

**Mitteilungen des Wöhler-Instituts**  
**Braunschweig**

**Ernst Wedemeyer**

**Die Steigerung der Dauerhaltbarkeit  
von Schrauben durch Gewindedrücken**

**O. Föppl VDI**

**Oberflächendrücken und Druckeigen-  
spannungen**

**Heft 33**

---

**Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH**

1938

ISBN 978-3-663-03084-3 ISBN 978-3-663-04273-0 (eBook)  
DOI 10.1007/978-3-663-04273-0

# Erklärung

Der Herr Reichsminister für Wissenschaft, Erziehung und Volksbildung hat in den zwischen Herrn Professor Dr.-Ing. Thum, Darmstadt, und mir bestehenden Differenzen, die auch in meiner Erklärung „In eigener Sache“ (Mitteilungen des Wöhler-Instituts, Heft 30) behandelt worden sind, wie folgt entschieden:

„Professor Thum, dem ein Patent versagt wurde, weil die Anmeldung gegenüber dem Patent 524 765 von Professor Föppl eine patentfähige Erfindung nicht nachwies, hat sich mit seiner Patentanmeldung einer ehrenrührigen Handlungsweise nicht schuldig gemacht. Insbesondere hat er das Vertrauen Professor Föppls, mit dem er wegen verwandter Fragen in Fühlung stand, nicht mißbraucht und mit dem Dazwischentreten eines Herrn Hirschel nichts zu tun.

Umgekehrt konnte sich Professor Föppl, bevor sich nun der Fall als harmlos herausgestellt hat, mit Rücksicht auf die besonderen Umstände durch Professor Thum unberechtigt angegriffen fühlen. Daß er daher auf dienstlichem Wege Beschwerde gegen Professor Thum erhob, ist nicht zu beanstanden. Ich muß dagegen schärfstens mißbilligen, daß er in der Beschwerdeschrift selbst bereits Schlußfolgerungen erheblich ehrenrühriger Art gegen Professor Thum erhob, die erst durch eine Untersuchung gerechtfertigt werden konnten, tatsächlich aber, wie ich eingangs festgestellt habe, nicht gerechtfertigt worden sind. Professor Föppl hätte ferner unter allen Umständen meinen Entscheid auf seine Beschwerde gegen Professor Thum abwarten müssen, ehe er in der Veröffentlichung: ‚In eigener Sache‘ in den Mitteilungen des Wöhler-Instituts zu der Patentangelegenheit in einer Professor Thum belastenden Weise Stellung nahm. Dieses Verhalten habe ich bereits mißbilligt.

Von weiteren Maßnahmen gegen einen der beiden Beteiligten habe ich dagegen Abstand genommen, erwarte jedoch von beiden, daß sie sich als Hochschullehrer in Zukunft größter gegenseitiger Zurückhaltung in rein persönlichen Dingen befleißigen. Die Förderung sachlicher Bestrebungen könnte dadurch nur gehemmt werden.“

Zum vorstehenden Entscheid des Herrn Reichsministers mache ich folgende ergänzenden Bemerkungen:

1. Herr Dr.-Ing. E. h. Schaurte, Neuß, mit dessen Firma Bauer & Schaurte Herr Professor Thum die strittige Patentanmeldung „Oberflächendrücken von Schrauben“ zusammen herausgebracht hat, hatte Herrn Hirschel

als Strohmännchen zu mir geschickt, der vergeblich versucht hat, durch unzutreffende Behauptungen mir mein der Patentanmeldung des Herrn Professor Thum entgegenstehendes Patent für eine geringe Summe abzunehmen. Das Dazwischentreten des Herrn Hirschel habe ich in einer Beschwerde an den Herrn Reichsminister behandelt. Wie aus der vorstehenden Entscheidung des Herrn Ministers hervorgeht, war Herr Professor Thum an dem Vorschicken des Herrn Hirschel unbeteiligt.

2. Herr Professor Thum hat eine Anzeige gegen mich wegen meiner Veröffentlichung „In eigener Sache“ bei den ordentlichen Gerichten eingereicht. In der dieser Anzeige folgenden Verhandlung wird der Inhalt meiner Veröffentlichung „In eigener Sache“, die, wie der Herr Reichsminister im vorstehenden mit Recht ausführt, nicht gleichzeitig mit meiner Beschwerde hätte herausgegeben werden dürfen, noch vom Gericht geprüft werden.

Braunschweig, den 26. März 1938.

O. Föppel

## Vorwort

Die der nachfolgenden Arbeit zugrunde liegenden Versuche wurden im Wöhler-Institut der Technischen Hochschule Braunschweig durchgeführt. Sie erfolgten in Anwendung des von Herrn Prof. Dr.-Ing. O. Föppl zur Erhöhung der Dauerhaltbarkeit eines Werkstückes benutzten Oberflächendruckverfahrens. Dem Leiter des Wöhler-Instituts, Herrn Prof. Dr.-Ing. Föppl, gilt in diesem Zusammenhang und besonders für die weitergehende freundliche Beratung mein herzlichster Dank.

Ferner erfuhr die Arbeit eine Unterstützung seitens verschiedener Firmen durch Lieferung des Versuchsmaterials. So stellten zur Verfügung: die Firma Lindner, Berlin-Wittenau, Werkzeugmaschinenfabrik und Fabrik für Gewindeschleifmaschinen, Probestäbe mit geschliffenem  $\frac{5}{8}$ ''-Gewinde, die zugehörigen Druckrollen sowie ein Gewindemeßmikroskop; die Rex-Schraubenwerke Magdeburg  $\frac{1}{2}$ ''-Maschinenschrauben; die Vereinigten Kugellagerfabriken Schweinfurt SKF-Längslager; die Aluminiumwerke Göttingen Spezialmuttern mit Sicherheitsvorrichtung. Allen Firmen sei an dieser Stelle für ihre freundliche Mithilfe nochmals gedankt.

Es wäre zu begrüßen, wenn der vorliegende grundsätzliche Nachweis des großen Einflusses des Gewindedrucks auf die Dauerhaltbarkeit von Schrauben durch weitere Versuche für die verschiedenen Schraubenarten und -materialien präzisiert und vervollkommen würde. Es wäre ferner wünschenswert, auch die kristalline Veränderung durch das Oberflächendrücken zu untersuchen.

Aber auch das Ergebnis dieser Arbeit ist dazu angetan, interessierten Kreisen der Industrie Anstoß und weitgehende Anregung zur praktischen Anwendung des Gewindedruckverfahrens zu geben. Ich würde mich freuen, wenn die Arbeit somit einen kleinen Beitrag zur Erleichterung der konstruktiven Durchbildung hoch- und dauerbeanspruchter Teile darstellen würde.

Im Dezember 1937.

**Ernst Wedemeyer.**

# Inhaltsverzeichnis

	Seite
Vorwort . . . . .	3
A. Einführung . . . . .	7
1. Bisherige Versuche . . . . .	7
2. Leitende Gesichtspunkte . . . . .	8
B. Das Gewindedrücken . . . . .	9
1. Allgemeines . . . . .	9
2. Die Drückvorrichtung . . . . .	9
3. Herstellung der Druckrolle . . . . .	10
4. Meßeinrichtungen . . . . .	11
C. Versuchseinrichtungen zur Prüfung der Schrauben mit $\frac{1}{2}$ "-Whitworth-Gewinde . . . . .	13
1. Prüfmaschinen . . . . .	13
2. Verbesserungen der Versuchseinrichtung, die sich im Laufe der Ver- suche als notwendig erwiesen . . . . .	15
a) Gleiten zwischen Mutter und Zusatzmasse . . . . .	16
b) Gleiten am Schraubenkopf . . . . .	16
c) Gleiten zwischen Schraube und Mutter . . . . .	17
d) Kugellager . . . . .	18
3. Die auftretenden Momente . . . . .	20
a) Das Anzugsmoment . . . . .	20
b) Das statische Moment . . . . .	24
c) Das dynamische Moment . . . . .	24
D. Versuchseinrichtungen zur Prüfung der Schrauben mit $\frac{5}{8}$ "-Whitworth-Gewinde . . . . .	27
1. Prüfmaschinen . . . . .	27
2. Minimalausschalter . . . . .	28
3. Probestäbe . . . . .	29
a) Durchgehender Gewindeprobestab . . . . .	29
b) Zweiteiliger Gewindeprobestab . . . . .	29
4. Auftretende Momente und Spannungen . . . . .	30
E. Versuche an $\frac{1}{2}$ "-Whitworth-Schrauben . . . . .	34
1. Versuchsdurchführung . . . . .	34

	Seite
2. Einzelergebnisse . . . . .	35
a) Blanke Maschinenschrauben. Festigkeit 91 kg/mm <sup>2</sup> . . . . .	35
b) Rex-Schrauben. Festigkeit 76,5 kg/mm <sup>2</sup> . . . . .	37
c) Rex-Schrauben. Festigkeit 63,8 kg/mm <sup>2</sup> . . . . .	38
d) Rex-Schrauben. Festigkeit 71,5 kg/mm <sup>2</sup> . . . . .	39
3. Zahlentafeln der Ergebnisse für die 1/2''-Schrauben . . . . .	39
F. Versuche an 5/8''-Whitworth-Schrauben . . . . .	44
1. Versuchsdurchführung . . . . .	44
2. Ergebnisse . . . . .	45
a) Stahl 60.11. Durchgehender Probestab . . . . .	45
b) Stahl 60.11. Zweiteiliger Probestab . . . . .	47
c) Maschinengußstahl. Festigkeit 90 kg/mm <sup>2</sup> . . . . .	48
d) Stahl 70.11 . . . . .	49
3. Zahlentafeln . . . . .	50
G. Zusammenfassung . . . . .	53
Schrifttum . . . . .	54
Oberflächendrücken und Druckeigenspannungen . . . . .	55
1. Einleitung . . . . .	55
2. Eigenspannungen . . . . .	56
3. Allseitige Formänderung und volumenbeständige Formänderung . .	57
4. Beispiele für die Eigenspannungen, die nach dem Drücken zurück- bleiben . . . . .	58
5. Die Erniedrigung der Dauerhaltbarkeit durch Eigenspannungen . .	61
6. Zusammenfassung in acht Punkten . . . . .	63
Nachtrag . . . . .	65

# A. Einführung

## 1. Bisherige Versuche

Untersuchungen über die Dauerfestigkeit von Gewinden sind noch verhältnismäßig jüngeren Datums. Erst 1931 und 1932 sind sie in den Arbeiten von Lehmann [1], Isemer [2] und Staedel [3] auf wissenschaftlicher Grundlage behandelt worden. Die Betrachtungen griffen auf die in der Praxis gemachten Erfahrungen bei Querschnittsübergängen oder bei Kerbwirkungen zurück. Die hierdurch ausgezeichneten Stellen sind besonders gefährlich, wenn die auftretenden Spannungserhöhungen sich nicht, wie z. B. bei einmaliger Beanspruchung, durch plastische Verformung ausgleichen können. In allen Fällen wechselnder Beanspruchung entsteht ein Dauerbruch an diesen gefährdeten Stellen, wenn man deren Gestaltung nicht von vornherein eine besondere Beachtung schenkt.

Typische Vertreter dieser so gefährdeten Konstruktionselemente sind die Schrauben. Lehmann und Staedel haben die Dauerbruchgefahr in Abhängigkeit von Herstellung und Werkstoff sowie von Formgebung und Toleranzen näher behandelt. Darüber hinaus hat Staedel auch angegeben, durch welche Formgebung bei bestimmten Schraubenarten die Dauerbruchgefahr zu vermindern ist.

Er erreicht eine Steigerung der Dauerhaltbarkeit vor allen Dingen durch Ausgleichen der infolge der Kerbwirkung auftretenden Spannungserhöhung, so z. B. durch Ausrundung des Gewindegrundes, durch Vermindern des Schaftquerschnitts usw. (siehe dazu auch die Ausführungen von Kutzbach [15]).

Staedel erwähnt weiterhinden von Isemer schon vorher behandelten Einfluß des Oberflächendrucks. Beim Oberflächendrücker werden die von den Dauerbruchansätzen bevorzugten Stellen besonders verfestigt. Bei Versuchen im Wöhler-Institut in Braunschweig wurde durch Dauerversuche an oberflächengedrückten und ungedrückten Teilen nachgewiesen, daß durch das Oberflächendrücker eine wesentliche Steigerung der Dauerhaltbarkeit erhalten wird.

Während Isemer bei Biegewechselbeanspruchungen von Schrauben Festigkeitssteigerungen von 20 bis 65 % erzielte, ließen sich bei Dreh-schwingungsbeanspruchungen keine Vergleiche durchführen. Diese Tatsache liegt zum Teil auch daran, daß der Einfluß des Oberflächendrucks bei Normalbeanspruchung wesentlich größer ist als bei Torsionsbeanspruchung (A. Thum, ATZ. 1937, Heft 2, S. 32).



## 2. Leitende Gesichtspunkte

Die Versuche von Isemer bezüglich des Oberflächendrucks bei Torsionsbeanspruchung haben gezeigt, wie schwierig es sein wird, einigermaßen brauchbare Ergebnisse zu erzielen. Wir müssen somit von vornherein — ein einwandfreies Gewinde vorausgesetzt — eine große Genauigkeit bei der Herstellung der Drückrollen fordern. Nur so können wir ungedrückte oder zuviel gedrückte Gebiete des Gewindegrundes vermeiden, überdies kann sich die Bruchansatzgefahr sehr leicht seitlich nach den schwer zu erfassenden Gewindeflanken verschieben.

Was die Art der Versuche anbetrifft, so wurde als Unterschied zu Isemers Drehschwingungsversuchen, abgesehen von der Prüfanordnung im beanspruchten Gewindeteil, eine durch Längskugellager eingeleitete Normalspannung überlagert (C 3 a, S. 29). Es tritt bei dieser Anordnung, ähnlich wie in der Praxis, eine Vorspannung in der Schraube auf.

## B. Das Gewindedrücken

### 1. Allgemeines

Durch das Oberflächendrücken werden die feinsten Risse und Riefen dichtgedrückt, die erfahrungsgemäß von der Bearbeitung her an der Oberfläche liegen, und von denen stets der Dauerbruch eines Werkstückes ausgeht.

Die Beschädigung durch einen Meißelhieb hat auf die Änderung der Festigkeit ungleich viel weniger Einfluß als eine Beschädigung der Oberfläche durch feine Risse mit Hilfe der Säge oder Feile.

Solch feine Risse entstehen auch beim Schneiden oder Schleifen von Gewinden. Sie sind besonders gefährlich an der Stelle des geringsten Querschnitts, dem Kerbgrund des Gewindes. Um diesen zu verfestigen, muß das Oberflächendrücken angewandt werden ([11], [12]).

Staedel hat bei dem verhältnismäßig willkürlich gewählten Anpressungsdruck der Rollen von 40 kg eine Erhöhung der Dauerfestigkeit der Schraube teilweise um 100 % erzielt. Die Dauerschlagarbeit stieg von 4,0 cmkg für geschnittenes Gewinde auf 8,0 cmkg bei nachträglichem Drücken des Kerbgrundes.

Desgleichen hat Staedel die große Steigerung nachgewiesen, als er gewalzte und geschnittene Gewinde miteinander vergleicht. Durch das Eindrücken der Walzbacke wird der Werkstoff plastisch verformt und dadurch eine ähnliche Wirkung wie beim Oberflächendrücken hervorgerufen.

### 2. Die Drückvorrichtung

Das Drücken erfolgt mit der auch für das Drücken zylindrischer Flächen vorgesehenen und im Wöhler-Institut ausgebildeten Oberflächendrückvorrichtung für zylindrische Stäbe (Abb. 1). Lediglich die Druckrollen werden durch Gewindedruckrollen ausgewechselt, deren Kanten in ihrer Abrundung genau dem Gewindegrund angepaßt sind (Abb. 2). Durch Drehen der Handräder  $d$  in Abb. 1 werden die Blattfedern  $e$  gespannt, die dann über die Rollenträger  $b$  und die Druckrollen  $c$  auf den zu drückenden Gewindegrund den auf der Skala angegebenen Druck ausüben. Der Drehbanksupport, auf dem die Druckvorrichtung mit der Grundplatte  $a$  aufgespannt ist, erhielt den Vorschub, den das zu drückende Gewinde erfordert. Der Hin- und Herlauf erfolgt mit langsamstem Gang der Drehbank fünfmal, so daß das Gewinde von beiden Rollen zehnmal

gedrückt wird. Die Federn *e* mit der zwischen ihnen befindlichen Skala *g* wurde mehrfach geeicht, da infolge der bei den harten Materialien angewandten hohen Drücke eine Verformung denkbar gewesen wäre. Zu diesem Zweck wurden auf die freien Gewindeenden *f* Haken-

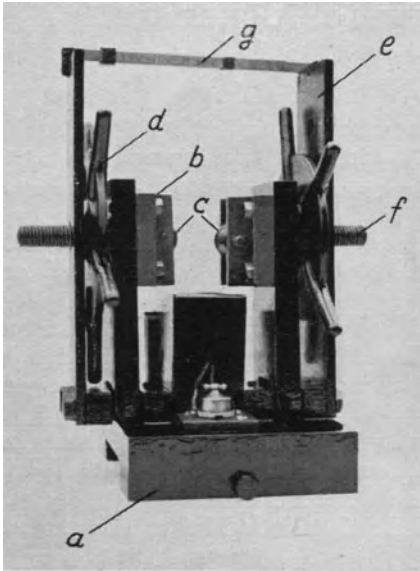


Abb. 1. Gewindedrückvorrichtung

### 3. Herstellung der Druckrolle

Die Grundbedingung eines Erfolges beim Gewindedrücken ist die genaue Anpassung der Rollenkante an den Gewindegrund. Deshalb sind zwei Dinge unbedingt notwendig: 1. eine genaue, gleichmäßige und saubere Herstellung der Gewinde und Druckrollen und 2. eine gute Methode zur Ausmessung des Gewindes.

Die für die gewöhnlichen Zwecke der Praxis hergestellten Schrauben genügen der obigen Forderung zu 1. nicht. Das Gewinde ist teilweise nicht ordentlich ausgerundet, die Form der Ausrundung schwankt vielfach sogar schon bei derselben Schraube, oder es befinden sich auf dem Grunde Riefen und Absätze, die scheinbar durch ein Springen des Werkstückes oder des Werkzeuges, bei der Herstellung hervorgerufen sind. Auch die Rollen waren zuerst nicht genau hergestellt.

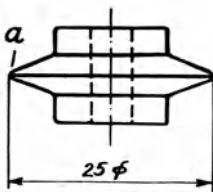


Abb. 2.  
Gewindedrückrolle

Diese Mängel in der Herstellung machten sich bei der Prüfung der  $\frac{1}{2}$ "-Schrauben bemerkbar. Die Steigerung der Festigkeit blieb daher nur sehr gering.

Anders waren die Verhältnisse bei den  $\frac{5}{8}$ "-Schrauben. Bei diesen wurden die Fehler der Herstellung fast völlig ausgeschaltet. Bei der größeren Ausrundung des Gewindes war von vornherein eine bessere Herstellung möglich. Der Schneidstahl, der nach dem Vordrehen den Grund genau nachschneiden sollte, wurde unter einem Gewindemeßmikroskop vorher genau geprüft

und bei ungenügender Form nachgeschliffen. So konnte auf der Drehbank ein Gewinde hergestellt werden, das nur eine geringe Abweichung von der im Gewindemeßmikroskop gezeigten Normalvorlage besaß.

Eine noch genauere, vor allen Dingen gleichmäßigere Herstellung kann durch Schleifen des Gewindes erreicht werden. Die von der Firma Lindner zur Verfügung gestellten geschliffenen Gewinde zeigten unter dem Mikroskop keinerlei Abweichung von der Normalform. Die günstigen Erfolge bei ihnen waren aber auch mit darauf zurückzuführen, daß die Druckrolle durch Schleifen eine einwandfrei abgerundete Kante erhielt.

Die Rollen für beide Gewindearten besaßen einen Flankenwinkel von  $48^\circ$ . Da der Flankenwinkel des Whitworth-Gewindes  $55^\circ$  beträgt, war auf jeder Seite ein Spalt von  $3,5^\circ$  vorhanden.

Von großer Wichtigkeit bei der Herstellung der Rollen ist das Härten. Es kam zu Anfang leicht vor, daß sich an der Rollenkante  $a$  (Abb. 2) infolge einer ungenügenden Härtung der Rolle ein Wulst ausbildete. Bei solcher Veränderung blieb natürlich ein Erfolg des Drückens aus.

Das für die Druckrollen verwendete Material war Böhlerstahl Extra zähhart, ein Gußstahl, der für Gewindeschneidwerkzeuge, Reibahlen, Prägematrizen usw. verwandt wird. Die Härtetemperatur beträgt  $780$  bis  $800^\circ\text{C}$  (hellkirschrot). Das Abschrecken erfolgt in Wasser von  $20^\circ\text{C}$ .

Die Rollen für das  $\frac{1}{2}''$ -Gewinde wurden im Institut für Werkzeugmaschinen der Technischen Hochschule Braunschweig gehärtet. Die Härtung der Rollen für die  $\frac{5}{8}''$ -Schrauben übernahm die Firma Lindner.

#### 4. Meßeinrichtungen

Um die Lage der Rolle im Gewinde festzustellen, wurde bei den ersten Versuchen ein Schattenriß von der auf das Gewinde aufgesetzten Rolle auf ein lichtempfindliches Papier geworfen. Später wurde dieser Schattenriß genauer unter etwa 20facher Vergrößerung im Zeiss-Mikroskop beobachtet, das uns die Firma Lindner für diese Versuche freundlicherweise geliehen hatte. Infolge der scharfen Ränder konnte man hier die Form des Gewindegrundes sehr genau erkennen. Beim Auflegen der Schraube auf den Mikroskoptisch muß die Schraubenachse um den Steigungswinkel des Gewindes geneigt werden.

