrt sowohl der Winkel φ_z als auch φ_r eine sinusförmige, abklingende Schwingung ausführt. Bild 4 zeigt eine lineare Abhängigkeit der Momente M_r mit und $M_{r \max}$ vom Produkt $\Omega \cdot \dot{\varphi}_2$. Das Verhältnis des maximalen zum mittleren Moment M_r ist unabhängig von der jeweiligen Parametereinstellung und beträgt ungefähr zwei. Dieser Effekt ist bei stoßartiger Systemanregung eines Zweimassen-Schwingers mit der Trägheitskonfiguration $\theta_2 \gg \theta_1$ bewiesen (Bild 5). Im Gegensatz zum Moment M_r ist die Abhängigkeit des Momentes M_z vom Produkt $\Omega \dot{\varphi}_2$ nicht linear, sondern der Zuwachs von M_z wird für steigende $\Omega \cdot \dot{\varphi}_2$ -Werte immer geringer (Bild 6). Für $\dot{\varphi}_2 = \text{const.}$ steigt das Verhältnis der Maximalwerte linear mit wachsendem Ω an. Im Bereich $\dot{\varphi}_2 > 1 \text{ [1/s]}$ ist ein starker Anstieg zu beobachten, so daß das Verhältnis $M_{r \max}/M_z$ in diesem Bereich eine stärkere Abhängigkeit von $\dot{\varphi}_2$ als von Ω aufweist (Bild 7).

5. Zusammenfassung

Auf das Fahrverhalten hat $M_{r \max}$ keinen Einfluß, da die Schwingungsfrequenz so hoch ist, daß nur der integrale Mittelwert M_r mit um die Fahrzeug-Nickachse eine Belastung ausübt. Dieses Moment führt zu einer Radlaständerung unter 10%, die allein durchaus zu ertragen ist. Nur durch ein Zusammentreffen mehrerer maximaler Momente können kritische Zustände entstehen. Im Hinblick auf die Festigkeit von Schwingrädern ist die Momentenerhöhung sowie die Schwingbeanspruchung eine wichtige Einflußgröße. Um eine Entscheidung über eine optimale Einbauweise treffen zu können bedarf es noch weiterer Untersuchungen.

6. Literatur

- | | |
|------------------------------|--|
| 1 Magnus, K. | Kreisel, Theorie und Anwendung
Springer-Verlag, 1971 |
| 2 Gasch, R. u. H. Pfützner | Rotordynamik
Springer-Verlag, 1975 |
| 3 Mahrenholtz, O. | Analogrechnen in Maschinenbau und Mechanik
BI 154/154a, Mannheim 1968 |

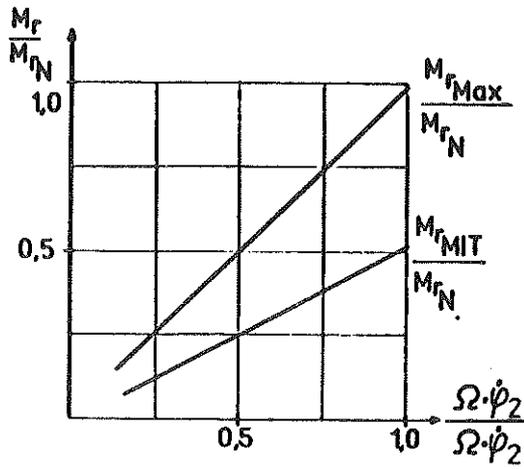


Bild 4: M_r als Funktion von $\Omega \dot{\varphi}_2$

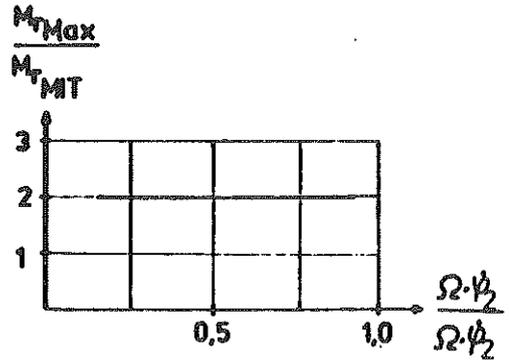


Bild 5: Verhältnis des maximalen zum mittleren Moment von M_r

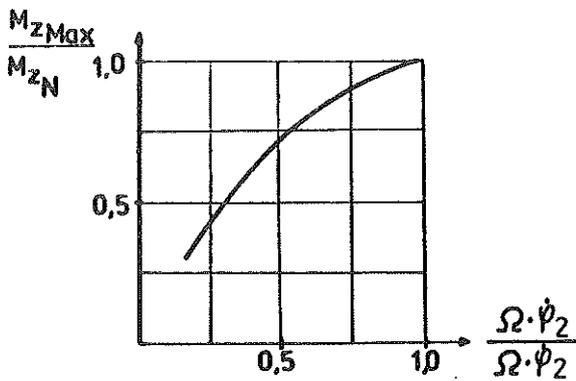


Bild 6: M_z max als Funktion von $\Omega \dot{\varphi}_2$

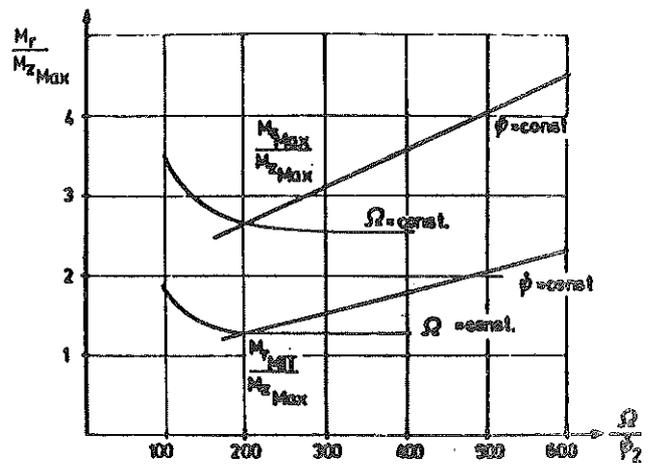


Bild 7: Verhältnis der Momente M_r und M_z als Funktion von $\frac{\Omega}{\dot{\varphi}_2}$

