

M I T T E I L U N G E N A U S D E M
I N S T I T U T F Ü R M A S C H I N E N W E S E N
D E R T E C H N I S C H E N U N I V E R S I T Ä T
C L A U S T H A L

I N S T I T U T S D I R E K T O R P R O F . D R . - I N G . A . K U S K E

Nr. 3/73

Die Sicherheit von Hochdruckgefäßen, insbesondere für isostatisches Pressen

Prof. Dr.-Ing. A. Kuske

1. Festigkeitsprobleme beim isostatischen Pressen

Das isostatische Pressen wird, insbesondere in der keramischen Industrie, seit einiger Zeit in zunehmendem Umfang angewendet. Dabei werden Hochdruckbehälter hydraulisch mit Drücken in der Größenordnung von 1000 bis 10000 bar belastet. Da im Falle eines Reißens eines solchen Behälters schwere Teile mit großer Geschwindigkeit fortgeschleudert werden - was in einigen Fällen tatsächlich geschehen ist -, besteht die Notwendigkeit, die Sicherheit gegenüber einer solchen Unfallgefahr zu gewährleisten.

2. Bisherige Prüfungsart

In Anlehnung an Vorschriften bzw. Gepflogenheiten in anderen Industriezweigen wurde bisher z. T. eine Abnahmeprüfung in der Form durchgeführt, daß eine einmalige Belastung des Behälters mit einem über dem späteren im Betrieb anzuwendenden Druck aufgebracht wurde. Dieser Prüfdruck wird bis zum 1,5fachen des Betriebsdrucks gewählt.

3. Gefahren durch Abnahmeprüfungen

Diese Art der Prüfung, die für Anlagen mit geringen Lastwechselzahlen im Laufe der vorgesehenen Lebensdauer vielleicht gerade noch vertretbar ist, ist zumindest für diese Art von Behältern völlig verfehlt. Die isostatischen Pressen werden im Laufe ihrer Verwendung einer sehr großen Anzahl von Lastwechseln unterworfen. Da die hohen Drücke Spannungen in den Behältern erzeugen, die z.T. die Dauerfestigkeit des Werkstoffes überschreiten, zumindest an Stellen hoher Spannungskonzentration (Kerben im Gewindegrund usw.), werden die Werkstoffe in einer nicht vertretbaren Weise durch eine willkürliche Überlastung geschädigt. Durch eine solche Schädigung wird die zu erwartende Lebensdauer des Behälters u.U. um Zehner-Potenzen vermindert. Der Bruch erfolgt dann zwar erst nach einer gewissen weiteren Anzahl von Belastungen im Betrieb, aber die eigentliche Ursache des Bruches ist die Belastung bei der Abnahmeprüfung.

Die Gefahr eines solchen Bruches ist natürlich um so größer, je höher die maximale Spannung in dem Behälter ist. Wenn die Spannung an der kritischen Stelle des Behälters, d.h. an der Stelle der höchsten Spannung, unter dem Betriebsdruck die Dauerfestigkeit des Werkstoffes nicht überschreitet und dieser Druck nie überschritten wird, besteht keinerlei Bruchgefahr - selbst nach einer beliebig großen Anzahl von Belastungen. Die Dauerfestigkeit von Stahl ist die, die eine Lastwechselzahl von 2×10^6 oder mehr erträgt. Tatsächlich wird eine solche hohe Lebensdauer für isostatische Behälter im allgemeinen nicht gefordert. Man könnte daher theoretisch eine maximale Spannung im Zeitfestigkeitsbereich, die etwas höher liegt als die Dauerfestigkeit, zulassen.

Da aber der Streubereich für die Zeitfestigkeit im allgemeinen ziemlich breit ist, besteht dabei die Gefahr, daß doch ein Bruch innerhalb der geforderten Lebensdauer eintritt. Es sollte daher die Forderung aufgestellt werden, daß unter dem Betriebsdruck an keiner Stelle des Behälters die Dauerfestigkeit des Werkstoffs überschritten wird.

Dies kann jedoch nicht mit einer Abnahmeprüfung festgestellt werden. Hierzu ist vielmehr eine genaue Kenntnis der Spannungen - vor allem in den Kerben usw. - erforderlich.

4. Wirklichkeitsentsprechende Festigkeitsermittlung

Die Feststellung der Höhe dieser Spannungen ist zwar grundsätzlich auf rechnerischem Wege möglich. Tatsächlich ist es aber für Behälter mit nicht ganz glatten Formen, wie sie jeder dieser Behälter tatsächlich darstellt (z.B. mit Gewinden usw. an den Verschlüssen), nicht möglich, eine exakte Erfassung der Spannungen in den kritischen Punkten auf rechnerischem Wege durchzuführen, auch nicht mit numerischen Verfahren (z.B. "Finite Elemente") selbst unter Verwendung der besten Computer. Mit Dehnungsmessungen ist die Erfassung dieser Spannungen dort möglich, wo Meßstreifen angebracht werden können, also nur an freien Oberflächen. Dagegen ist eine vollständige Erfassung der Spannungen mit Hilfe von spannungsoptischen Untersuchungen ohne weiteres möglich.

Solche Untersuchungen stellen zwar gewisse Anforderungen an die Verfahrenstechnik, aber die im Institut durchgeführten Untersuchungen an solchen Hochdruckbehältern haben gezeigt, daß es durchaus möglich ist, alle Gefahrenpunkte zu erkennen und zu beseitigen [1,2,3]. Eine solche Untersuchung sollte daher als Typprüfung zur Vorschrift gemacht werden, um die Unfallgefahr zu beseitigen.

Eine Einzelprüfung ist dagegen praktisch nicht möglich. Sie könnte nur in der Form durchgeführt werden, daß der betreffende Behälter einer häufig wiederholten Belastung mit dem Betriebsdruck ausgesetzt wird, d.h. $2 \cdot 10^6$ mal. Die Kosten für eine solche Untersuchung wären jedoch kaum tragbar. Sie lägen auf jeden Fall weitaus höher als die für eine spannungsoptische Untersuchung dieser Art. Diese Art von Typprüfung hätte ferner den Nachteil, daß man die Spannungsverteilung nicht daraus entnehmen kann, also für die Weiterentwicklung der Form keine Erkenntnisse gewinnt.

Literatur:

- |1| KUSKE, A. Taschenbuch der Spannungsoptik, 1971, Stuttgart, Wissenschaftliche Verlagsgesellschaft
- |2| KOCH, E.R. Beitrag zur festigkeitsmässigen Optimierung von Bauteilen am Beispiel eines Hochdruckautoklaven, Diss. TU Clausthal, 1971
- |3| KUSKE, A. Photoelastic research on high pressure-vessels, Vortrag auf dem Seminar über experimentelle Spannungsermittlung in Druckgefäßen an der Universität Bologna 15. - 17. Sept. 1970

Beispiele zur Festigkeitsermittlung mittels numerischer Rechenverfahren

Dr.-Ing. Wolfgang Steinchen

1. Beschreibung des Verfahrens der finiten Elemente

Mit Hilfe der analytischen Verfahren lassen sich zur Berechnung der Spannungen praktisch nur einfache Formen behandeln, so daß für technische Konstruktionen experimentelle Verfahren (Spannungsoptik, Dehnungsmessung) angewendet werden. Daneben bestehen seit einiger Zeit numerische Verfahren. Da diese infolge der linearen, dünn besetzten Gleichungssysteme einen großen Rechenaufwand erfordern, ist ihre praktische Anwendung nur mit Hilfe von Digitalrechnern mit großer Speicherkapazität, schnellem Ein- und Ausgabeverkehr und direktem Zugriff zu peripheren Geräten möglich.

