

Mitteilung aus den Kamax-Werken, Osterode

Hochwertige Schraubenverbindungen Einige Gestaltungsprinzipien und Neuentwicklungen

Von

HANS-CHRISTOF KLEIN

Osterode

Die an eine Schraubenverbindung zu stellenden Anforderungen werden allgemeingültig umrissen und die Grundlagen des Schrauben-Verspannungsschaubildes kritisch beleuchtet. Davon ausgehend werden die wichtigsten Gestaltungsprinzipien abgeleitet. Konstruktive Hinweise zur Gestaltung von Schrauben für kurze Einbaulängen, zum Ausgleich großer thermischer Längenänderungen sowie des Stiftschrauben-Einschraubendes werden gegeben. Am Beispiel von normal und schräg geteilten Pleuelköpfen wird die Rückwirkung der Bauteilformänderung auf die Schraubenbeanspruchung veranschaulicht.

Weiter wird gezeigt, auf welche Weise die Wirtschaftlichkeit verbessert werden kann. Der Einfluß der Gestaltung von Schraubenkopf und -schaft, der Wahl des Gewindes und der Oberflächenbehandlung wird ebenso wie die Frage nach der richtigen Schraubensicherung erörtert.

Als Beispiele von Schrauben-Neukonstruktionen werden das Kospa-Element, die Sehem-Schraube und eine Differentialgewinde-Schraube besprochen. Auf die Anwendung von Titanlegierungen in Schraubenverbindungen wird eingegangen.

Sonderdruck aus Zeitschrift „Konstruktion“ 1959, Heft 6, S. 201-212 und Heft 7, S. 259-264

Springer-Verlag · Berlin/Göttingen/Heidelberg

Hochwertige Schraubenverbindungen

Einige Gestaltungsprinzipien und Neuentwicklungen

Von H.-Ch. Klein, Osterode

(Mitteilung aus den Kamax-Werken)

Beim Betrachten der historischen Entwicklung [1] findet man viele interessante Konstruktionen, die sich um eine Schraube aufbauen, ja durch eine solche erst möglich wurden. Andererseits wird man feststellen, wie die fortschreitende Technik die Schraubenform gewandelt hat. Immer neue und mannigfaltigere Aufgaben sind der Schraube zugefallen. Nicht zu Unrecht hat Sørensen in seinem Festvortrag anlässlich der VDI-Hauptversammlung 1958 in Köln als Beispiel eines konstruktiven Problems die Schraube gewählt [2]. Die Entwicklung geht weiter und wirkt sich auch auf das Gebiet der Schraubenverbindungen aus. Der Leichtbau zum Beispiel fordert äußerste Beschränkung des Baugewichtes. Das hat man durch genaueste Berechnung der Beanspruchungen, geringere Sicherheiten gegen die zulässige Werkstoffanstrengung und durch Steigerung der Werkstofffestigkeit erreicht. Vergütete Schrauben hoher Festigkeit werden seit langem hergestellt und verwendet. Auch über die Gestaltung — etwas weniger über exakte Berechnungen — sind in der Literatur Angaben zu finden. Trotzdem stößt man immer wieder auf verbesserungsbedürftige Konstruktionen. Es ist erstaunlich durch wie einfache Maßnahmen sich oft die Funktionen verbessern und die Kosten herabsetzen lassen.

Die vorliegende Arbeit ist aus der täglichen Beschäftigung mit derartigen Problemen entstanden. Sie will nicht den gegenwärtigen Stand der Technik aufzeigen, sondern anhand ausgewählter Probleme allgemeine Prinzipien herausarbeiten. Die künftigen Entwicklungsmöglichkeiten werden im gleichen Sinn umrissen. Wenn es auf diese Weise gelingt, das konstruktive Gefühl im Umgang mit dem wohl häufigsten Maschinenelement Schraube zu schärfen, so ist der Zweck dieser Arbeit erreicht.

Einleitend sei auf einige bekannte Prinzipien hingewiesen, die oft zu wenig beachtet werden:

1. Eine Schraubenverbindung besteht aus drei voneinander unabhängigen Gliedern: der Schraube, der Mutter und den zu verspannenden Teilen.

2. Die Schraube hat die Aufgabe, die zu verspannenden Teile mit einer bestimmten Vorspannkraft zusammenzuhalten.

3. Alle Glieder einer Schraubenverbindung müssen richtig aufeinander abgestimmt und so bemessen sein, daß alle auftretenden Kräfte elastisch aufgenommen werden können und die geforderte Vorspannkraft auch nach beliebig langer Beanspruchungszeit noch vorhanden ist.

Im allgemeinen läßt man sich bei der Lösung eines Verschraubungsproblems zunächst von den gegebenen Betriebskräften leiten. Das ist nicht falsch, wenn anschließend die durch diese sowie die durch die inneren Kräfte der

Schraubenverbindung hervorgerufenen Formänderungen untersucht werden. Es gibt Fälle — einige Beispiele werden weiter unten beschrieben —, wo die aus den Verformungen resultierenden Beanspruchungen ausschlaggebend für die Bemessung sind. Weiter muß geprüft werden, ob an keiner Stelle der Schraubenverbindung die Streckgrenze eines vom Kraftfluß durchsetzten Gliedes überschritten wird. Nicht zuletzt muß der projektierende Ingenieur auch bei einer Schraubenverbindung die Wirtschaftlichkeit der Ausführung im Auge behalten. Erst wenn diese Bedingungen erfüllt sind, kann von einer optimalen Lösung des vorliegenden Verschraubungsproblems gesprochen werden.

Formelzeichen

d, d_A	Gewindeaußendmr.
d_F	Gewindeflankendmr.
d_K	Gewindekerndmr.
d_T	Dehnschaftdmr.
h	Gewindesteigung
k	Kopfhöhe
l_S	Verspannlänge
Δl_F	Längenänderung der verspannten Teile
Δl_S	Längenänderung der Schraube
Δl_{FB}	Längenänderung bis zum Abheben der Teilfuge
z	Durchmesser des Verspannzapfens von Stiftschrauben
C_F	Einheitskraft der verspannten Teile beim Anziehen
C_S	Einheitskraft der Schraube beim Anziehen
C_{FB}	Einheitskraft der verspannten Teile bei äußerer Belastung
C_{SB}	Einheitskraft der Schraube bei äußerer Belastung
E	Elastizitätsmodul
F_S	Spannungsquerschnitt des Gewindes
F_T	Querschnitt des Dehnschaftes
M_A	Anzieh-Drehmoment
M_G	durch das Gewinde übertragenes Drehmoment
M_K	Reibungsdrehmoment an der Kopfauflage
M_L	Lösedrehmoment
P	resultierende Schraubenbelastung
P_A	Schraubenbelastung beim Abheben der Teilfuge
P_B	Betriebsbelastung
P_{SB}	schwellende Schraubenbelastung
P_V	Vorspannkraft
R_R	Reibungsradius der Kopf- bzw. Mutterauflage
δ	$= d_T/d_K$
φ	Bohrlochgrundwinkel
μ	Gewindereibungszahl
μ_A	Reibungszahl an der Kopfauflagefläche

σ	Zugspannung im Gewinde
σ_B	Biegespannung
σ_S	Werkstoff-Mindeststreckgrenze
σ_T	Zugspannung im Dehnschaft
σ_V	Vergleichsspannung
τ	Torsionsspannung im Gewinde
ω	Abwinkelung der Kopf- bzw. Mutterauflagefläche
φ_A	Anziehungswinkel

Kraft- und verformungsgerechte Gestaltung

Das vollständige Schrauben-Verspannungsschaubild

In seiner klassischen, von Rötcher [3] stammenden Form ist das Schrauben-Verspannungsschaubild hinreichend bekannt. Wenn darauf trotzdem hier eingegangen wird, so geschieht es, um einige bisher meist übersehene Voraussetzungen hervorzuheben und um daraus einige nützliche Gestaltungsregeln abzuleiten.

K. v. Hanffstengel [4] hat zuerst darauf hingewiesen, daß die Voraussetzungen, die man bei der Aufstellung des Schrauben-Verspannungsschaubildes macht, für die Betriebsbelastung nicht zutreffen. In neuerer Zeit haben auch Menz [5] und Lickteig [6] diese Gedanken aufgegriffen.

In allen Handbüchern findet man, daß die von der Betriebskraft P_B herrührende zusätzliche Schraubenkraft P_{SB} wie folgt zu errechnen sei:

$$P_{SB} = P_B \frac{1}{1 + \frac{C_F}{C_S}} \quad (1)$$

Aus Bild 1a) ist zu erkennen, daß dieser Ansatz nur dann zutreffen kann, wenn die Betriebslast in der Kopf- bzw. Mutterauflagefläche angreift, weil nur in diesem Fall das gesamte Volumen der verspannten Teile entlastet wird und zurückfedert, wie das bei der Anwendung des Verspannungsschaubildes zur Ableitung von Gl. (1) vorausgesetzt wurde. Der entgegengesetzte Fall läge vor, wenn die Betriebslast in der Teilfuge angreift (Bild 1b). Da hierbei die verspannten Teile in dem gleichen Sinn wie die Schraube verformt werden, wirken sie wie eine Verlängerung dieser. Es tritt bei diesem Kraftangriff keine zusätzliche Schraubenbe-

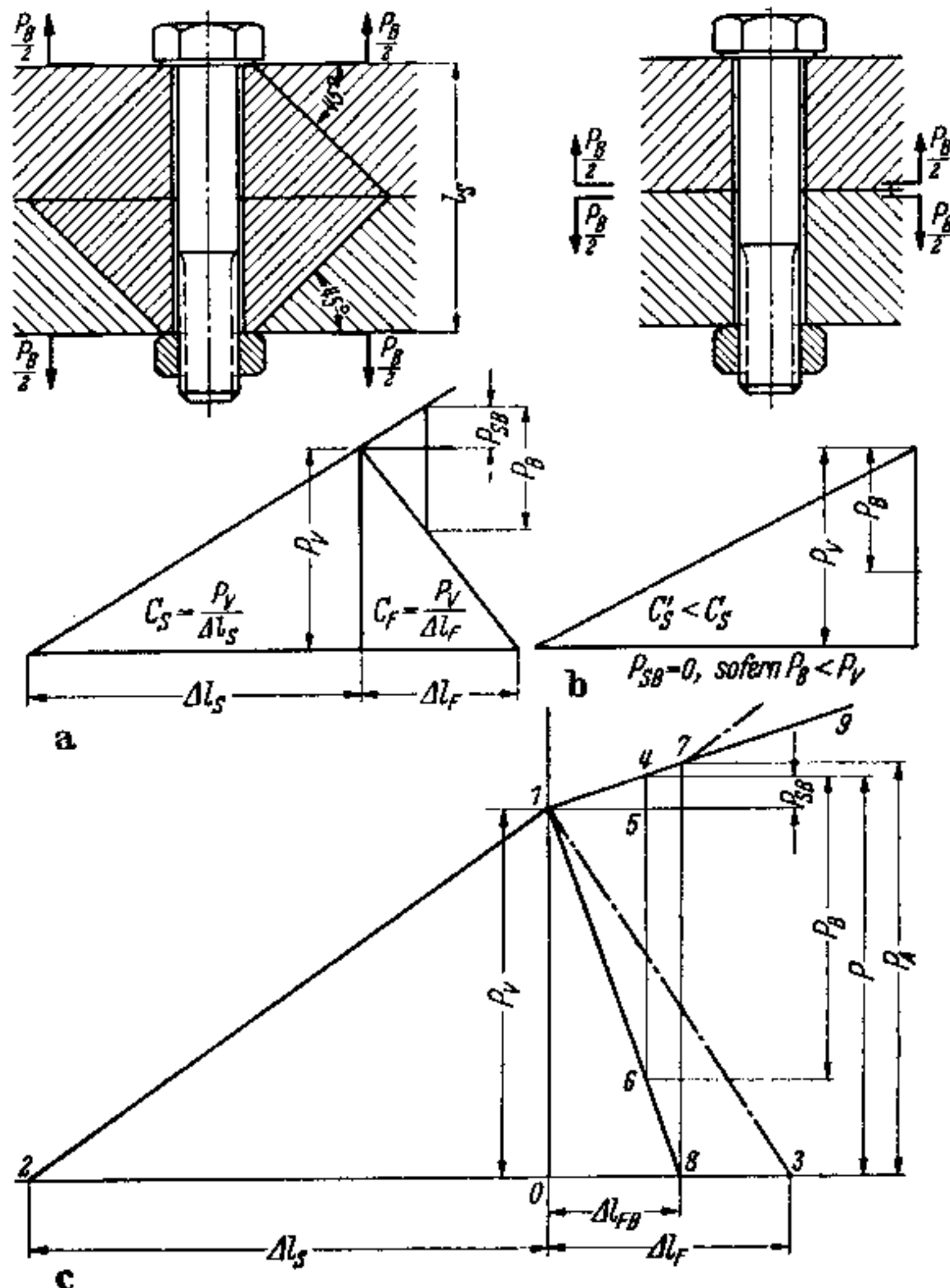


Bild 1. Schrauben-Verspannungsschaubild.

lastung auf, solange die Vorspannkraft größer als die Betriebslast ist.