Der Eigenspannungszustand in dickwandigen Rohren nach einem Kaltbiegevorgang

Dipl.-Ing. L. Schwarz, Dipl.-Ing. J. Diekmann

Insbesondere in der chemischen Industrie gibt es eine Reihe verfahrenstechnischer Prozesse, die außer hohen Temperaturen auch Drücke von mehreren tausend bar erfordern. Da der Ausfall eines einzelnen Bauteils unter Umständen den Ausfall der Gesamtanlage nach sich ziehen kann, sollte der Auslegung aller wichtigen Komponenten einer verfahrenstechnischen Anlage eine genaue Beanspruchungsanalyse vorausgehen.

In einer derartigen Analyse sind nicht nur die Beanspruchungen aus den Betriebslasten, sondern auch eventuelle Eigenspannungszustände (Fertigung, Wärmebehandlung, Montage) zu berücksichtigen. Erst die Summe aller Beanspruchungen erlaubt eine abschließende Beurteilung der Bauteilfestigkeit.

Dickwandige Rohre sind häufig hochbeanspruchte Bauteile der o.a. Anlagen. Handelt es sich dabei um gekrümmte Rohre, die ihre Form in einem Kaltbiegevorgang erhalten haben, so können die Eigenspannungen in Abhängigkeit von der Rohrgeometrie sehr groß werden.

Zur Berechnung des Eigenspannungszustandes kaltgebogener, dickwandiger Rohre, werden folgende Annahmen gemacht:

1. Der Werkstoff gehorcht im elastischen Bereich dem Hookeschen Gesetz.
2. Der Werkstoff habe im plastischen Bereich eine lineare Verfestigungscharakteristik ($\sigma_{pl} = \sigma^* + \epsilon \tan \varphi^*$, aus Kraft-Verlängerungs-Diagramm zu bestimmen; weitere Ansätze siehe |1|, |2|, |3|)
3. Die Rohrquerschnitte bleiben bei der Verformung kreisförmig und eben.

Die Bezeichnungen der Rohrgeometrie sind in Bild 1 dargestellt.

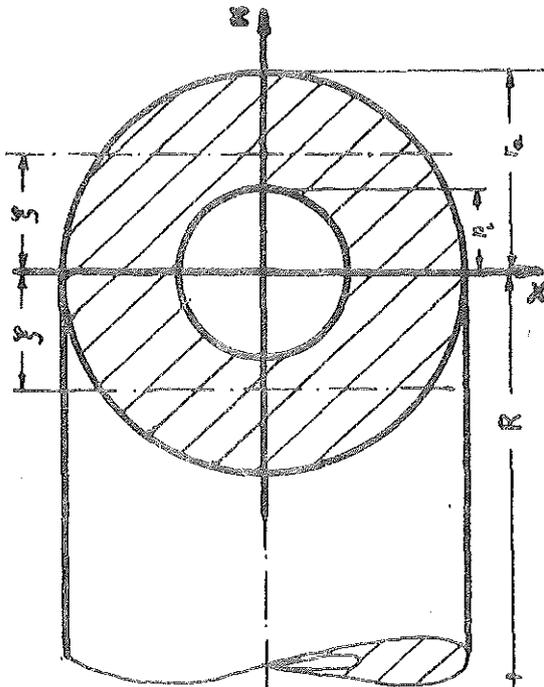


Bild 1: Rohrgeometrie

- R : mittlerer Biegeradius
- r_a : Außenradius
- r_i : Innenradius
- ξ : Grenze der elastischen Verformung ($\xi = \frac{\sigma_F}{E} \cdot R$)

Die Berechnung des Eigenspannungszustandes nach dem Kaltbiegevorgang geht von folgendem Ansatz aus:

$$\sigma_R = \sigma_{bg} + \sigma_{er} \tag{1}$$

Dabei bedeuten:

σ_R : gesuchte Eigenspannungen

σ_{bg} : Spannungen im Rohr während des Biegens

σ_{er} : Spannungen durch elast. Rückfederung nach dem Biegevorgang

Die Spannung σ_R muß für die Bereiche von $z = 0$ bis $z = \xi$ (Bereich der elast. Verformung) und $z = \xi$ bis $z = r_a$ (Bereich der plast. Verformung) getrennt ermittelt werden:

Bereich 1: $0 \leq z \leq \xi$

$$\sigma_R = \frac{E}{R} \cdot z + \frac{M_{er}}{J} \cdot z \quad (2a)$$

Bereich 2: $\xi \leq z \leq r_a$

$$\sigma_R = \sigma_{pl}(z) + \frac{M_{er}}{J} \cdot z \quad (2b)$$

Das Moment M_{er} entsteht durch die elastische Rückfederung nach dem Biegevorgang, und läßt sich aus einer Gleichgewichtsbetrachtung bestimmen:

$$\begin{aligned} M_{bg} + M_{er} &= 0 \\ M_{er} &= -M_{bg} \end{aligned} \quad (3)$$