Sie arbeiten nach verschiedenen Prinzipien. Eines davon, die Methode der finiten Elemente, bei der anstelle infinitesimaler Elemente Ersatzbalken oder Gitterroste verwendet werden, wurde bisher in zwei Dissertationen des Instituts |1|, |2| beschrieben und zur Untersuchung hauptsächlich zweidimensionaler Probleme (Scheiben und Platten) angewendet.

Dabei wird das zu untersuchende Flächentragwerk in eine endliche Anzahl von Elementen aufgelöst, die möglichst einfachen Bedingungen genügen, aber die gleichen elastischen Eigenschaften wie das entsprechende Element des zu analysierenden Bauteils besitzen. Es stellt daher ein hochgradig statisch unbestimmtes Fachwerk dar, dessen Deformationen und Spannungen durch Iteration oder Elimination der Unbekannten berechnet werden können.

Es hat sich gezeigt, daß zum Nachbilden einer beliebigen unregelmäßigen Randform eines Flächentragwerks die Verwendung verschiedener Elementformen zweckmäßig ist, z.B. Balkenelemente und aus Balkenelementen zusammengesetzte Gitterroste bestimmter Randform, die so ausgebildet sind, daß sie einen entsprechenden Ausschnitt des eigentlichen Fachwerks ersetzen können, z.B. Rechteck- bzw. Quadrat-elemente sowie Dreiecke mit speziellen Seitenverhältnissen, nämlich rechteckige, gleichschenklige und gleichseitige.

Für die einzelnen Balken des Rostes, bei denen ein prismatischer Querschnitt vorausgesetzt wird, gelten die bekannten Idealisierungen und Annahmen der elementaren Festigkeitslehre. Das Balkenelement wird durch Kräfte auf Zug, Druck und Schub beansprucht, durch Momente auf Biegung und Drillung. Die Belastung durch äußere und innere Kräfte bzw. Momente der Konstruktion wird nur an den Enden des Balkens übertragen.

Die Querdehnung des Kontinuums kommt in dem einzelnen Balkenelement nicht zum Ausdruck, jedoch läßt sie sich bei den Flächenelementen durch die Anzahl der Balken berücksichtigen.

Die erforderlichen Balkenwerte bestimmt man aufgrund der bekannten Beziehungen der elementaren Festigkeitslehre, z.B. für das rechteckige Scheibenelement (Abb. 1 a-e). Die längs der

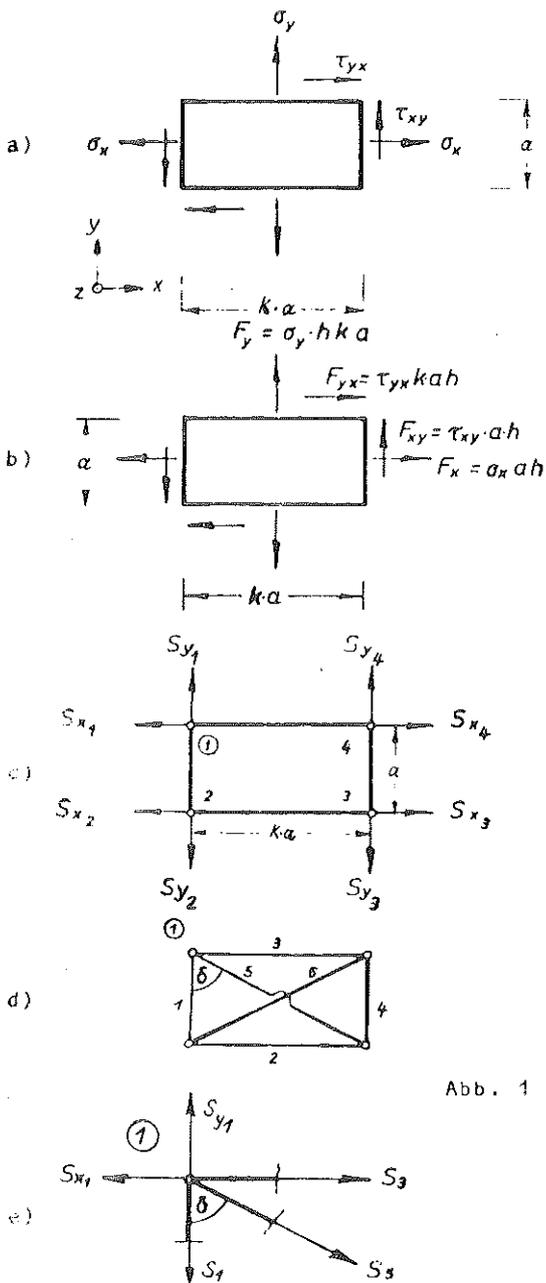


Abb. 1

Elementkanten konstant angenommenen Spannungen (Abb. 1a) bzw. daraus resultierende Kräfte (Abb. 1b) werden als statisch äquivalente, auf die "Knoten" des finiten Scheibenelements wirkende Ersatzlasten verteilt (Abb. 1c). Aus dem Gleichgewicht der Kräfte für Abb. 1b/1c bzw. 1d/1e mit Berücksichtigung des Hooke'schen Gesetz und unter der Bedingung, daß die Querkontraktionszahl $\nu = 1/3$ beträgt, ergeben sich für die einzelnen Balken des Fachwerkelements die Querschnitte A_j ($j = 1 \dots 6$) und - bei Plattenbeanspruchung - die Flächenträgheitsmomente I_j . Diese Werte gehen in das oben erwähnte Gleichungssystem ein, bei dem Gleichgewicht der Kräfte bzw. Momente an jedem als Scharnier bzw. Gelenk ausgebildeten "Knoten" der Ersatzstruktur gebildet, sowie Übereinstimmung der Längenänderung und Verdrehung der am Knoten zusammentreffenden Balken erreicht wird.

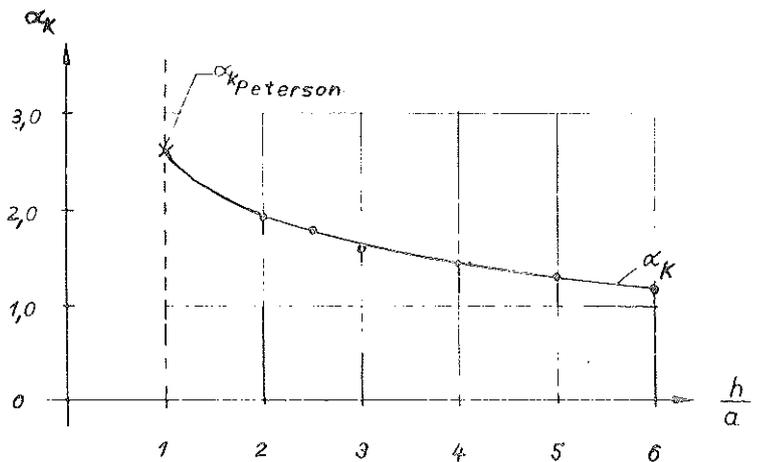


Abb. 2 Die Formzahl α_k in Abhängigkeit von Ringhöhe h zu Scheibendicke a (Lochradius $R_1 = 10 \text{ mm}$, $a = 5 \text{ mm}$, $\sigma_{n1} = 11,7 \text{ kp/mm}^2$)

2. Die auf Zug beanspruchte Rechteckscheibe mit mittigem, ringverstärktem Kreisloch

Der Rand des mittigen Kreisloches der auf Zug beanspruchten Rechteckscheibe kann durch Vergrößerung der Balkenquerschnitte der am Lochrand gelegenen Flächenelemente bei konstantem Elastizitätsmodul verstärkt werden. Für diese Ringverstärkung unterschiedlicher Dicke und Breite kann der Verlauf der Hauptnormalspannungen für den "Restquerschnitt", d.h. der senkrecht zur Belastungsrichtung liegende Querschnitt durch den Bohrungsmittelpunkt, ermittelt werden. Für das Verhältnis der Höchstspannung σ_{\max} zur Nennspannung im Restquerschnitt σ_{n1} läßt sich die Formzahl α_k^{\max} für verschiedene Ringhöhen bestimmen (Abb. 2). Eine weitere, die Kerbwirkung kennzeichnende Größe ist das "bezogene Spannungsgefälle" χ_h^* (Abb. 3).