Diese Maßnahme ist auch bei dem zur Prüfung der  $\frac{5}{8}''$ -Schrauben benutzten Gewindemeßmikroskop zu berücksichtigen. Auf den Schirm dieses Mikroskops, der das Schattenbild auffängt, sind die Schablonen für die einzelnen Gewindearten gezeichnet. Durch Verstellen des Tisches kann das Schattenbild mit diesen Schablonen mit guter Annäherung zur Deckung gebracht werden. Auf diese Weise ist nicht nur die Form, sondern es sind auch die Größenverhältnisse des Gewindes durch Vergleich auszumessen.

Mit dem Meßmikroskop war es möglich, die Veränderung, die durch das Drücken hervorgerufen wird, deutlich zu erkennen und zu messen. Da die Größe des auf der Schablone eingezeichneten Spitzenspiels bekannt ist, braucht man die Größe der Abweichung des Gewindegundes von Schattenbild und Schablone lediglich miteinander zu vergleichen.

Die Oberflächenbeschaffenheit des Gewindegundes ist gut im Busch-Mikroskop zu erkennen. Man sieht bei einer Betrachtung des Grundes vor und nach dem Drücken deutlich das Verschwinden der im ungedrückten Zustande vorhandenen Risse und Riefen.

Auch der Verlauf des Dauerbruches im Gewindegunde ist auf diese Weise deutlich zu beobachten.

## C. Versuchseinrichtungen zur Prüfung der Schrauben mit $\frac{1}{2}$ "-Whitworth-Gewinde

### 1. Prüfmaschinen

Die Versuche an den halbzölligen Gewinden wurden mit Maschinenschrauben durchgeführt. Als Prüfmaschinen dienten die Drehschwingungsmaschinen V 10 (Abb. 3) und V 12 (Abb. 4) (System Föppl-Busemann [4]), die für diesen Zweck besonders umgebaut waren.

Der Antrieb einer solchen Maschine erfolgt durch einen Elektromotor, dessen Energie über eine exzentrische Kurbel, einen Antrieb-

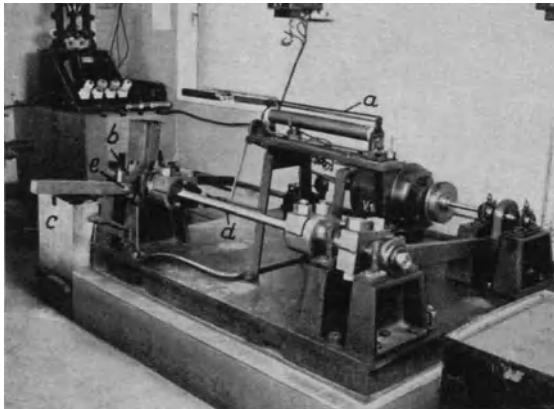


Abb. 3. Drehschwingungsmaschine V 10

hebel und einen Vierkant einem schwingenden System mitgeteilt wird. Durch einen Resonanzregler *a* ist dafür Sorge getragen, daß die Drehzahl des Motors stets mit der Eigenschwingungszahl des Systems übereinstimmt. Das System selbst besteht gewöhnlich aus einem zu prüfenden Stab und einer Schwungmasse, welche sich im allgemeinen aus einem zweiteiligen Radkranz zusammensetzt. Für die vorliegenden Untersuchungen wurde als Schwungmasse auf der V 12 eine geteilte Scheibe *b* von 500 mm Durchmesser und 20 mm Dicke verwendet. An dieser Scheibe wurden mit Hilfe der zu prüfenden Schrauben *e* und unter Verwendung von bestimmten Schraubenverbindungen (Abb. 5) Zusatz-

massen  $c$  (25 mm dicke Scheiben aus 185-mm-Rundeisen) exzentrisch befestigt.

Beim Versuch führte die Scheibe  $b$  Verdrehungsschwingungen aus, die durch die Schrauben  $e$  auf die Schwungmassen  $c$  übertragen wurden. Die Schrauben  $e$  wurden dabei durch ein wechselndes Drehmoment beansprucht, dessen Größe aus dem Schwingungsausschlag der Scheibe  $b$  berechnet werden kann.

Die Versuche begannen, wie aus Abb. 4 hervorgeht, zunächst mit vier gleichmäßig am Umfang der Scheibe angebrachten Massen  $c$ , wurden jedoch mit nur zwei diagonal gegenüberliegenden weitergeführt. Eine Drehung der Schraube  $e$  gegenüber der Schwungscheibe  $b$  wurde

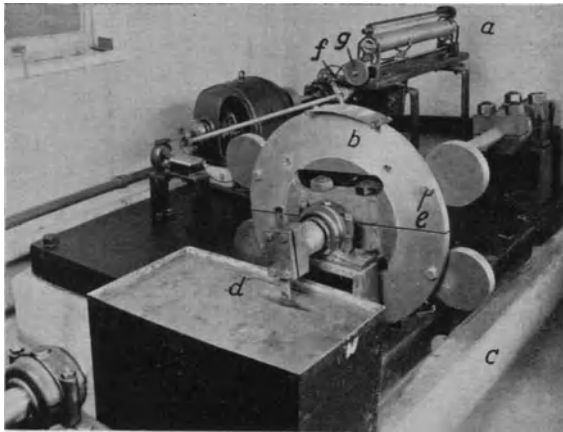


Abb. 4. Drehschwingungsmaschine V 12

dadurch verhindert, daß der Kopf jeder Schraube konisch abgedreht und die konische Fläche mit Schmirgel aufgeraut wurde. Später wurde der Sechskantkopf auch noch durch einen an der Scheibe befestigten Schlüssel (Abb. 10a) gehalten.

Um das zur Beschleunigung der Masse  $c$  notwendige Drehmoment in möglichst voller Größe durch den Schraubenschaft durchzuleiten, befanden sich zwischen der Schwungscheibe  $b$  und den Zusatzmassen  $c$  gut eingefettete Druckkugellager (SKF 902). Die Zwischenschaltung von Unterlegscheiben, die in Vaseline gebettet waren, erwies sich als unzuverlässig, da das Schmierfett nach kurzem Betrieb schon seitlich herausgedrückt wurde.

Die Größe des Ausschlages wurde durch entsprechende Wahl der Antriebskurbel und durch Verstellen des am schwingenden Wellenende angehängten Bremslöffels  $d$  geregelt und an einer am Scheibenumfang

angebrachten Ablesevorrichtung (System Föppl-Busemann) abgelesen.

Die Drehschwingungsmaschine V 10 (Abb. 3) war ähnlich wie die V 12 ausgebildet. Als Masse des schwingenden Systems waren zwei auf das Wellenende aufgesetzte Balken *b* vorgesehen. An den Enden der Balken *b* waren durch die Schrauben *e* Zusatzmassen *c* befestigt, die auch hier den Schrauben die notwendigen Momente für die Drehbeschleunigung nach den beiden Seiten zu übermitteln hatten.

Um bei dem größeren Massenträgheitsmoment der Endbalken *c* der V 10 dieselben dynamischen Momente zu erhalten wie bei der V 12, müssen dementsprechend kleinere Ausschläge gewählt werden.

Neben der Beanspruchung durch diese Drehmomente haben die Schraubenverbindungen auch eine bestimmte Vorspannung erhalten. Die Muttern wurden mittels eines langen Schlüssels unter Zwischenschaltung einer Federwaage angezogen. Hierdurch wurde einerseits eine genaue Feststellung des Anzugsmomentes und andererseits ein gleichmäßiges Anziehen der Schrauben ermöglicht.

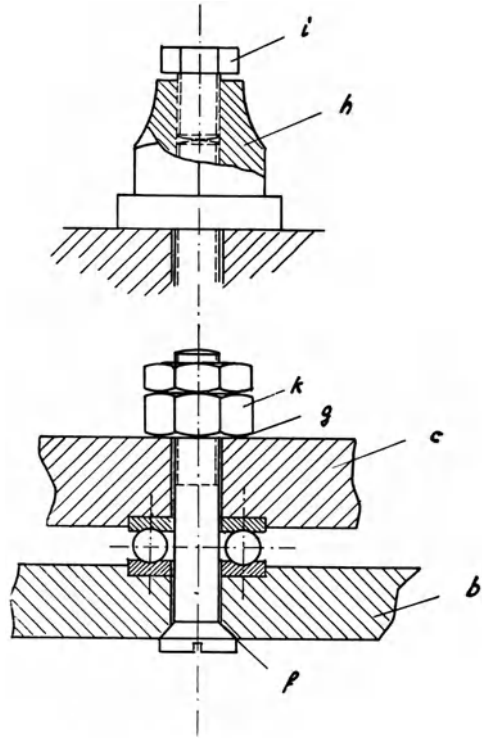


Abb. 5. Schraubenverbindungen für die V 12

## 2. Verbesserungen der Versuchseinrichtung, die sich im Laufe der Versuche als notwendig erwiesen

Mit der Zeit machten sich an den Prüfvorrichtungen mehrere Mängel bemerkbar, die eine Verbesserung bzw. Abänderung bedingten. Sie zeigten sich rein äußerlich dadurch, daß der Resonanzausschlag der Schwungmasse, der gewöhnlich konstant ist, ohne eigentlichen Grund dauernd Schwankungen unterlag oder gar stark abfiel.



Der Resonanzabfall konnte einmal seine Erklärung in einem Versagen der Resonanzregelung finden. Und tatsächlich mußte — durch Abschleifen des Gummifingers  $f$ , der das Gummirad  $g$  des Regelwiderstandes bewegt, bedingt — des öfteren ein Nachstellen erfolgen bzw. der Gummifinger überhaupt ausgewechselt werden. Der für die Untersuchung aber wichtigere Grund lag in dem Aufbau der Schraubenverbindung selbst. Wie später noch näher ausgeführt, müssen von den einzelnen Reibflächen der Anordnung verhältnismäßig große Kräfte übertragen werden. Die Kräfte aus dem dynamischen Moment der Zusatzmasse werden über die Reibfläche  $g$  (Abb. 5) und dann durch die Reibung zwischen Muttergewinde und Schraubengewinde in die Schraube geleitet. Die konische Reibfläche  $f$  (Abb. 5) am Schraubenkopf leitet sie in die Schwungmasse. Ist die Reibung an diesen einzelnen Stellen nicht stark genug, so führt die Zusatzmasse  $c$  kleine Relativbewegungen zur Hauptschwungmasse  $b$  (Abb. 4) aus. Das damit verbundene Hin- und Hergleiten, und sei es noch so gering, ist mit Energieverbrauch verbunden und bewirkt deshalb eine Störung des Schwingungsausschlags bei Resonanz.

#### a) Gleiten zwischen Mutter und Zusatzmasse

Die erwähnten Erscheinungen traten erst bei hohen Ausschlägen der Schwungmasse auf. Es wurden Gleitbewegungen zwischen Mutter  $k$  und Zusatzmasse  $c$  eingeleitet, die durch das übergelagerte statische Moment, das im Gegensatz zum dynamischen Moment nach einer Richtung wirkt, ein Senken der Zusatzmasse zur Folge hatten. Da das statische Moment bei der Drehschwingmaschine V 10 größer war als bei der V 12, schaltete sich dort des öfteren die Maschine durch Berühren des Kurzschlußkontaktes selbsttätig ab, während die V 12 lediglich außer Resonanz fiel. Um die Reibung zwischen Mutter und Zusatzmasse zu verstärken, wurde die Zusatzmasse durch Eindrehen feiner Rillen und die Mutter durch Feilstriche aufgeraut.

Diese Maßnahmen genügten bei der Prüfung der gewöhnlichen Maschinenschrauben nicht immer. Es wurde deshalb die genormte Mutter mit Schlüsselweite 22 durch eine besonders breite Spezialmutter mit Schlüsselweite 36 ersetzt. Die größere Reibfläche verhinderte ein Gleiten gegenüber der Zusatzmasse. Da aber auch in einigen Fällen selbst diese Abwehrmaßnahme noch nicht genügte, mußte ein Schlüssel  $b$  (Abb. 10) auf die Zusatzmasse gesetzt werden.

#### b) Gleiten am Schraubenkopf

Ein Gleiten trat mitunter an der konischen Reibfläche  $f$  (Abb. 5) des Schraubenkopfes auf. Da diese Fläche nicht vergrößert werden konnte, wurde der Schraubenkopf sorgfältig mit Schmirgel aufgeraut.

### c) Gleiten zwischen Schraube und Mutter

Große Schwierigkeit bei der Versuchsdurchführung bereitete das Gleiten zwischen Schraube *e* und Mutter *k* (Abb. 5). Vor Anwendung der im Vorausgehenden genannten Maßnahmen hatte sich die Zusatzmasse in keinem Fall dadurch gesenkt, daß die Mutter sich relativ zur Schraube drehte. Nachdem aber jetzt die übrigen relativen Verdrehungsmöglichkeiten ausgeschaltet waren, drehte sich die Mutter auf der Schraube, und zwar im lösenden Sinne entgegengesetzt dem Uhrzeiger. War dies der Fall, so hob sich die Zusatzmasse entgegen dem statischen Moment, das auf ein Festziehen der Mutter hinwirkt.

Die meisten Schraubensicherungen, die ein Gleiten der Mutter gegen die Schraube verhindern, sind wegen der kleinen Anpreßkraft im Gewinde nicht in der Lage, die im vorliegenden Fall auftretenden großen Momente zu übertragen. Sie sollen lediglich ein Losrütteln der Mutter verhindern.

Um eine Sicherung gegen das Drehen der Mutter gegen die Schraube zu erhalten, wurde eine größere Anpreßkraft im Gewinde durch eine Gegenmutter hervorgerufen. Ihr Nachteil ist jedoch, daß eine Verlagerung der Anpreßkraft an die Gegenflanke des Gewindes auftritt (vgl. die Abb. 6a und 6b). Hierdurch gehen zusätzliche Kräfte in die Schraubenverbindung ein, die je nach Größe der Toleranz die Vorspannung stark verändern können. (Näheres siehe S. 23.)

Bei weniger starkem Anziehen der Gegenmutter besteht die Möglichkeit, daß sich der Druck der Gegenmutter und der Druck der Zusatzmasse innerhalb der Hauptmutter aufheben. Dann erfolgt wohl ein Abheben von der einen Gewindeflanke, aber kein Anliegen an die andere (Abb. 6c). Die Folge davon ist, daß die Hauptmutter nur die Wirkung einer Ringscheibe besitzt. Erstere darf also auch aus diesem Grunde nur wenig Toleranz besitzen.

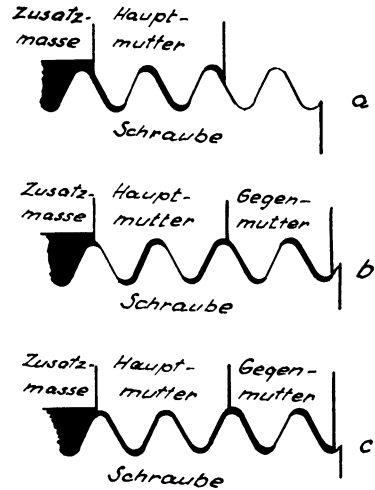


Abb. 6. Gewindeanlagen. Das Gewindenspiel ist durch die breiten schwarzen Stellen wiedergegeben.

- a: Hauptmutter gegen Zusatzmasse gezogen.
- b: Gegenmutter mit weit stärkerem Anzugsmoment als Hauptmutter angezogen.
- c: Gegenmutter mit wenig stärkerem Anzugsmoment als Hauptmutter angezogen

Restlos behoben wurden dann all diese Schwierigkeiten durch den Ersatz der Gegenmutter durch eine Gegenschraube unter Verwendung einer besonders großen Hauptmutter (Abb. 5). Durch Anziehen der Gegenschraube  $i$  wird eine beliebig große Anpreßkraft in der Mutter  $h$  erreicht, ohne daß die Gefahr eines Druckwechsels im Gewinde besteht. Es wird bei dieser Anordnung das Einwirken unkontrollierbarer Kräfte in der Hauptmutter verhindert. Neben der genauen Einhaltung der Vorspannkräfte besteht im Gegensatz zur Gegenmutter außerdem der Vorteil, daß durch das Anziehen der Gegenschraube keine Zugbeanspruchungen sondern nur Druckbeanspruchungen zusätzlich auf die Schraube übertragen werden. Eine zusätzliche Längung der Schraube in diesem Teil wird durch diese Sicherung vermieden. Die zusätzliche Längung, die beim Anziehen der Gegenmutter im Gewinde auftritt, hat eine zusätzliche Zugbeanspruchung zur Folge, die die Dauerhaltbarkeit der Schraube herabsetzt. Die Gegenschraube, die voraussichtlich auch im praktischen Betrieb in vielen Fällen wegen der günstigeren Beanspruchung der Gegenmutter überlegen sein wird, war für die vorliegenden Versuche besonders am Platze, weil man ja bei der Gegenmutter nicht angeben kann, in welchem Maße die Haltbarkeit der Schraube durch das Anziehen der Gegenmutter erniedrigt wird. Ohne die Anwendung der Gegenschraube wäre die Bestimmung der Beanspruchung bei den vorliegenden Versuchen sehr ungenau gewesen.

#### d) Kugellager

Durch das Kugellager wird das Drehmoment bei der Beschleunigung und Verzögerung der Schwungmasse  $b$  (Abb. 5) fast ohne Reibung auf den konischen Schraubenkopf übertragen und von da auf die Scheibe  $c$  weitergeleitet. Der Reibungsbeiwert für das Kugellager beträgt nach v. Behr-Golke [13] nur 0,001. Somit muß das Gewinde fast das gesamte Moment von der Schwungmasse  $b$  auf die Zusatzmasse  $c$  übertragen.

Die Beanspruchung des Kugellagers durch die Vorspannung der Schraube  $e$  (Abb. 3 und 4) ist so groß, daß das Lager anfänglich oft ausgewechselt werden mußte. Die Kugeln sind nicht in Ruhe, sondern rollen abwechselnd nach beiden Seiten auf den Führungsringen im Tempo der Schwingungen des Systems. Durch die Bewegungen der Kugeln drücken sich in die Lagerschalen kleine Dellen ein, die bei genügender Tiefe einen Teil der Kräfte aufnehmen, die zur Übertragung des Drehmoments von  $b$  auf  $c$  erforderlich sind. Deshalb mußte den Kugeln bei jedem neuen Versuch eine andere Lage zu den Schalen gegeben werden. War keine unbeschädigte Lagerstelle für die Kugeln mehr frei, so war das Lager auszuwechseln.

Zuerst wurden die Lager SKF 902 verwendet, welche eine verhältnismäßig große Flächenpressung und dementsprechend auch große Druck-

beschädigungen hatten. Die Abnutzung war bedeutend geringer nach dem Einbau der größeren Lager SKF G 504.

Um die gebrauchten Lager wieder verwendungsfähig zu machen, vor allem aber, um von vornherein schon eine größere Lagerfestigkeit zu erzielen, wurde auf Anraten der SKF Schweinfurt eine Kugellagerdrückvorrichtung konstruiert (Abb. 6). In dieser Vorrichtung liefen die Lager unter einem größeren Axialdruck um, als dem Betriebsdruck entsprach. Durch eine Kugeldruckprobe (Brinell) der Lagerschalen konnte festgestellt werden, daß der Kugeleindruck bei Lagern, die mit der Vorrichtung nach Abb. 6 vorgeedrückt waren, nur halb so groß ist wie bei ungedrückten. Auch im Betrieb waren die Dellen bei vorgeedrückt Lager so gering, daß eine Beachtung kaum noch erforderlich war.

Aus Abb. 7 b und c kann man diese Tatsache gut erkennen. Das Lager *b* unterlag demselben Druck wie das Lager *c*. Trotzdem es bei einer bestimmten Kugellage die dreifache Schwingungszahl ausgehalten hat, zeigt es, da es vorgeedrückt wurde, eine

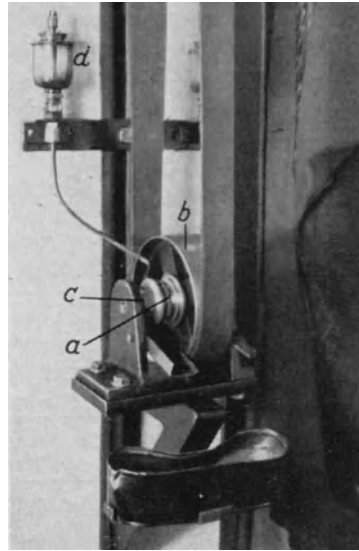


Abb. 7a.  
Kugellagerdrückvorrichtung

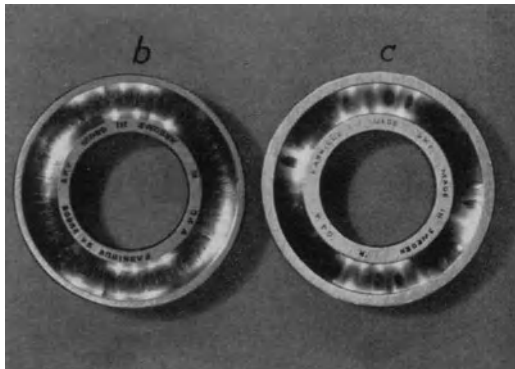


Abb. 7b). Gebrauchtes, vorgeedrückt Kugellager nach 6 Mill. Schwingungen  
Abb. 7c). Gebrauchtes, nicht vorgeedrückt Kugellager nach 4 Mill. Schwingungen

viel geringere Zerstörung und konnte deshalb mehrfach verwendet werden.