Das Moment M_{bg} kann durch Integration aus den Spannungen σ_{bg} über den Rohrquerschnitt gewonnen werden:

$$\begin{aligned} M_{er} &= \int (A) \sigma_{bg} \cdot z \cdot dA \\ M_{er} &= 4 \frac{E}{R} \left[\int_0^{\xi} z^2 \left(\sqrt{r_a^2 - z^2} - \sqrt{r_i^2 - z^2} \right) dz \right] + 4 \left[\int_{\xi}^{r_a} \sigma_{pl}(z) \cdot z \left(\sqrt{r_a^2 - z^2} - \sqrt{r_i^2 - z^2} \right) dz \right] \end{aligned} \quad (4)$$

Im Bild 2 sind diese Überlegungen noch einmal veranschaulicht.

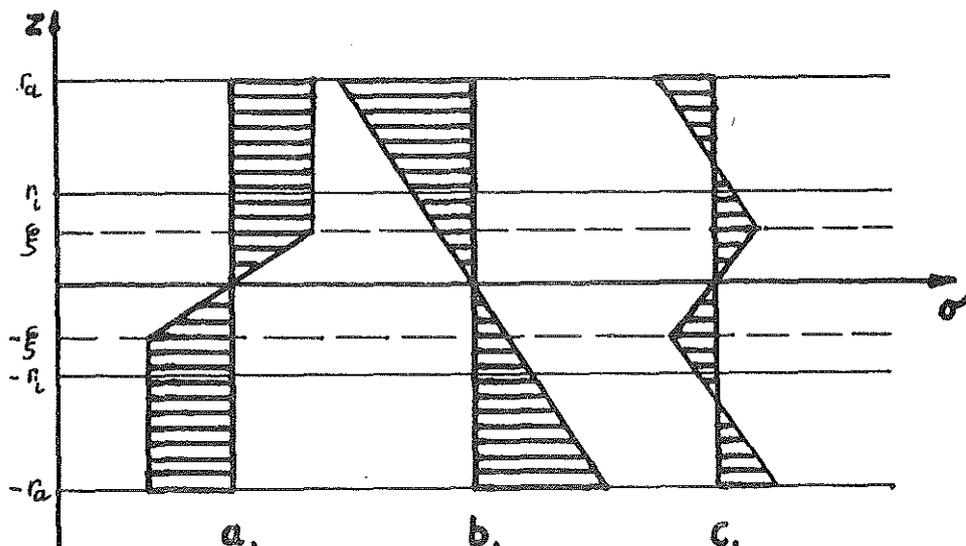


Bild 2: a. Spannungen σ_{bg} beim Biegevorgang
 b. Spannungen σ_{er} aus elast. Rückfederung
 c. Eigenspannungen $\sigma_r = \sigma_{bg} + \sigma_{er}$

Von besonderer Bedeutung sind die Stellen maximaler Zugeigenspannung. Bild 2c zeigt, daß diese Stellen bei

$$\begin{aligned} z &= + \xi && (\sigma_{\xi}) \text{ und} \\ z &= - r_a && (\sigma_{r_a}) \end{aligned}$$

liegen.

Zur zahlenmäßigen Berechnung der Spannungen an diesen Stellen, unter Berücksichtigung verschiedener Krümmungsradien R , wurden die Werkstoffdaten des Stahls 30 CrNiMo 8 herangezogen. Dieser Stahl wird für hochbeanspruchte Rohrleitungen häufig verwendet.

$$\begin{aligned} \text{30 CrMoNi 8: } \sigma_F &= 900 \text{ N/mm}^2 \\ E &= 21,1 \cdot 10^4 \text{ N/mm}^2 \\ \sigma_{pl} &= \epsilon \cdot 18,33 + 892,18 \text{ N/mm}^2 \end{aligned}$$

Die Ergebnisse der Rechnung sind in den Bildern 3 und 4 dargestellt.

Aus dem Bild 5 kann in Abhängigkeit von der Geometrie eines Rohrbogens die Lage der maximalen Zugeigenspannung ermittelt werden.

Literatur

- |1| Klapp: Fertigkeit im Apparate- und Anlagenbau
Werner Verlag, Düsseldorf 1970
- |2| Reckling: Plastizitätstheorie und ihre Anwendung auf Festigkeitsprobleme
Springer Verlag, 1967
- |3| Schwaiger: Festigkeitsberechnung von Bauelemente des Dampfkessel-, Behälter- und Rohrleitungsbaus.
Springer Verlag 1970