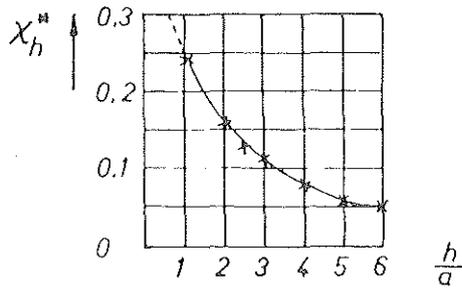


Abb. 3 Das bezogene Spannungsgelände X_h in Abhängigkeit vom Verhältnis von Ring- zu Scheibendicke

Es beschreibt den Spannungsgradienten an der höchst beanspruchten Stelle |3|.

Neben der Höhe kann die Breite der Ringverstärkung verändert werden, so daß sich der Einfluß des Ringvolumens auf die Höhe der maximalen Spannung am Lochrand bestimmen läßt. Das Volumenverhältnis des Ringes beträgt

$$V = \left(\frac{h}{a} - 1\right) \cdot \left(\frac{r^2}{R_1^2} - 1\right),$$

wobei der Ringradius $r = R_2 = 1,17$ cm bzw. $= R_3 = 1,39$ cm ist.

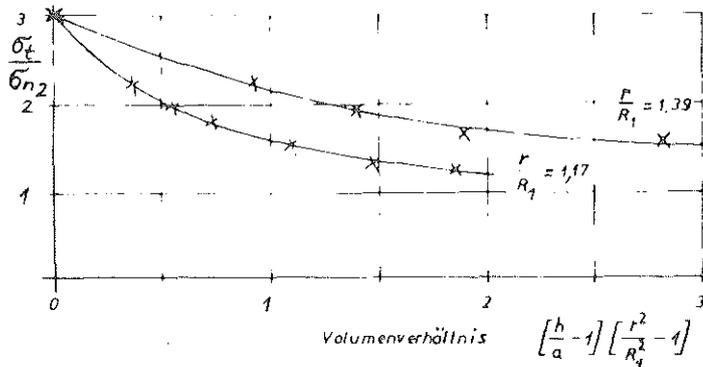


Abb. 4 Verhältnis der Spannungen σ_t/σ_{n2} in Abhängigkeit vom Volumenverhältnis des Ringes zur Scheibe für verschiedene Radienverhältnisse

Das Verhältnis der Tangentialspannung σ_t an der höchstbeanspruchten Stelle des Lochrandes zur Spannung im ungestörten Querschnitt $\sigma_{n2} = 10 \text{ kp/mm}^2$ fällt mit steigendem Volumenverhältnis bzw. mit kleiner werdendem Verhältnis von Ring- zu Lochradius (Abb. 4). Bis zu einem Volumenverhältnis $V = 1,0$ nimmt das Spannungsverhältnis σ_t/σ_{n2} deutlich ab.

3. Die Kreisringplatte mit Ringverstärkung und gleichmäßig verteilter Belastung des Lochrandes

Für die am Außenrand frei aufliegende bzw. fest eingespannte ebene Kreisringplatte mit gleichmäßiger Belastung des Lochrandes ergibt sich die näherungsweise Übereinstimmung der Durchbiegungen, die auf analytischem Wege und durch die Methode der Ersatzbalken ermittelt werden. Diese Ersatzstruktur findet bei der nachfolgend untersuchten Verstärkung des Lochrandes mit Ringen unterschiedlicher Höhe zur Bestimmung von Biegemomenten und Durchbiegung wiederum Anwendung. Die Ringverstärkung kann als feste Einspannung des Lochrandes betrachtet werden, was dazu führt, daß sich in diesem Bereich eine starke Erhöhung der in tangentialer und radialer Richtung wirkenden Biegemomente sowohl für die am Außenrand frei aufliegende als auch für die fest eingespannte Kreisringplatte ergibt. Die Ringverstärkung wirkt sich hier günstig auf die Durchbiegung aus im Gegensatz zu den Biegemomenten, so daß der Konstrukteur ein Optimum zwischen beiden Ergebnissen finden muß.

4. Bestimmung der Formzahlen an Beispielen einer Konverteraufhängung

Mit der Methode der Ersatzbalken läßt sich als Beispiel ein Konvertergefäß als Rotationsschale mit allen auf diese einwirkenden Belastungen berechnen. Im Bereich der Krafteinleitung, wo sich infolge der insgesamt sechzehn Rippen an ihrem Übergang zum Konvertergefäß sowie zu den Lageraugen höhere Spannungsgradienten ergeben werden, wird es trotz Feinaufteilung z.B. in Schalenelemente schwierig sein, die auftretenden Spannungsspitzen exakt zu erfassen. Deshalb ist es zur Bestimmung der Formzahl vorteilhaft, den Bereich der Krafteinleitung für sich als Ausschnitt aus dem Konvertergefäß zu betrachten (Abb. 5).

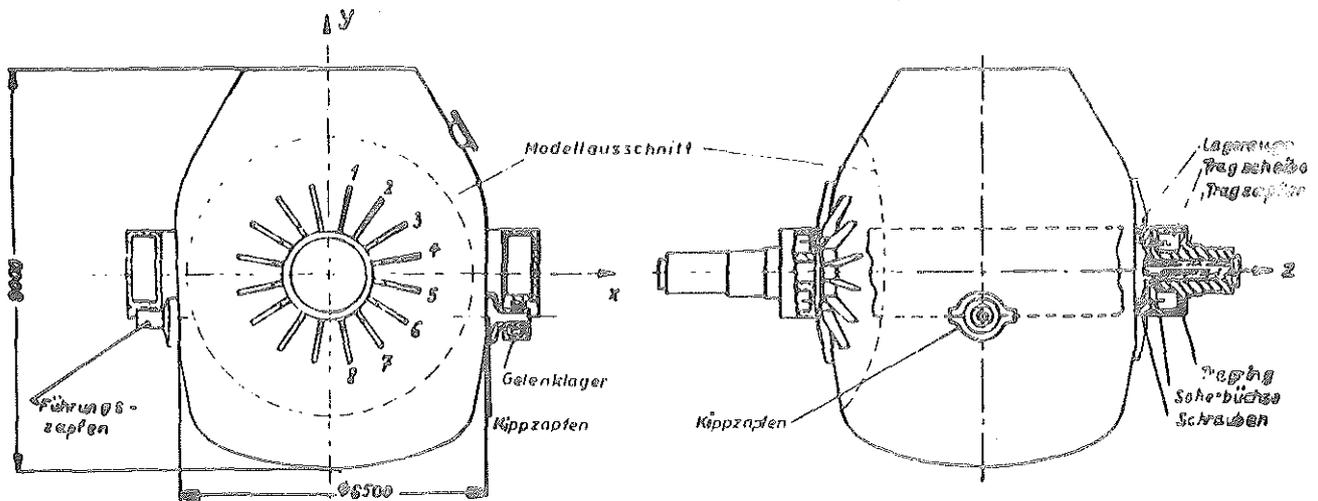


Abb. 5 Konverter und Modellausschnitt

Zur Spannungsanalyse wurde ein räumliches Modell für den spannungsoptischen Einfrierversuch angefertigt [4], das mit einem aus Scheibenelementen aufgebauten Modell gleicher Abmessung und Belastung verglichen wurde. Die Übereinstimmung der Spannungsverteilung bei beiden Modellen ist gegeben.