Die Drückvorrichtung ist abgebildet in Abb. 7a. Die Längslager  $a$  werden mitsamt der Seilscheibe  $b$  auf die Achse geschoben und mit einer Mutter  $c$  vorerst leicht gegeneinander gezogen. Dann wird die Seilscheibe in langsame Umdrehungen versetzt. Während des Laufens wird die Mutter mit einem bestimmten Anzugsmoment weitergedreht. Das Anzugsmoment wird dabei stufenweise erhöht. Soll z. B. ein Moment von 800 cmkg erreicht werden, so erhöht man das Anzugsmoment halbstündlich jeweils um 200 cmkg.

Durch die bei den hohen Drücken der Kugellager auftretende Erwärmung schmilzt das Lagerfett und fließt ab. Das Lager muß deshalb durch Tropföler  $d$  dauernd geölt werden.

### 3. Die auftretenden Momente

Bei den Versuchen auf der V 10 und V 12 wirken auf die zu prüfenden Schrauben drei Arten von Momenten:

- a) Ein Anzugsmoment  $M_{\text{anz}}$ , mit dem die Schraubenmutter statisch angezogen wird.
- b) Ein statisches Moment  $M_{\text{stat}}$ , hervorgerufen durch das Gewicht der Zusatzmasse, das mit einem bestimmten Hebelarm angreift.
- c) Ein dynamisches Moment  $M_d$ , hervorgerufen durch die Drehbeschleunigung der Zusatzmassen.

#### a) Das Anzugsmoment

Das Anzugsmoment ergibt sich als das Produkt aus dem Hebelarm des Schraubenschlüssels und der auf der Federwaage abgelesenen Anzugskraft. Die durch das Moment in die Schraube eingeleitete Vorspannung ist außer von diesem noch abhängig von der Reibung zwischen Mutter und Schraube und der zwischen Mutter und Zusatzmasse. Um die Größe dieser Vorspannung bestimmen und damit den Einfluß der Reibung beurteilen zu können, wurden einige Versuche an der Drahtzerreimaschine vorgenommen. Die Anordnung (Abb. 8) war folgende:

Auf einen 30 cm langen Stab  $a$  wurde ein 10 cm langes  $1/2''$ -Gewinde geschnitten. Sodann wurde dieser Stab mit dem glatten Ende in die untere Einspannung  $b$  der Drahtzerreimaschine gespannt. Auf das Gewindeende, das durch die obere Haltevorrichtung  $c$  hindurchragte, wurde nun gegen eine Ringscheibe  $d$  bzw. ein Kugelllager die zu prüfende Mutter gezogen und zu dem jeweils benutzten Anzugsmoment der in dem Stab vorhandene Zug abgelesen.

Die Kurven 1 bis 4 (Abb. 9) entstanden, als die verschiedenen Hauptmuttern gegen eine Ringscheibe  $d$  in Abb. 8 angezogen wurden. Bei Kurve 5 war statt der Ringscheibe ein Längskugellager eingebaut. Während so bei 1 bis 4 die ungenauen Verhältnisse der Reibflächen durch die Abweichungen von den linearen Richtungen der Kurven deutlich zum Ausdruck kommen, ergab die Ausschaltung der Unterlagenreibung bei 5 einen genauen linearen Anstieg der Kurve.

Die Stärke der Einwirkung der Unterlagenreibung ist aus den Richtungen der einzelnen Kurven deutlich zu erkennen. Die kleine Stirnfläche der Mutter bei Nr. 1 liefert in der Gruppe der um die Ringscheibe angezogenen Muttern die geringste Reibung. Das Aufräumen der Stirnfläche bei Nr. 2 steigert den Einfluß der Unterlagenreibung schon ganz beträchtlich. Nach längerem Sitz der aufgerauten Mutter ist sogar noch ein weit größeres Moment nötig, um die Mutter wieder zu bewegen, da sich die Reibflächen mit der Zeit fest ineinander gesetzt haben.

Den geringsten Anstieg der Vorspannung unter den vorigen Bedingungen besitzen die Kurven 3 und 4, die sich auf die Spezialmuttern mit Schlüsselweite 36 beziehen. Aus der annähernd gleichen Richtung beider Kurven ist zu schließen, daß der Einfluß der Gewindereibung bei verschiedenen Muttern gleichen Gewindes ziemlich konstant ist. Dies geht auch aus der Kurve 5 hervor. Ihre Steigung ergab sich nicht nur bei dem Versuch mit der Gegenschraubenmutter, sondern auch bei sämtlichen anderen benutzten Muttern.

Das vorstehende Ende der Schraube darf bei der Mutter mit Gegenschraube nicht länger sein als die Höhe einer normalen Mutter, da die Reibung der Schraube im Gewinde natürlich von der Länge des eingeschraubten Gewindes abhängt.

Betrachten wir nun die Anzugsmomente, die in den einzelnen Fällen nötig sind, eine bestimmte Vorspannung zu erreichen, so stellen wir fest, daß wir beim Drehen um das Kugellager das Moment nur halb so groß zu wählen brauchen wie beim Drehen um die Ringscheibe. Die Kurve 5 liefert uns den Anteil der Gewindereibung an jedem Anzugsmoment und bei jeder der vorliegenden Mutternarten.

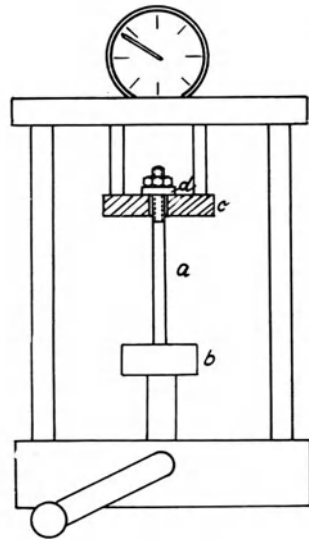


Abb. 8.  
Anordnung auf der „Drahtzerreimaschine“ zum Feststellen der zu einem bestimmten Anzugsmoment gehörigen Schraubenvorspannung

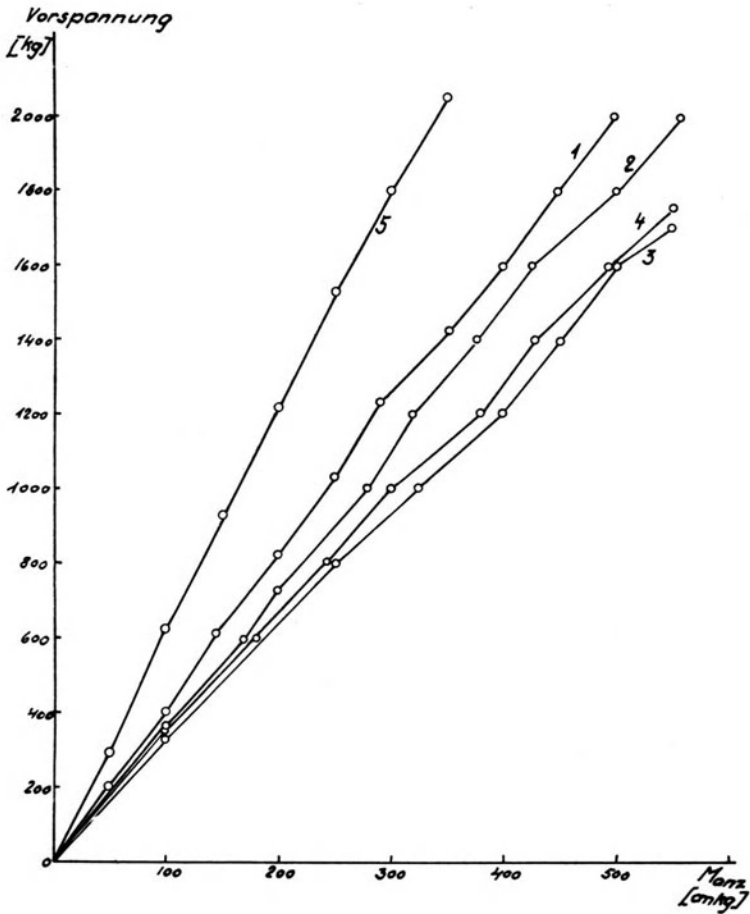


Abb. 9. Abhängigkeit der Vorspannung vom Anzugsmoment der Mutter

- Kurve 1: Normalmutter mit glatter Stirnfläche,
- Kurve 2: Normalmutter mit aufgerauhter Stirnfläche,
- Kurve 3: große Spezialmutter,
- Kurve 4: Hauptmutter für Gegenschraube,
- Kurve 5: Hauptmutter für Gegenschraube.

Kurven 1 bis 4: Muttern gegen Ringscheibe angezogen,  
 Kurve 5: Mutter gegen Kugellager angezogen.

Vorstehende Ergebnisse stimmen mit den bei den Versuchen von W. Berthold, Dresden [10] gemachten Erfahrungen überein.

Die Reibung zwischen Mutter und Zusatzmasse wurde dadurch ausgeschaltet, daß die Mutter mitsamt der Zusatzmasse beim Anziehen um das Kugellager gedreht, d. h. die Zusatzmasse später nicht mehr, wie es im Anfang geschehen war, festgehalten wurde. Wie die Zusatzmasse  $c$  zur Schwungmasse  $b$  nach dem Anziehen der Hauptmutter ausgerichtet sein muß, geht aus Abb. 10 hervor.

Mit der Ausscheidung der Unterlagenreibung ist noch ein weiterer Vorteil verknüpft, der insbesondere für Vergleiche der Ergebnisse bei

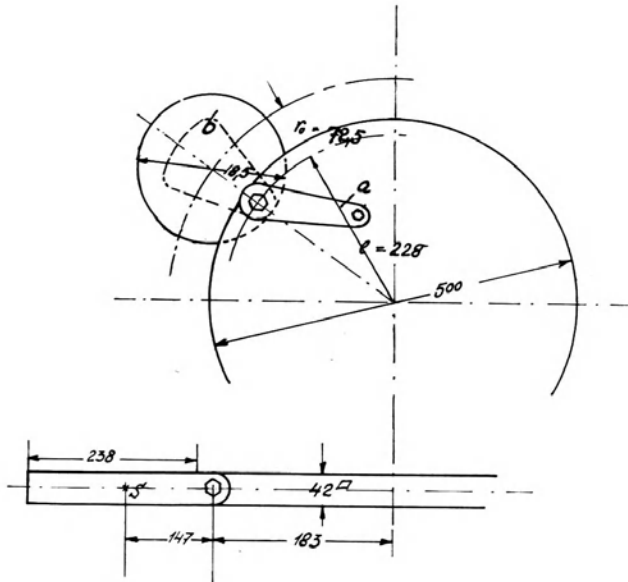


Abb. 10. Abmessungen der Schwungmassen und Zusatzmassen bei der V 10 und V 12

verschiedenen Schraubensorten wichtig ist. Der durch die Ungenauigkeit der Reibung bedingte Fehler ist ausgeschaltet. Die Vergleiche zwischen den Ergebnissen der Untersuchung werden damit nicht mehr in dem Maße gestört.

Außer den Versuchen 1 bis 5 an der Drahtzerreißmaschine wurde auch der Einfluß der Gegenmutter bzw. Gegenschraube auf die Vorspannung festgestellt.

Bei lockerem Sitz der Hauptmutter auf dem Gewinde wird durch das Anziehen der Gegenmutter eine zusätzliche vorspannende Kraft (S. 17) von 250 kg hervorgerufen. Auch bei festem Sitz hat diese immer noch eine Größe von 170 kg.



Beim Anziehen der Gegenschraube ist hingegen keinerlei Veränderung der Kraft festzustellen, mit der die Mutter auf die Zusatzmasse  $c$  drückt. Aus diesem Ergebnis wird noch einmal die Bedeutung der Gegenschraube ersichtlich.

### b) Das statische Moment

Das statische Moment  $M_{\text{stat}}$  ist gleich dem Gewicht der Zusatzmasse (5,22 kg) multipliziert mit der Horizontalkomponente ihres Schwerpunktabstandes von der Schraubenmitte (6,3 cm).  $M_{\text{stat}}$  hatte für die Versuche an den gewöhnlichen Maschinenschrauben den Wert von etwa 33 cmkg an der V 12 und von 45,5 cmkg an der V 10. Bei den Untersuchungen der Rexschrauben (E 2, S. 35) waren die Zusatzmassen einander horizontal gegenüberliegend, so daß der volle Schwerpunktsabstand als Faktor genommen werden konnte. Wir erhalten an der V 12 in diesem Falle ein statisches Moment von etwa 38 cmkg. Dabei war die Schwungmasse so auf der Scheibe befestigt, daß dieses Moment stets im anziehenden Sinne auf die Schraubenmutter wirkte.

### c) Das dynamische Moment

Das dynamische Moment  $M_a$ , das an den Schrauben angreift, kann man sich aus zwei Teilmomenten zusammengesetzt denken, von denen das eine durch Verschiebung der Zusatzmasse, das andere durch Verdrehung derselben um ihren Schwerpunkt entsteht [6].

$$M_a = \frac{G}{g} \cdot r_0 \cdot \frac{d^2 \xi}{dt^2} + \theta \frac{d^2 \varphi}{dt^2} \dots \dots \dots (1)$$

Hierbei bedeuten:

- $G$  = Gewicht der Zusatzmasse in kg,
- $g$  = Erdbeschleunigung in kg/cm<sup>2</sup>,
- $r_0$  = Schwerpunktsabstand der Zusatzmasse von der Schraubenmitte in cm,
- $\pm \xi$  = Ausschlag des Schwerpunktes der Zusatzmasse bei der Schwingung in tangentialer Richtung in cm,
- $\xi_0$  = der durch die Ablesevorrichtung bestimmbare Größtausschlag des Schwerpunktes der Zusatzmasse in cm,
- $\pm \varphi$  = zugehöriger Winkelausschlag in Grad,
- $\theta$  = Massenträgheitsmoment der Zusatzmasse in kg cm sec<sup>2</sup>,
- $e$  = Abstand der Schraube von der Schwungscheibenmitte in cm.

Ferner bestehen die Beziehungen:

$$\varphi = \frac{\xi}{r_0 + e},$$

daraus:

$$\frac{d^2 \varphi}{dt^2} = \frac{1}{r_0 + e} \cdot \frac{d^2 \xi}{dt^2} \dots \dots \dots (2)$$

Wir setzen:

$$\xi = \xi_0 \cdot \cos \omega t,$$

wobei

$$\omega = \frac{2 \pi n}{60}.$$

Also ist

$$\xi = \xi_0 \cdot \cos\left(\frac{2 \pi \cdot n}{60} \cdot t\right) \cdot \dots \dots \dots (3)$$

$$\frac{d^2 \xi}{dt^2} = - \xi_0 \cdot \frac{4 \cdot \pi^2 \cdot n^2}{60^2} \cdot \cos\left(\frac{2 \pi \cdot n \cdot t}{60}\right).$$

Der Größtwert des Ausschlages ist zur Zeit  $t = 0$  vorhanden.

Es ist

$$\left(\frac{d^2 \xi}{dt^2}\right)_{\max} = \xi_0 \cdot \frac{\pi^2 \cdot n^2}{900}.$$

Aus Gleichung (1) und (3) folgt der Größtwert des dynamischen Momentes zur Zeit des größten Ausschlages.

$$M_{d_0} = \frac{G}{g} \cdot r_0 \cdot \xi_0 \cdot \frac{\pi^2 n^2}{900} + \theta \cdot \frac{\xi_0}{r_0 + e} \cdot \frac{\pi^2 n^2}{900} \dots \dots \dots (4)$$

Für die Größen in Gleichung (4) gelten folgende Werte:

Scheibe	Balken
$G = 5,22 \text{ kg}$	$G = 3,32 \text{ kg}$
$r_0 = 72,5 \text{ mm}$	$r_0 = 147 \text{ mm}$
$n = 750 \text{ l/min}$	$n = 920 \text{ l/min}$
$e = 228 \text{ mm}$	$e = 183 \text{ mm}$

Es folgen daraus die Werte für  $\theta_{\text{Scheibe}}$  und  $\theta_{\text{Balken}}$ :

$$\text{V 12: } \theta_{\text{Scheibe}} = \frac{r^2}{2} m_{\text{Scheibe}} \quad (r = 93 \text{ mm}),$$

$$m_{\text{Scheibe}} = 0,00539 \frac{\text{kg sec}^2}{\text{cm}},$$

$$\theta_{\text{Scheibe}} = 0,231 \text{ cmkg sec}^2.$$

$$\text{V 10: } \theta_{\text{Balken}} = \left(\frac{a^2 + b^2}{12}\right) m_{\text{Balken}},$$

$$m_{\text{Balken}} = 0,0033 \frac{\text{kg sec}^2}{\text{cm}},$$

$$\theta_{\text{Balken}} = 0,162 \text{ cmkg sec}^2.$$

Dabei ist  $a$  die Länge und  $b$  die Höhe der Zusatzmasse.

Die Berechnung der dynamischen Momente erfolgt aus der Beziehung zwischen dynamischem Moment und größtem Ausschlag.

$$M_{d_0 \text{ Scheibe}} = \left( 0,0054 \cdot 7,25 \cdot \frac{\pi^2 \cdot 750^2}{900} + \frac{0,231}{7,25 + 22,8} \cdot \frac{\pi^2 \cdot 750^2}{900} \right) \xi_{0 \text{ Scheibe}}$$

$$= 296 \xi_{0 \text{ Scheibe}} = 296 \cdot \frac{30}{25} \cdot \xi_{V 12} = 354 \xi_{V 12},$$

$$M_{d_0 \text{ Balken}} = \left( 0,0033 \cdot 14,7 \cdot \frac{\pi^2 \cdot 920^2}{900} + \frac{0,162}{14,7 + 18,3} \cdot \frac{\pi^2 \cdot 920^2}{900} \right) \xi_{0 \text{ Balken}}$$

$$= 504 \xi_{0 \text{ Balken}} = 504 \cdot \frac{32}{25} \cdot \xi_{V 10} = 645 \xi_{V 10}.$$

Wollen wir gleiche dynamische Momente an beiden Maschinen erhalten, so müssen die Ausschläge der Schwerpunkte der Zusatzmasse im Verhältnis stehen:

$$\frac{\xi_{0 \text{ Scheibe}}}{\xi_{0 \text{ Balken}}} = \frac{504}{296} = 1,7.$$

Reduziert auf die Ablesedreiecke erhalten wir ein Verhältnis:

$$\frac{\xi_{V 12}}{\xi_{V 10}} = \frac{504 \cdot 32}{296 \cdot 30} = 1,82.$$

Die größte Spannung im Gewindegrund ist:

$$\tau_{\max} = \frac{M_d}{W} \cdot \dots \dots \dots (5)$$

wobei für den Kerndurchmesser von 1,0 cm gleich ist:

$$W = \frac{\pi \cdot 1,0^3}{16} = 0,196 \text{ cm}^3.$$

## D. Versuchseinrichtungen zur Prüfung der Schrauben mit $\frac{5}{8}$ "-Whitworth-Gewinde

### 1. Prüfmaschinen

Die Versuche an  $\frac{5}{8}$ "-Schrauben wurden auf den Drehschwingungsmaschinen V 4, V 6 und V 7 durchgeführt (Abb. 11). Abgesehen von der kleineren Größe ist der Aufbau dieser Maschinen grundsätzlich derselbe wie bei der V 12. Die zu untersuchende Schraube wurde aber nicht wie bei der V 12 am Rande der Schwungmasse angebracht, sondern

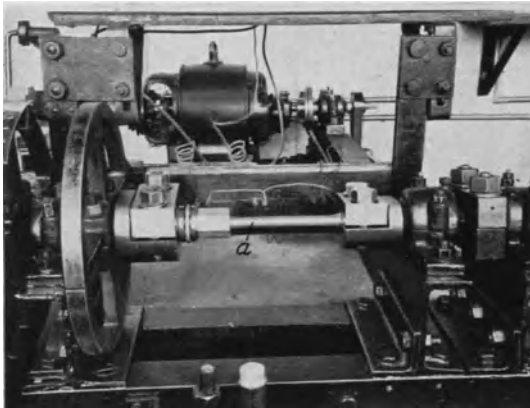


Abb. 11.

Drehschwingungsmaschine V 7 mit eingebautem zweiteiligen Probestab *a*

an Stelle des federnden Hilfsstabes eingebaut (*a* in Abb. 11). Die Schraube hat bei dieser Anordnung die Beschleunigungen der Hauptschwungmasse *b* zu übertragen und erleidet hierdurch Verdrehungsbeanspruchungen nach beiden Richtungen. Der Schraubenschaft wird dabei so stark auf wechselnde Schubspannung beansprucht, daß er bei großen Ausschlägen durch einen Ventilator gekühlt werden muß.

Bei dem Einspannen des Gewindeprobestabes in die Backen der Prüfmaschine ist darauf zu achten, daß der Stab nicht zusätzlich auf Biegung beansprucht wird. Mängel der Vierkantherstellung werden durch Pappeinlagen beseitigt.