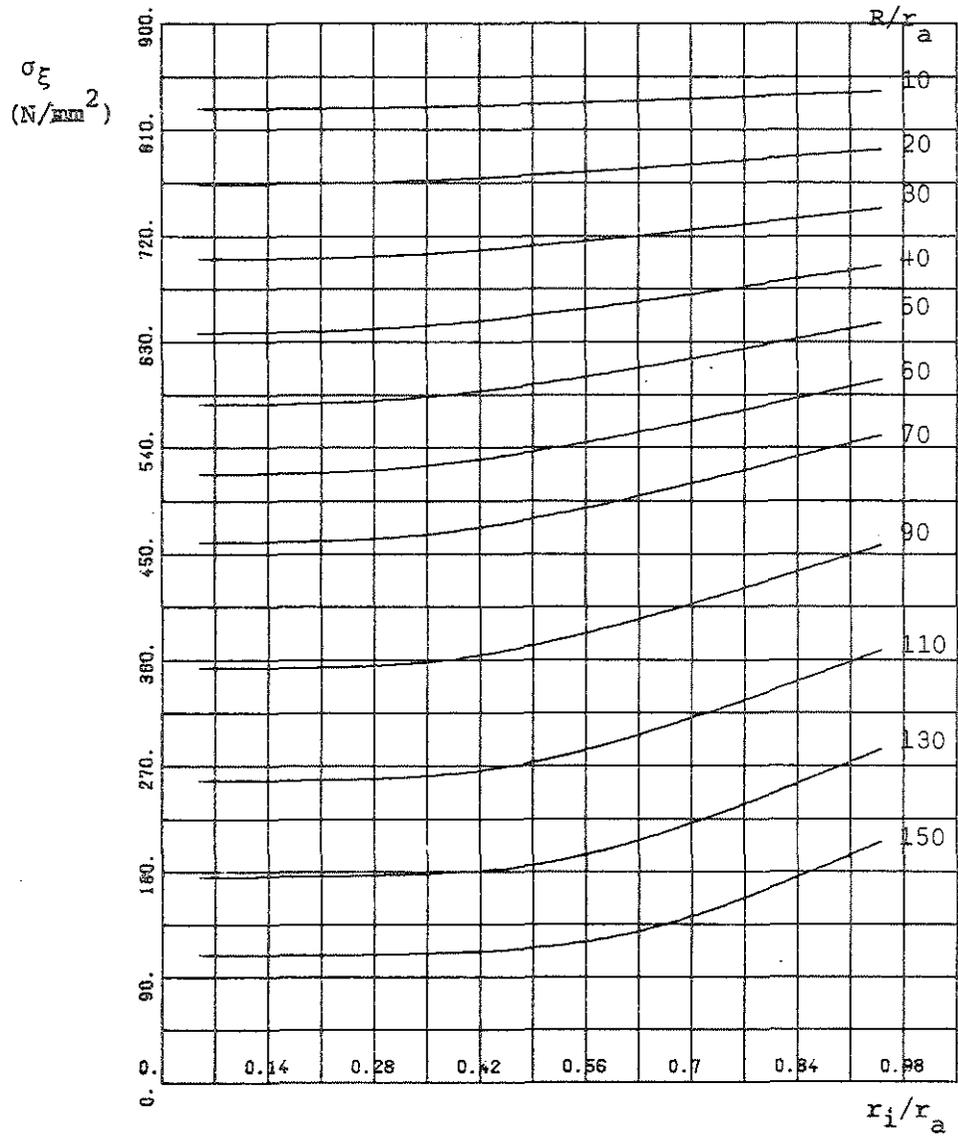


Bild 3: Spannung an der Stelle $z=\xi$ (σ_{z_i})
Parameter: R/r_a

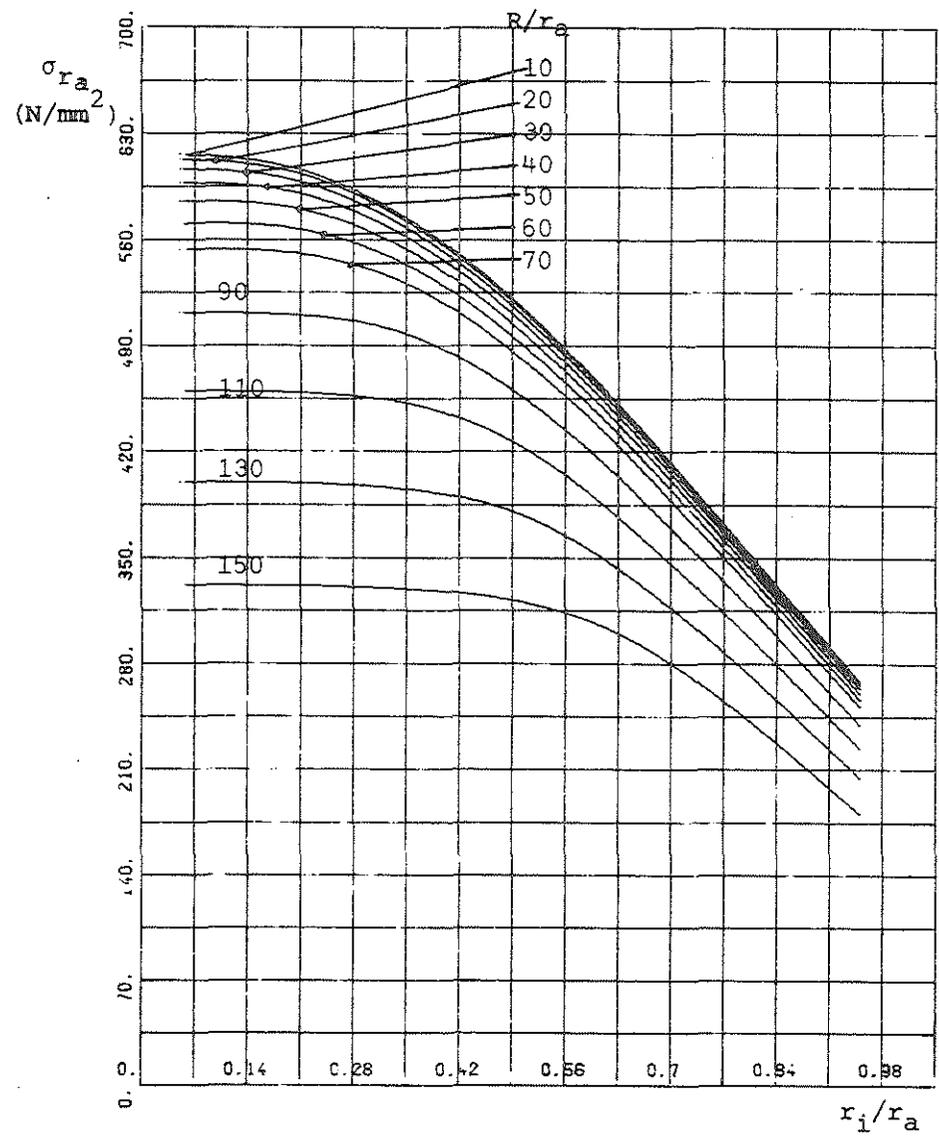


Bild 4: Spannung an der Stelle $z=-r_a$ (σ_{r_a})
Parameter: R/r_a

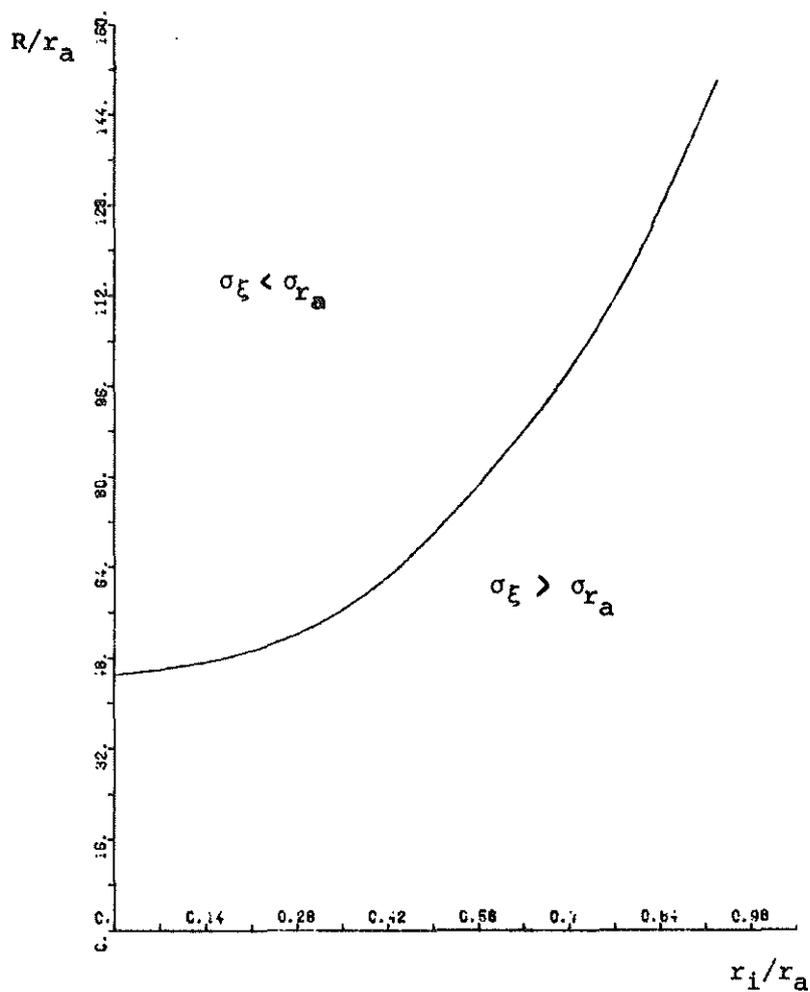


Bild 5: Grenzkurve für die Lage der maximalen Zugeigenspannung

Signalverarbeitung durch Vorverstärker an einer Belastungsvorrichtung für dynamische Untersuchungen in der Spannungsoptik

Dipl.-Ing. H.-J. Steinhoff / H. Block

Zur variablen Lastaufbringung bei dynamischen Stößen in Scheibenmodellen wurde ein Schießrohr am Institut entwickelt, das nach dem Steckprinzip arbeitet: in ein Grundrohr werden geeignete Einsätze gesteckt, um das Kaliber der durch einen variablen Druckluftstoß beschleunigten Kugellagerkugel und damit des Impulses $I = m \cdot \Delta v$ ändern zu können.

Nach der Methode des verzögerten Einzelblitzes ist es erforderlich, ein konstantes Signal im Schießrohr zu erhalten, lediglich die Zeit bis zur Auslösung des Hochleistungsblitzgerätes (Blitzdauer 10^{-6} s) wird durch einen Retarder verzögert. Dazu wurde am