Wenn die Formzahl α_k als Verhältnis der Randspannung σ_R beim spannungsoptischen k Modell zur mittleren Spannung σ_m des Ersatzbalken-Modells formuliert wird, so ergeben sich die m in Abb. 6 dargestellten Kurvenverläufe.

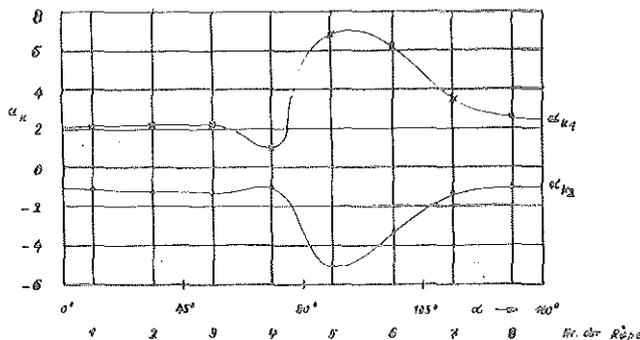


Abb. 6

Verlauf der Formzahlen α_{k1} und α_{k2} an den Rippenübergängen des Modellausschnitts

Die von Rippen und Lagerauge herrührenden Spannungskonzentrationen sind bei der Anwendung von annähernd ebenen, finiten Flächenelementen mit der Berechnungsmethode der Formzahlen zu berücksichtigen.

Literatur:

- | 1 | STEINCHEN, W.: Anwendung des Verfahrens der finiten
 Elemente auf ebene und räumliche Pro-
 bleme. Diss. TU Clausthal 1973

- | 2 | ZIMMER, A.: Digitales Verfahren für die wirt-
 schaftliche Lösung von Festigkeitspro-
 blemen und anderen Aufgaben der
 Elastizitätslehre. Diss. TU Clausthal 1969

- | 3 | WELLINGER - DIETMANN Festigkeitsberechnung. A. Kröner
 Verlag Stuttgart 1969

- | 4 | KUSKE, A.: Taschenbuch der Spannungsoptik,
 Wissenschaftliche Verlagsgesellschaft
 Stuttgart 1971

Berechnung der Spannungen in Rotationskörpern nach einem Singularitätenverfahren bei rotationssymmetrischer und Torsionsbelastung - Entwicklung des Verfahrens und einige Anwendungsbeispiele.

Dr. rer. nat. Wolfgang Neuhaus

1. Eine heuristische Betrachtung zu dem Singularitätenverfahren.

Das Singularitätenverfahren lässt sich durch eine heuristische Betrachtung deutlich machen: Im unendlichen elastischen Raum R erzeugt eine im Punkt $Q(\xi_1, \xi_2, \xi_3)$ gelegene Einzelkraft \vec{P} im Aufpunkt $P(x_1, x_2, x_3)$ die Spannungsverteilung:

$$\sigma_{ij}(\vec{x}) = \sum_{k=1}^3 \left\{ \frac{1}{8\pi(1-\nu)} \frac{1}{r^3} \left[(1-2\nu)(-\xi_i \delta_{jk} - \xi_j \delta_{ik} + \xi_k \delta_{ij}) - \frac{3}{r} \xi_i \xi_j \xi_k \right] P(\vec{\xi}) \right\}$$

$$r = \sqrt{(x_1 - \xi_1)^2 + (x_2 - \xi_2)^2 + (x_3 - \xi_3)^2}, \quad \vec{P}(\vec{\xi}) = \{P_1(\vec{\xi}), P_2(\vec{\xi}), P_3(\vec{\xi})\}$$

(1)

Denkt man sich nun in R einen endlichen Körper K , Fig.1, markiert, auf dessen Oberfläche der Punkt $Q(\xi_1, \xi_2, \xi_3)$ liegt, so stellen sich in den übrigen Randpunkten des Körpers ganz bestimmte durch (1) gegebene Randspannungen ein. Die Randspannungsvektoren werden im allgemeinen nicht mit irgendwie vorgegebenen Kräften auf dem Rand übereinstimmen. Bringt man aber n geeignete Ausgleichskräfte \vec{F} an der Oberfläche an, so werden die vorgegebenen Randspannungen an n Punkten des Randes erfüllt. Beim Grenzübergang $n \rightarrow \infty$ wird dann Übereinstimmung in allen Randpunkten zu erreichen sein. Durch additive Überlagerung der Spannungsverteilungen aller Kräfte lassen sich dann die Spannungen in jedem Punkt des Körpers berechnen.

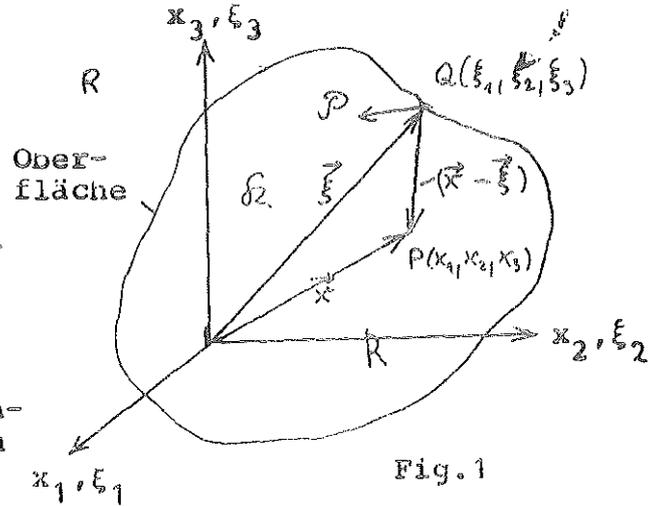


Fig. 1

2. Das Singularitätenverfahren.

Nach den heuristischen Richtlinien wurden die Formeln zur Berechnung der Spannungen in Rotationskörpern bei rotationssymmetrischer und Torsionsbelastung von Anfang an hergeleitet, Fig.2. Zur Ermittlung der fiktiven Ausgleichskräfte wurde folgendes singuläre Fredholmsche Integralgleichungssystem zweiter Art gewonnen:

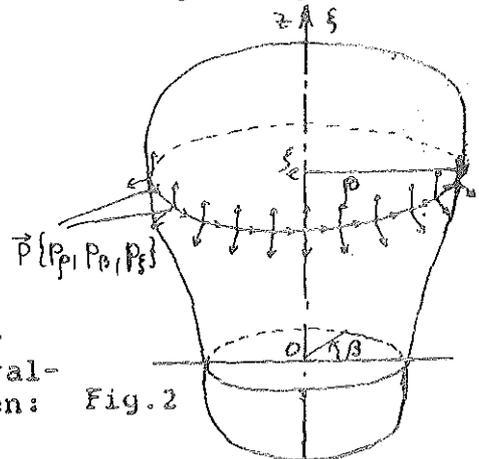


Fig. 2

$$p_{\rho} = \frac{F_{\rho}}{2} - 2C \int_0^{\xi_e} \int_0^{\pi} \frac{Q}{R^3} \left\{ X((1-2\nu)(1+2\cos\beta) - 3\frac{X^2}{R^2}) F_{\rho} - Z(1-2\nu - 3\frac{X^2}{R^2}) F_{\xi} \right\} d\beta d\xi$$