## 2. Minimalausschalter

Ein Dauerbruchansatz im Gewinde ändert die Federkonstante des Schwingungssystems Probestab-Schwungmasse, wodurch der Ausschlag absinkt. Der Resonanzregler [14] sorgt dafür, daß immer die Eigenschwingungszahl des schwingenden Systems gleich der Drehzahl der Maschine ist. Er regelt solange, bis sein Bereich verbraucht ist, dann schaltet der Kurzschlußkontakt die Maschine aus. In den meisten Fällen ist beim Abschalten die Zerstörung des Gewindes so weit fortgeschritten, daß die Stelle, von der der Dauerbruch ausgegangen ist,

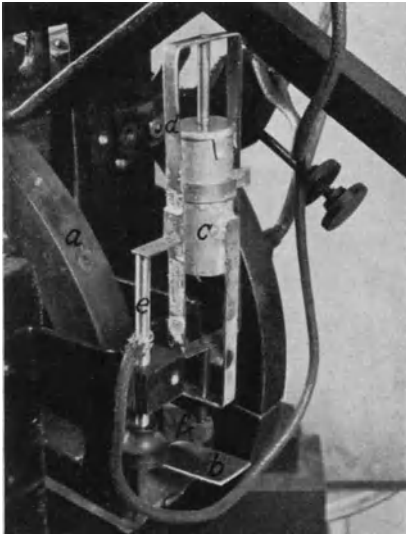


Abb. 12. Minimalausschalter

nur noch schwierig zu erkennen ist. Um Bruchansätze kurz nach dem Entstehen freizulegen, mußte man die Maschine abschalten, sobald der Ausschlag abzufallen begann. Dies wurde rein mechanisch durch den Minimalausschalter erreicht (Abb. 12).

Beim Maximalausschalter wird ein Kontakt des Kurzschlußautomaten durch einen Zapfen an der stärker ausschlagenden Schwungmasse berührt und damit die Maschine abgeschaltet. Einen Kontakt bei absinkendem Ausschlag zu betätigen (Minimalausschalter, Abb. 12), ist dagegen bedeutend schwieriger. Ein seitlich am Rande der Schwungmasse *a* hervorstehendes Messingblech *b* schwingt mit dieser auf und ab. Über dem Blech ist ein kleiner zylindrischer

Messingbehälter *c* an einem feststehenden Teil der Maschine befestigt, in dessen Ölfüllung sich ein Kolben auf und ab bewegen kann. An der herausragenden Kolbenstange befindet sich ein Bügel *d*, der um den Behälter herumführt und am unteren Ende in einen Gummipuffer *f* ausläuft. Dieser Gummipuffer bekommt durch den hin und her schwingenden Blechstreifen dauernd kleine Stöße, kann aber infolge der großen Dämpfung des Öles diese Schwingungen nicht voll mitmachen, sondern tanzt gewissermaßen auf der äußersten Lage des Blechstreifens. Nimmt der Ausschlag nun ab, so folgt das bewegliche System des Ausschalters durch Eigengewicht solange nach, bis ein Kurzschlußkontakt *e* ein weiteres Folgen verhindert und gleichzeitig die Maschine ausschaltet. In Abb. 12 ist der Automat im Augenblick des Abschaltens wiedergegeben.

### 3. Probestäbe

#### a) Durchgehender Gewindeprobestab

Die Form der Schraube ist aus Abb. 13 ersichtlich. Der Schaft hat die Stärke des Gewindeinnendurchmessers; an seinem Ende ist der zum Einspannen notwendige Vierkant *a* angebracht.

Vor dem Einbau werden auf das Gewinde eine Sechskantheadmutter *b* und eine Gegenmutter *c* sowie ein Druckkugellager SKF G 504 gezogen. Sodann wird auf das freie Gewindeende das für die zweite Einspannung an der Schwungmasse notwendige Vierkantstück *d* auf-

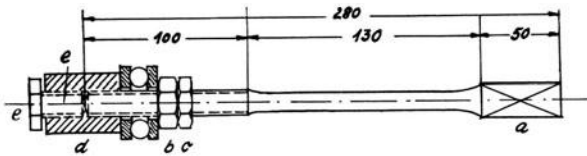


Abb. 13. Durchgehender Probestab mit  $\frac{5}{8}$ ''-Gewinde

geschraubt, das zugleich als Gewindemutter ausgebildet ist. Um ein Drehen dieser Vierkantmutter auf dem Gewinde zu verhindern, wird eine Gegenschraube *e* so fest angezogen, daß eine starre Verbindung zwischen Mutter und Schraube angenommen werden kann. Nun wird gegen die Stirnfläche dieser Vierkantmutter *d* mit Hilfe der Sechskantheadmutter *b* unter Benutzung eines bestimmten Anzugsmomentes das Kugellager gezogen und die Anordnung durch die Gegenmutter gesichert. Wir erhalten so unter dem Kugellager die auf S. 8 erwähnte Überlagerung der Beanspruchungen.

#### b) Zweiteiliger Gewindeprobestab

Die Herstellung des durchgehenden Gewindeprobestabes erfordert viel Zeit. Es wurde deshalb für die Verdrehungsmaschinen V 4 und V 6

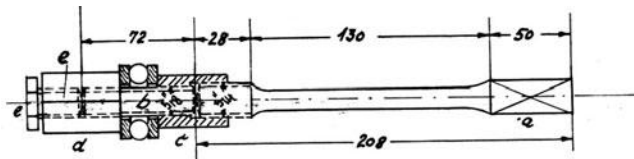


Abb. 14. Zweiteiliger Probestab mit  $\frac{5}{8}$ ''-Gewinde

ein zweiteiliger Gewindeprobestab (Abb. 14) konstruiert, bei dem der den Hauptbeanspruchungen unterliegende Teil des Gewindes von dem übrigen Teil der Schraube getrennt war. Durch die Mutter *c* wurde

die feste Verbindung in dem Probestab hergestellt. Der Vorteil des Stabes besteht darin, daß nur der zerbrochene Gewindeteil  $b$  erneuert zu werden braucht. Es kam anfänglich vor, daß bei den starken Verdrehungen der gedrückten Gewinde auch das restliche noch am Schaft befindliche  $\frac{5}{8}$ ''-Gewinde zerstört wurde. Nachdem aber dies durch ein  $\frac{3}{4}$ ''-Gewinde ersetzt war (siehe Abb. 14), trat ein Bruch im Hilfsstab  $a$  nicht wieder auf.

Der Probestab wurde zusammengestellt, indem man das zu prüfende Gewindestück  $b$  in die Vierkantmutter  $d$  einschraubte und mit der Gegenschraube  $e$  fest verspannte. Dann erfolgte das Aufsetzen und Festziehen des Kugellagers gegen die Stirnfläche der Vierkantmutter und weiterhin die Verspannung des restlichen Schraubenteils in dem freien Gewinde der Sechskantmutter  $c$ . Die Verspannung muß so erfolgen, daß die Flächen der an beiden Enden des Probestabes befindlichen Vierkante parallel sind. Dies kann durch zwischen die Schraubenden in der Mutter gelegte kleine Scheiben erreicht werden.

#### 4. Auftretende Momente und Spannungen

Die Größe des Momentes, durch das der Probestab bei dem jeweiligen Ausschlag beansprucht wird, kann aus der Eichkurve (Moment in Abhängigkeit von der Verdrehung des Stabes) abgelesen werden. Die Kurve wurde für jedes Material und für jede der beiden Probestabarten durch statische Eichung festgelegt. Die Eichung erfolgte auf dem Eichprüfstand für statische Verdrehung; sie wurde bis zur Fließgrenze durchgeführt.

Zu beachten war bei dieser Untersuchung, daß die größeren Momente nur kurze Zeit auf den Stab einwirkten. Die Zeit hat Einfluß auf den Verdrehungswinkel, da der Werkstoff bei Beanspruchungen über der Fließgrenze mit der Zeit nachfließt.

Da die Ausschlagsablesevorrichtung an der Schwungmasse und die an der Eichvorrichtung verschiedene Entfernungen von der Stabmitte besaßen, mußte der statische Verdrehungsausschlag auf die dynamische Ablesevorrichtung mit einem Umrechnungsfaktor reduziert werden, der aus dem Verhältnis der Entfernungen bestimmt wurde. Er betrug 0,78.

Die größten Momente, die bei den verschiedenen Ausschlägen auftraten, erzeugten im Querschnitt der Schrauben größte Spannungen. Diese berechnen sich nach folgender Formel:

$$\tau_{\max} = \frac{M_d}{W},$$

wobei  $W$  das polare Widerstandsmoment des Kernquerschnitts ist.

$$W = \frac{\pi \cdot d^3}{16} = \frac{\pi \cdot 1,29^3}{16} = 0,423.$$

Für die einzelnen Probestäbe ergaben sich die Eich Tabellen und Eichkurven 1 bis 4.

In den Zahlentafeln bedeuten:

- $N$  = Nullpunktverschiebung nach jeder Messung,  
 $M$  = das vom Gewicht ausgeübte Moment =  $19,3 \cdot G \cdot \text{cmkg}$ ,  
 $\tau_{\max}$  = die von dem Moment erzeugte Spannung in der äußersten Faser, bezogen auf den Kernquerschnitt,  
 $\xi_{\text{abs}}$  = der an der Eichvorrichtung abgelesene Ausschlag, bezogen auf den Nullpunkt vor der ersten Messung und auf den Radius  $19,3 \text{ cm}$ ,  
 $\xi_{\text{rel}}$  = der auf den zugehörigen Nullpunkt bezogene Ausschlag,  
 $\xi_{\text{red}}$  = der auf den Radius von  $15 \text{ cm}$  der Ablesedreiecke der Verdrehungsmaschine bezogene Ausschlag,  
 $\xi_v$  = der Ausschlag der Schwungmasse, angegeben in Prozent der Basis der Ablesedreiecke.  $\xi_v = 100 \xi_{\text{red}}$ .

Zahlentafel 1. Eichung des durchgehenden Probestabes aus St. 60.11

Nr.	$N$ mm	$M$ cmkg	$\tau_{\max}$ kg/cm <sup>2</sup>	$\xi_{\text{abs}}$ mm	$\xi_{\text{rel}}$ mm	$\xi_{\text{red}}$ mm	$\xi_v$
1	0	96	227	1,79	1,79	1,4	14,0
2	0	192	454	3,57	3,57	2,8	28,0
3	0,2	288	680	6,0	5,8	4,5	45,0
4	0,4	384	908	8,1	7,7	6,0	60,0
5	0,7	480	1135	10,4	9,7	7,6	76,0
6	1,1	576	1360	13,0	11,9	9,3	93,0
7	1,4	672	1590	15,6	14,2	11,1	111,0

Zahlentafel 2. Eichung des zweiteiligen Probestabes aus St. 60.11

Nr.	$N$ mm	$M$ cmkg	$\tau_{\max}$ kg/cm <sup>2</sup>	$\xi_{\text{abs}}$ mm	$\xi_{\text{rel}}$ mm	$\xi_{\text{red}}$ mm	$\xi_v$
1	0	96	227	0,9	0,9	0,7	7,0
2	0	192	454	2,5	2,5	1,6	16,0
3	0	288	680	3,46	3,46	2,7	27,0
4	0	384	908	4,6	4,6	3,6	36,5
5	0,1	480	1135	6,1	6,0	4,7	27,0
6	0,2	576	1360	7,5	7,3	5,7	57,0
7	0,4	672	1590	9,1	8,7	6,8	68,0
8	0,7	768	1815	11,1	10,4	8,1	81,0
9	1,0	864	2040	13,0	12,0	9,4	94,0
10	1,3	960	2270	15,1	13,8	10,8	108,0



Zahlentafel 3. Eichung des durchgehenden Probestabes aus Maschinengußstahl  
(90 kg/mm<sup>2</sup>)

Nr.	$N$ mm	$M$ cmkg	$\tau_{\max}$ kg/cm <sup>2</sup>	$\xi_{\text{abs}}$ mm	$\xi_{\text{rel}}$ mm	$\xi_{\text{red}}$ mm	$\xi_v$
1	0	96	227	1,58	1,58	1,23	12,3
2	0	192	454	3,20	3,20	2,5	25,0
3	0	288	680	5,0	5,0	3,9	39,0
4	0	384	908	6,7	6,7	5,22	52,2
5	0	480	1135	8,9	8,9	6,94	69,4
6	0	576	1360	11,0	11,0	8,6	86,0
7	0,2	672	1590	13,5	13,2	10,3	103,0
8	0,5	768	1815	16,0	15,5	12,1	121,0
9	0,7	864	2040	18,8	18,1	14,1	141,0
10	1,1	960	2270	22,0	20,9	16,3	163,0

Zahlentafel 4. Eichung des durchgehenden Probestabes aus St. 70.11

Nr.	$N$ mm	$M$ cmkg	$\tau_{\max}$ kg/cm <sup>2</sup>	$\xi_{\text{abs}}$ mm	$\xi_{\text{rel}}$ mm	$\xi_{\text{red}}$ mm	$\xi_v$
1	0	96	227	1,6	1,6	1,25	12,5
2	0	192	454	3,25	3,25	2,54	25,4
3	0	288	680	5,0	5,0	3,9	39,0
4	0	384	908	6,8	6,8	5,3	53,0
5	0,2	480	1135	9,0	8,8	6,86	68,6
6	0,4	576	1360	11,3	10,9	8,5	85,0
7	0,7	672	1590	13,7	13,0	10,15	101,5
8	1,0	768	1815	16,3	15,3	12,0	120,0
9	1,35	864	2040	19,15	17,8	13,9	139,0
10	2,0	960	2270	23,0	21,0	16,4	164,0

Die in Abb. 15 wiedergegebenen Kurven stellen die Abhängigkeit der Momentenbeanspruchung bzw. der größten Spannungen vom Ausschlag der V-Maschine dar. Die Kurve 1 für den durchgehenden Probestab aus St. 60.11 hat den geringsten Anstieg. Dann folgen die Kurven 2 und 3, die fast zusammenfallen. Eine Ausnahme bildet der zweiteilige Probestab aus St. 60.11 mit der Kurve 4. Der gespannte Anteil der Schraube nimmt an der Verdrehung nicht teil. Die Ausschläge sind damit bei den gleichen Momenten nicht so groß wie bei dem anderen Probestab gleichen Materials. So zeigen auch die späteren Dauerbruchergebnisse, daß die für einen Bruch des zweiteiligen Probestabes nötigen Beanspruchungen schon bei niedrigeren Ausschlägen erreicht werden.

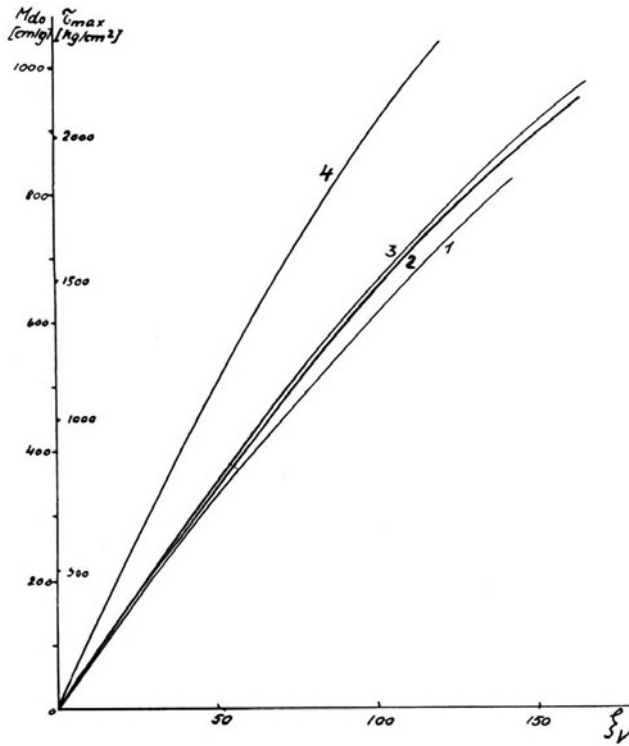


Abb. 15. Größte Spannungen und dynamische Momente in Abhängigkeit vom Verdrehungsausschlag

- Kurve 1: St. 60.11. Durchgehender Probestab.
- Kurve 2: St. 70.11. Durchgehender Probestab.
- Kurve 3: St. 90.11. Durchgehender Probestab.
- Kurve 4: St. 60.11. Zweiteiliger Probestab.

## E. Versuche an $\frac{1}{2}''$ Whitworth-Schrauben

### 1. Versuchsdurchführung

Bei den Hauptversuchen wurden zwei Zusatzmassen  $c$  an der Schwingscheibe  $b$  (Abb. 4) mit einem bestimmten Anzugsmoment der Schrauben befestigt und die Maschine unter schrittweise erfolgender Erhöhung des Schwingungsausschlages der Schwingscheibe solange in Betrieb gehalten, bis sich eine der Zusatzmassen nach unten senkte und den Antriebsmotor selbsttätig ausschaltete. Sodann wurden die Befestigungsschrauben beider Zusatzmassen ausgebaut, auf Dauerbruchansätze genau untersucht und zu diesem Zweck auf einer statischen Prüfmaschine („Immerfertig“) zerrissen.

Die stufenweise Erhöhung begann von einem gewissen Mindestausschlag aus, der so tief gewählt wurde, daß kein Dauerbruch bei einem Schwingungsversuch von  $\varrho = 2 \cdot 10^6$  Wechselbeanspruchungen auftrat. Die nächste Stufe lag jeweils etwa 10% über dem vorhergehenden Ausschlag. Die Anzahl der Schwingungen, die in einer Stufe ausgeführt werden müssen, beträgt  $\varrho = 2$  Millionen. Geht die Schraube in einer bestimmten Stufe entzwei, so wird die in der Stufe erreichte Drehzahl auf die Höhe des Ausschlages folgendermaßen umgerechnet:

Bei den bis zum Bruch zurückgelegten Wechselbeanspruchungen von 100000 bis 300000 werden  $\frac{1}{4}$ , bei 300000 bis 1 Million  $\frac{1}{2}$ , bei 1 Million bis 2 Millionen  $\frac{3}{4}$  der Ausschlagserhöhung zu der vorherigen Stufe hinzugezählt. Der so bestimmte Ausschlag für die Schwingungsfestigkeit wird mit  $\xi_v$  ( $\varrho = 2 \cdot 10^6$ ) bezeichnet.

Die Maschine steht am Tage dauernd unter Kontrolle. Der Ausschlag wird alle zwei Stunden abgelesen und in ein Protokoll eingetragen, wie überhaupt alle Veränderungen während der Versuche genau protokolliert werden. Jede Schraube wird zur Kenntlichmachung mit einer Nummer versehen und die Reihenfolge der Prüfung von ungedrückten und gedrückten Schrauben geschieht abwechselnd.

Die Erkennung eines kleinen Dauerbruchansatzes bereitet oft große Schwierigkeiten, da die Querschnittsverringerung an der betreffenden Stelle nicht immer groß genug ist, um beim Zerreißen dort den Bruch eintreten zu lassen. Es müssen deshalb, wenn der Ansatz nicht mit bloßem Auge oder mit der Lupe zu erkennen ist, sämtliche Gänge mit dem Mikroskop untersucht werden.

## 2. Einzelergebnisse

Die nachstehenden Ergebnisse stammen aus der Untersuchung folgender  $1/2''$ -Schrauben:

- a) Blanke Maschinenschrauben mit einer durchschnittlichen Zerreißfestigkeit von 7130 kg. Die Schrauben waren aus einem Stahl von 91 kg/mm<sup>2</sup> Zerreißfestigkeit hergestellt.
- b) Rex-Maschinenschrauben mit einer durchschnittlichen Zerreißfestigkeit von 6000 kg. Zerreißfestigkeit des Stahles 76,5 kg/mm<sup>2</sup>.
- c) Rex-Maschinenschrauben mit einer durchschnittlichen Zerreißfestigkeit von 5000 kg. Zerreißfestigkeit des Stahles 63,8 kg/mm<sup>2</sup>.
- d) Rex-Maschinenschrauben mit einer durchschnittlichen Zerreißfestigkeit von 5600 kg. Zerreißfestigkeit des Stahles 71,5 kg/mm<sup>2</sup>.

Während die Schrauben unter a) sowohl auf der V 12 wie auch auf der V 10 geprüft wurden, erfolgten sämtliche anderen Untersuchungen nur auf der V 12. Diese Maßnahme erklärt sich daraus, daß die Ergebnisse an gedrückten und ungedrückten Schrauben am besten miteinander verglichen werden können, wenn sie auf der gleichen Maschine erhalten sind.

Die Zunahme der Dauerfestigkeit der blanken Maschinenschrauben durch das Drücken wurde auf der V 10 zu 19,1% und auf der V 12 zu 12,6% bestimmt.

Eine weitere Schwierigkeit bildete die Streuung der statischen Zerreifestigkeitswerte der einzelnen Schrauben jeder Gruppe. Diese läßt sich nur dadurch erklären, daß auch die Härte der Stange, von der die Schrauben geschnitten waren, nicht gleichmäßig war. Wenn also bei einzelnen Schraubenarten einmal ein Ausbleiben der Festigkeitssteigerung und dann wieder eine urmige Erhöhung nach dem Drücken eintritt, so dürfte dies unter anderem auch eine Folge dieser Ungleichmäßigkeit sein.

Wegen der Streuung der Festigkeitswerte ist in den meisten Fällen nur eine von den beiden gleichzeitig untersuchten Schrauben gebrochen. Lediglich bei den blanken Maschinenschrauben ist des fteren ein Dauerbruchansatz in beiden Schrauben festgestellt worden (Zahlentafel 5).

Die Dauerbrüche traten mit geringen Ausnahmen unter dem ersten Gang der Hauptmutter auf.