Institut ein Schießkopf (Abb. 1 u. 2) weiterentwickelt, der es gestattet, den Flug der Kugel über eine bestimmte Strecke vor und nach dem Aufprall zu verfolgen. Fehlschüsse können somit unmittelbar erkannt werden.

Der Schießkopf wird in einer bestimmten Stellung über das Grundrohr geschoben und arretiert. Durch Bohrungen im Rohr erfolgt die Signalleitung durch eine Infrarot-Diode LD 242 zur Empfängerdiode TIL 66. Damit das Signal der vorbeifliegenden Kugel an den Blendenbohrungen der Dioden (Empfängerseite $\varnothing 0,8$ mm) optimal verarbeitet werden kann, wurden Vorverstärker (Abb. 3) im Schießkopf integriert. In Silikonkautschuk eingebettet, konnten die Bauteile einschließlich Anschlußbuchse mittels eines Haltebleches aufgenommen werden. Die Stromversorgung, sowie die Signalleitung geschieht durch die Kontakte 1-6 der Buchse. Die Weiterleitung der Signale erfolgt durch ein abgeschirmtes Kabel zu einem externen Retarder, über den später berichtet werden wird. Aufbau und Handhabung des Schießkopfes mit Vorverstärker haben sich bei der Durchführung entsprechender Untersuchungen bewährt.