(2a)

$$p_{\xi} = \frac{F_{\xi}}{2} - 2C \int_0^{\xi_e} \int_0^{\pi} \frac{Q}{R^3} \left\{ Z((1-2\nu)\cos\beta - 3\frac{X^2}{R^2}) F_{\rho} + X(1-2\nu + 3\frac{Z^2}{R^2}) F_{\xi} \right\} d\beta d\xi$$

(2b)

$$p_{\beta} = \frac{F_{\beta}}{2} - 2C \int_0^{\xi_e} \int_0^{\pi} \frac{Q}{R^3} ((1-2\nu)(1+2\cos\beta) + 3\frac{Y^2}{R^2}) F_{\beta} d\beta d\xi$$

(2c)

$$X = \rho(1 - \cos\beta); \quad Y = -\rho\sin\beta; \quad Z = z - \xi; \quad R = \sqrt{2\rho X + Z^2}; \quad Q = \rho\sqrt{1 + \rho^2}; \quad C = \frac{1}{8\pi(1-\nu)};$$

(2a) und (2b) bilden ein gekoppeltes singuläres Integralgleichungssystem zur Berechnung der Ausgleichskräfte bei Belastungen in radialer und axialer Richtung und die Ausgleichskräfte haben nur Komponenten F_{ρ} und F_{ξ} . (2c) ist davon separiert und genügt bei reiner rotationssymmetrischer Torsionsbelastung schon zur Bestimmung der Ausgleichskräfte, die dann auch nur eine Komponente F_{β} haben.

Mit den aus (2) errechneten fiktiven Kräftebelegungen ergeben sich dann die 6 Spannungskomponenten in einem beliebigen Punkt des Rotationskörpers aus 6 Integralformeln von ähnlicher Bauart wie (2), in denen aber der Aufpunkt $P(x, y, z)$ im Innern des Körpers liegen kann. Bei reiner rotationssymmetrischer Torsionsbelastung enthalten 4 der 6 Integralformeln keine Komponente F_{β} . Daraus folgt, dass nur die Spannungskomponenten $\tau_{r\phi}$ und $\tau_{\phi z}$ auftreten können und keine Verwölbung stattfindet. Es ergeben sich:

$$\tau_{r\phi} = 2C \int_0^{\xi_e} \int_0^{\pi} \frac{\rho(1 + \rho^2)^{1/2}}{r^2 + \rho^2 - 2r\rho\cos\beta + (z - \xi)^2} \left\{ ((1-2\nu)(\rho\cos 2\beta - r\cos\beta) - 3\frac{(r - \rho\cos\beta)\rho r \sin\beta}{r^2 + \rho^2 - 2r\rho\cos\beta + (z - \xi)^2}) F_{\beta} \right\} d\beta d\xi$$

$$\tau_{\phi z} = 2C \int_0^{\xi_e} \int_0^{\pi} \frac{\rho(1 + \rho^2)^{1/2}}{r^2 + \rho^2 - 2r\rho\cos\beta + (z - \xi)^2} \left\{ -((1-2\nu)\cos\beta + 3\frac{\rho r \sin^2\beta}{r^2 + \rho^2 - 2r\rho\cos\beta + (z - \xi)^2})(z - \xi) F_{\beta} \right\} d\beta d\xi$$

(3)

3. Anwendung des Verfahrens auf die Drehfestigkeit von Rundstäben mit Umdrehungskerbem.

Mit den Formeln (2c) und (3) wurden die Kerbspannungen von Rundstäben mit Umdrehungskerbem bei reiner rotationssymmetrischer Torsionsbelastung in weiter Entfernung von der Kerbe berechnet. Die numerische Durchführung erfolgte auf der elektronischen Rechenanlage TR 4. Einmal wurde für die Kerbe eine hyperbelförmige Form angenommen. Die Spannungen im Querschnitt des Kerbgrundes und an der Oberfläche der Kerbe zeigen die oberen Kurven in Fig.3. Zum Vergleich sind die nach Neuber berechneten Spannungen in Fig.3 unten aufgetragen. Die Übereinstimmung ist sehr gut, der Kerbfaktor stimmt sogar genau überein. Für eine weitere Kerbform zeigt Fig.4 die nach dem Singularitätenverfahren berechneten Spannungen, die nach Neuber nur durch Interpolation zu gewinnen sind.

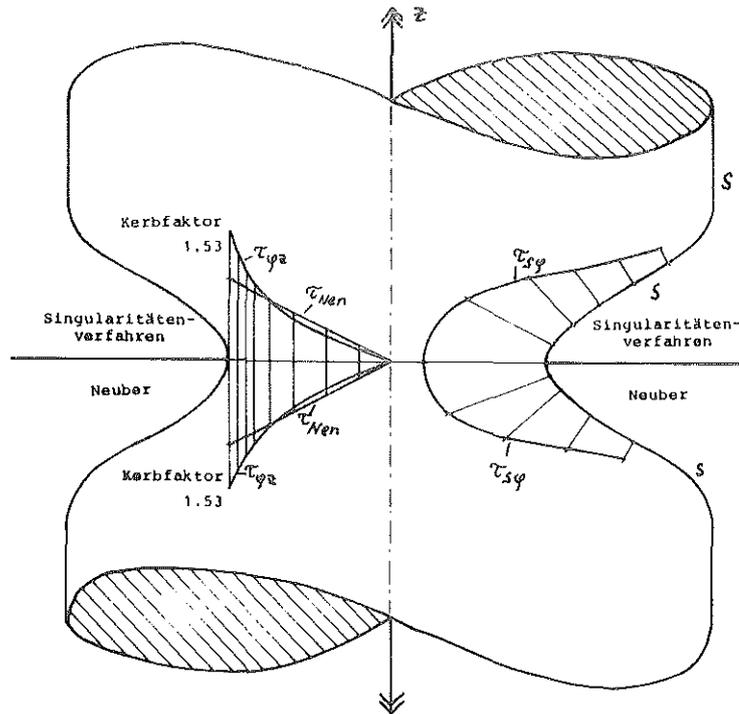


Fig.3 Spannungsverteilung einer hyperbelförmigen Umdrehungs-kerbe bei reiner Drillung. Obere Hälfte: Spannungsberechnung nach dem Singulartätenverfahren. Untere Hälfte: Spannungsberechnung nach Neuber.