Alle praktisch auftretenden Fälle liegen zwischen diesen beiden Extremen. In welcher Ebene der verspannten Teile die Einleitung der Betriebskraft resultierend zusammengefaßt werden kann, d. h. welcher Formänderungsanteil der verspannten Teile der Schraube zuzuschlagen ist, kann rechnerisch nur selten erfaßt werden.

Das in Bild 1c) dargestellte vollständige Schrauben-Verspannungsschaubild gibt im Gegensatz zu dem in Bild 1a) gezeichneten die tatsächlich in der Schraubenverbindung vorliegenden Kraft-Formänderungsverhältnisse bei jeder Belastung wieder. Beim Anziehen gelten unverändert die Dreiecke 0-1-2 und 0-1-3. Bei Angriff einer äußeren Kraft an den Flanschen folgt die Formänderung der Schraube der Linie 1-7-9, diejenige der verspannten Teile der Linie 1-8. Die vorausgegangenen Überlegungen haben gezeigt, daß hierbei die Schraube elastischer und die verspannten Teile starrer erscheinen als beim Anziehen. Jenseits von Punkt 1 wird also die Formänderungs-Gerade der Schraube (1-7) flacher und die der verspannten Teile (1-8) steiler verlaufen. Die Längenänderungen müssen hierbei als Abstandsänderungen der Krafteinleitungsebene aufgefaßt werden. Bei Erreichen von Punkt 7 wird die Pressung in der Fuge null, d. h. die verspannten Teile heben sich ab. Darüber hinaus muß die gesamte Steigerung der äußeren Last von der Schraube aufgenommen werden.

Stellen C_{SB} und C_{FB} die den Geraden 1-7-9 und 1-8 zugeordneten Einheitskräfte dar, dann erhält man die zusätzliche Schraubenbelastung P_{SB} aus einer der Gl. (1) entsprechenden Beziehung:

$$P_{SB} = P_B \frac{1}{1 + \frac{C_{FB}}{C_{SB}}} \quad (2)$$

Für die Kraft, bei der sich die Teilfuge abhebt, ergibt sich:

$$P_A = P_V \left(1 + \frac{C_{SB}}{C_{FB}} \right) \quad (3)$$

Da $C_{SB} < C_S$ und $C_{FB} > C_F$ ist, lassen diese Gleichungen folgende Schlüsse zu:

1. Die zusätzliche, meist schwellende Beanspruchung der Schraube ist in Wirklichkeit niedriger, als nach den bisherigen Anschauungen angenommen wurde.
2. Die resultierende Schraubenbelastung ist geringer, die Sicherheit gegen die zulässige Werkstoffanstrengung in den Konstruktionen also größer, als der Rechnung zugrunde gelegt.
3. Die Teilfuge hebt sich bei geringeren Kräften und Verformungen ab, als bisher vorausberechnet wurde; das kann zu Störungen führen.
4. Die Abhebekraft ist in keinem Fall kleiner als die Vorspannkraft.

Diese Erscheinungen machen sich um so stärker bemerkbar, je elastischer die Hülsen sind und je näher die Krafteinleitungsebene der Teilfuge liegt.

Ergänzende Einzelheiten über das vollständige Verspannungsschaubild sowie zahlenmäßige Angaben über die Abweichungen der tatsächlichen von den idealisierten Verhältnissen bleiben einer weiteren Veröffentlichung vorbehalten.

Gestaltung elastischer Schrauben

Aus dem Verspannungsschaubild folgt, daß die dynamische Belastung der Schraube um so niedriger ist, je starrer die verspannten Teile im Verhältnis zur Schraube ausgeführt sind. Da die Dauerfestigkeit der Schraube, durch das Gewinde bedingt, im Vergleich zu den übrigen Gliedern der Schraubenverbindung verhältnismäßig niedrig liegt, ist ein möglichst geringer dynamischer Lastanteil in der Schraube erwünscht. Diese Erkenntnis hat zur Entwicklung der elastischen Dehnschrauben geführt. Aber auch durch richtige Auswahl von Normschrauben lassen sich schon beachtliche Vorteile erreichen (s. Bild 12).

Bild 2 zeigt in einem M_A - P_V -Diagramm die Federungskennlinien einer Dehnschraube mit einem Dehnschaft von $0,9 \cdot$ Kerndmr. und einer Sechskantschraube nach DIN 931. Beide Schrauben sollen mit 18 kpm angezogen werden. Die Vorspannkraft liegt dann maximal bei 6300 kp und streut nach unten um 1150 kp . Werden beide Schrauben plastisch um $0,05 \text{ mm}$ deformiert, dann fällt bei der Dehnschraube die Vorspannkraft auf 5500 kp , bei der Starrschraube auf 4900 kp . Bei letzterer muß im ungünstigsten Fall mit einer Vorspannung von nur 3750 kp gerechnet werden. Auch die Vorspannungsverluste bleiben also um so kleiner, je größer die Elastizität der Schraube ist. — Eine große elastische Längenänderung der Schraube im vorgespannten Zustand ist darüber hinaus die einzige Gewähr für die Erhaltung der Vorspannkraft, ein Gesichtspunkt, der viel zu wenig beachtet und auf den später bei der Besprechung von Sicherungselementen noch zurückgekommen wird. So ist auch in dieser Hinsicht eine Dehnschraube der Starrschraube immer überlegen.

Von einer Dehnschraube kann man erst ab einer Schaftlänge von ca. $5d$ sprechen. Bei kurzen Einbaulängen lassen sich aber durch andere konstruktive Maßnahmen ähnliche Wirkungen erzielen. Bild 3a) zeigt eine Schraube nach DIN 931 mit sehr kurzer Einbaulänge. Diese Anordnung ist sehr ungünstig. Die elastische Verformung der Schraube beim Vorspannen ist sehr gering, da praktisch nur das kurze Stück des Gewindes zwischen Gewindeauslauf und Flanschgewinde zur Längenänderung beiträgt. Die Folge ist eine große Einheitskraft der Schraube und eine hohe zusätzliche Schwelllast. Es muß also schon bei geringen Belastungen mit einem Lösen oder sogar mit einem Dauerbruch der Schraube gerechnet werden. Bei der Montage einer solchen Schraube kommt hinzu, daß Maßungenauigkeiten (z. B. Versatz der beiden Bohrungen, Winkelabweichungen der Auflageflächen) zu sehr hohen Biegebeanspruchungen im Gewindeauslauf führen und sogar plastische Deformationen an dieser Stelle hervorrufen können.

Eine bedeutende Verbesserung bringt schon die Schraube nach DIN 933 (Bild 3b). Bei gleichem Spannungsquerschnitt der Gewinde weist diese Schraube eine um 25% geringere Einheitskraft auf, d. h. sie wird beim Vorspannen um ca. 33% mehr elastisch gelängt. Weitere Vorteile sind, daß der Kopf-Schaft-Übergangsradius größer wird und daß die Spannungsspitzen von Gewindeauslauf und erstem tragenden Gewindegang in der Mutter weiter auseinander liegen. Gegenüber allen in Bild 3 dargestellten Ausführungen hat diese Lösung noch den großen Vorteil der geringsten Kosten.

Die in Bild 3c) dargestellte Schraube ist als selbstsichernde Schraube bekannt geworden [7]. Sie hat einen konzentrisch auf der Stempelseite ausgesparten Schraubenkopf mit sechs Schlitzen in der Mitte der Sechskantflächen und eine Ringnut in der Auflagefläche am Übergang zum Schaft. Die durch diese Maßnahmen gebildeten sechs Kopfsegmente geben bei Belastung nach innen federnd nach. Die axiale Komponente dieser Formänderung des Schraubenkopfes ist derjenigen des Schraubenschaftes zuzuschlagen und verkleinert also die Einheitskraft der Schraube. Interessanterweise wurde in einer der ersten Veröffentlichungen über diese Schraube in der Zeitschrift „Machinery“ ein Schraubenschaft, der etwa dem nach Bild 3a) entspricht, angegeben. Der Vorteil des federnden Kopfes wird bei einer

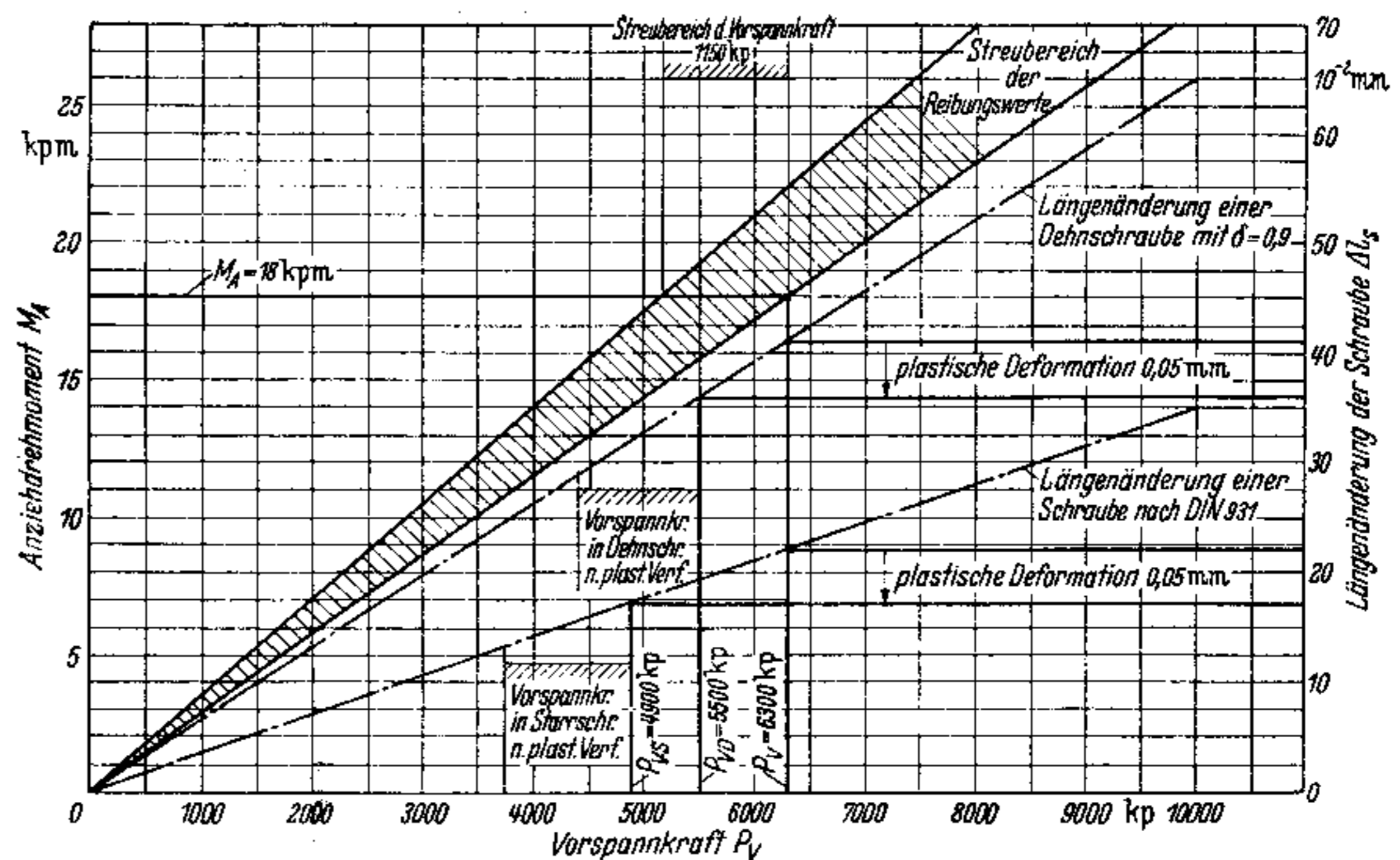


Bild 2. Verlust an Vorspannkraft durch plastische Deformationen; Gegenüberstellung Starrschraube — Dehnschraube.

solchen Ausführung durch den starren Schaft aufgehoben. Der schwächste Querschnitt liegt bei der in Bild 3c) dargestellten Schraube im Gewinde, sofern die Kopfhöhe $h \geq 0,7d$ ist. Als nachteilig erweisen sich beim Anziehen dieses Schraubenkopfes oft die durch die Schlitze geschwächten Sechskantschlüssel-Angriffsflächen. Auch kommt es leicht vor, daß sich die scharfen Sechskantflächen in der Kopfauflagefläche eingraben und beim Anziehen der Schraube zum Fressen führen.