- a) Blanke Maschinenschrauben. Festigkeit 91 kg/mm<sup>2</sup>  
(Zahlentafel 5 und 6, S. 40)

Die Dauerhaltbarkeit der Schrauben 65/66, 71/72, 79/80, 61/62, 67/68, 77/78 in Zahlentafel 5, 73/74, 69/70, 81/82 in Zahlentafel 6 liegt

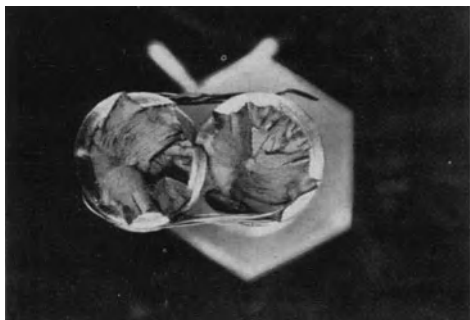


Abb. 16.  
Dauerbruch der Schraube 79

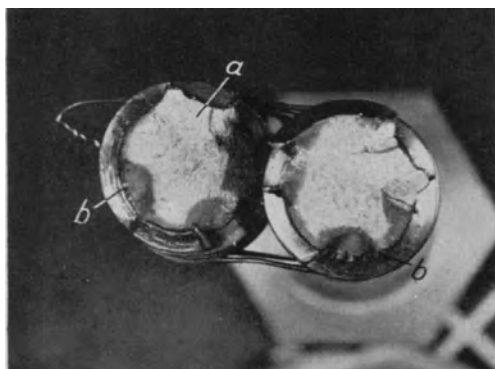


Abb. 17.  
Dauerbruch der Schraube 111 a  
*a* Statischer Restbruch,  
*b* Ausgang des Dauerbruchs



Abb. 18.  
Dauerbruch der Schraube 112 a  
*a* Statischer Restbruch

höher als die der in diesen Zahlentafeln zu Anfang angeführten Schrauben, weil bei ihnen zum Halten der Zusatzmasse eine Spezialmutter mit der Schlüsselweite 36 (S. 16) genommen wurde. Bei einem Anzugsmoment von 600 cmkg leitet diese infolge ihrer größeren Unterlagenreibung eine kleinere Vorspannung in die Schraube ein (Abb. 9, Kurve 3).

Abb. 16 zeigt das sehr zackige und feinkörnige Dauerbruchgefüge der Schraube 79. Während bei sämtlichen anderen Brüchen der  $\frac{1}{2}$ "-Schrauben der Dauerbruch nur einen Gewindegang erfaßte, wie das ja auch aus Abb. 17 und 18 hervorgeht, dehnte sich in diesem Falle die Bruchfläche in zerklüfteter Form über nahezu fünf Gänge aus. Es ist daraus zu schließen, daß hier ein anderes Material vorliegt. Der unnormale Wert des ausgehaltenen Momentes bei der ungedrückten Schraube 79 (Zahlentafel 5, letzte Reihe) ist somit erklärlich.

b) Gerollte Rex-Schrauben. Festigkeit 76,5 kg/mm<sup>2</sup>  
(Zahlentafel 7 und 8, S. 41)

Bei den hohen Ausschlägen für die in Zahlentafel 7 verzeichneten Rex-Schrauben mußte die auf S. 18 angeführte Gegenmutter verwendet werden. Ihr Gebrauch erforderte die Angabe des Anzugsmomentes  $M_{anz II}$ . Das Moment der Hauptmutter ist mit  $M_{anz I}$  bezeichnet.

Wie man aus Zahlentafel 7 ersieht, wurden bei allen gedrückten Schrauben außer bei 93 erhebliche Erfolge erzielt. Der Mißerfolg bei Schraube 93 ist wohl daraus zu erklären, daß die Schraube 93 als letzte mit einem Druck von 30 kg zehnmal gedrückt war. Durch das vorherige viele Drücken hatte sich der auf S. 11 erwähnte Wulst an der Rollenkante gebildet. Dieser hatte verhindert, daß die Druckrolle im ungedrückten Zustand der Schraube im Gewindegrund anlag, der bei einem Druck von 30 kg somit ungenügend gedrückt worden ist. Als dann das nächste Schraubenpaar mit einem erhöhten Druck von 50 kg gedrückt wurde, zeigte sich sofort wieder die gewohnte Festigkeitssteigerung.

Auch bei den Schraubenpaaren 101/102 und 103/104 ist die Festigkeitserhöhung nicht so groß wie bei den übrigen (Zahlentafel 7). Man kann dies vielleicht mit der Tatsache in Verbindung bringen, daß bei ihnen der Dauerbruch zu Anfang der Gegenmutter und nicht, wie bei den übrigen Schrauben, zu Beginn der Hauptmutter erfolgte. Die Hauptmutter hatte in diesem Falle nur die Bedeutung einer Ringscheibe (S. 17).

Bei den Versuchen, die zu Zahlentafel 8 bis 10 gehören, wurde statt der Gegenmutterverbindung die auf S. 18 erklärte Gegenschraube benutzt. Der Einbau der neu geschnittenen Gegenschraubenmutter

brachte lediglich zu Anfang eine größere Reibung zwischen Muttergewinde und Schraubengewinde, so daß bei den Schrauben 109/110 und 111a/112a eine kleinere Vorspannung bei Verwendung derselben Anzugsmomente in die Schraube geleitet wurde. Das Anzugsmoment wurde während dieser ganzen Versuchsreihe ohne Festhalten der Zusatzmasse ausgeübt. Es betrug 300 cmkg.

Wiewohl bei den gerollten Schrauben von vornherin viel geringere Aussichten für die Steigerung der Dauerhaltbarkeit vorliegen als bei geschnittenen Schrauben, ist auch hier eine Festigkeitssteigerung durch das nachträgliche Oberflächendrücker des Kerbgrundes erhalten worden.

Abb. 18 zeigt den Dauerbruch der Schraube 112a. Man sieht einen zonenförmigen Verlauf des Bruches, der von einer Seite ausgehend durch die Schraube durchschreitet. Der helle, körnige Kern *a* an der einen Seite des Querschnitts ist der einzige Teil, der noch nicht von ihm erfaßt ist. Da er die Belastung der Schraubenvorspannung nicht mehr tragen konnte, dehnte sich die Schraube an dieser Stelle. Die Zusatzmasse schaltete beim Senken die Maschine ab. Der statische Zerreißversuch an der „Immerfertig“ ergab dann das helle, körnige Bruchgefüge.

Die helle, körnige Fläche *a* eines statischen Bruches ist auch in Abb. 17 gut zu erkennen. Es handelt sich dabei um die gemeinsam mit der Schraube 112a geprüfte Schraube 111a. Da der Ausschlag dieser Schrauben einen verhältnismäßig großen Wert erreichte, bestand auch bei der Schraube 111a die größere Wahrscheinlichkeit eines Dauerbruchansatzes. Tatsächlich zeigte sich dieser beim Zerreißen der ausgebauten Schraube als ein kleiner zackiger Rand *b* an der im übrigen körnigen Bruchfläche (Abb. 17).

c) Rex-Schrauben. Festigkeit 63,8 kg/mm<sup>2</sup>  
(Zahlentafel 9, S. 42)

Aus Zahlentafel 9 ersieht man, daß die mit 60 und 70 kg gedrückten Schrauben (151/152, 153/154, 155/156, 157/158), wenn auch keine so hohe, so doch eine einwandfrei feststellbare Haltbarkeitssteigerung aufweisen. Einerseits ist mit dem angewandten Druck die Höhe des günstigsten Druckes überschritten worden. Andererseits sind aber durch den hohen Druck auch größere Fehlstellen zugeedrückt. Eine Streuung der Ergebnisse, die sich bei den mit dem niedrigeren Druck von 50 kg gedrückten Schrauben durch diese Fehlstellen ergeben hat, kann deshalb nicht auftreten.

Schwierig war die Herstellung der richtigen Rollenformen für diese Meßreihe, da die Schrauben keinen abgerundeten, sondern einen trapezförmigen Gewindegrund aufwiesen.

d) Rex-Schrauben. Festigkeit 71,5 kg/mm<sup>2</sup>  
(Zahlentafel 10, S. 42)

Im Gegensatz zu den Schrauben unter c), die einen trapezförmigen Gewindegrund aufwiesen, hatten die Gewinde der Meßreihe Zahlentafel 10 eine normale, gut ausgerundete Form. Der einzige Mangel bei ihnen war das Vorhandensein kleiner Absätze (Fehlstellen) auf dem Gewindegrund. Trotzdem wurde auch bei den Schrauben 205/206 ein guter Erfolg erzielt.

### 3. Zahlentafeln der Ergebnisse für die 1/2"-Schrauben

In den Zahlentafeln 5 bis 10 sind die Ergebnisse der Untersuchungen an den 1/2"-Schrauben festgelegt. Die Reihenfolge entspricht der Reihenfolge der Versuchsdurchführung. Um die Übersicht zu erleichtern, wurden die Ergebnisse der gedrückten Schrauben in fetten Ziffern wiedergegeben.

Zu Zahlentafel 5:

Für ungedrückte Schrauben  $M_{d_0 \text{ mittel}} = 204$  cmkg.  
„ gedrückte „  $M_{d_0 \text{ mittel}} = 243$  „  
Festigkeitssteigerung: 19,1 %.

Zu Zahlentafel 6:

Für ungedrückte Schrauben  $M_{d_0 \text{ mittel}} = 242$  cmkg.  
„ gedrückte „  $M_{d_0 \text{ mittel}} = 273$  „  
Festigkeitssteigerung: 12,6 %.

Zu Zahlentafel 7:

Für ungedrückte Schrauben  $M_{d_0 \text{ mittel}} = 283$  cmkg.  
„ gedrückte „  $M_{d_0 \text{ mittel}} = 317$  „  
Festigkeitssteigerung: 12,0 %.

Zu Zahlentafel 8:

Für ungedrückte Schrauben  $M_{d_0 \text{ mittel}} = 306$  cmkg.  
„ gedrückte „  $M_{d_0 \text{ mittel}} = 348$  „  
Festigkeitssteigerung: 13,7 %.

Zu Zahlentafel 9:

Für ungedrückte Schrauben  $M_{d_0 \text{ mittel}} = 174$  cmkg.  
„ gedrückte „  $M_{d_0 \text{ mittel}} = 210$  „  
Festigkeitssteigerung: 20,7 %.

Zu Zahlentafel 10:

Für ungedrückte Schrauben  $M_{d_0 \text{ mittel}} = 268$  cmkg.  
„ gedrückte „  $M_{d_0 \text{ mittel}} = 315$  „  
Festigkeitssteigerung: 17,5 %.



Zahlentafel 5. V 10  $M_{\text{stat}} = 45,5$  cmkg. Gedrehte blanke Maschinenschrauben. Festigkeit: 91 kg/mm<sup>2</sup>

Nr.	Rollen- druck kg	$M_{\text{anz}}$ cmkg	$N$ Mill.	$m$	$\xi_{v_{\text{vorl}}}$	$\xi_{v_{\text{ende}}}$	$\xi_{v(\varrho=2 \cdot 10^6)}$ mm	$M_{d_0}$ cmkg	$\tau_{\text{max}}$ kg/cm <sup>2</sup>	
47; 48	10 × 50	600	0,286	1/4	31	34	0,32	207	<b>1055</b>	47: Bruch 48: Gesund
49; 50	10 × 50	600	1,680	3/4	32	35	0,34	220	<b>1120</b>	49: Bruch 50: Gesund
51; 52	ungedr.	600	0,267	1/4	25	33	0,27	174	888	51: Bruch 52: Gesund
57; 58	ungedr.	600	1,150	3/4	27	30	0,29	178	908	57: Bruch 58: Gesund
61; 62	10 × 50	600	0,466	1,0 <sup>1)</sup>	42	46	0,46	297	<b>1515</b>	61: Gesund 62: Gesund
65; 66	ungedr.	600	0,729	1/2	29	33	0,31	196	1000	65: Bruch 66: Bruch
67; 68	10 × 50	600	0,941	3/4	34	39	0,38	245	<b>1250</b>	67: Bruch 68: Gesund
71; 72	ungedr.	600	0,418	1/2	33	37	0,35	226	1150	71: Bruch 72: Bruch
77; 78	10 × 40	600	0,406	1/2	36	40	0,38	245	<b>1250</b>	77: Bruch 78: Gesund
79; 80	ungedr.	600	2,531	1,0	33	37	0,37	238	1215	79: Bruch 80: Gesund

Zahlentafel 6. V 12  $M_{\text{stat}} = 33$  cmkg. Gedrehte blanke Maschinenschrauben. Festigkeit: 91 kg/mm<sup>2</sup>

Nr.	Rollen- druck kg	$M_{\text{anz}}$ cmkg	$N$ Mill.	$m$	$\xi_{v_{\text{vorl}}}$	$\xi_{v_{\text{ende}}}$	$\xi_{v(\varrho=2 \cdot 10^6)}$ mm	$M_{d_0}$ cmkg	$\tau_{\text{max}}$ kg/cm <sup>2</sup>	
41; 42	ungedr.	550	1,184	3/4	71	78	0,76	262	1335	41: Gesund 42: Bruch
45; 46	10 × 50	500	0,739	1/2	53	65	0,60	212	<b>1080</b>	45: Bruch 46: Gesund
53; 54	10 × 60	500	1,137	3/4	40	78	0,76	262	<b>1335</b>	53: Gesund 54: Gesund
59; 60	ungedr.	600	1,532	3/4	55	62	0,60	212	1080	59: Bruch 60: Gesund
63; 64	10 × 50	600	0,252	1/4	68	78	0,61	215	<b>1095</b>	63: Bruch 64: Bruch
69; 70	10 × 50	600	1,632	3/4	78	88	0,86	305	<b>1555</b>	69: Bruch 70: Bruch
73; 74	ungedr.	600	2,123	1,0	68	73	0,73	253	1290	73: Bruch 74: Gesund
81; 82	10 × 50	600	0,538	1,0	85	95	0,95	336	<b>1715</b>	81: Gesund 82: Gesund
105; 106	10 × 50	550	0,04	1/4	85	90	0,87	308	<b>1570</b>	105: Bruch 106: Bruch

<sup>1)</sup>  $m = 1,0$ , da beide Schrauben gesund.

Nr.	Rollen- druck kg	$M_{\text{anz I}}$ cmkg	$M_{\text{anz II}}$ cmkg	N Mill.	m	$\xi_{v, \text{vorl}}$	$\xi_{v, \text{ende}}$	$\xi_{v(\rho) = 2 \cdot 10^6}$ mm	$M_{d_0}$ cmkg	$\tau_{\text{max}}$ kg/cm <sup>2</sup>	Bruch
83;	ungedr.	600	1000	0,932	1/2	80	86	0,83	293	1495	83: Bruch
85;	10 × 30	550	1000	0,047	1/4	89	100	0,92	325	1658	85: Bruch
87;	ungedr.	550	1000	0,632	1/2	73	80	0,77	271	1383	87: Bruch
89;	10 × 30	550	1000	0,143	1/4	90	100	0,93	328	1673	89: Bruch
91;	ungedr.	550	1000	0,532	1/2	74	84	0,79	279	1423	91: Bruch
93;	10 × 30	550	1000	1,656	3/4	74	78	0,77	272	1388	93: Bruch
95;	ungedr.	550	1000	0,393	1/2	78	84	0,81	285	1455	95: Bruch
97;	10 × 50	550	1000	0,284	1/4	108	120	1,11	391	1995	97: Bruch
99;	ungedr.	550	1000	2,054	1,0	78	81	0,81	285	1455	99: Bruch
101;	10 × 50	550	1000	0,913	1/2	80	90	0,85	300	1530	101: Bruch
103;	10 × 50	550	1000	0,325	1/2	75	89	0,82	290	1480	103: Bruch
107;	10 × 50	550	900	1,160	3/4	80	91	0,88	311	1587	107: Bruch
111;	ungedr.	550	1000	1,42	3/4	76	82	0,81	285	1455	111: Bruch
84:	Gesund										84: Gesund
86:	Gesund										86: Gesund
88:	Gesund										88: Gesund
90:	Gesund										90: Gesund
92:	Gesund										92: Gesund
94:	Gesund										94: Gesund
96:	Gesund										96: Gesund
98:	Gesund										98: Gesund
100:	Gesund										100: Gesund
102:	Gesund										102: Gesund
104:	Gesund										104: Gesund
108:	Gesund										108: Gesund
112:	Gesund										112: Gesund

Zahlentafel 8. V 12  $M_{\text{stat}} = 45,5$  cmkg. Gerollte Rex-Schrauben. Festigkeit: 70,5 kg/mm<sup>2</sup> (mit Gegenschraube gesichert)

Nr.	Rollen- druck kg	$M_{\text{anz I}}$ cmkg	$M_{\text{anz II}}$ cmkg	N Mill.	m	$\xi_{v, \text{vorl}}$	$\xi_{v, \text{ende}}$	$\xi_{v(\rho) = 2 \cdot 10^6}$ mm	$M_{d_0}$ cmkg	$\tau_{\text{max}}$ kg/cm <sup>2</sup>	Bruch
109;	10 × 50	300	150	1,01	3/4	98	108	1,06	376	1918	109: Bruch
111a;	ungedr.	300	150	1,26	3/4	86	94	0,92	325	1658	111a: Bruch
115;	10 × 50	300	150	2,03	1,0	86	95	0,96	336	1715	115: Bruch
113;	ungedr.	300	150	1,34	3/4	80	88	0,86	305	1556	113: Bruch
119;	10 × 30	300	150	0,75	1/2	92	101	0,97	353	1801	119: (Gesund)
117;	ungedr.	300	150	1,30	3/4	78	90	0,87	308	1572	117: Bruch
123;	10 × 50	300	150	0,77	1/2	88	98	0,93	329	1678	123: Gesund
121;	ungedr.	300	150	0,463	1/2	76	84	0,81	287	1465	121: Bruch
110:	Gesund										110: Gesund
112a:	Gesund										112a: Gesund
116:	Gesund										116: Gesund
114:	Gesund										114: Gesund
120:	Gesund										120: Gesund
118:	Gesund										118: Gesund
124:	Gesund										124: Gesund
122:	Gesund										122: Gesund



Es bedeuten in den Zahlentafeln:

- $M_{\text{anz I}}$  = Anzugsmoment der Hauptmutter,
- $M_{\text{anz II}}$  = Anzugsmoment der Gegenmutter bzw. Gegenschraube,
- $N$  = die in der letzten Stufe erreichte Schwingungszahl,
- $m$  = Umrechnungsfaktor (S. 34),
- $\xi_{v \text{ vorl}}$  = Ausschlag der vorletzten Stufe,
- $\xi_{v \text{ ende}}$  = Ausschlag der letzten Stufe,
- $\xi_{v (q=2 \cdot 10^6)}$  = reduzierter Ausschlag des Ablese Dreiecks,
- $M_{a0}$  = das zu  $\xi_v$  gehörige dynamische Moment,
- $\tau_{\text{max}}$  = die vom Schraubenmaterial ausgehaltene reduzierte größte Schubspannung (Gewindegrund), die nach Gleichung (5) (S. 26) berechnet ist.

## F. Versuche an $\frac{5}{8}$ "-Whitworth-Schrauben

### 1. Versuchsdurchführung

Für jede der vier Arten  $\frac{5}{8}$ "-Schrauben wurde wie bei den  $\frac{1}{2}$ "-Schrauben vor Beginn der jeweiligen Versuchsreihe der Ausschlag festgestellt, für den eine Drehwechselbeanspruchung des Gewindes nach  $q = 2 \cdot 10^6$  Schwingungen gerade zum Bruch führt. Ähnlich wie vorher erfolgte sodann nach Beendigung jeder Stufe eine 10%ige Erhöhung des Ausschlags. Die Höhe der Ausschlagsstufen wurde nacheinander durch Einbau zweier verschiedener Exzenter (S. 13) und durch Verstellen des Bremslöffels ( $d$  in Abb. 4) eingestellt. Bei den zweiteiligen Probestäben (Abb. 14) wurden Kurbeln mit der Exzentrizität von 2 und 4 mm und bei den durchgehenden Probestäben (Abb. 13) Kurbeln von 4 und 8 mm verwendet.

Um die Dämpfungsfähigkeit der einzelnen gleichsortigen Stäbe besser vergleichen zu können, wurde zur weiteren Kontrolle eine Ausschlagsstufe stets mit der gleichen Kurbel ohne Bremslöffel gefahren. Wenn bei den einzelnen Stäben die zu den Versuchen ohne Bremslöffel gehörigen Ausschläge annähernd gleich waren, so war das ein weiterer Beweis dafür, daß der Werkstoff der einzelnen Stäbe genügend gleichmäßig war und die Versuchsergebnisse deshalb unbedenklich miteinander verglichen werden können.

Ein Zeichen für die Dämpfung bzw. innere Reibung des Materials war die bei größeren Ausschlägen auftretende stärkere Erwärmung. Wird diese bei höheren Temperaturen nicht genügend durch einen Ventilator abgeleitet, so steigt die Dämpfung des Materials infolge der Temperaturerhöhung noch weiter an. Man erhält dann größere Abweichungen gegenüber den Versuchsergebnissen bei Raumtemperatur. Das durch diese Erscheinung hervorgerufene Absinken des Ausschlags zeigte sich deutlich bei den hohen Stufen der Stäbe mit geschliffenem Gewinde. Durch Verwenden eines Ventilators wird die Temperaturerhöhung etwa auf ein Drittel des Wertes erniedrigt, der ohne Ventilator erhalten wird.

Die Dauerbruchansätze lassen sich meist schon mit bloßem Auge oder mit der Lupe als zackige Risse im Kerbgrund erkennen. Durch einen fortgeschrittenen Dauerbruch wird das Kugellager infolge der Dehnung des Gewindes gelockert.