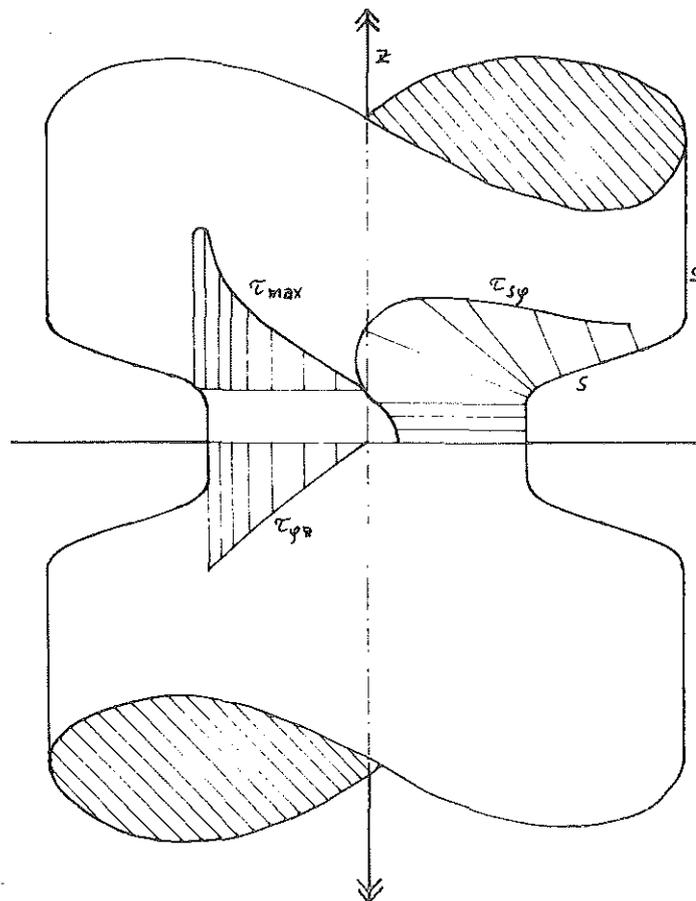


Fig.4 Spannungsverteilung eines Beispiels einer beliebigen Kerbform bei Drillung nach dem Singulartätenverfahren

Spannungsoptische Analyse und Übertragung von Stoßabläufen bei Motor-Ventilen

Dr.-Ing. Theo Matthes

1. Problemstellung

Da eine theoretisch-rechnerische Behandlung von Stoßbeanspruchungen für Maschinenbauteile auch einfachster Art kaum möglich erscheint, wurden im Rahmen des VDMA-Forschungsprogramms "Stoßbelastete Bauteile" spannungsoptische Modelluntersuchungen unter anderem auch an Ventilen von Verbrennungskraft-Motoren durchgeführt¹. Dabei wurde das Verfahren der "verzögerten Einzelblitze" angewendet.

Unter mehreren möglichen Ventilschäden tritt das Abreißen am Schaftansatz gelegentlich auf. Derartige Abrisse erfolgen im Betrieb mit Überdrehzahl beim sogenannten Flattern der Ventile. Dabei heben die Ventile von der Führung ab und schlagen infolge der Federkraft hart auf den Sitz auf. Es liegt nahe, daß diese Stoßbeanspruchung als Ursache für Ventilschäden in Frage kommt.

2. Versuchsdurchführung

Bei den dynamischen spannungsoptischen Versuchen wurden zunächst an ebenen Modellen die Spannungsverteilungen in Abhängigkeit vom zeitlichen Stoßablauf erfaßt. Hieraus konnten über die Stoßdauer die maximalen Stoßkräfte und Beschleunigungen ermittelt werden. Zur Untersuchung der Stoßdauer im räumlichen Versuch wurden Schichtmodelle aus Plexiglas mit eingeklebter Araldit-Mittelschicht verwendet.

Die Übertragung der spannungsoptisch gewonnenen Ergebnisse auf die Hauptausführung kann mit Hilfe der Modellgesetze erfolgen². Sie bereitet keine Schwierigkeiten bei der Übertragung von einem ebenen Modell auf ein ebenes Original bzw. von einem räumlichen Modell auf ein räumliches Original. Die Übertragung von einem ebenen Modell auf ein rotationssymmetrisches oder sogar allgemein räumliches Modell ist jedoch nicht ohne weiteres möglich. Deshalb wurden entsprechend der quasistatischen Beanspruchung beim geraden Aufsetzen (vgl. Kap. 3) mit einer beheizten Zentrifuge, einem "Schleuderofen", Versuche mit ebenen und rotationssymmetrischen Ventilmodellen bei gleichen Versuchsbedingungen nach dem spannungsoptischen Erstarrungsverfahren durchgeführt. Dabei wurde die bei Ventilen im Betrieb auftretende Massenkraftbeanspruchung durch die Fliehkraftbeanspruchung simuliert.

Die mit dem Schleuderofen gewonnenen Ergebnisse lassen sich auf dynamische Verhältnisse umrechnen, wenn man gleichzeitig dynamische Versuche mit ebenen Modellen durchführt. Die Umrechnung erfolgt mit Hilfe eines Überhöhungsfaktors.

Zur Sicherstellung der Übertragbarkeit der spannungsoptisch gewonnenen Ergebnisse auf die Originalausführung wurde von der Firma IABG, Ottobrunn, die Durchführung von Messungen mit Dehnungsmeßstreifen der am Originalbauteil tatsächlich auftretenden Beanspruchung vorgenommen.

Schließlich wurde untersucht, welchen Einfluß bei dynamischer Beanspruchung die Formgebung auf die Spannungskonzentration hat. Hierzu wurden verschiedene ebene Ventilmodelle herangezogen, wobei der Tellerwinkel α und der Übergangsradius vom Teller zum Schaft R (vgl. Bild 1) variiert wurden.

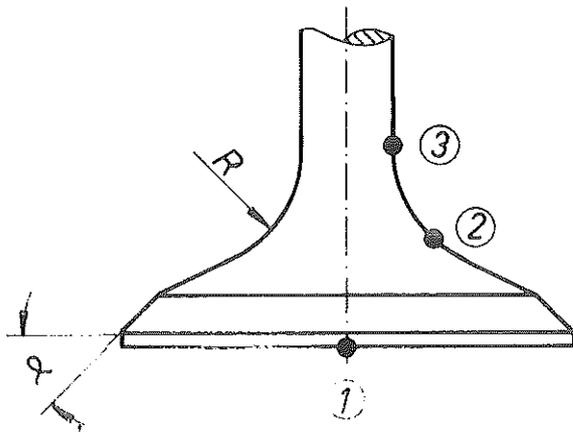


Bild 1: Ventil eines Verbrennungskraft-Motors

Lage der Meßpunkte:

- 1 Tellerboden
- 2 Hohlkehle
- 3 Schaftansatz

3. Ergebnisse der spannungsoptischen Versuche

Bei den spannungsoptischen Versuchen ergaben sich auch bei erheblicher Veränderung der Ventilform nur unwesentliche Abweichungen in der Spannungsverteilung. Im Gegensatz hierzu wurden bei statischen Versuchen an Ventilmodellen erhebliche Unterschiede beobachtet | 3 |.

Beim gleichmäßigen Aufsetzen der Ventile auf den Sitz stellten sich quasistatische Spannungsabläufe ein. Beim schiefen Aufsetzen entstanden zusätzliche Biegewellen im Schaft, die hohe Spannungen bewirkten.

4. Vergleich der spannungsoptischen Ergebnisse mit Dehnungsmessungen

Zum Vergleich von spannungsoptisch gewonnenen Ergebnissen mit solchen, die mittels Dehnungsmeßstreifen am Originalbauteil gewonnen wurden, wurde eine Ventilform mit kugelig ausgedrehtem Tellerboden verwendet - s. Bild 2.

Ein Vergleich der spannungsoptisch ermittelten und mit Hilfe der Ähnlichkeitsbeziehungen übertragenen Werte mit den über Dehnungsmeßstreifen gewonnenen Daten zeigte gute Übereinstimmung, soweit die Versuchsbedingungen einander entsprachen. Die auftretenden Abweichungen lagen innerhalb der abgeschätzten Fehlergenze von $\pm 11,8$ %.