Der in Bild 3d) gezeigte Schraubenkopf ist auf der Stempelseite konzentrisch ausgespart und hat am Kopf-Schaft-Übergang eine tief in den Kopf hineinreichende Rille. Auch hierdurch läßt sich eine zusätzliche Federwirkung des Schraubenkopfes erzielen. Die verhältnismäßig große Rille unter dem Kopf hat aber den Nachteil, daß die Flächenpressung zwischen Schraubenkopf und Flansch oft unzulässig hoch wird. Der schwächste Querschnitt liegt bei dieser Schraube im Schraubenkopf, d. h. die Tragfähigkeit des Gewindes kann nicht voll ausgenutzt werden.

Die in Bild 3e) gezeigte Kopfform verfolgt das gleiche Prinzip. Der Bund am Kopf setzt jedoch durch seine größere Auflagefläche die Flächenpressung herab und verhindert ein Fressen der scharfen Sechskantkanten auf dem Flansch. Die innere Kontur der Aussparung ist dabei so gewählt, daß die Werkstoffanstrengung beim Anziehen der Schraube durch Zug, Schub und Torsion an allen Stellen des Kopfes gleich ist. Hierdurch wird eine maximale Formänderung des Schraubenkopfes bei optimaler Werkstoffausnutzung gewährleistet.

Verständlicherweise wird man bei kurzen Einbaulängen hochvergütete Schrauben wählen, um beim Anziehen höhere Anzieh-Drehmomente zu ermöglichen. Trotz der hohen Streckgrenze müssen die Schrauben aber noch eine ausreichende Zähigkeit (Bruchdehnung) aufweisen, damit Einbaungenauigkeiten schlimmstenfalls durch plastische Deformationen der Schraube ausgeglichen werden können, ohne daß im Gewindegrund Anrisse entstehen.

Bild 4 zeigt die Schraubenverbindung am Tellerrad eines Kraftfahrzeug-Ausgleichgetriebes als Beispiel für eine Verschraubung mit konstruktiv bedingter kurzer Einbaulänge. Auf der linken Seite ist die bisherige Ausführung

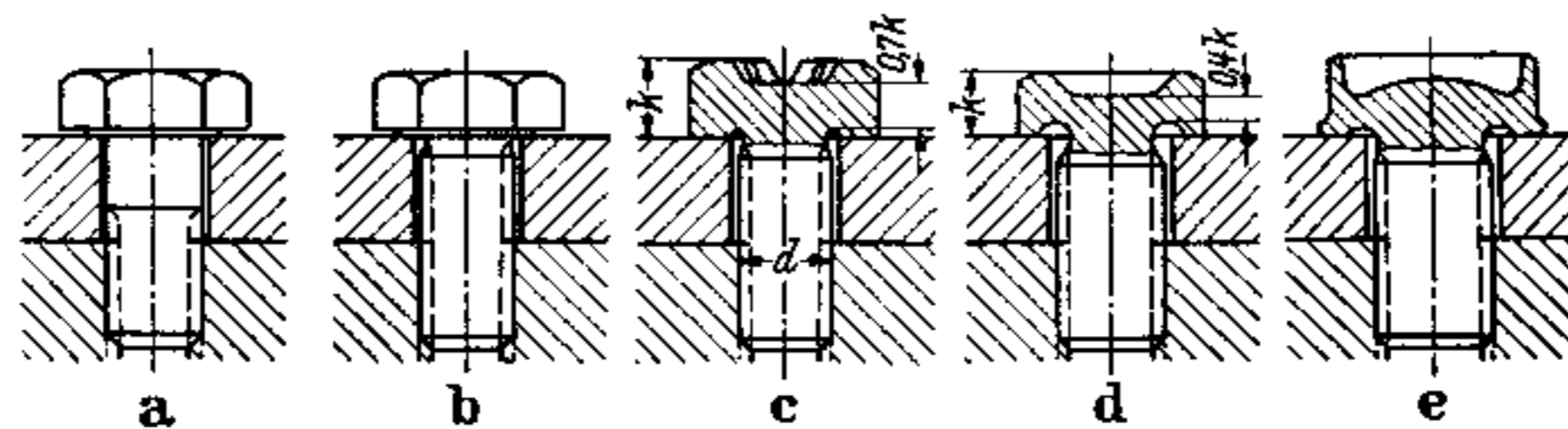


Bild 3. Schrauben für kurze Einbaulängen.

mit einer Schraube nach DIN 931, Güte 8G, mit einem umschlagbaren — d. h. weichen — Sicherungsblech zu sehen. Rechts ist die gleiche Schraubenverbindung unter Verwendung einer hochvergüteten Schraube nach Bild 3e) dargestellt. Eine zusätzliche Sicherung ist hier nicht erforderlich, da die wesentlich größere elastische Längung dieser Schraube beim Vorspannen eine ausreichende Gewähr für die Erhaltung der Funktion der Schraubenverbindung bietet.

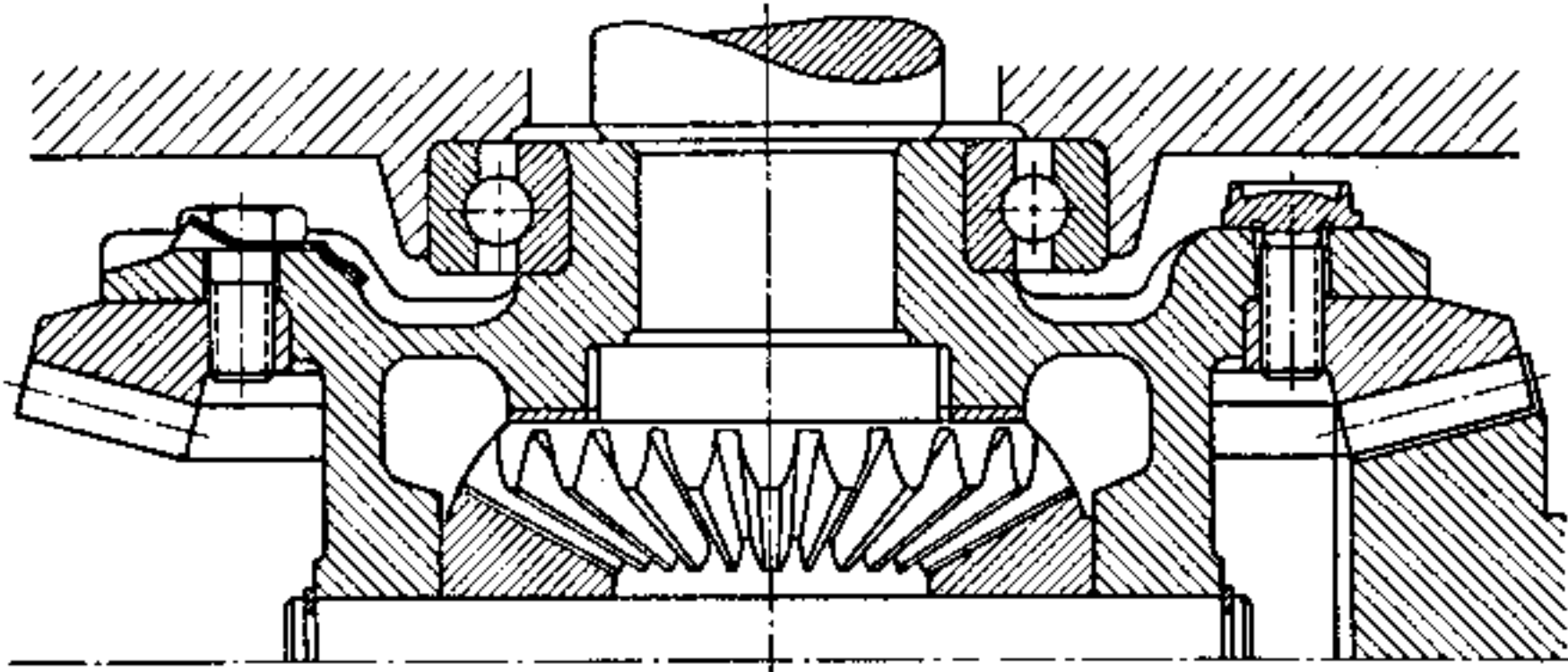


Bild 4. Schraubenverbindung am Tellerrad eines Ausgleichgetriebes.

Ausgleich thermischer Längenänderungen

Wie extrem große, durch die Betriebsverhältnisse bedingte Längenänderungen an einer Schraubenverbindung zu beherrschen sind, ist aus dem in Bild 5 dargestellten Beispiel einer Stopfbuchsenverschraubung zu ersehen. Die auf der linken Seite gezeigte bisherige Ausführung der Stopfbuchse wurde dauernd leck, da die durch das Auftreten sehr hoher Temperaturunterschiede verursachte große Längenänderung die Schraube überbeanspruchte. Durch die damit verbundenen plastischen Verformungen war bei der Abkühlung bzw. bei einem erneuten Temperaturanstieg die Vorspannkraft so klein, daß Dichtigkeit nicht mehr zu erreichen war. Da längere Dehnschrauben nicht unterzubringen waren, wurde die auf der rechten Bildseite dargestellte Lösung mit einem Tellerfederpaket gewählt.