## 2. Ergebnisse

### a) Stahl 60.11. Durchgehender Probestab (Zahlentafel 11, S. 51)

Es wurde im Handel eine 5-m-Stange Rundeisen von 60 kg/mm<sup>2</sup> Festigkeit gekauft und zu Probestäben mit  $\frac{5}{8}$ "-Schraubengewinde verarbeitet. Die Festigkeit des Werkstoffs wurde durch Zerreißversuch nachgeprüft und den Angaben der Lieferfirma entsprechend gefunden.

Die Anordnung der Schraube im Probestab ist auf S. 29 beschrieben. Das Anzugsmoment der Hauptsechskantmutter betrug  $M_{\text{anz}} = 300$  cmkg. Die Gegenmutter wurde nur leicht angezogen.

Nach einem Vorversuch mit Stab Nr. 1233, der mit einem  $\frac{3}{4}$ "-Gewinde versehen war, wurde mit Stab Nr. 1234 das erste  $\frac{5}{8}$ "-Gewinde auf der Verdrehungsmaschine V 7 geprüft. Durch statische Eichung wurde vor der eigentlichen Untersuchung festgestellt, welche Verdrehungsmomente und welche Spannungen den verschiedenen Ausschlagsstufen zugeordnet waren.

Zur Erregung diente eine 2-mm-Kurbel. Durch Bremslöffel wurde der Ausschlag zu Beginn auf den Wert  $\xi_v = 55$  eingestellt, dem eine auf den Kernquerschnitt bezogene Spannung von 852 kg/cm<sup>2</sup> entsprach. Der Ausschlag erhöhte sich selbst nach 300000 Schwingungen auf  $\xi_v = 60$ , welcher Wert bis zur Beendigung der Stufe annähernd konstant blieb. Die anfängliche Änderung erklärt sich aus einer Änderung der Dämpfung bzw. aus einem leichten Nachgeben der Schraubenverspannung in den ersten Gängen der Vierkantmutter. Die nächste Ausschlagsstufe von  $\xi_v = 69$ , die sich von 2,03 bis 4,0 Millionen Schwingungen erstreckte, verlief ohne Störung. In der dritten Ausschlagsstufe ( $\xi_v = 79$ ) trat der Dauerbruch im ersten Gang der Hauptsechskantmutter auf. Bei der Schwingungszahl 4,5 Millionen wurde der Stab ausgebaut und zerrissen. Er erreichte nach Umrechnung (S. 34) eine Ausschlagshhe von  $\xi_v = 74$ , der nach Abb. 15 ein Moment von 475 cmkg und eine größte Schubspannung von 1123 kg/cm<sup>2</sup> zugeordnet sind.

Als nächste wurde auf der V 7 die Schraube 1235 untersucht. Nach einwandfreiem Befund unter dem Meßmikroskop wurde sie zweimal mit 40 kg (2  $\times$  40 kg) unter Verwendung der genauen von der Firma Lindner gelieferten Rollen mit einem Flankenwinkel von 48<sup>o</sup> gedrückt. Da sich unter dem Mikroskop hiernach keinerlei Veränderungen zeigten, wurde der Druck unter dauerndem Beobachten des Grundes schließlich bis auf 80 kg erhöht. Der Grund hatte bei diesem Rollendruck eine Vertiefung von 0,06 mm erfahren und das Material war — aus der Verstärkung des äußeren Durchmessers des Gewindes um 0,03 mm zu schließen — in die Flanken gedrängt worden.

Der Stab wurde dann mit einem Anzugsmoment von 310 cmkg eingebaut und durch Schwingungen unter Verwendung einer 2-mm-Erregerkurbel beansprucht. Nach der ersten Stufe  $\xi_v = 72$  und der zweiten  $\xi_v = 85$  erfolgte für die Stufen  $\xi_v = 93$  und  $\xi_v = 108$  die Erregung durch eine 4-mm-Kurbel unter Verwendung der Wasserbremse. Der Ausschlag  $\xi_v = 120$  wurde dadurch erhalten, daß der Bremslöffel ganz weggelassen wurde. In dieser Stufe wurde die gesamte dem schwingenden System durch die 4-mm-Kurbel zugeführte Energie als Dämpfungsarbeit im Stab in Wärme umgesetzt. Die Übertemperatur des Stabes war dabei, wenn kein Ventilator zum Kühlen verwendet wurde,  $60^\circ$ . Nachdem der Stab auch in dieser Stufe nicht gebrochen war, wurde eine 8-mm-Kurbel verwendet und der Ausschlag auf  $\xi_v = 132$  erhöht. Die Erwärmung erhöhte sich in der letzten Stufe auf etwa  $100^\circ\text{C}$  Übertemperatur. Durch Einschalten des Ventilators sank sie auf  $40^\circ$ .

Nach einer Million Schwingungen trat in der Stufe  $\xi_v = 132$  der Dauerbruch auf. Der Endausschlag berechnet sich also nach S. 34 auf  $\xi_v (\varrho = 2 \cdot 10^6) = 129$  und entspricht einem Moment von 760 cmkg sowie einer größten Spannung (bezogen auf den Kernquerschnitt) von  $1796\text{ kg/cm}^2$ . Dies ergibt gegenüber dem Stab 1234 (ungedrücktes Gewinde) eine Festigkeitssteigerung von annähernd 60%.

Fünf weitere durchgehende Probestäbe des Materials St.60.11 wurden auf der Verdrehungsmaschine V 6 untersucht. Es handelt sich um die Gewinde Nr. 1236, 1237, 1238, 1239 und 1240.

Der Stab Nr. 1236 war ungedrückt, das Anzugsmoment der Hauptmutter betrug 300 cmkg und die eingebauten Kugellager waren 2 Stunden bei einem  $M_{\text{anz}}$  von 500 cmkg umgelaufen. Der Stab brach nach Durchlaufen der Stufen  $\xi_v = 64$  und  $\xi_v = 78$  bei einem Ausschlag von  $\xi_v = 85$ . Er erhielt in dieser Stufe etwa 200000 Verdrehungen. Somit beträgt der umgerechnete Endausschlag  $\xi_v (\varrho = 2 \cdot 10^6) = 80$ , das zugehörige Moment 510 cmkg und die zugehörige Spannung  $1206\text{ kg/cm}^2$ . Der Dauerbruch verlief im ersten Gang der Sechskantmutter.

Der Stab Nr. 1237 (Zahlentafel 11) zeigte nach dem Drücken von  $10 \times 80\text{ kg}$  eine Vertiefung des Grundes um  $0,05\text{ mm}$ . Der Ausschlag durchlief die Stufen  $\xi_v = 86, 93, 103, 116, 130$  und  $140$ . Die Stufe  $\xi_v = 93$  wurde durch eine 2-mm-Kurbel ohne Bremse, die Stufe  $\xi_v = 116$  durch eine 4-mm-Kurbel ohne Bremse und die Stufe  $\xi_v = 140$  durch eine 8-mm-Kurbel ohne Bremse erzeugt. Die Ausschlagswerte ohne Bremse zeigen, daß sich die Untersuchung mit guter Annäherung mit der auf der V 7 vergleichen läßt. Dort wurde bei Stab 1235 durch die 4-mm-Kurbel ohne Bremse ein Ausschlag von  $\xi_v = 120$  erreicht.

Die Übertemperatur steigerte sich bei Stab 1237 von  $35^\circ\text{C}$  ohne Ventilator in der Stufe  $\xi_v = 116$  auf annähernd  $100^\circ\text{C}$  mit Ventilator in der Stufe  $\xi_v = 140$ . In dieser Stufe trat nach 500000 Schwingungen

der Dauerbruch auf. Der Endausschlag beträgt somit  $\xi_{v(\varrho = 2 \cdot 10^6)} = 135$ , das Moment 790 cmkg, die größte Spannung 1867 kg/cm<sup>2</sup>. Der Bruch geht aus vom Rande der Sechskantmutter und verläuft dann unter 45° bis zur Einspannmutter. Die Festigkeitssteigerung bei Stab 1237 gegenüber Stab 1236 beträgt etwa 50 %.

Nr. 1238 und 1240 waren ungedrückte Schrauben. Nr. 1238 ging in der zweiten Stufe mit einem Ausschlag  $\xi_r = 88$  nach einer Verdrehungszahl von 1,5 Millionen entzwei. Stab 1240 brach in der ersten Stufe von  $\xi_v = 90$ , hielt aber nur eine Schwingungszahl von 700 000 durch. Für beide errechnet sich also ein Endausschlag von  $\xi_{v(\varrho = 2 \cdot 10^6)} = 86$ , dem wiederum ein Moment von 540 cmkg und eine Spannung von 1276 kg/cm<sup>2</sup> entspricht. Die leichte Erhöhung gegenüber den Stäben 1234 und 1236 kann vielleicht dadurch erklärt werden, daß das Kugellager nicht erneuert war. Es waren deshalb Dellen im Kugellager vorhanden, die einen kleinen Teil des übertragenen Momentes aufgenommen haben.

#### b) Stahl 60.11. Zweiteiliger Probestab (Zahlentafel 12 und 13, S. 51)

Die auf S. 29 erwähnte Anordnung des zweiteiligen Probestabes wurde nur für das Material St. 60.11 benutzt. Da bei dieser Anordnung infolge der Verspannung in der Sechskantgegenmutter leicht zusätzliche Kräfte störend einwirken können, wurden zur Erlangung eines einwandfreien Durchschnittsergebnisses im ganzen 28 Versuche vorgenommen, nämlich 4 auf der V 7, 9 auf der V 6 und 15 auf der V 4. Das Anzugsmoment der Sechskantgegenmutter betrug in allen Fällen 420 cmkg.

Die Versuche auf der V 7 begannen mit dem Gewindestück Nr. 1. Der Dauerbruch trat schon in der ersten Stufe  $\xi_v = 75$  nach einer Million Schwingungen zu Beginn der Sechskantmutter auf. Der Endausschlag beträgt umgerechnet  $\xi_{v(\varrho = 2 \cdot 10^6)} = 73$ .

Gewinde Nr. 2 wurde mit 10 × 80 kg unter Verwendung der 48°-Rollen der Firma Lindner gedrückt. Die Vertiefung des Grundes infolge des Drückens betrug ähnlich wie bei den durchgehenden Stäben 0,05 mm. Der Stab gelangte über die Stufen  $\xi_v = 75, 88, 96$  und 106 zu einem Ausschlag von  $\xi_v = 114$ , bei dem er nach 700 000 Verdrehungen zerbrach. Er lief in der Stufe 114 ohne Bremse mit 4-mm-Kurbel, sein umgerechneter Endausschlag beträgt  $\xi_{v(\varrho = 2 \cdot 10^6)} = 110$ .

Neben diesem Bruch hatte auch in dem Gewinde der Hilfsschraube ein Dauerbruch angesetzt. Damit war festgestellt, daß diese für die großen Ausschläge nicht mehr genügte. Es wurde deshalb bei den weiteren Versuchen dieser Art eine Hilfsschraube mit  $\frac{3}{4}$ ''-Gewinde verwendet.



Nochmals mußte eine Änderung vorgenommen werden, als nach Prüfung des Gewindes Nr. 3, das in der ersten Stufe bei  $\xi_v = 75$  gebrochen war, bei der Untersuchung von Nr. 4 ein Biegespannungsbruch von  $45^0$  festgestellt wurde. Nach Kontrolle der Sechskantmutter zeigte sich, daß die Achsen des  $5/8''$ - und des  $3/4''$ -Gewindes gegeneinander geneigt waren. Die Gegenschraubenmuttern wurden deshalb erneuert, die weiteren Untersuchungen mit ihnen aber nur noch auf der V 6 und V 4 nebeneinander durchgeführt.

Die Ergebnisse auf der V 6 gehen aus Zahlentafel 12 hervor. Die Brüche traten sämtlich entweder zu Beginn der Sechskant- oder der Vierkantmuttern auf. Nur in einem Falle bei Gewinde Nr. 6 zeigte sich der Bruch mitten unter dem Kugellager.

Bei den Versuchen auf der V 4 (Zahlentafel 13) wurde im Gegensatz zu denen auf der V 6 und V 7 die Erregung auf der Gewindeseite des Probestabes eingeleitet. Auf das Gesamtergebnis scheint aber diese Änderung der Versuchsordnung keinen Einfluß gehabt zu haben. Der größte Teil der Dauerbrüche setzte zu Beginn der Sechskantmutter an.

Bei den Gewinden Nr. 26 und Nr. 8 trat trotz der geringeren Drücke von 60 bzw. 70 kg eine merkliche Festigkeitserhöhung auf. Die Vertiefung des Grundes durch das Drücken betrug bei ihnen nur 0,02 bzw. 0,03 mm. Der größere Druck von 100 kg bei Stab Nr. 27 brachte einen geringeren Erfolg. Der Grund wurde durch diesen Rollendruck nahezu 0,1 mm vertieft.

c) Maschinengußstahl. Festigkeit 90 kg/mm<sup>2</sup>  
(Zahlentafel 14, S. 52)

Bei den Maschinengußstahlstäben mit geschliffenem Gewinde wurden mit einer Ausnahme günstige Ergebnisse erzielt (Zahlentafel 14). Der anfängliche einzige Versager bei Nr. 1215 ist einmal durch den ungenügenden Rollendruck zu erklären. Eine weitere Ursache war die Verspannung des Stabendes, die bei dem Stab 1215 einen Biegebruch hervorgerufen hat.

Bei den gedrückten Maschinengußstahlschrauben trat oft ein starkes Schwanken bis zu 5% auf. Dies hat seine Ursache in einer Änderung der Dämpfungsfähigkeit des Materials in diesem Gebiet. Bei Stab Nr. 1219 stieg z. B. der Ausschlag in der dritten Stufe von  $\xi_v = 129$  auf  $\xi_v = 135$ , bei Stab Nr. 1221 in der letzten Stufe von  $\xi_v = 135$  auf  $\xi_v = 140$  und bei Stab Nr. 1222 in der ersten Stufe von  $\xi_v = 112$  auf  $\xi_v = 117$ , in der zweiten von  $\xi_v = 130$  auf  $\xi_v = 140$ .

Im Gegensatz zu diesen Ausschlagssteigerungen fiel in der letzten Stufe des Stabes Nr. 1222 der Ausschlag von  $\xi_v = 150$  auf  $\xi_v = 140$  ab. Da er durch Regelung nicht wieder zu steigern war, wurde ein

Dauerbruchansatz angenommen. Beim statischen Zerreißen stellte sich jedoch die völlige Unversehrtheit des Stabes heraus.

Die Abb. 19 und 20 zeigen Brüche der Maschinengußstahlschrauben 1219 bzw. 1221. Der Bruch von 1221 (Abb. 20) trat in der Ausschlagsstufe 140 auf. Nach dem besonders zackigen Bruchaussehen zu urteilen, begann der Dauerbruch an der im Bild mit *a* bezeichneten Stelle. Es war dies der Grund des ersten Gewindenganges, der sich unter der Einspannmutter befand. Die Fortsetzung des Bruches, der bis zum 6. Gang unter der Einspannmutter reichte, zeigt den für harte Materialentypischen Dauerbruch. Lediglich der im Bild mit *b* bezeichnete sehr grobkörnige und helle Kern blieb von ihm verschont.

Bei Stab Nr. 1219 (Abbildung 19) geht der Bruch von der tiefsten Stelle des Gewindegrundes und nicht von einer Scheuerstelle der Flanke aus. Der Minimalausschalter hatte dafür gesorgt, daß die Maschine bei ganz geringem Rückgang des Ausschlages des Stabes abgeschaltet wurde. Beim statischen Zerreißen wurde der Dauerbruchansatz *a* freigelegt.

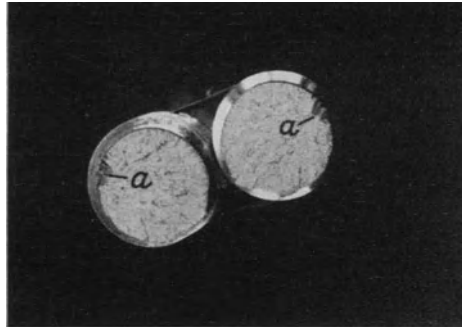


Abb. 19.  
Dauerbruch des Gewindeprobestabes 1219.  
*a* Dauerbruchansatz

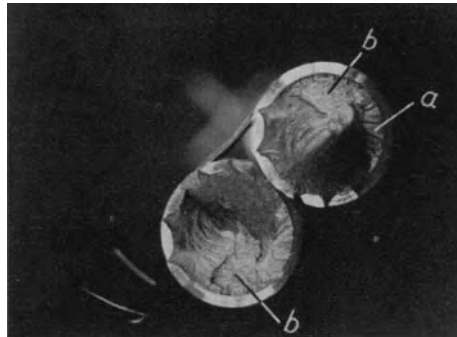


Abb. 20.  
Dauerbruch des Gewindeprobestabes 1221.  
*a* Dauerbruchansatz, *b* Statischer Restbruch

d) St. 70.11. (Zahlentafel 15, S. 52)

In der letzten Versuchsreihe wurde die Prüfung der durchgehenden Probestäbe aus St. 70.11 mit geschliffenem Gewinde vorgenommen. Entgegen den Erwartungen zeigte sich bei ihnen im Vergleich zu den Maschinengußstahlschrauben trotz viel geringerer statischer Festigkeit eine ziemlich hohe dynamische Festigkeit. Während die ungedrückten

Stäbe mit  $90 \text{ kg/mm}^2$  Festigkeit bei einem Ausschlag von ungefähr  $\xi_v = 100$  brachen, war der zum Bruch führende Ausschlag bei den Stäben mit  $70 \text{ kg/mm}^2$  Festigkeit nahezu  $\xi_v = 120$ . Diese Tatsache kann durch die große Dämpfungsfähigkeit und Zähigkeit des Materials erklärt werden.

Trotz dieser von vornherein hohen Festigkeit konnte noch eine starke Erhöhung des Verdrehungsausschlages durch das zehnmahlige Drücken mit  $90 \text{ kg}$  ( $10 \times 90 \text{ kg}$ ) erzielt werden.

### 3. Zahlentafeln

Die in den Zahlentafeln 11 bis 15 zahlenmäßig festgelegten Ergebnisse sind, soweit Besonderheiten auftraten, unter F. 2. (S. 45) näher erläutert. Die Bedeutung der einzelnen Spaltenbezeichnungen geht aus S. 43 hervor.

Zu Zahlentafel 11:

Für ungedrückte Schrauben  $M_{d_0 \text{ mittel}} = 541 \text{ cmkg}$ ,  
 „ gedrückte „  $M_{d_0 \text{ mittel}} = 760$  „  
 Festigkeitssteigerung:  $40,5\%$ .

Zu Zahlentafel 12:

Für ungedrückte Schrauben  $M_{d_0 \text{ mittel}} = 686 \text{ cmkg}$ ,  
 „ gedrückte „  $M_{d_0 \text{ mittel}} = 817$  „  
 Festigkeitssteigerung:  $19,1\%$ .

Zu Zahlentafel 13:

Für ungedrückte Schrauben  $M_{d_0 \text{ mittel}} = 666 \text{ cmkg}$ ,  
 „ gedrückte „  $M_{d_0 \text{ mittel}} = 804$  „  
 Festigkeitssteigerung:  $20,7\%$ .

Zu Zahlentafel 14:

Für ungedrückte Schrauben  $M_{d_0 \text{ mittel}} = 646 \text{ cmkg}$ ,  
 „ gedrückte „  $M_{d_0 \text{ mittel}} = 803$  „  
 (ohne Berücksichtigung der Schraube 2, da Biegespannung),  
 Festigkeitssteigerung:  $25\%$ .

Zu Zahlentafel 15:

Für ungedrückte Schrauben  $M_{d_0 \text{ mittel}} = 729 \text{ cmkg}$ ,  
 „ gedrückte „  $M_{d_0 \text{ mittel}} = 924$  „  
 Festigkeitssteigerung:  $26,8\%$ .