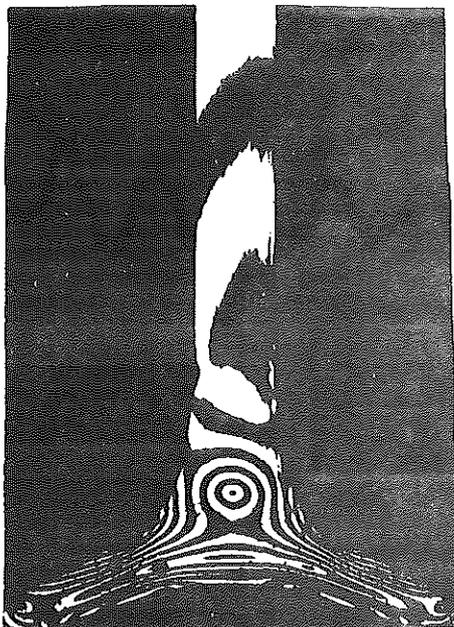
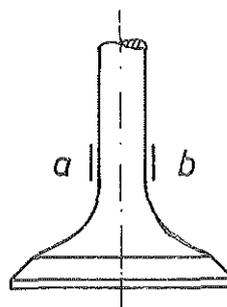
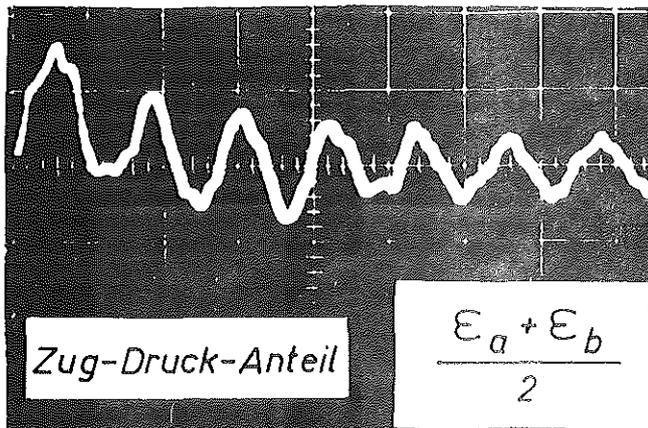


Bild 2:
Isochromatenaufnahme eines
5 mm - Mittelschnittes des
im Schleuderofen "eingefro-
renen" Ventilmodells

Neben den Biegewellen wurden - sowohl beim gleichmäßigen als auch beim schiefen Aufsetzen - Längsschwingungen des Ventilschaftes mit einer Frequenz von ca. 15000 Hz gemessen - vgl. Bild 3.



x-Richtung: $t = 50 \text{ us/Div.}$
y-Richtung: $\epsilon = 10^{-3} / \text{Div.}$

Bild 3: Schaft-Längsschwingung, am Originalventil mit gegenüberliegenden Dehnungsmeßstreifen am Schaftansatz gemessen

5. Beurteilung der Ergebnisse

Bereits im Normalbetrieb beträgt die Ventilgeschwindigkeit beim Aufsetzen auf den Sitz infolge Fertigungs- und Einbautoleranzen sowie unterschiedlicher Wärmedehnung bereits etwa 0,5 m/sec. Im Betrieb bei Überdrehzahl liegt die Aufsetzgeschwindigkeit bei 3 m/sec und darüber. Aus diesem Grund wurden die bei den Versuchen ermittelten Spannungswerte auf diese Geschwindigkeit umgerechnet und in Tabelle 1 wiedergegeben. (Lage der Meßpunkte s. Bild 1).

Meßpunkt	1	2	3		
			ohne	mittl. Biegung	extreme
σ_H kp/cm ² ($v_H = 3$ m/sec)	-550	1515	833	1125	1925

Tabelle 1: Normalspannungen in der Hauptausführung für eine Aufsetzgeschwindigkeit von 3 m/sec

In Anbetracht dieser Spannungswerte kann man sich gut vorstellen, daß die Festigkeitseigenschaften des Ventilwerkstoffes für einen Dauerbetrieb nicht mehr ausreichen, wenn die nachgewiesenen hochfrequenten Längsschwingungen eine zusätzliche Temperaturerhöhung infolge innerer Erwärmung zur Folge haben - z.B. um nur 100°C bei den Auslaßventilen. Somit ließen sich die Abreißschäden bei Motor-Ventilen erklären.

Literatur:

- | 1 | MATTHES, T.: Spannungsoptische Analyse und Übertragung von Stoßabläufen am Beispiel von Motor-Ventilen.
Diss. TU Clausthal, 1973

- | 2 | KUSKE, A.: Spannungsanalyse von Stoßvorgängen aufgrund spannungsoptischer Untersuchungen. Vortrag auf der Tagung "Akustik und Schwingungstechnik", Stuttgart, Sept. 1972

- | 3 | HÄRTING/KÖNIG: Über die Formgebung von Ventilen - eine spannungsoptische Betrachtung. Automobilindustrie 3/66

Erhöhung der Lebensdauer hydraulischer Stoßwerkzeuge

Dr.-Ing. Clemens Kühling

1. Festigkeitsprobleme an hydraulischen Stoßwerkzeugen

Mit hydraulisch betätigten Stoßwerkzeugen können die Stoß-Impulse gegenüber pneumatischen auf wirtschaftliche Weise wesentlich vergrößert werden. Dadurch treten im Werkstoff entsprechend höhere Beanspruchungen auf, die im vorliegenden Fall nach kurzer Betriebszeit zu Brüchen an kritischen Stellen führten. Deren Ursache zu klären und Abhilfe zu schaffen, war der Wunsch eines Auftraggebers.

2. Klärung mittels dynamischer Spannungsoptik

Spannungsoptische Modelle der Stoßwerkzeuge wurden nach dem Verfahren der verzögerten Einzelblitze unter Wiederholung des Vorganges untersucht|1|. Die Ergebnisse wurden nach den Ähnlichkeitsgesetzen auf die Hauptausführung umgerechnet|2|.

Die Modelle waren ebene Abbilder (10 mm dicke Scheiben) der rotationssymmetrischen Kolben. Wie entsprechende Versuche zeigten, ist in diesem Fall der Spannungs- und Verformungsablauf bei beiden Formen praktisch gleich. Die Aufhängung der Modelle an Fäden wie ein parallel geführtes Pendel erlaubte eine einfache Bestimmung der Stoßgeschwindigkeit, die nach den Ähnlichkeitsgesetzen zu wählen war, sowie Veränderung der Exzentrizität des Aufschlages, was für die Untersuchung entscheidend war (Abb. 1-3). Die Untersuchung zeigte, daß bei zentrischem Stoß im wesentlichen Längsschwingungen auftreten, die Spannungen hervorrufen, die geringfügig über der Dauerfestigkeit des verwendeten Materials liegen. Bei exzentrischem Stoß dagegen treten in dem dünnen Schaftteil Biegewellen auf. Diese führen zu Spannungsmaxima an der Stelle, an der die Hauptausführung bricht, die über die zulässigen Werte hinausgehen. Bei jedem Stoß ist die Zahl der Biegeschwingungen groß, was die Lebensdauer stark vermindert. Die Höhe der Spannungen und Anzahl der Biegeschwingungen steigen mit größer werdender Exzentrizität (Abb. 4-6).