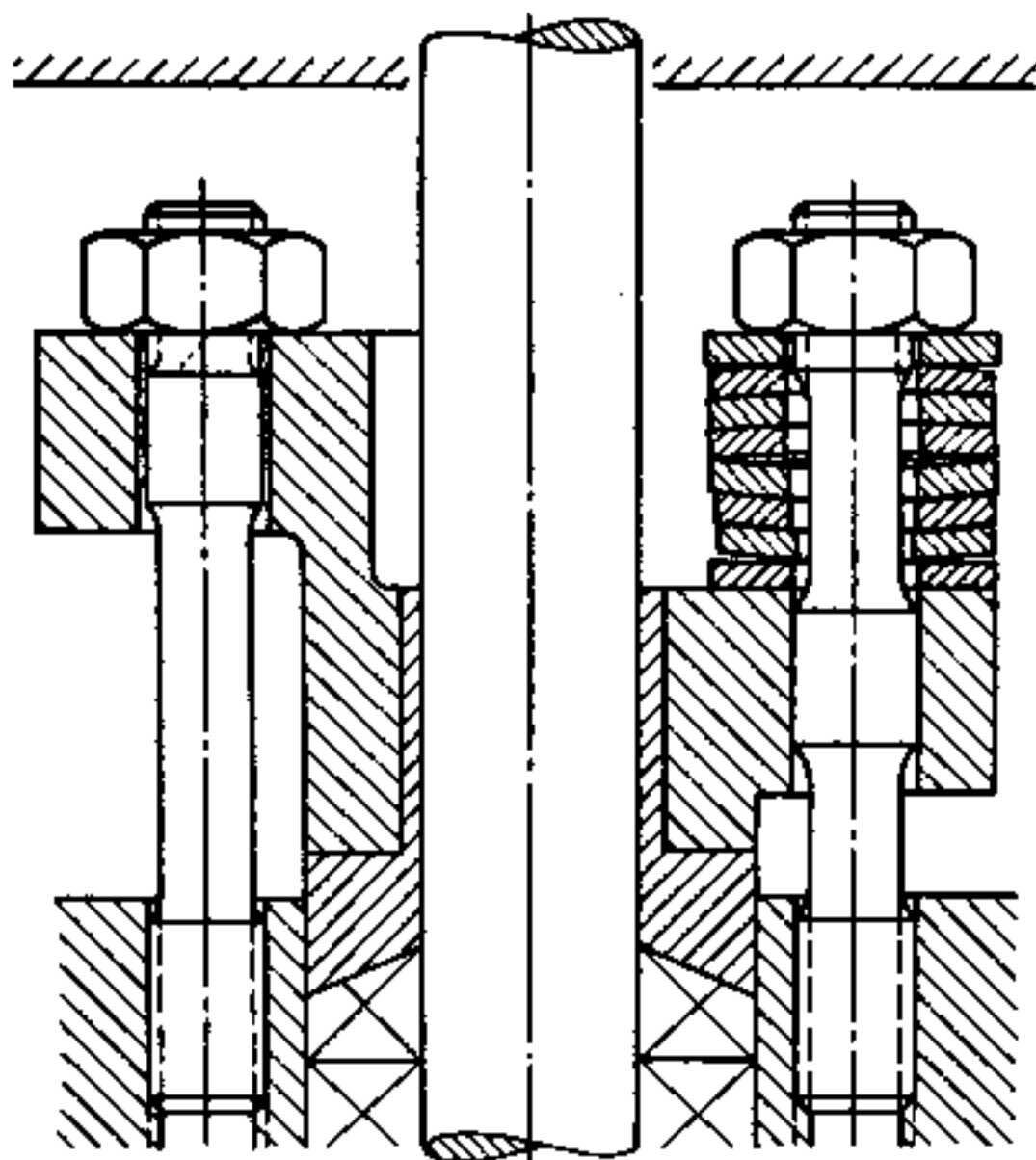


Bild 5. Stopfbuchsenverschraubung mit Federkennlinie.

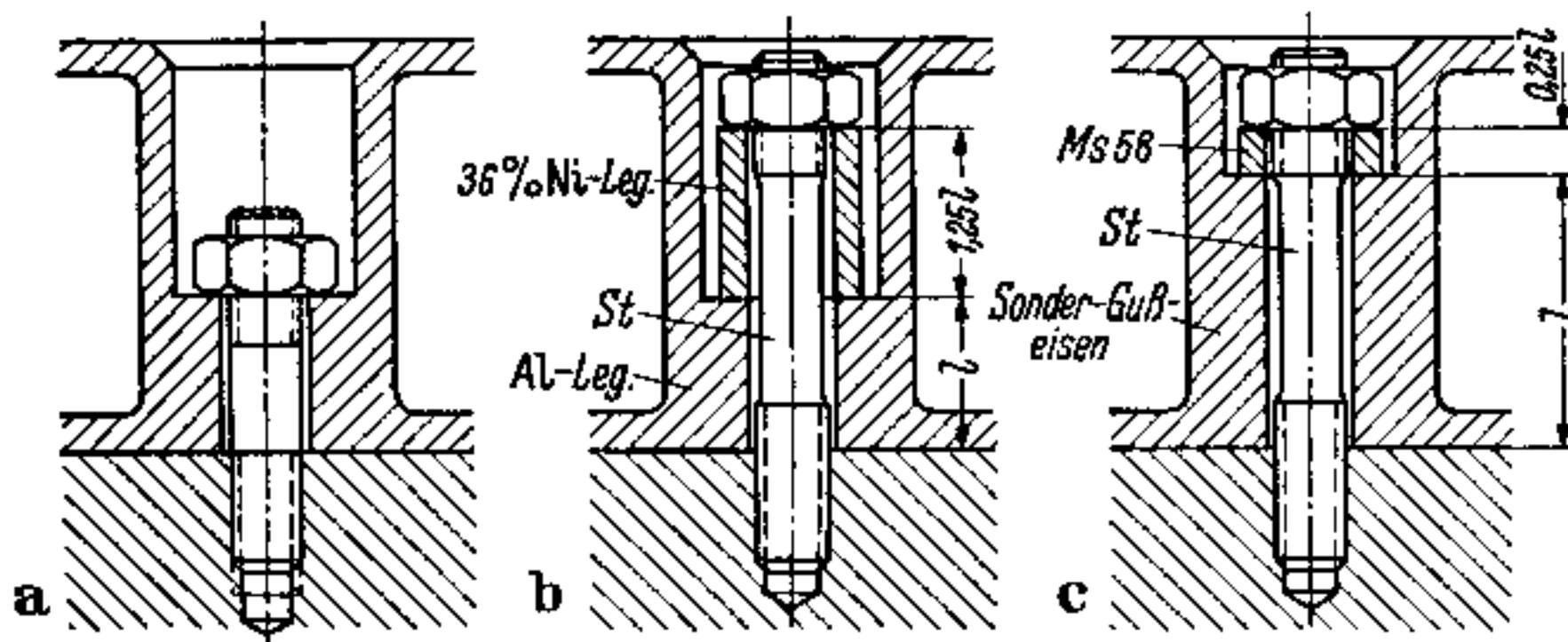
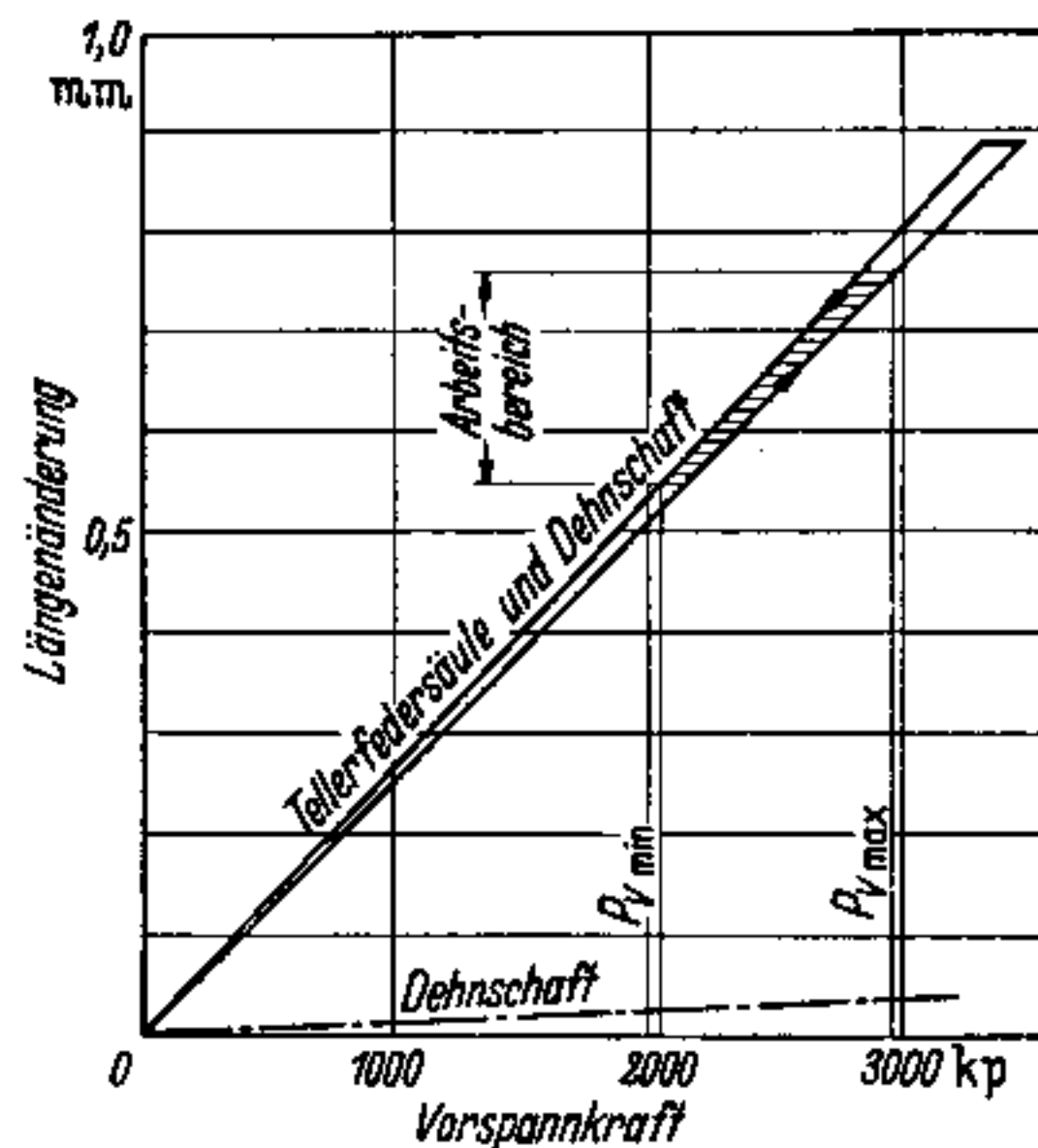


Bild 6. Ausgleich thermischer Längenänderungen an Schraubenverbindungen durch entsprechende Werkstoff-Paarungen.

Linearer Ausdehnungskoeffizient je °C:

Stahl	11×10^{-6}	Ni-Legierung (36% Ni)	$1,6 \times 10^{-6}$
Al-Legierung	23×10^{-6}	Messing Ms 58	19×10^{-6}
Sonder-Gußeisen	9×10^{-6}		

Man mußte ein dreifach geschichtetes Tellerpaket verwenden, um die vorgeschriebene hohe Vorspannkraft zu gewährleisten. Bei Hintereinanderschaltung von zwei derartigen Paketen betrug die Gesamtformänderung, wie aus der Federkennlinie zu entnehmen, das ca. zofache derjenigen des Dehnschaftes allein. Die Federelemente mußten besonders berechnet werden, da die zur Verfügung stehende Auswahl nicht bis zu so hohen Belastungen reicht, wie sie von hochfesten Schrauben übertragen werden. Zur Erzielung möglichst geringer Reibungsverluste werden die Federn vor dem Einbau mit Molybdändisulfid behandelt. Aus dem Diagramm ist zu erkennen, daß durch diese Maßnahmen in dem vorgesehenen Arbeitsbereich stets eine hohe Vorspannkraft erhalten bleibt.

Eine Möglichkeit, thermische Längenänderungen in der Schraubenverbindung selbst zu kompensieren, ist in Bild 6 dargestellt. Ist eine Stahlschraube mit einem Leichtmetall-Zylinderkopf in der in Bild 6a) angegebenen Weise verschraubt, dann wird bei Erwärmung des Motors durch die größere Wärmedehnung der Al-Legierung die Schraube zusätzlich zu Vorspann- und Betriebslast beansprucht. In ungünstigen Fällen können plastische Verformungen eintreten und im Lauf der Zeit ein Nachlassen der Dichtungsdrücke bewirken. Durch die in Bild 6b) angegebene Dreimetall-Verschraubung [8] ist die Summe der Wärmedehnungen der verspannten Teile gleich der der Schraube, wodurch die Beanspruchung der Schraubenverbindung temperaturunabhängig wird. Sonder-Gußeisen dehnt sich bei Erwärmung weniger als Stahl. Ein Nachlassen der Dichtungsdrücke wäre bei einem Zylinderkopf aus solchem Gußeisen die Folge. Durch Verwendung eines Zwischenstückes aus Ms 58 (Bild 6c) läßt sich aber auch hier die Summe der Wärmedehnungen gleich halten.