Zahlentafel 11. Durchgehender Probestab St. 60.11 (gedrehtes Gewinde)

Nr.	Rollen- druck kg	$M_{anz}$ cmkg	$N$ Mill.	$m$	$\xi_{v_{vorl}}$	$\xi_{v_{ende}}$	$\xi_{v(\rho=2 \cdot 10^6)}$	$M_{d_0}$ cmkg	$\tau_{max}$ kg/cm <sup>2</sup>
1234	ungedr.	308	0,49	1/2	69	79	74	475	1123
1235	4×80	310	1,05	3/4	120	132	129	760	<b>1796</b>
1236	ungedr.	300	0,136	1/4	78	85	80	510	1206
1237	10×80	300	0,52	1/2	130	140	135	790	<b>1867</b>
1238	ungedr.	400	1,53	3/4	49	88	86	540	1276
1239	10×90	400	1,46	3/4	112	126	123	730	<b>1725</b>
1240	ungedr.	400	0,73	1/2	82	90	86	540	1276

Zahlentafel 12. Zweiteiliger Probestab St. 60.11 (gedrehtes Gewinde)

Nr.	Rollen- druck kg	$M_{anz}$ cmkg	$N$ Mill.	$m$	$\xi_{v_{vorl}}$	$\xi_{v_{ende}}$	$\xi_{v(\rho=2 \cdot 10^6)}$	$M_{d_0}$ cmkg	$\tau_{max}$ kg/cm <sup>2</sup>
1	ungedr.	420	1,01	3/4	68	75	73	710	1678
2	10×80	420	0,72	1/2	106	114	110	975	<b>2310</b>
3	ungedr.	420	0,91	1/2	68	75	73	710	1678
4	10×80	400	2,01	1,0	70	78	78	750	<b>1773</b>
6	ungedr.	420	0,55	1/2	70	80	75	725	1714
9	10×80	420	0,51	1/2	89	97	93	860	<b>2034</b>
10	ungedr.	420	0,99	1/2	65	72	69	675	1595
13	10×80	420	2,04	1,0	82	91	91	845	<b>1998</b>
14	ungedr.	420	1,20	3/4	65	73	69	675	1595
17	10×80	420	0,03	1/4	70	77	72	700	<b>1655</b>
19	ungedr.	420	0,91	1/2	63	69	66	650	1537
20	10×70	420	0,42	1/2	77	85	81	770	<b>1820</b>
22	ungedr.	420	0,72	1/2	64	70	67	660	1560

Zahlentafel 13. Zweiteiliger Probestab St. 60.11 (gedrehtes Gewinde)

Nr.	Rollen- druck kg	$M_{anz}$ cmkg	$N$ Mill.	$m$	$\xi_{v_{vorl}}$	$\xi_{v_{ende}}$	$\xi_{v(\rho=2 \cdot 10^6)}$	$M_{d_0}$ cmkg	$\tau_{max}$ kg/cm <sup>2</sup>
5	10×80	420	0,59	1/2	88	99	94	865	<b>2045</b>
7	ungedr.	420	0,61	1/2	77	74	71	690	1631
8	10×70	420	0,93	1/2	67	85	81	770	<b>1820</b>
11	ungedr.	420	0,84	1/2	60	66	63	625	1478
12	ungedr.	420	0,61	1/2	62	69	66	650	<b>1536</b>
15	10×80	420	1,23	3/4	81	90	88	825	<b>1950</b>
16	ungedr.	420	1,88	3/4	60	66	64	635	1502
18	10×80	420	1,78	3/4	78	86	84	790	<b>1868</b>
21	ungedr.	420	0,91	1/2	69	75	72	700	1655
23	10×80	420	0,70	1/2	82	90	86	805	<b>1903</b>
24	10×80	420	1,10	3/4	87	93	90	840	<b>1986</b>
25	ungedr.	420	0,22	1/4	70	75	71	690	1631
26	10×60	420	0,21	1/4	80	88	82	775	<b>1832</b>
27	10×100	420	2,36	1,0	72	80	80	760	<b>1796</b>
28	ungedr.	420	1,55	3/4	64	70	68	670	1584

Zahlentafel 14. Maschinengußstahl 90 kg/mm<sup>2</sup> (geschliffenes Gewinde)

Nr.	Rollen- druck kg	$M_{anz}$ cmkg	$N$ Mill.	$m$	$\xi v_{vorl}$	$\xi v_{ende}$	$\xi v_{(\varrho=2 \cdot 10^6)}$	$M_{d_0}$ cmkg	$\tau_{max}$ kg/cm <sup>2</sup>
1214	ungedr.	400	1,19	$\frac{3}{4}$	90	100	96	635	1502
1215	10 × 80	400	1,76	$\frac{3}{4}$	90	98	95	630	<b>1490</b>
1216	ungedr.	400	1,39	$\frac{3}{4}$	92	102	98	645	1525
1217	10 × 90	400	1,78	$\frac{3}{4}$	116	130	127	800	<b>1891</b>
1218	ungedr.	400	1,20	$\frac{3}{4}$	90	100	97	640	1513
1219	10 × 90	400	0,11	$\frac{1}{4}$	135	147	138	850	<b>2010</b>
1220	ungedr.	400	1,8	$\frac{3}{4}$	93	103	100	665	1572
1221	10 × 90	400	1,68	$\frac{3}{4}$	123	140	135	840	<b>1986</b>
1222	10 × 90	400	2,0	1,0	140	147	147	895	2117

Zahlentafel 15. St. 70.11 (geschliffenes Gewinde)

Nr.	Rollen- druck kg	$M_{anz}$ cmkg	$N$ Mill.	$m$	$\xi v_{vorl}$	$\xi v_{ende}$	$\xi v_{(\varrho=2 \cdot 10^6)}$	$M_{d_0}$ cmkg	$\tau_{max}$ kg/cm <sup>2</sup>
1225	10 × 90	400	1,10	$\frac{3}{4}$	140	156	152	920	<b>2170</b>
1226	ungedr.	400	1,59	$\frac{3}{4}$	93	102	99	660	1560
1227	10 × 90	400	0,01	$\frac{1}{4}$	150	163	153	925	<b>2188</b>
1228	ungedr.	400	1,36	$\frac{3}{4}$	110	120	117	755	1785
1229	ungedr.	400	0,94	$\frac{1}{2}$	110	120	115	745	1762
1230	10 × 90	400	2,31	1,0	144	168	168	975	<b>2305</b>
1231	ungedr.	400	0,71	$\frac{1}{2}$	112	122	117	755	1785
1232	10 × 90	400	0,07	$\frac{1}{4}$	148	168	153	925	2188

## G. Zusammenfassung

Aus den Versuchen geht hervor, daß man durch Drücken des Kerbgrundes die Dauerhaltbarkeit von Gewinden erheblich steigern kann, wenn man den Rollendruck so groß wählt, daß der gesamte Kerbgrund gedrückt wird. Bei den vorliegenden Versuchen hat sich ergeben, daß man zweckmäßig den Rollendruck bei einer  $1/2''$ - bis  $5/8''$ -Schraube so groß wählen soll, daß der geringste Durchmesser im Gewinde durch das Drücken um zweimal 0,03 bis zweimal 0,05 mm abnimmt.

Die Versuche an gerollten Schrauben haben ergeben, daß man selbst in diesem Falle, wo das gesamte Gewinde schon durch den Rollvorgang gedrückt ist, immer noch eine Steigerung um etwa 10 % in der Dauerhaltbarkeit erhalten kann, wenn man nachträglich den Kerbgrund nochmals mittels Druckrolle verdichtet.

Bei den geschnittenen Schrauben kommt es sehr darauf an, daß das Gewinde in seiner Form genau hergestellt wird, damit die Druckrolle den gesamten Kerbgrund erfassen kann. Bei den geschnittenen Schraubengewinden wurde durch das Drücken im allgemeinen eine Steigerung der Dauerhaltbarkeit um 12 bis 20 % festgestellt. Für die geschnittenen Schrauben aus Stahl St. 60.11 wurde sogar für eine Versuchsreihe im Durchschnitt eine Festigkeitssteigerung von 40 % erhalten.

Bei den geschliffenen Schrauben, die besonders genau hergestellt werden konnten, betrug die Steigerung der Dauerhaltbarkeit etwa 25 bis 27 %, wenn man die Mittelwerte einer größeren Versuchsreihe miteinander vergleicht.

Für jede Werkstoffsorte muß der günstigste Rollendruck ermittelt werden. Der günstigste Flankenwinkel der Rollen, die zum Drücken der verschiedenen Gewinde verwendet werden, soll im allgemeinen etwa  $5^\circ$  kleiner sein, als der Flankenwinkel des Gewindes.

Die zum Drücken verwendeten Rollen müssen sehr genau hergestellt werden und aus sehr hartem Stahl bestehen, damit sie sich während des Drückvorganges nicht selbst verformen. Es ist deshalb zweckmäßig, die Rollen im letzten Arbeitsgang zu schleifen.

## Schrifttum

- [1] Lehmann, R.: Die Dauerschlagfestigkeit der Schraubenverbindung in Abhängigkeit von den Gewindetoleranzen. Dissertation Dresden 1931.
- [2] Isemer, H.: Die Steigerung der Schwingungsfestigkeit von Gewinden durch Oberflächendrücken. Mitt. des Wöhler-Instituts, Braunschweig 1931.
- [3] Staedel, W.: Dauerfestigkeit von Schrauben. Ihre Beeinflussung durch Form, Herstellung und Werkstoff. Dissertation Darmstadt 1932.
- [4] Föppl-Becker-v. Heydekampf: Die Dauerprüfung der Werkstoffe. Berlin, Jul. Springer, 1929.
- [5] Debus, F.: Vorspannung und Dauerhaltbarkeit von Schraubenverbindungen. Mitt. d. Mat.-Prüfanstalt, Darmstadt, 1935.
- [6] Föppl, O. und Wagenblast, W.: Rüttelprüfungen von Schraubenverbindungen. Mitt. d. Wöhler-Instituts, Heft 27, Braunschweig 1936.
- [7] Berndt, G.: Gewinde. Berlin, Julius Springer, 1925.
- [8] Berndt, G.: Messen von Gewinden. VDI.-Zeitschr., Heft 20.
- [9] Bock, E.: Das Verhalten der Schraubenverbindungen in Abhängigkeit von den Gewindetoleranzen. Dissertation Dresden.
- [10] Berthold, W.: Zylindrische Stiftschrauben. Dissertation Dresden 1933.
- [11] Wunderlich, F.: Die Dauerbiegefestigkeit von Konstruktionsteilen an Einspannungen, Nabensitzen und ähnlichen Kraftangriffstellen. Dissertation Darmstadt 1933.
- [12] Thum, A. und Bautz, W.: Steigerung der Dauerhaltbarkeit von Formelementen durch Kaltverformung.
- [13] v. Behr-Gohlke: Walzlager, Kugel- und Rollenlager.
- [14] Busemann, A.: Dämpfungsfähigkeit von Eisen und Stahlstäben bei Dreh-schwingungen. Dissertation Braunschweig 1925.
- [15] Kutzbach, K.: Gemeinsame Probleme des Maschinenbaues. Z. VDI 1915, S. 849.

# Oberflächendrücken und Druckeigenstressungen

Von O. Föppel VDI, Braunschweig, Wöhler-Institut

## 1. Einleitung

Die Fachgruppe Edelstahl hat auf der Autoschau in Berlin 1938 in einer Wandtafel darauf hingewiesen, daß man durch Oberflächen-drücken die Dauerhaltbarkeit von Hohlkehlen usw. steigern kann. In diesem Hinweis betrachtet es die Fachgruppe als selbstverständlich, daß die günstige Wirkung des Oberflächendrücken auf die beim Drücken zurückbleibenden Druckeigenstressungen zurückzuführen wäre, eine Auffassung, die nach den Versuchsergebnissen des Wöhler-Instituts nicht aufrechterhalten werden kann.

Über die Tatsache, daß man durch die Verdichtung der an der Oberfläche liegenden Werkstoffteile die Dauerhaltbarkeit wesentlich steigern kann, besteht heute im Gegensatz zu den Auffassungen im Jahre 1929 in den maßgebenden Kreisen keine Meinungsverschiedenheit mehr. Die Wichtigkeit, die das neue Verfahren für die Fertigbearbeitung von besonders hoch beanspruchten Werkstoffteilen hat, ist allerdings bisher nur von wenigen Ingenieuren erkannt worden. Es werden noch heute fast ausschließlich die im Dauerbetrieb besonders hoch beanspruchten Teile von Flugzeugen, Automobilen, schnellaufenden Maschinen usw. durch Drehen, Schleifen oder Polieren fertiggestellt, ohne daß sich die Hersteller Gedanken darüber machen würden, wie ganz ungeeignet diese Art der Fertigbearbeitung für die Haltbarkeit der betreffenden Maschinenteile im Dauerbetrieb ist.

Die ersten Versuche mit dem Oberflächen-drücken zur Steigerung der Dauerhaltbarkeit im Wöhler-Institut liegen schon 10 Jahre zurück. Die ersten Veröffentlichungen sind vor 9 Jahren erschienen und inzwischen zu einer ansehnlichen Literatur angewachsen. Ein Teil der Schuld für die Zurückhaltung der Praxis dem Oberflächen-drückverfahren gegenüber liegt vielleicht in der ganz verfehlten Begründung für die günstige Wirkung, die man in der Praxis allgemein antrifft. Es verlohnt sich unter diesen Umständen, im nachfolgenden, nochmals zu den theoretischen Grundlagen Stellung zu nehmen.

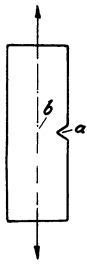
Ich freue mich, daß auch die Fachgruppe Edelstahl in der genannten Wandtafel auf die Vorteile hinweist, die mit dem Oberflächen-



drücken verbunden sind. Ich wende mich im nachfolgenden nur dagegen, daß bei dieser Gelegenheit wieder zur Begründung der günstigen Wirkung des Verfahrens Ausführungen gemacht werden, die ganz sicher verfehlt sind, während die vom Wöhler-Institut in vielen Veröffentlichungen vorgebrachte weniger angreifbare Begründung überhaupt nicht erwähnt wird.

## 2. Eigenspannungen

Wir wollen uns an einem ganz einfachen Beispiel überlegen, was „zurückbleibende Eigenspannungen“ sind: Wenn ein Stab gezogen wird, treten in ihm Zugspannungen auf: Sobald der Zug wegfällt, fallen auch die Spannungen weg. Es bleibt nicht (etwa wie beim Magnetismus) ein Spannungsrest zurück, sondern die Spannungen sind eine Folge der Beanspruchungen, und sie verschwinden restlos mit der Wegnahme der äußeren Lasten.



Wenn ein gekerbter Stab (Abb. 1) auf Zug beansprucht wird, dann treten in der Umgebung der Kerbe *a* besonders große Spannungen auf, die beträchtlich größer sind, als etwa die Spannungen an der Stelle *b* in der Mitte des Probestabes. Bei genügend hohen Beanspruchungen wird die Fließgrenze an der Stelle *a* überschritten, so daß der Probestab an dieser Stelle plastische Verformungen ausführt. Nach Wegnahme der Beanspruchung fallen aber, wie wir sahen, restlos alle Spannungen weg, die dem ursprünglichen Spannungszustand zugeordnet sind. Es bleiben also keine restlichen Zugspannungen zurück.

Dagegen bleiben restliche Verformungen zurück, nämlich die plastische Verformung an der Stelle *a*, an der sich der Werkstoff über seine Elastizitätsgrenze hinaus gedehnt haben mag. Die ungespannten Längen der Werkstoffelemente sind in dem gesamten Stück nicht mehr im Gleichgewicht, so daß sich nach Wegnahme der Belastung ein neuer elastischer Spannungszustand ausbildet, der eine Folge der zurückgebliebenen plastischen Verformungen ist. Weil sich die Fasern an der Stelle *a* gedehnt haben, sind sie nach Fortnahme der Belastung zu lang. An dieser Stelle treten also axiale Druckspannungen im unbelasteten Zustand auf, denen aber selbstverständlich Zugspannungen an anderer Stelle bzw. in anderer Richtung zugeordnet sind. Ohne die Zugspannungen an der anderen Stelle sind die Druckspannungen an der ersten Stelle nicht möglich.

Die plastischen Verformungen, die nach dem Drücken zurückbleiben, haben einen im Stück ausgeglichenen Spannungszustand zur Folge, der nach bestimmten Richtungen aus Zugeigenspannungen, und nach anderen Richtungen aus Druckeigenspannungen besteht wird. Nützlich für die Dauerhaltbarkeit könnten nur Druck-

eigenspannungen sein. Wenn man also die Erhöhung der Dauerhaltbarkeit auf das Eigenspannungssystem zurückführen wollte, müßte man nachweisen, daß infolge der beim Oberflächendrücken zurückgebliebenen plastischen Verformungen gerade an den gefährdeten Stellen in der gefährdeten Richtung Druckspannungen ausgelöst werden, während an anderen Stellen Zugspannungen auftreten müssen, die aber aus irgendwelchen mir nicht bekannten Gründen keinen Einfluß auf die Dauerhaltbarkeit haben sollen. Dieser Beweis ist nirgends erbracht, ja noch nicht einmal versucht worden. Ein Eigendruckspannungssystem kann man geradeso wenig erzeugen, wie man eine Schwerlinie nicht so zu einer Fläche legen kann, daß sämtliche Flächenelemente auf der einen Seite der Schwerlinie liegen. Man begnügt sich allgemein mit dem Schlagwort: „beim Drücken bleiben Druckspannungen zurück“ und verlangt von den Ingenieuren, daß sie diese Behauptung, die einer nüchternen Überlegung nicht standhält, wie einen Grundsatz hinzunehmen haben.

### **3. Allseitige Formänderung und volumenbeständige Formänderung**

Mit den beim Überschreiten der Fließgrenze zurückbleibenden plastischen Verformungen haben wir uns im nachfolgenden noch etwas zu befassen: Wie ich in Heft 32 der „Mitteilungen des Wöhler-Instituts“, S. 70, ausgeführt habe, hat man grundsätzlich zu unterscheiden zwischen der allseitigen Formänderung und der volumenbeständigen Formänderung, wobei durch die Zusammensetzung der beiden Formänderungen die einem beliebigen Spannungszustand zugeordnete Gesamtformänderung erhalten wird.

Die allseitige Formänderung ist bis zu den höchsten in Frage kommenden Beanspruchungen rein elastisch. Bei allseitigen Zug- oder allseitigen Druckbeanspruchungen können deshalb überhaupt keine plastischen Verformungsanteile auftreten. Die plastischen Formänderungen sind nur dann möglich, wenn neben den allseitigen Beanspruchungen auch noch eine volumenbeständige Formänderung auftritt, die mit Gleitungen verbunden ist. Die volumenbeständigen Formänderungen sind bei entsprechend kleinen Beanspruchungen ebenfalls rein elastisch. Sobald eine bestimmte Größe für die Beanspruchung überschritten wird, treten aber plastische Verformungsanteile hinzu, durch die die Gestalt des Volumenelementes im unbeanspruchten Zustand geändert wird.

Die Betrachtung zeigt, daß die zurückbleibenden Verformungen allein von der volumenbeständigen Formänderung abhängen, so daß man sich bei Ermittlung der zurückbleibenden plastischen Verformungen um die allseitigen Beanspruchungen nicht zu kümmern braucht. In Heft 32 der „Mitteilungen des Wöhler-Instituts“, S. 68,

ist der Elastizitätsmodul der volumenbeständigen Formänderung mit  $K_0$  bezeichnet. Man kann die elastischen Längenänderungen in den drei Hauptspannungsrichtungen bei einer volumenbeständigen Formänderung einfach dadurch berechnen, daß man die drei Hauptspannungen der volumenbeständigen Formänderungen durch  $K_0$  teilt. Die elastische Längenänderung  $\varepsilon_{x_1}$  in der Hauptrichtung  $x$  ist also gleich

$$\varepsilon_{x_1} = \frac{\sigma_{x_1}}{K_0}; \quad (1)$$

wobei

$$\sigma_{x_1} + \sigma_{y_1} + \sigma_{z_1} = 0. \quad (2)$$

Sobald die Fließgrenze der volumenbeständigen Formänderung überschritten ist, dehnt sich ein Element nach der einen Richtung, während es sich nach der anderen (oder den beiden anderen) Richtungen verkürzt. Die Verformung geht unter dem Spannungszustand nach Gleichung (2) so vor sich, daß das ursprüngliche Volumen in seiner Größe nicht geändert wird.

Wenn der äußere Spannungszustand, der das Fließen an einer bestimmten Stelle hervorgerufen hat, wieder weggenommen wird, dann versucht der Körper in seinen Ausgangszustand zurückzukehren. Die Volumenelemente, die ihre Längen plastisch geändert haben, verhindern aber, daß der Ausgangszustand erreicht werden kann, und zwar werden plastische Verlängerungen des Volumenelementes nach einer Richtung beim Fortnehmen der Belastung Druckeigenspannungen nach dieser Richtung, und die plastischen Längenverkürzungen des Volumenelementes Zugeigenspannungen zur Folge haben. Nachdem aber die plastischen Verformungen in der Weise vor sich gegangen sind, daß einer Verlängerung in der einen Richtung eine Verkürzung in der anderen Richtung zugeordnet ist (weil ja der Inhalt des Elementes nicht geändert wird), so sind im allgemeinen die Spannungen, die im Inneren des Werkstückes nach Wegfall der äußeren Belastungen auftreten, von der Art, daß an jedem Element nach der einen Hauptspannungsrichtung Zugeigenspannungen und nach einer (oder den beiden) anderen Druckeigenspannungen ausgelöst werden.

#### 4. Beispiele

##### für die Eigenspannungen, die nach dem Drücken zurückbleiben

Wir wollen die Betrachtung auf einen Stempel anwenden, der auf den Probekörper  $b$  einwirkt (Abb. 2) und dort eine Vertiefung zurückläßt. Solange der Stempeldruck  $P$  wirkt, wird in der Mitte  $c$  ein Spannungszustand erzeugt werden, der bei einem flach abgeplatteten Stempel angenähert nach jeder Richtung gleich große Druckspannungen im Volumenelement hervorruft. An der Stelle  $c$

erleidet das Volumenelement rein elastische Formänderungen, da dem allseitigen Spannungszustand keine plastischen Verformungen zugeordnet sind. Nach Wegnahme des Stempeldrucks wird also das Volumenelement  $c$  keine bleibenden Längenänderungen erlitten haben, d. h. wenn man das Element  $c$  vor der Beanspruchung durch eine entsprechende Anzahl von Punkten im Werkstoff festgelegt hat und man das Element nach der Beanspruchung aus dem Zusammenhang heraus löst, wird es in seine ursprüngliche Form zurückkehren. Im Zusammenhang mit dem ganzen Stück werden im Element  $c$  aber infolge der plastischen Verformungen, die andere Volumenelemente erlitten haben, nach Wegnahme des Stempeldrucks elastische Eigenspannungen auftreten.