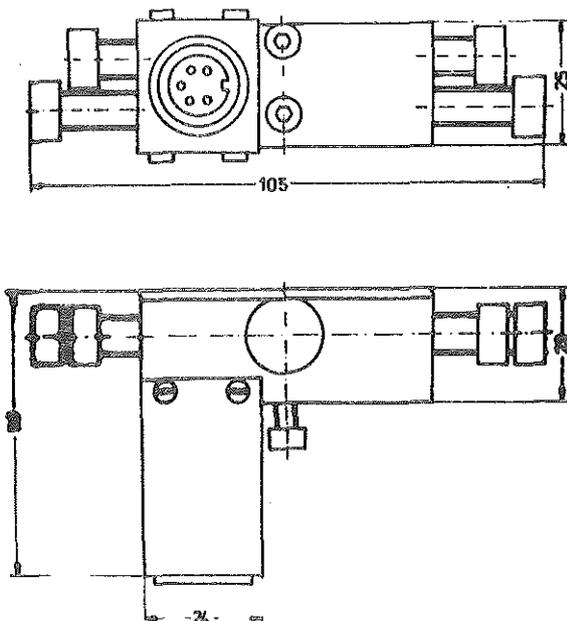


Abb. 1: Schießkopf

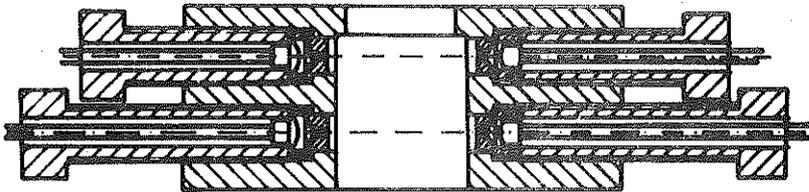


Abb. 2:
Schnitt durch den
Schießkopf

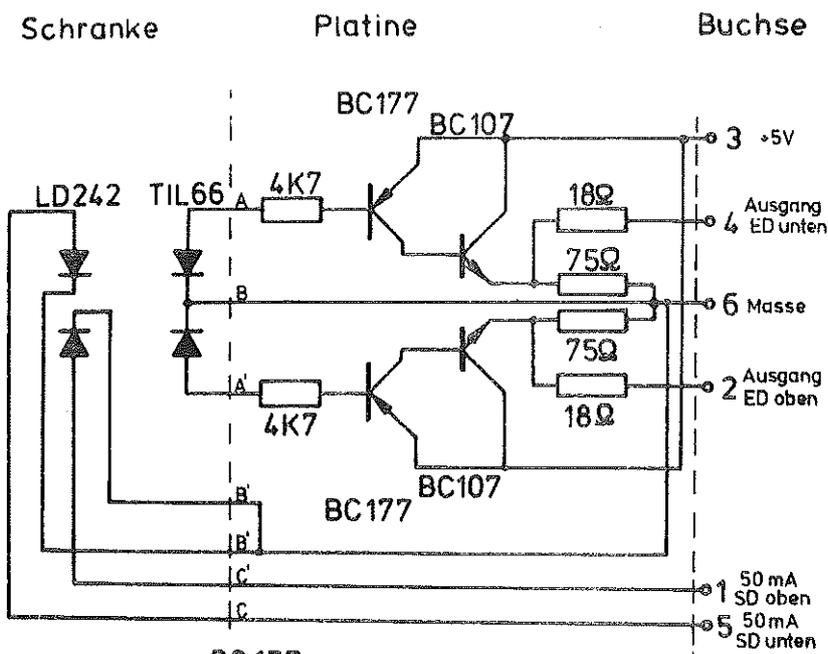
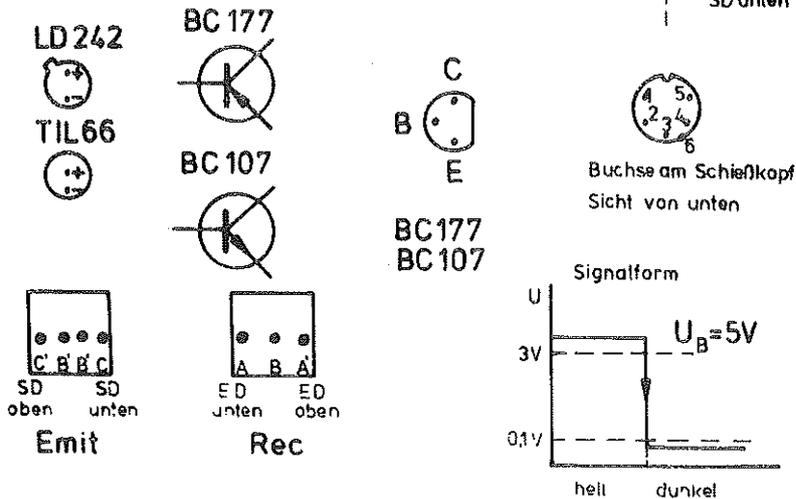


Abb. 3:
Schaltplan



Die experimentelle Ermittlung des Kerbfaktors von verschiedenen Schrauben-Mutter-Verbindungen mit Hilfe spannungsoptischer Modelluntersuchungen