Gestaltung der Einschraubenden von Stiftschrauben

Die Kraftüberleitung vom Bolzengewinde auf das Muttergewinde ist nicht gleichmäßig [9]. Die, vom Kraftangriffspunkt her gesehen, ersten Gewindegänge übertragen mehr als die hinteren Gewindegänge. Wie man dies berücksichtigen muß, um eine optimale Kraftübertragung zu gewährleisten, soll an dem Beispiel des Einschraubendes von Stiftschrauben besprochen werden.

Die Stiftschraube wird mit ihrem Einschraubende mit einem Drehmoment

$$M_G = P_V (0,161 h + 0,583 \mu d_F) \quad (4)$$

in den Grundkörper eingeschraubt. Angeñähert gilt, daß dieses Drehmoment etwa halb so groß ist wie das vorgeschriebene Anziehdrehmoment. Ist das Einschraubende richtig gestaltet, dann sitzt die Stiftschraube fest und dreht sich auch beim Lösen des Muttergewindes nicht mit. Beim Einschrauben wird der Kern des Einschraubendes axial

und z. T. auch radial verspannt, während die Gewindeprofile normal auf Biegung und Schub beansprucht werden. Durch das Drehmoment M_G tritt weiterhin eine Torsionsbeanspruchung auf. Sie ist nicht zu vermeiden und macht das Einschraubende zu dem höchstbeanspruchten Teil der Stiftschraube. Beim Anziehen des Muttergewindes läßt sich, wie Benz [10] gezeigt hat, eine zusätzliche Torsionsbeanspruchung im Schraubenschaft verhindern.

In Bild 7 sind verschiedene Einschraubenden einander gegenübergestellt. Bei a) ist die häufigste Ausführung einer genormten Stiftschraubenverbindung zu erkennen. Das Einschraubende ist im Gewindeauslauf verklemt. Die Beanspruchung des sowieso am höchsten belasteten ersten tragenden Gewindeganges wird dadurch erheblich vergrößert, wie aus der daneben dargestellten Lastverteilung

zu sehen ist. Die ohnehin große Kerbwirkung des Gewindes wird erhöht, die Dauerhaltbarkeit herabgesetzt. Beim Einziehen einer solchen Stiftschraube ist leicht ein Schiefziehen möglich, was bei einer Reihenmontage von Stehbolzen zu Schwierigkeiten führen kann. Außerdem ist diese Schraube sehr empfindlich gegen zusätzliche Biegebbeanspruchung, da diese im Gewindeauslauf voll zur Wirkung kommt.

Bild 7 b) zeigt eine im Gehäuse radial verspannte Stiftschraube. Das Bolzengewinde hat hier gegenüber dem Bohrungsgewinde ein Übermaß. Die Ausbohrung im Bereich des Bolzengewindes ermöglicht eine elastische radiale Federung des Bolzens, so daß ein über die ganze Länge gleichmäßiger radialer Druck zustande kommt, der die Stiftschraube am Herausdrehen hindert. In der daneben angegebenen Lastverteilung ist diese konstante Radialverspannung durch die gestrichelte Linie angedeutet. Unter der Betriebsbeanspruchung stellt sich eine Lastverteilung ein, die der ausgezogenen Kurve entspricht. Sie ist günstiger als bei der Form a), was gleichbedeutend mit einer höheren Dauerhaltbarkeit ist. Darüber hinaus wurde bei dieser Ausführung das Gewinde des Bolzens verlängert, so daß die Spannungsspitze des Gewindeauslaufes nicht mit der des ersten tragenden Gewindeganges zusammenfällt.

Sehr teuer ist die Ausführung c). Sie hat aber den Vorteil, daß durch den Verspannbund das Gewinde entlastet wird, weil die Betriebskraft die Pressung zwischen Bund und Gehäuse vermindert und diese Verminderung nicht in die Schwellbeanspruchung des Einschraubgewindes eingeht. Der Bunddurchmesser darf nicht zu klein gewählt werden, da sonst beim Anziehen des Einschraubendes eine zu hohe Flächenpressung auftritt, die zu plastischen Verformungen führt, wodurch die Entlastungswirkung aufgehoben würde. Auch ist bei zu kleinem Bunddurchmesser ein Schiefziehen in die Ansenkung des Bohrungsgewindes hinein möglich.

In Bild 7 d) ist eine Stiftschraube mit Verspannzapfen dargestellt. Dieser wird beim Einschrauben der Stiftschraube gegen den Bohrlochgrund verspannt. Es stellt sich eine Lastverteilung ein, die der strichpunktierten Kurve entspricht. Man erkennt, daß hier zunächst die der Belastungsrichtung abgekehrten Gewindegänge den größeren Lastanteil aufnehmen müssen. Die ersten unter der Betriebslast tragenden Gänge sind also von den Einspannkraften wesentlich entlastet. Der Konstrukteur muß bei dieser Lösung aber darauf achten, daß die Verspannzapfen auf einer möglichst großen Fläche tragen, damit eine plastische Deformation der Schraube oder des Bohrlochgrundes verhindert wird. Eine solche würde auch hier zu einem Verlust der Verspannkraft und dadurch zum Mitdrehen der Stiftschraube beim Lösen des Muttergewindes führen. Durch eigene Versuche konnte festgestellt werden, daß ein Bohrlochgrundwinkel von 120° bereits zur Sicherung ausreicht. Die Sicherungswirkung steigt bei Verwendung eines Winkels von 90° . Sie wird in Frage gestellt, wenn man das Einschraubdrehmoment unzulässig hoch wählt. So sinkt z. B. das Verhältnis von Lösedrehmoment zu Einschraubdrehmoment von 0,75 bei Einschraubdrehmomenten, die unter den aus Gl. (4) errechneten liegen, bei höheren Einschraubdrehmomenten bis auf 0,4 ab. Die Kerbwirkung des Querschnittsüberganges zum Schaft ist minimal. Eine evtl. bei der Montage auftretende Abwinklung der Schraubenachse wird elastisch von der ganzen Schaftlänge ausgeglichen. Das Gewinde des Einschraubendes läßt man vorteilhaft ganz in das Gehäusegewinde eingreifen, so daß die ersten tragenden Bolzengewindegänge weiter entlastet werden. Mit einer so gestalteten Stiftschraubenverbindung erreicht man die höchstmögliche Dauerfestigkeit.

Die unter e) dargestellte Verbindung verwendet zusätzlich einen schraubenfederartigen Gewindeeinsatz, z. B. den Heli-Coil-Gewindeeinsatz. Die Lastverteilung auf die einzelnen Gewindegänge wird dadurch zwar weiter

verbessert, es ist aber in jedem Fall zu überprüfen, ob der Nutzen in einem rechten Verhältnis zu den Mehrkosten steht.

Unter f) ist die Ausführung d) durch einen Paßteil ergänzt. Diese Lösung ist erforderlich, wenn man durch die Schraube die beiden zu verbindenden Teile in ihrer Lage gegeneinander fixieren will. Eine zusätzliche Beanspruchung des Einschraubgewindes auf Biegung ist bei entsprechender Ausführung des Paßteiles ausgeschaltet. Im Verbrennungsmotorenbau ist eine solche Konstruktion häufig anzutreffen. Sie ist aber gleichfalls teuer, da Gewinde und Paßzylinder an der Schraube und im Gegenbauteil genau fluchten müssen.

Unter g) und k) ist die Ausführung des Verspannzapfens erläutert. Der kegelige Verspannzapfen, bei dem der Winkel φ_1 mit φ_2 genau übereinstimmen muß, ist störanfällig. Es können Achsverschiebungen oder Winkelabweichungen vorkommen, wie in den Skizzen h) und i) gezeigt. Vorteilhafter ist der gerundete Verspannzapfen. Bei diesem muß der Abrundungsradius r in einem bestimmten Verhältnis zu dem Winkel φ und dem Durchmesser z des Verspannzapfens stehen, der dann wenig störanfällig ist. Störend wirken fast nur noch Achsverschiebungen, die aber relativ selten sind. Winkeländerungen oder Abweichungen vom Radius haben keinen merklichen Einfluß auf die Verspannwirkung.

Schraubenbeanspruchung durch Formänderungen der Bauteile

Im folgenden wird an dem Beispiel der Pleuelschraubenverbindung die Rückwirkung der Verformungen des

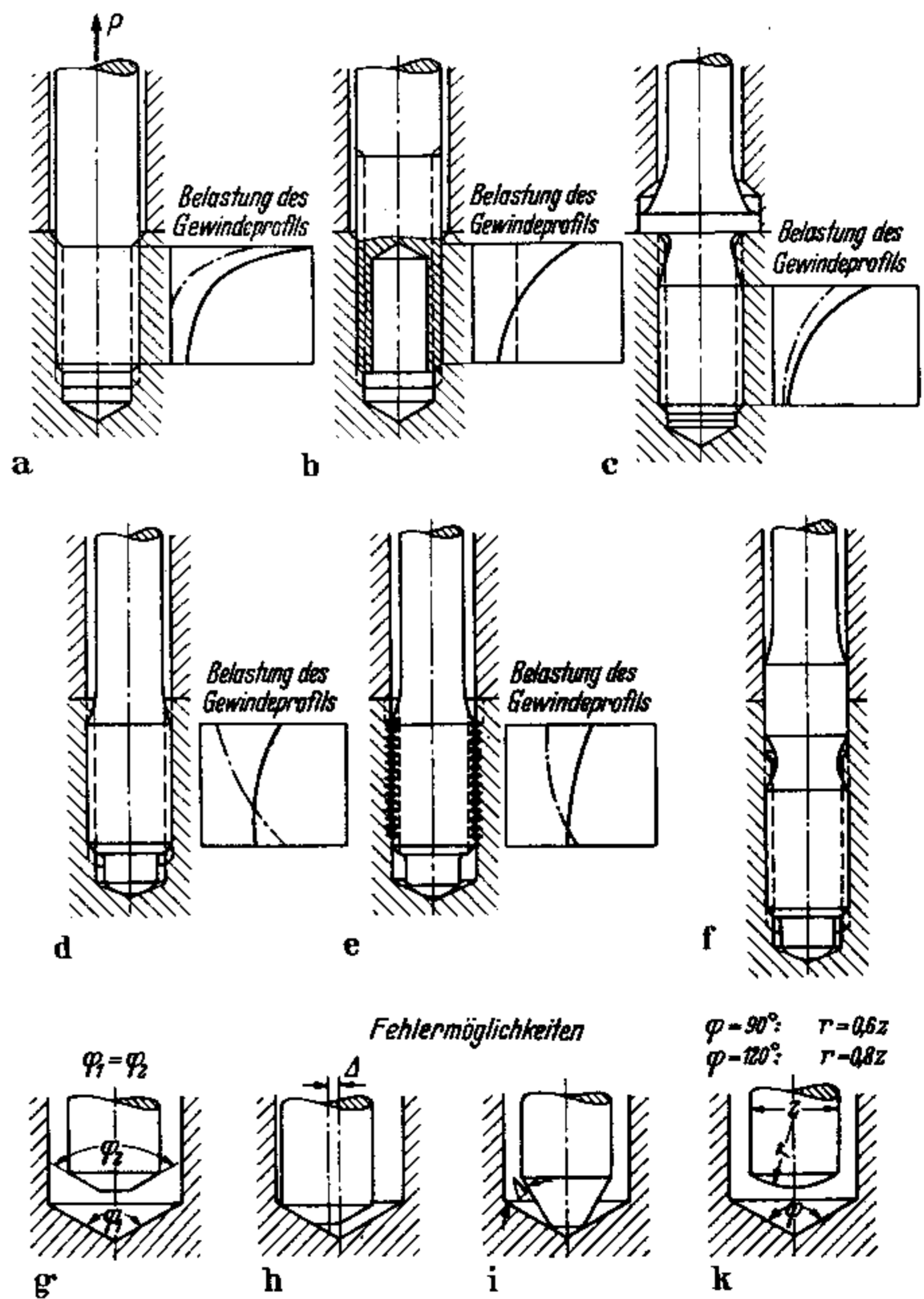


Bild 7. Gestaltung der Einschraubenden von Stiftschrauben.