3. Lösung des Problems und Abhilfe

Die Exzentrizität des Stoßes wurde durch Verkleinerung des Durchmessers der Stoßfläche von 19 auf 14 mm begrenzt. Dadurch wurden ertragbare Spannungen erreicht. Weiter wurde die Schlaggeschwindigkeit verringert. Um den Stoß-Impuls hierdurch nicht zu vermindern, wurde die Masse des Kolbens im gleichen Maße vergrößert.

Damit bleiben die Spannungen unterhalb der Dauerfestigkeit. Die neuen Stoßwerkzeuge erreichten mit diesen Änderungen eine befriedigende Lebensdauer.

Literatur:

- | 1 | KUSKE, A.: Photoelastic Research on Dynamic Stresses. Experimental Mechanics 2, 1966

- | 2 | KUSKE, A.: Auswertung spannungsoptischer Stoßuntersuchungen. Mitteilungen aus dem Institut für Maschinenwesen der TU Clausthal, Nr. 1, 1972

- | 3 | KÜHLING, C.: Spannungsoptische Untersuchung der Spannungs- und Biegewellen infolge Quer- und exzentrischen Längsstoßes in Balken und Fachwerken sowie der daraus resultierenden Kerbspannungen. Diss. (1972), TU Clausthal

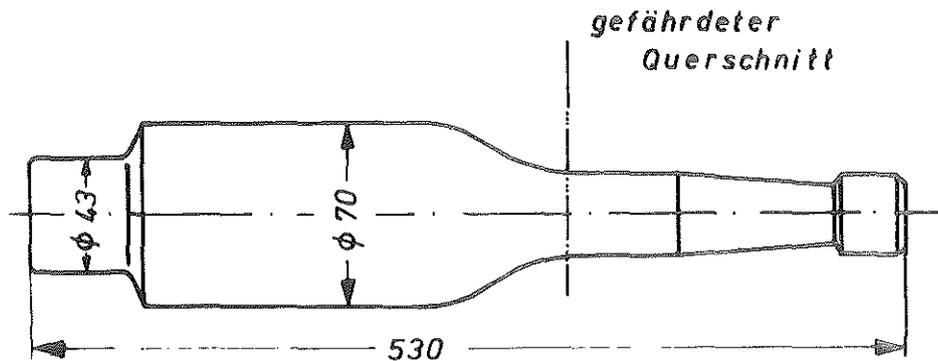


Abb1: Ansicht des hydraulischen Stoßwerkzeuges

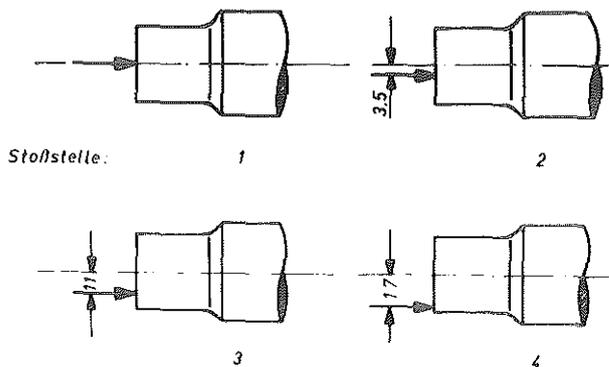


Abb.2: Modell 1 (Stoßwerkzeug mit kleiner Masse)

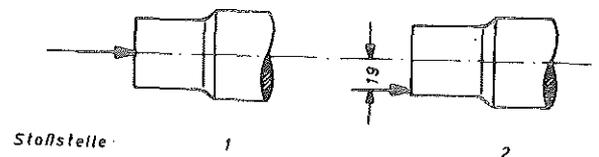
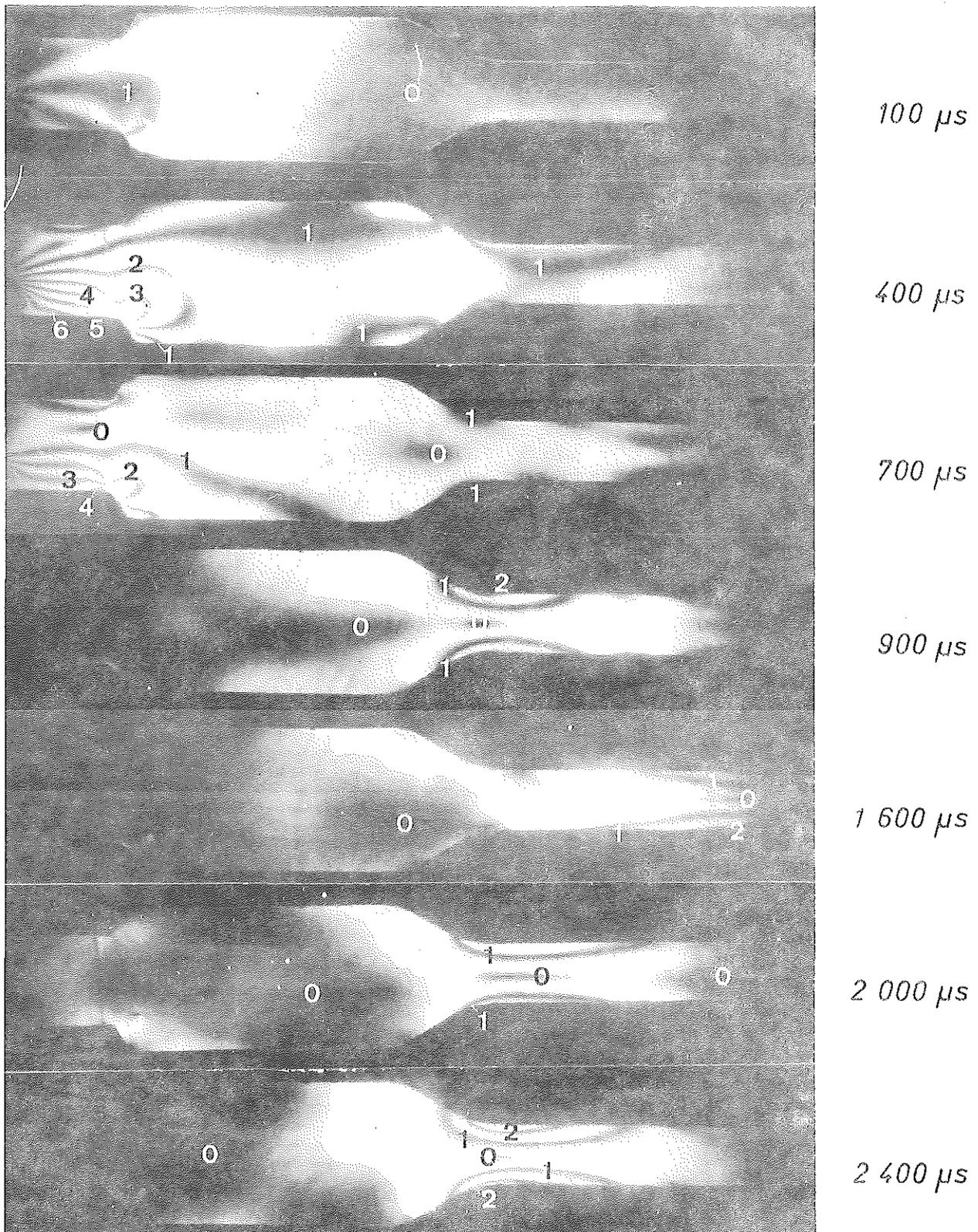


Abb.3: Modell 2 (Stoßwerkzeug mit größerer Masse)



Exzentrischer Stoß auf Stoßwerkzeug