Dipl.-Ing. A. Hirchenhain, Dipl.-Ing. J. Rempel

An Gewindestangen von mechanischen Expanderkolben, die in Großrohrwerken eingesetzt werden, traten nach kurzer Zeit Dauerbrüche im Bereich des ersten tragenden Gewindeganges auf. Als Ursache wurde die Kerbwirkung des verwendeten Sägegewindes der Zugstange (und der Mutter) angenommen, das infolge der ungünstigen Form (scharfer Kerbradius) eine besonders hohe Spannungskonzentration im Gewindegrund vermuten läßt. Die im Schrifttum bekannt gewordenen, experimentellen Untersuchungen bezüglich der Dauerhaltbarkeit von Schrauben-Mutter-Verbindungen beschränken sich auf die Dauerfestigkeit der Gesamtverbindung, ohne daß im einzelnen auf den für den Bruch verantwortlichen Spannungszustand im kritischen Bereich eingegangen wurde. Als kritischer Bereich wird allgemein das Gebiet um den Gewindegrund angesehen, wo sich infolge Querschnittsveränderung und Spannungskonzentration ein Zugspannungsmaximum bildet.

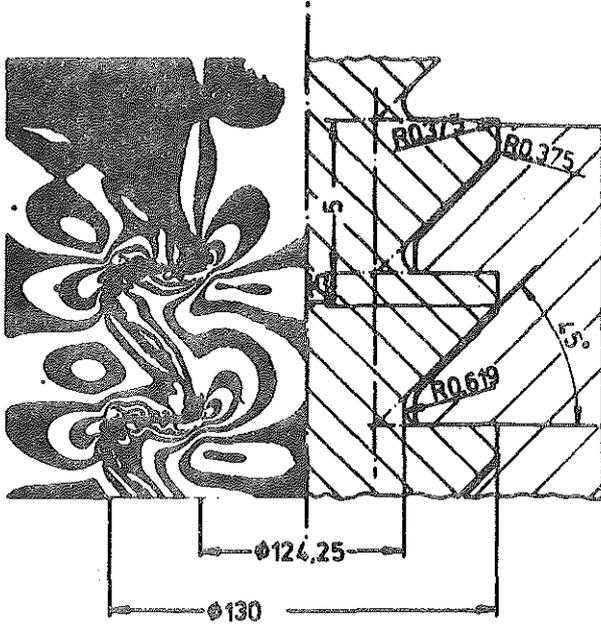
Bei der oben beschriebenen Gewindeverbindung (zugbelastete Schraube mit Druckmutter) tritt wegen der ungleichen Lastverteilung auf die Gewindegänge dieses Zugspannungsmaximum im Kerbgrund des ersten tragenden Gewindeganges auf.

Spannungsoptische Untersuchungen an Schrauben-Mutter-Verbindungen konnten lange nur an ebenen Modellen durchgeführt werden. Erst das Erstarrungsverfahren (1), auch als Einfrieremethode bekannt, ermöglichte es, räumliche Spannungszustände spannungsoptisch zu erfassen. Hetenyi (2) wendete diese Methode an verschiedenen Schrauben-Mutter-Verbindungen von 1 Zoll Gewindenennendurchmesser (Gewinde: Standard Whitworth 8 p.i.) an und ermittelte einen Kerbfaktor $\alpha_K = 3,85$ (Belastung durch Druckmutter) bzw. $\alpha_K = 3,1$ bei Beanspruchung durch Druckmutter mit konischem Gewinde. An einem weiteren räumlichen Modell eines Whitworth-Gewindes von 2 Zoll Nennendurchmesser ermittelte (2) eine Spannungserhöhung gegenüber der Zugnennspannung um $\alpha_K = 2,70$.

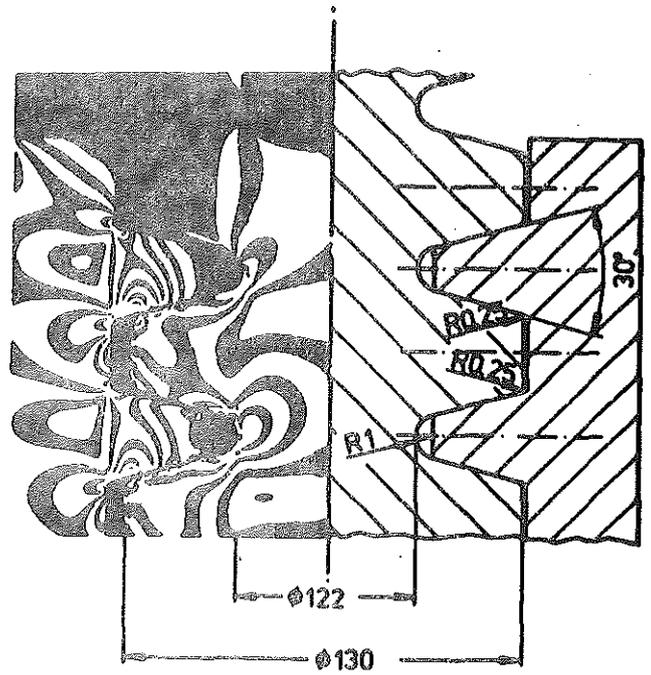
Versuche am Institut für Maschinenwesen der TU Clausthal zeigten ähnliche Untersuchungsergebnisse und bestätigten die bereits oben gemachten Vermutungen bezüglich des Auftretens eines Anrisses. Dabei wurden Säge-, Trapez-, Solt- (3) und metrische Gewinde (DIN 13) mit ausgerundetem Gewindegrund und verschiedenen Flankenwinkeln untersucht, wobei sich ein Flankenwinkel von 90° im Hinblick auf die Zugspannungskonzentration als günstig erwies (4).