- · · · · Längskraft, wenn Einschraubende allein festgezogen;
- — — — Radialkraft, wenn Einschraubende allein festgezogen;
- — — — Gesamtbelastung in Längsrichtung nach Anziehen des Muttergewindes.

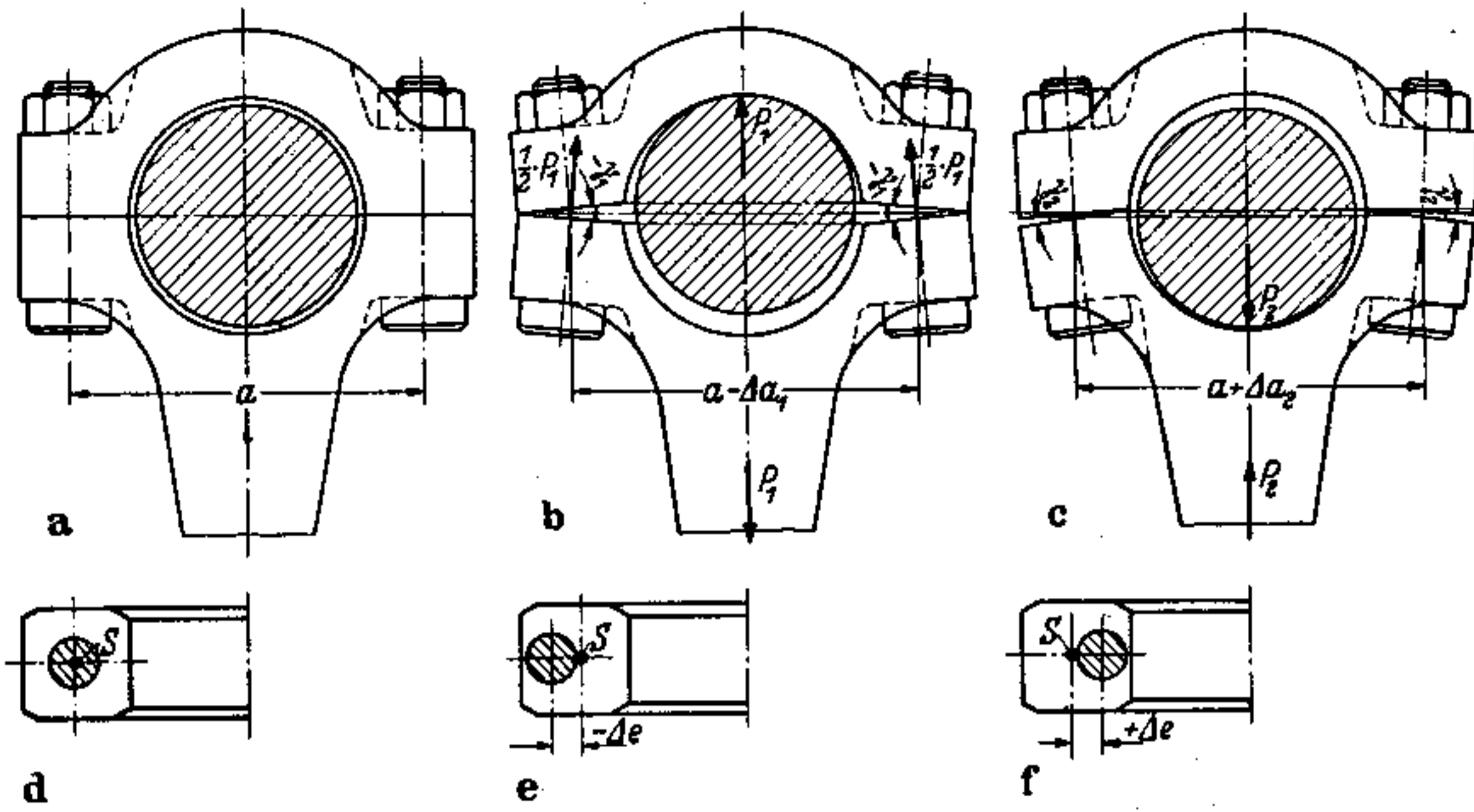


Bild 8. Verformungen an normal geteilten Pleuelstangen.

gesamten Bauteils bei äußerer Belastung auf die Beanspruchung der Schraubenverbindung behandelt. Die Schlußfolgerungen können auf alle ähnlichen Verschraubungsprobleme sinngemäß übertragen werden.

In Bild 8 ist unter a) eine normal geteilte Pleuelstange im unbelasteten Zustand dargestellt. In dieser und in den folgenden Prinzipzeichnungen sind verschiedene Maße zur Verdeutlichung übertrieben gezeichnet, so u. a. das Spiel zwischen Pleuelstange und Bohrung. Die Pleuelstange unterliegt einer wechselnden Zug-Druck-Beanspruchung. Die Druckbeanspruchungen durch die Zündkräfte sind bei Zweitakt- und Viertaktmotoren gleich. Bei Viertaktmotoren wird die Pleuelstange durch die Massenkräfte am oberen Totpunkt am Ende des Auslaßhubes auf Zug beansprucht. Diese Zugkräfte müssen durch die Schraubenverbindung auf den Pleueldeckel und von diesem auf den Pleuelzapfen übertragen werden, wie das im Bild 8b) dargestellt ist. Bei Zweitaktmotoren tritt diese Beanspruchung nicht auf. Die Schraubenverbindung hat bei einem Zweitaktmotor lediglich die Fliehkraft des Pleueldeckels zu übertragen. Durch die Zugbeanspruchung wird sich die Pleuelstange und der Pleueldeckel in der in Bild 8b) angedeuteten Weise verformen. Das Maß a verkleinert sich um Δa_1 , das seitliche Lagerspiel wird vermindert, das Lager kneift. Weiter tritt ein Aufschnäbeln der Teilfuge der Schraubenverbindung um den Winkel γ_1 ein und ruft in der Schraube eine Biegebeanspruchung zusätzlich zur Zugbeanspruchung durch $P_1/2$ hervor. Diese Formänderungen hängen von der Federsteifigkeit der Pleuelstange, des Pleueldeckels und der Schraube ab. Sie werden um so

geringer, je steifer diese drei Glieder sind. Es ist also unüberlegt, wenn die Theorie vertreten wird, der Pleueldeckel solle sich als loses Band um den Pleuelzapfen schlingen. Die Biegebeanspruchung σ_b der Schraube für eine gegebene Abwinkelung der Auflage wird um so größer, je größer der Schraubenschaft- und Gewindedurchmesser ist:

$$\sigma_b = \frac{\omega \cdot d \cdot E}{2 \cdot l_s} \quad (5)$$

Hierdurch ist der Schraubendurchmesser und damit auch die Steifigkeit der Schraube begrenzt.

In Bild 8c) ist die Formänderung, die unterhalb eines bestimmten Lagerspiels bei Druckbeanspruchung der Pleuelstange auftritt, gezeigt. Das Maß a vergrößert sich hier um Δa_2 , und in der Fuge wird eine positive Neigung um

den Winkel γ_2 eintreten, die durch die Schraube zum Teil auf den Pleueldeckel übertragen wird. Bei größeren Lagerspielen stellt sich eine dem Bild 8b) entsprechende elastische Verformung ein. Obwohl bei Druckbeanspruchung der Pleuelstange direkt keine Kraft auf die Schraubenverbindung wirkt, tritt doch eine Rückwirkung über die Formänderung auf. Diese ist bei Druckbeanspruchung zwar relativ geringer als bei Zugbelastung, oft ist aber die Kraft P_2 größer als P_1 , und dann tritt die Wirkung der Verformungskräfte auch hier deutlich hervor. Die Pleuelschraube wird also auch bei Druckbelastung auf Biegung und Zug beansprucht

So kommt man zu der Schlußfolgerung, daß die Berechnungsverfahren, die nur die direkten Kraftwirkungen zugrunde legen, keine Sicherheit gegen unangenehme Überraschungen bei Pulsator- oder Prüfstandversuchen bieten. Der Ingenieur muß darauf achten, daß die Federsteifigkeit von Pleuelstange und Deckel in einem gewissen Verhältnis zum Durchmesser der Schraube steht. Eine höhere Dauerhaltbarkeit von Pleuelschraubenverbindungen wird sich stets durch einen starren Pleueldeckel, eine starre Ausbildung der Pleuelzapfenlagerung an der Pleuelstange und eine biegeeweiche, elastische Pleuelschraube erreichen lassen.

Der Schwerpunkt der Teilfugenflächen und der Kopfaufgabeflächen soll auf der Schraubenachse liegen. Ist das nicht der Fall, dann bildet die Resultierende der in der Teilfuge wirksamen Kräfte mit der Schraubenkraft ein Kräftepaar, das die Schraube auf Biegung beansprucht bzw. die zu verspannenden Teile verformt. In Bild 8d) ist der Idealfall, daß der Schwerpunkt der Teilfuge mit der

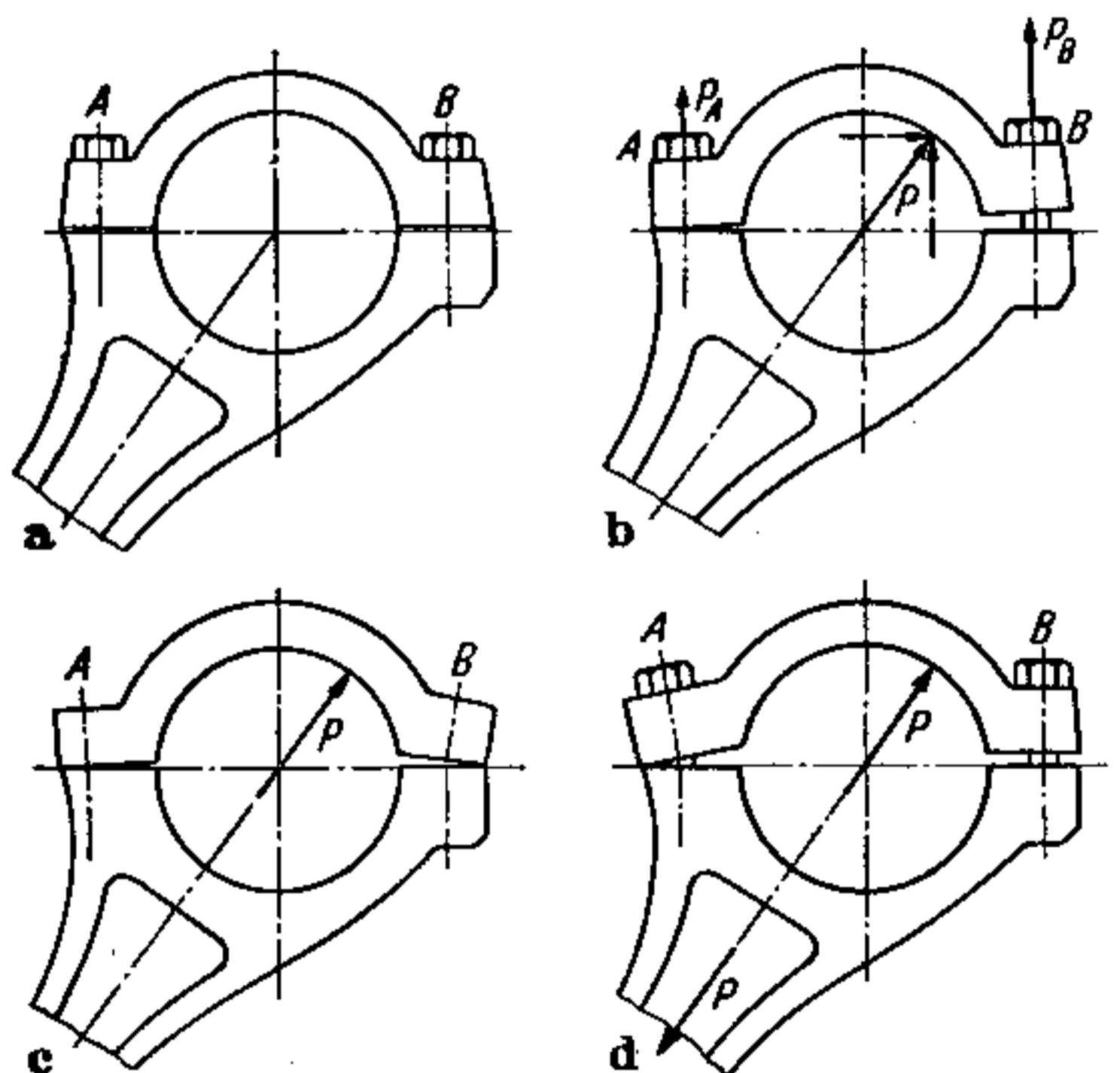


Bild 9. Verformungen an schräg geteilten Pleuelstangen.