Ein Element an der Stelle  $d$  (Abb. 2) wird im Gegensatz dazu nach den verschiedenen Richtungen verschieden starke Be-

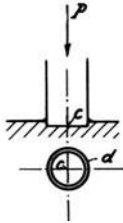


Abb. 2

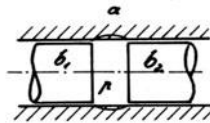


Abb. 3

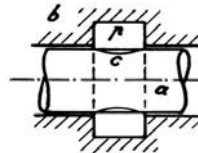


Abb. 4

anspruchungen unter dem Stempeldruck  $P$  erleiden und dabei seine Form plastisch verändern. Der Grad der Verformung hängt vom volumenbeständigen Spannungszustand nach Gleichung (2) ab, der sich über den allseitigen Spannungszustand an der Stelle  $d$  überlagert. Das Element  $d$  wird unter der volumenbeständigen Beanspruchung zum Beispiel in der radialen Richtung plastisch verkürzt und in den beiden Flächenrichtungen plastisch verlängert werden. Nach Fortfall des äußeren Druckes  $P$  werden also Druckspannungen in tangentialer Richtung und Zugspannungen in radialer Richtung zurückbleiben, wobei zu beachten ist, daß an der Oberfläche selbst in radialer Richtung keine elastischen Eigenspannungen, sondern nur entsprechend große Spannungsgradienten auftreten.

Die Betrachtung zeigt, daß plastisch verformte und unverformte Elemente nahe beieinander liegen. Nach Wegnahme des Stempeldrucks  $P$  passen infolge der plastischen Verformung die einzelnen Elemente nicht mehr spannungsfrei zusammen. Es werden deshalb elastische Formänderungen hervorgerufen, die sich nicht nur auf die plastisch verformten, sondern auch auf die unverformten Elemente erstrecken. Die nachträglichen elastischen Formänderungen sind bei

den plastisch verformten Elementen der vorausgegangenen plastischen Verformung entgegengesetzt gerichtet. Bei den unverformten Elementen ist die nachfolgende elastische Eigenformänderung, die dem Eigenspannungssystem zugehört, im allgemeinen gleichgerichtet wie die ursprüngliche Verformung der benachbarten verformten Elemente. Oder die elastische Eigenformänderung der plastisch nicht verformten Elemente ist entgegengesetzt gerichtet wie die elastische Eigenformänderung der benachbarten plastisch verformten Elemente.

Nach Wegnahme des Stempeldrucks (Abb. 2) gehen, wie wir sahen, die unter dem Stempeldruck erfolgten elastischen Formänderungen an der Stelle  $c$  zurück. Das Ringelement  $d$  kann aber nicht in seine Ausgangslage zurückkehren, da es zu lang ist. Im plastisch verlängerten Ringelement  $d$  werden deshalb Druckeigenstressungen erzeugt werden, denen Zugeigenstressungen im Innern des Ringes an der Stelle  $c$  zugeordnet sind. Die Zugeigenstressungen an der Stelle  $c$  versuchen den Ring  $d$  in die Ausgangslage zurückzuziehen und bewirken auf diese Weise, daß das Ringelement  $d$  Druckeigenstressungen in tangentialer Richtung aufzuweisen hat. Die Zugeigenstressungen an der Stelle  $c$  gehören zu den Druckeigenstressungen an der Stelle  $d$ , da es sonst dem Ringelement  $d$  gar nicht einfallen würde, in den Druckeigenstressungszustand überzugehen.

Wenn der Stempel mehr kugelförmig abgerundet ist und außerhalb des Ringelementes  $d$  noch genügend Werkstoff liegt, so wird dieser in genügender Entfernung von  $d$  bei der Einwirkung des Stempels nur elastisch (nicht plastisch) verformt. Nach Wegnahme des Stempels können also die elastischen Ausgleichzugspannungen, die den elastischen Druckeigenstressungen im Ringelement  $d$  zugeordnet sind, von den außerhalb  $d$  liegenden Werkstoffteilen aufgebracht werden. In diesem Falle können im Innern der Stempelvertiefung an der Stelle  $c$  plastische Verlängerungen des Elementes und infolgedessen Druckeigenstressungen in tangentialer Richtung auftreten.

Wir denken uns ferner eine Rohrwandung  $a$  (Abb. 3), in der zwei Kolben  $b 1$  und  $b 2$  mit geringem Abstand voneinander vollkommen schließend eingesetzt sind. In dem Hohlraum zwischen den beiden Kolben wird ein Druck  $p$  erzeugt, der so groß sein soll, daß die Wandung des Rohres  $a$  an der betreffenden Stelle bis über die Fließgrenze hinaus beansprucht wird. Dann wird ein Element an der dem Druck ausgesetzten Stelle bei dem Fließvorgang in radialer Richtung verkürzt und in tangentialer Richtung verlängert werden. Wenn der allseitige Druck  $p$  wieder weggenommen wird, ist das Rohr an dieser Stelle etwas aufgeweitet. Es kann in seine ursprüngliche Lage nicht ganz zurückkehren. In tangentialer Richtung werden infolge der plastischen Verformung des Elementes Druckspannungen und in radialer Richtung Zugspannungen ausgelöst.

Wir betrachten nun einen Probestab  $a$  (Abb. 4), der genau passend in eine Führung  $b$  eingesetzt ist. Im Hohlraum der Führung soll ein Druck  $p$  so stark einwirken, daß der Probestab an der Stelle  $c$  plastische Verformungen ausführt. Das Element an der Stelle  $c$  wird in radialer und tangentialer Richtung verkürzt und in Achsrichtung (infolge der Verkürzungen in den beiden anderen Richtungen) verlängert. Nach Fortnahme des Druckes  $p$  ist also an der Stelle  $c$  ein Element vorhanden, das für die spannungsfreie Zurückbildung in radialer und tangentialer Richtung zu kurz und in axialer Richtung zu lang ist. Es bleiben also am Element  $c$  Verformungen zurück, durch die in radialer und tangentialer Richtung Zugeigenstressungen und in axialer Richtung Druckeigenstressungen ausgelöst werden.

Die Beanspruchung nach Abb. 4 entspricht vielleicht noch am besten der Verformung, die an einem durch Druckrollen oberflächen-gedrückten Probestab zurückbleiben. Man sieht sofort, daß es hier, wie in jedem Falle, ganz verfehlt wäre, etwa anzunehmen, durch die vorausgegangene Druckbeanspruchung würden Druckeigenstressungen zurückbleiben. Tatsächlich bleiben Verformungen zurück, die sich insgesamt zur Volumenänderung 0 des spannungsfreien Elementes addieren und die deshalb nach der einen Richtung Druckeigenstressungen und nach der anderen Richtung Zugeigenstressungen im unbelasteten Zustand zur Folge haben.

Ganz verwickelt werden natürlich die beim Oberflächendrücken zurückbleibenden Verformungen und die daraus folgenden elastischen Eigenstressungen im unbelasteten Zustand, wenn man nicht glatte zylindrische Stäbe, sondern Hohlkehlen, Bohrungen, Übergänge, Keilnuten usw. betrachtet. In diesen Fällen werden stets durch die beim Oberflächendrücken zurückbleibenden plastischen Verformungen elastische Spannungen ausgelöst werden, die nach der einen Richtung Zug und nach der anderen Richtung Druck ergeben. Wenn also die Eigenstressungen den ausschlaggebenden Einfluß auf die Veränderung der Dauerhaltbarkeit durch das Oberflächendrücken abgeben würden, würde man nur in ganz besonderen Fällen eine Verminderung der Dauerhaltbarkeit feststellen müssen. Nachdem aber eine Verminderung der Dauerhaltbarkeit durch Oberflächendrücken bei Keilnuten, Bohrungen, Übergängen usw. von keiner Seite bisher festgestellt worden ist, muß die günstige Wirkung des Oberflächendrückens in erster Linie auf andere Ursachen zurückgeführt werden.

## 5. Die Erniedrigung der Dauerhaltbarkeit durch Eigenstressungen

Durch Eigenstressungen kann man grundsätzlich nur eine Erniedrigung der Dauerhaltbarkeit und nicht eine Erhöhung be-

gründen. Wenn bei den Oberflächendruckversuchen z. B. herausgekommen wäre, daß man grundsätzlich (von Ausnahmen abgesehen) durch Drücken der Oberfläche die Dauerhaltbarkeit erniedrigt, so könnte man das mit vollem Recht damit begründen, daß durch das Oberflächendrücker Eigenspannungen im unbelasteten Zustand erzeugt werden. Man würde bei dieser Begründung etwa folgendes anführen können:

„Durch das Oberflächendrücker werden die an der Oberfläche liegenden Werkstoffschichten plastisch verformt, wobei einer Dehnung in der einen Richtung eine Verkürzung in der anderen Richtung zugeordnet ist. Nach Wegnahme der Druckrollen versucht der Werkstoff in die spannungsfreie Ausgangslage zurückzukehren. Er wird dadurch am Zurückgehen gehindert, daß die einzelnen Elemente nicht mehr spannungslos zusammenpassen. Die Verformung der Elemente hat also Eigenspannungen im unbelasteten Zustand zur Folge, und zwar werden nach den Richtungen, nach denen das Element plastisch verlängert ist, Druckspannungen, und nach den Richtungen, nach denen das Element verkürzt ist, Zugspannungen ausgelöst werden.

Da die plastischen Formänderungen fast ausschließlich volumenbeständig sind (siehe Heft 32 der ‚Mitteilungen des Wöhler-Instituts‘, S. 68), werden die im unbelasteten Zustand zurückbleibenden Eigenspannungen nach den drei Richtungen angenähert nach der Gleichung (2) verlaufen. Dem durch die plastischen Verformungen hervorgerufenen Spannungszustand sind also Schubspannungen zugeordnet, die unter  $45^\circ$  zu einer Hauptspannungsrichtung den größten Wert haben.

Nach der allgemein heute als richtig angesehenen Auffassung hängt die Grenze der Haltbarkeit nicht von der größten Normalspannung ab, sondern von der größten Schubspannung. Wenn also der Probekörper anschließend an das Oberflächendruckverfahren irgendwelchen besonders großen wechselnden Beanspruchungen ausgesetzt ist, werden die dabei auftretenden wechselnden Schubspannungen den Bruch herbeiführen.

Die durch das Oberflächendrücker ausgelösten Schubeigenspannungen müssen eine Verringerung der Dauerhaltbarkeit zur Folge haben, weil die zurückgebliebenen Schubspannungen immer die zerstörende Wirkung der wechselnden Schubspannungen vergrößern werden. Schubeigenspannungen können nur bei Beanspruchung nach einer Richtung dann eine Verringerung der Bruchgefahr zur Folge haben, wenn sie den der einmaligen Beanspruchung zugeordneten Schubspannungen entgegenwirken. Bei wechselnden Schubspannungen, wie sie bei Schwingungsbeanspruchungen auftreten, werden sie aber immer eine Erniedri-

gung der Dauerhaltbarkeit zur Folge haben müssen, weil die Spitzenwerte der wechselnden Schubspannungen durch die Schubeigenspannungen vergrößert werden.“

Die vorstehende Begründung für die Erniedrigung der Dauerhaltbarkeit durch das Oberflächendrücken ist sicher logisch und einwandfrei. Es ist nur dagegen einzuwenden, daß beim praktischen Versuch durch das Oberflächendrücken tatsächlich keine Erniedrigung, sondern eine Steigerung der Dauerhaltbarkeit erhalten wird. Diese Steigerung ist zweifellos darauf zurückzuführen, daß neben den Vorspannungen auch noch andere für die Dauerhaltbarkeit viel wichtigere Veränderungen im Werkstoffzustand vorgenommen werden. Die Überlegung zeigt zweifellos, daß man die beim Oberflächendrücken erhaltene Steigerung der Dauerhaltbarkeit keinesfalls durch die mit dem Drückvorgang verbundenen Eigenspannungen erklären kann.

## 6. Zusammenfassung in acht Punkten

Wer trotz der vorstehenden Ausführungen noch glaubt, die grundsätzliche Steigerung der Dauerhaltbarkeit beim Oberflächendrücken auf Eigenspannungen zurückführen zu können, den fordere ich auf, zu folgenden Niederlegungen meiner Auffassung Stellung zu nehmen und mir anzugeben, an welcher Stelle ein Fehler der Überlegung vorhanden sein soll, damit die Betrachtung am raschesten zu einer Klärung geführt werden kann:

1. Bei einer Beanspruchung bis über die Fließgrenze bleiben nach der Entlastung keine Spannungen zurück, sondern nur plastische Verformungen, die ihrerseits ein neues Spannungssystem auslösen.

2. Die zurückbleibenden plastischen Verformungen im unbelasteten Zustand sind in ganz überwiegendem Maße von der Art, daß das Volumenelement dabei seinen Inhalt nicht ändert, d. h. den Verlängerungen der Fasern nach der einen Richtung sind Verkürzungen nach der anderen Richtung zugeordnet.

3. Durch die plastischen Verformungen werden nach der Entlastung Eigenspannungen hervorgerufen, bei denen sich Zug- und Druckspannungen gegeneinander aufheben. Es ist ausgeschlossen, daß etwa grundsätzlich bei irgendeiner vorausgegangenen Belastung an den Volumenelementen Eigenspannungen zurückbleiben, die in erster Linie aus Druckspannungen bestehen.

4. Die Eigenspannungen, die infolge der vorausgegangenen plastischen Verformung am Element auftreten, haben, da sie nach der einen Richtung Zugspannungen, nach der anderen Druckspannungen sind, unter  $45^\circ$  zu einer Hauptspannungsrichtung Schubspannungen zur Folge, die der Gleitverformung der einzelnen Elemente zugeordnet sind. Es ist deshalb viel zweckmäßiger, statt von zurück-



bleibenden Zug- bzw. Druckeigenstressungen, von zurückbleibenden Schubspannungen zu reden.

5. Nach der bisherigen Auffassung, die erstmalig von Guest<sup>1)</sup> vertreten worden ist, wird die Zerstörung des Werkstoffes bei wechselnden Beanspruchungen vor allem durch die Schubspannungen hervorgerufen. Wechselnde Schubspannungen lösen auch die Dämpfungerscheinungen bei höheren Beanspruchungen aus.

6. Wenn sich über den zurückgebliebenen Eigenspannungszustand eine wechselnde Schwingungsbeanspruchung lagert (wie es beim Biege- oder Drehungsversuch mit wechselnder Beanspruchung zwischen den Grenzwerten  $+\sigma_{\max}$  und  $-\sigma_{\max}$  bzw.  $+\tau_{\max}$  und  $-\tau_{\max}$  der Fall ist), dann haben die der zurückgebliebenen Verformung zugeordneten Schubspannungen immer die Wirkung, daß der Größtwert der beim Schwingungsversuch auftretenden Schubspannungen vergrößert wird. Durch die durch das Oberflächendrücken hervorgerufenen Schubeigenstressungen wird deshalb grundsätzlich die Dauerhaltbarkeit erniedrigt.

7. Nachdem durch das Oberflächendrücken, wie aus Versuchen hervorgeht, im ganzen grundsätzlich eine Steigerung der Dauerhaltbarkeit erhalten wird, ist es nicht möglich, diese Wirkung durch die durch das Drücken hervorgerufenen Eigenspannungen zu erklären. Es müssen vielmehr andere Wirkungen mit dem Drückvorgang verbunden sein, die einen noch größeren Einfluß auf die Dauerhaltbarkeit und zwar im günstigen Sinne, haben, so daß die nachteilige Wirkung der zurückbleibenden plastischen Verformungen nicht nur ausgeglichen, sondern sogar ins Gegenteil gekehrt wird.

8. Eine Erklärung, die mit den nach allen Richtungen hin günstigen Erfahrungen des Oberflächendrückens übereinstimmt, wird dann erhalten, wenn man die günstige Wirkung vor allem auf das Dichtdrücken der kleinen Oberflächenbeschädigungen, Schrammen, Fehlstellen usw. zurückführt, wie es in den bisher erschienenen Heften der „Mitteilungen des Wöhler-Instituts“ geschehen ist. Gerade die in Heft 32, S. 75 veröffentlichten Versuche über das Hineinpressen von mit Methylblau gefärbter Glucose in die winzig kleinen Fehlstellen von Zinkstäben zeigen deutlich, daß solche Oberflächenbeschädigungen vorhanden sind, die auf die statische Haltbarkeit kaum einen, auf die Dauerhaltbarkeit aber einen sehr großen Einfluß haben. Es werden zur Zeit Versuche im Wöhler-Institut vorbereitet, die zeigen sollen, ob man diese winzig kleinen Fehlstellen durch Oberflächendrücken beseitigen kann, de. art, daß ein oberflächen-gedrückter Stab, wenn er einem Flüssigkeitsdruck von 12000 bis 13000 t ausgesetzt ist, keine Glucose aufnimmt.

---

<sup>1)</sup> J. J. Guest, Phil. Mag. 1900.

## Nachtrag

Wenn die günstige Wirkung des Oberflächendrucks, wie es der Berichter annimmt, auf die Verdichtung der an der Oberfläche liegenden Werkstoffteile zurückzuführen ist, wird das Verfahren vermutlich auch mit Erfolg beim Korrosionsangriff von Werkstoffen unter dem Wasserstrahl eine besondere Rolle spielen

In der ZdvDI 1937, S. 1305, hat M. Vater über die starken korrodierenden Wirkungen von intermittierenden Wasserschlägen berichtet und dabei die Vermutung ausgesprochen, daß die Wirkung auf Ablösungen von Werkstoffteilen von der Oberfläche zurückzuführen ist. Diejenigen Werkstoffe, von denen sich oberflächliche Teilchen leichter ablösen lassen, werden stärker korrodiert als solche, bei denen sich Teilchen nicht so leicht ablösen. Der Zerstörungsvorgang ist auf wechselnde Beanspruchungen zurückzuführen. Wenn man das Oberflächendruckverfahren auf die der Schlagkorrosion ausgesetzten Teile anwendet und dabei die an der Oberfläche liegenden Teile näher zusammenbringt, insbesondere kleine Lücken, kleine Risse, kleine Fehlstellen usw., die an der Oberfläche liegen, dichtdrückt, wird der Wasserstrahl nicht mehr so leicht in das Innere der Werkstoffoberfläche eindringen können. Das Oberflächendruckverfahren wird deshalb vermutlich mit ganz besonders großem Erfolg dort angewandt werden können, wo die Korrosion auf wechselnde Wasserschläge zurückzuführen ist (z. B. bei Hohlsgwirkung).

## Mitteilungen des Wöhler-Instituts Braunschweig

- Heft 1* W. Zander: Der Einfluß von Oberflächenbeschädigungen auf die Biegunsschwingungsfestigkeit. 1929. RM 4,50.
- Heft 2* K. Günther: Der Einfluß von Oberflächenbeschädigungen auf die Biegunsschwingungsfestigkeit. 1929. Vergriffen.
- Heft 3* G. Stieler v. Heydekampf: Eine Dauerbiegemaschine mit schwingendem Probestab. 1929. RM 3,60.
- Heft 4* W. Knackstedt: Die Werkstoffdämpfung bei Drehschwingungen. 1930. RM 4,50. Vergriffen.
- Heft 5* Hilmar Döring: Das Drücken der Oberfläche und der Einfluß von Querbohrungen. 1930. RM 4,50.
- Heft 6* Paul Behrens: Das Oberflächendrücken zur Erhöhung der Drehschwingungsfestigkeit. 1930. RM 3,60.
- Heft 7* Hans-Martin Pape: Beanspruchung schwingender Drahtseile 1930. RM 4,50.
- Heft 8* Herbert Isemer: Die Steigerung der Schwingungsfestigkeit von Gewinden durch Oberflächendrücken. 1931. RM 3,60.
- Heft 9* J. Schmidt: Die Dämpfungsfähigkeit von Eisen- und Nicht-eisenmetallen. 1931. RM 3,60. Vergriffen.
- Heft 10* E. Hottenrott: Die Korrosionsschwingungsfestigkeit von Stählen und ihre Erhöhung durch Oberflächendrücken und elektrolytischen Schutz. 1932. RM 3,60.
- Heft 11* Ernst Bankwitz: Die Abhängigkeit der Werkstoffdämpfung von der Größe und Geschwindigkeit der Formänderung. 1932. RM 3,60.
- Heft 12* F. Puritz: Schwingungen an Freileitungsseilen und ihre Dämpfung durch Resonanzschwingungsdämpfer. 1932. RM 3,60.
- Heft 13* P. Bosse: Resonanzdrehschwingungsdämpfer mit Werkstoffdämpfung für Triebwerke von Automobil- und Flugzeugmotoren. 1932. RM 5,40.
- Heft 14* Theodor Dusold: Der Einfluß der Korrosion auf die Drehschwingungsfestigkeit von Stählen und Nichteisenmetallen. 1933. RM 4,50.
- Heft 15* Otto Behrens: Der Einfluß der Korrosion auf die Biegunsschwingungsfestigkeit von Stählen und Reinnickel. 1933. RM 3,60.
- Heft 16* Hans Frankenberg: Der Einfluß von Drehschwingungsbeanspruchungen auf die Festigkeit und Dämpfungsfähigkeit von Metallen, besonders von Aluminium-Legierungen. 1933. RM 3,60.
- Heft 17* H. Hoppe: Die Messung dynamischer Wuchtfehler mit Hilfe von elektromagnetischen Wuchtvorrichtungen für Gleich- und Wechselstrom. 1933. RM 3,60.
- Heft 18* W. Meyer, O. Föppl: Die Drehwechselfestigkeit genuteter Stäbe und die Erhöhung der Dauerhaltbarkeit durch Oberflächendrücken. — Die Qualifikation der Werkstoffe mit Hilfe der Werkstoffdämpfung. 1934. RM 3,60.
- Heft 19* H. Wiecker: Die Biegewechselfestigkeit genuteter Stäbe und die Erhöhung der Dauerhaltbarkeit durch das Oberflächendrücken. 1934. RM 2,70.