Gewindeform	Bemerkung	Belastungsart der Schraube	Kerbfaktor α_K bezogen auf den ersten tragenden Gewindegang
Säge S 260x10	Druckmutter	Zug	7,2
Trapez (genormt) 290x12	Spannschloßmutter	Zug	6,9
Trapez (ausgerundet) 260x12	Druckmutter	Zug	6,7
Trapez (ausgerundet) 290x12	Spannschloßmutter	Zug	4,3
60° -Gewinde (ausgerundet) 260x17,5	Druckmutter	Zug	3,3
90° -Gewinde (nach Vorschlag Kuske/Koch) 260x17,5	Druckmutter	Zug	2,1

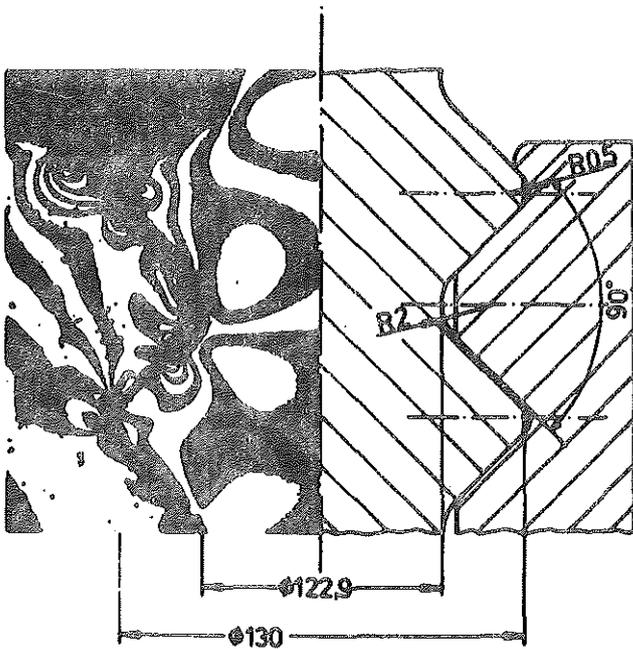
Tabelle 1: Vergleich des Kerbfaktors von Gewindeverbindungen nach spannungsoptischen Versuchen



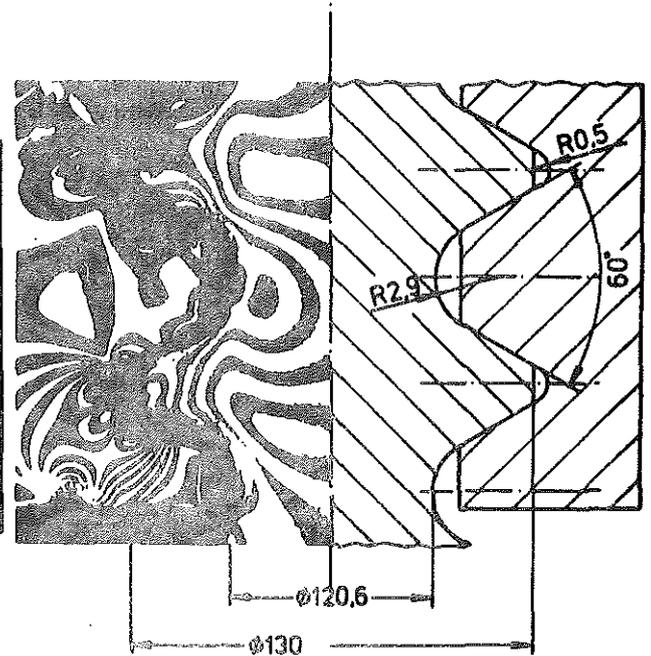
SÄGENGEWINDE MIT VERRINGERTEM
FLANKENSPIEL



TRAPEZGEWINDE



90° -GEWINDE (NACH VORSCHLAG
KUSKE/KOCH)



60° -GEWINDE (AUSGERUNDET)

Mit diesen spannungsoptischen Versuchen nach dem Erstarrungsverfahren konnte gezeigt werden, welchen Einfluß die Form eines Bauteils auf die Höhe der Spannungen nimmt, die bei gegebener Belastung auftreten und somit für Festigkeit und Lebensdauer der gesamten Konstruktion entscheidend ist.

Allein eine größere Ausrundung des Gewindegrundes eines Trapezgewindes 290x12 (Tabelle 1) ergab eine Spannungserniedrigung um fast 40 % gegenüber dem normten Gewinde.

Literatur

- (1) Kuske, A. Das Kunstharz Phenolformaldehyd in der Spannungsoptik.
Dissertation TH München 1938
und in
"Forschung auf dem Gebiete des Ingenieurwesens", Band 9
(1938) Heft 3, S. 139-149
- (2) Hétenyi, M. A Photoelastic Study of Bolt and Nut Fastenings.
J.of Applied Mechanics, June 1943
- (3) Kuske, A. Festigkeitsgerechte Konstruktion mit Hilfe der Spannungsoptik - Vergleich zwischen Säge- und Solt-Gewinde.
Stahl u. Eisen 85 (1965), Heft 7, Seite 397-400
- (4) Koch, E.R. Beitrag zur festigkeitsmäßigen Optimierung von Bauteilen
am Beispiel eines Hochdruckautoklaven.
Dissertation TU Clausthal 1971