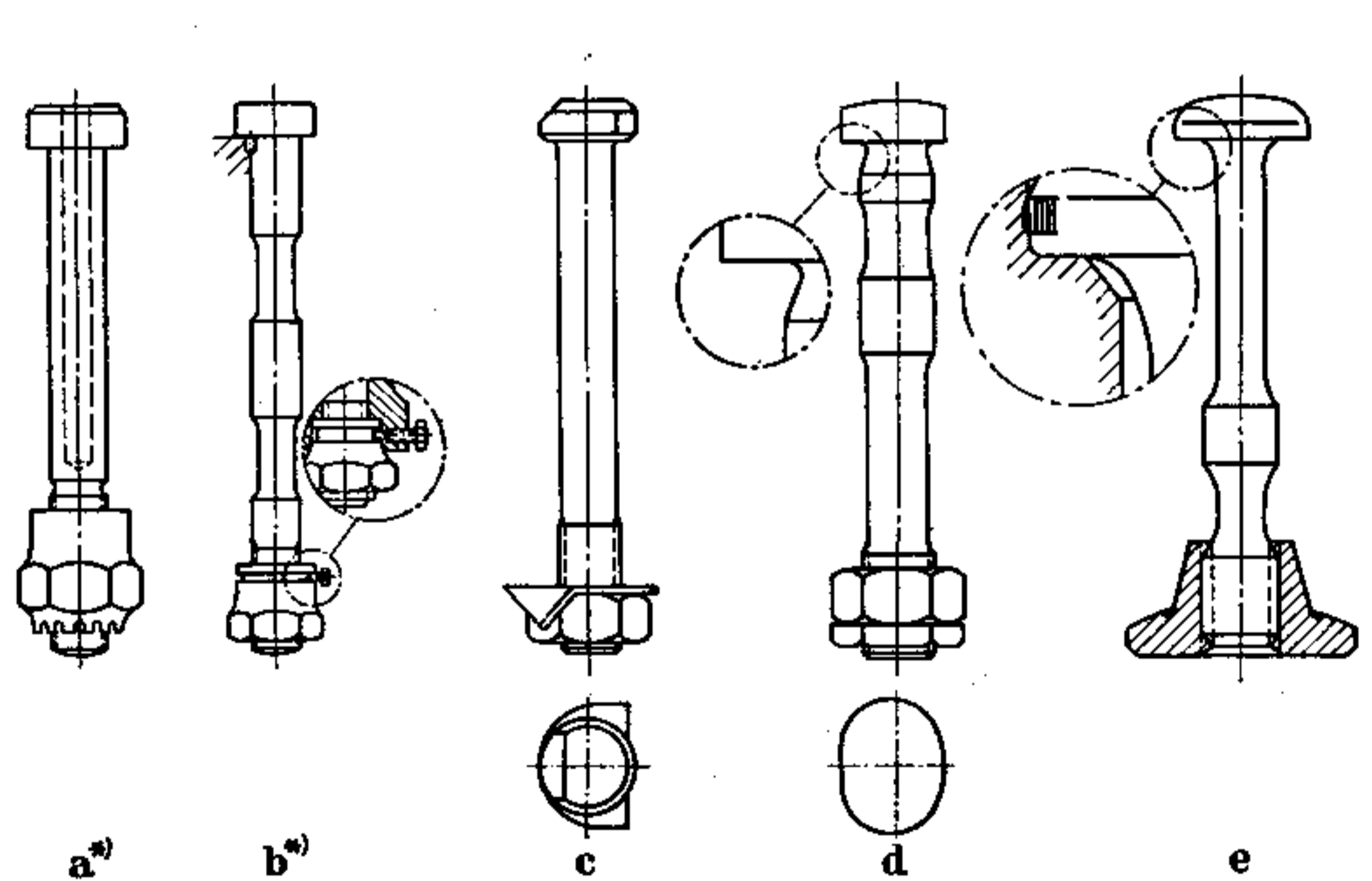


Bild 10. Entwicklung der Pleuelschrauben.
*) stark verkleinert.

Schraubenachse zusammenfällt, dargestellt. In Bild 8e) hingegen ist der Schwerpunkt gegenüber der Schraubenachse um $-\Delta e$ versetzt. Diese Verschiebung wirkt sich genauso aus wie die äußere Betriebslast P_1 in Bild 8b). Bei der in Bild 8f) dargestellten Verschiebung um $+\Delta e$ tritt eine Formänderung wie in Bild 8c) ein. Bei Pleuelstangen ist bei diesen Betrachtungen auch die Wirkung der Lagerschalen mit zu berücksichtigen. Allerdings wird dadurch das System statisch unbestimmt, und man kann nur eine Überschlagsrechnung durchführen.

Bild 9 zeigt eine schräg geteilte Pleuelstange. Bei dieser Konstruktion treten zu den eben erwähnten Verformungen und Beanspruchungen noch folgende hinzu. Die unbelastete Pleuelstange ist unter a) dargestellt. Bild 9b) zeigt, wie sich die Betriebskraft, die von den Massenkräften herrührt, auf die Schrauben A und B verteilt. Die Schraube B übernimmt einen höheren Lastanteil als die Schraube A. Daher längt sich die Schraube B mehr als die Schraube A. Aus diesen Verformungen der Schrauben resultiert eine Kippbewegung des gesamten Pleueldeckels nach links. Die Pleuelstange wird gleichfalls um ein Geringes verformt und folgt dem Pleueldeckel nach links. Betrachtet man die Verformungen des Pleueldeckels allein (Bild 9c), dann erkennt man, daß dieser aufedert, und zwar wird die Winkeländerung auf der Seite B größer als auf der Seite A sein. Überlagert man die Verformungen b) und c), so kommt man zu der in Bild 9d) dargestellten Gesamtformänderung. Auf der Seite A addieren sich die Winkeländerungen beider Verformungen. Auf der Seite B heben sie sich annähernd auf, und es bleibt hier ein Abheben des Deckels übrig. Die aus diesen Verformungen resultierenden Kräfte beanspruchen die Schraube B im wesentlichen im Zug-Schwellbereich, während die Schraube A zusätzlich einer dynamischen Biegebeanspruchung unterliegt. Eine Biegebeanspruchung ist aber für die Schraube weitaus gefährlicher als eine Zugbeanspruchung, so daß, wenn überhaupt, dann an der nominell geringer belasteten Schraube A mit einem Dauerbruch gerechnet werden muß. Tatsächlich haben Pulserversuche mit Überbelastungen dieses Ergebnis bestätigt.

Die in Bild 10 gezeigte Entwicklung der Pleuelschrauben ist ein Spiegelbild der soeben angestellten Überlegungen. Die erste Form (a) ist z. B. von Föppl 1922 in seinem Buch „Schnellaufende Dieselmotoren“ [11] angegeben. Diese Schraube ist längs ausgebohrt, wodurch eine größere elastische Längung des als Paßteil benutzten Schaftes erreicht wird. Die Schraube hat trotz des „Dehnschaftes“ eine große Biegesteifigkeit sowie hohe Spannungsspitzen am Gewindeauslauf. Die geringe Scherfläche des verwendeten Feingewindes soll durch die hohe Mutter ausgeglichen werden. Diese ist gegen unbeabsichtigte Drehbewegungen versplintet. Ob eine solche Sicherung aber Vorspannungsverluste verhindern kann, ist zumindest sehr zweifelhaft.

Die zweite Schraube (Bild 10b) ist um 1927 bei Röttscher [3] abgebildet. Man erkennt die ersten Ansätze einer Dehnschaftschraube, wenn auch die Führungszyylinder noch den größten Teil der Schaftlänge einnehmen. Röttscher verwendet gleichfalls Feingewinde, was aus der hohen Mutter zu schließen ist. Von Nachteil ist, daß das Gewinde ohne Entlastungsrille in dem Paßteil ausläuft. Die grobe Splintsicherung ist aber verlassen. An ihre Stelle ist die beliebig feststellbare Pennsche Sicherung getreten. Diese beiden Beispiele stammen aus dem Großmotorenbau. In verbesserter Gestalt wird Ausführung b) noch heute verwendet [12]. Der Schraubenkopf wird bei der Ausführung a) beim Anziehen mit einem Schlüssel gehalten und am Mitdrehen gehindert. Bei der Ausführung b) wird diese Funktion durch einen Stift übernommen.

Die Lösung c) ist im LKW-Bau noch heute anzutreffen. Der Kopf wird durch Anlagekanten am Mitdrehen beim Anziehen des Muttergewindes gehindert. Der Schraubenschaft wird nicht zur Lagefixierung verwendet; er hat einen Durchmesser, der dem Gewinderolldurchmesser entspricht.

Trotz des Feingewindes konnte durch Verwendung einer hochfesten Mutter eine normale Mutterhöhe beibehalten werden. Die gezeigte Sicherung durch ein umschlagbares, d. h. weiches Sicherungsblech ist der schwächste Punkt dieser Pleuelschraubenverbindung.

Bei Ausführung d) ist der Schaftdurchmesser im Verhältnis zum Gewinde noch mehr verkleinert, die Schraube also elastischer und biegeweicher geworden. Als Sicherung gegen Mitdrehen des Schraubenkopfes dient eine zur Schraubenachse exzentrische Kreisbogenanlagefläche. Sie ist, richtig gestaltet, einfacher in der Fertigung als die nach Bild 10c). Da bei der dargestellten Kopfform der Schwerpunkt der Auflagefläche nicht in die Schraubenachse fällt, muß man mit einer gewissen Biegebeanspruchung rechnen. Die Sicherung, eine Palmutter, ist überflüssig. In Bild 10e) ist die am weitesten entwickelte Pleuelschraubenverbindung dargestellt. Der Dehnschaftdurchmesser liegt um 10 bis 20% unter dem Gewindekerndurchmesser. Die Schraube ist dadurch elastisch und biegeweich. Ein Paßteil legt den Pleueldeckel gegen die Stange fest. Der Schraubenkopf ist rotationssymmetrisch und mit leichtem Preßsitz in der Pleuelstange eingefügt. Vorteilhaft ist die von Bensinger und Fritz [13] angewendete Rändelung eines Teils des Kopfrandes, die eine größere Durchmesser-toleranz ermöglicht und die Wirtschaftlichkeit verbessert. Die hochvergütete Hängemutter mit zum Ausgleich von Montageungenauigkeiten balliger Auflagefläche greift über das Bolzengewinde und entlastet dadurch den ersten tragenden Gewingegang. Durch die Verwendung von Normalgewinde mit seiner gegenüber Feingewinde größeren Tragtiefe und größerem Kernausrundungsradius ist eine optimale Werkstoffausnutzung der Schraube bei maximaler Dauerhaltbarkeit und Funktionssicherheit der Schraubenverbindung auch ohne jede weitere Sicherung gewährleistet.

Gestaltung und Wirtschaftlichkeit

In den bisherigen Ausführungen wurde zwar das Hauptgewicht auf Kräfte, Spannungen und Verformungen gelegt, doch kam am Rande immer wieder auch die Wirtschaftlichkeitsfrage zum Anklingen. Jetzt sollen konstruktive Maßnahmen beschrieben werden, die bei gleicher oder gesteigerter Wirkung eine Kostensenkung, zumindest aber keine Verteuerung bringen.

Kopfform

Gestreift wurde die Gestaltung des Kopfes bereits bei Bild 3. Was dort im Hinblick auf zusätzliche Elastizität angebracht war, kann auch aus Gründen der Wirtschaftlichkeit und Gewichtersparnis vorteilhaft sein. Die in Bild 11a) und 11c) gezeigten Schraubenköpfe sind, ohne daß die Tragfähigkeit herabgesetzt ist, an der Stempelseite ausgespart. Bei geeigneter Formgebung kann diese Aussparung ohne zusätzliche Bearbeitungskosten beim Kaltstauchen des Schraubenkopfes mit hergestellt werden. Sehr unvorteilhaft wäre es, eine Gewichtsverminderung durch Verkleinern der Kopfhöhe oder der Schlüsselweite herbeizuführen, da dann die Spannungen im Kopf und die Flächenpressung an der Auflagefläche sowie beim Anziehen die an den Schlüsselflächen vergrößert werden.

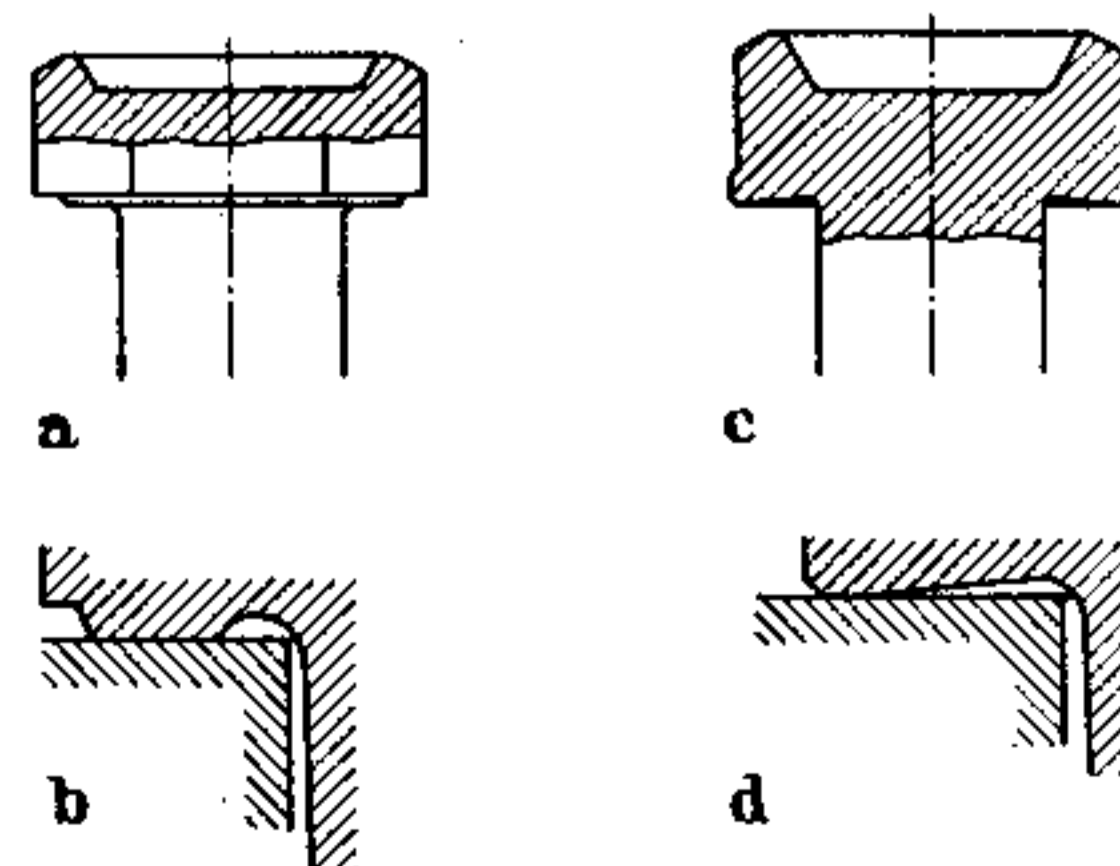
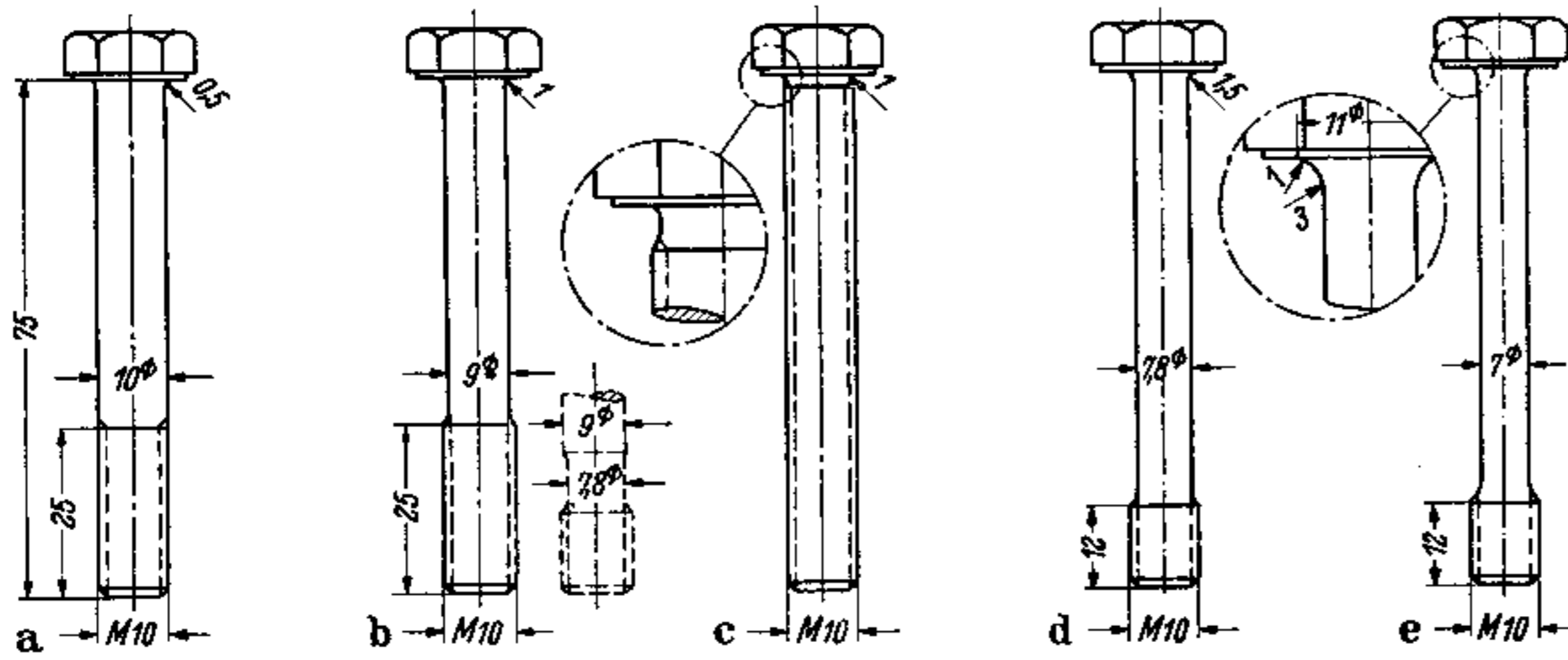


Bild 11. Form und Auflagefläche des Kopfes.



Schraubenform		a	b	c	d	e
Bezeichnung		AM10x75 DIN 931	BM10x75 DIN 931	M 10x75 DIN 933	Dehn- schraube M 10, $\delta=1$	Dehn- schraube M 10, $\delta=0,9$
Gewicht	%	100	91	91	76	70
statische Tragfähigkeit	%	100	100	100	87	70
Einheitskraft	%	100	86	71	68	55
dynamische Tragfähigkeit	%	100	112	131	135	162
elastische Längung	%	100	116	141	128	127
Kosten	%	100	92	95	156	163

Bild 12. Schraubenschaftformen.
Gegenüberstellung Tragfähigkeit — Kosten.

Soll das Durchgangsloch im verspannten Teil nicht angefast werden oder will man den Kopf-Schaft-Übergangsradius vergrößern, ohne die vorhandene Anfasung zu verändern, dann ist eine in den Kopf eingepreßte Entlastungsrille (Bild 11 b) angebracht. Zu beachten ist dabei die Verminderung der tragenden Fläche bzw. die Steigerung der Flächenpressung. Nimmt die Flächenpressung zu hohe Werte an, dann ist ein Bundkopf (Bild 11 c) angebracht, der gleichfalls mit eingepreßter Entlastungsrille herstellbar ist. Er bietet als weiteren Vorteil eine Steigerung des Kopfreibungsdrehmomentes und damit des Lösedrehmomentes der Schraube ohne zusätzliche Torsionsspannungen im Schraubenschaft. Wie in einer früheren Arbeit [14] festgestellt, wird dieser Effekt durch eine konkave Auflagefläche unterstützt. Bild 11 d) läßt erkennen, daß auch hierbei der Kopf-Schaft-Übergangsradius vergrößert werden kann. Auch der normale Sechskantschraubenkopf

kann mit einer konkaven Auflagefläche versehen werden, wenn die Flächenpressung innerhalb der zulässigen Grenzen bleibt.

Wahl der Schraubenschaftform

Sehr aufschlußreich ist die Gegenüberstellung von Schraubenschaftformen in Bild 12. Die statische Tragfähigkeit, d. h. die zulässige Vorspannkraft, ist bei den ersten drei Formen gleich. Bei der vierten ist sie um 13%, bei der fünften um 30% geringer. Die Einheitskraft nimmt entsprechend dem Schaftdurchmesser von 100% bei Form a) bis auf 55% bei Form e) ab, was gleichbedeutend mit einer Steigerung der dynamischen Tragfähigkeit von 100% auf 162% ist. Dagegen erreicht die elastische Längung der vorgespannten Schraube $\Delta l_s = P_V/C_S$ einen Maximalwert bei Form c). Mit abnehmendem Schaftdurchmesser kann der Kopf-Schaft-Übergangsradius bei gleicher Auflagefläche größer werden, wodurch auch an dieser Stelle die Dauerhaltbarkeit erhöht wird.

Am billigsten ist Form b), die sogenannte BM-Schraube. Die technisch optimale Lösung bietet aber offensichtlich die dem Normblatt DIN 933

entsprechende Schaftform c), das gilt für Längen bis ca. $10 d$.

Die BM-Schraube kann — wie in Bild 12 b) gestrichelt eingezeichnet — mit einer Entlastungsrille am Gewindeauslauf versehen werden, damit das Gewinde ganz in das Muttergewinde einschraubbar ist. Diese Lösung ist besonders bei Schaftlängen über $15 d$ geeignet, die Dehnschraube zu ersetzen. Durch den zusätzlichen zerspannenden Arbeitsgang werden die Kosten gegenüber der reinen BM-Form zwar höher, sie liegen aber noch weit unter denen einer gleichlangen Dehnschraube.

Rauhigkeit des Dehnschaftes und Dauerhaltbarkeit

Die in Bild 13 a) gezeigte Darstellung von Lehr [20] über den Einfluß der Oberflächenbeschaffenheit auf die Dauerfestigkeit hat viele Konstrukteure veranlaßt, für

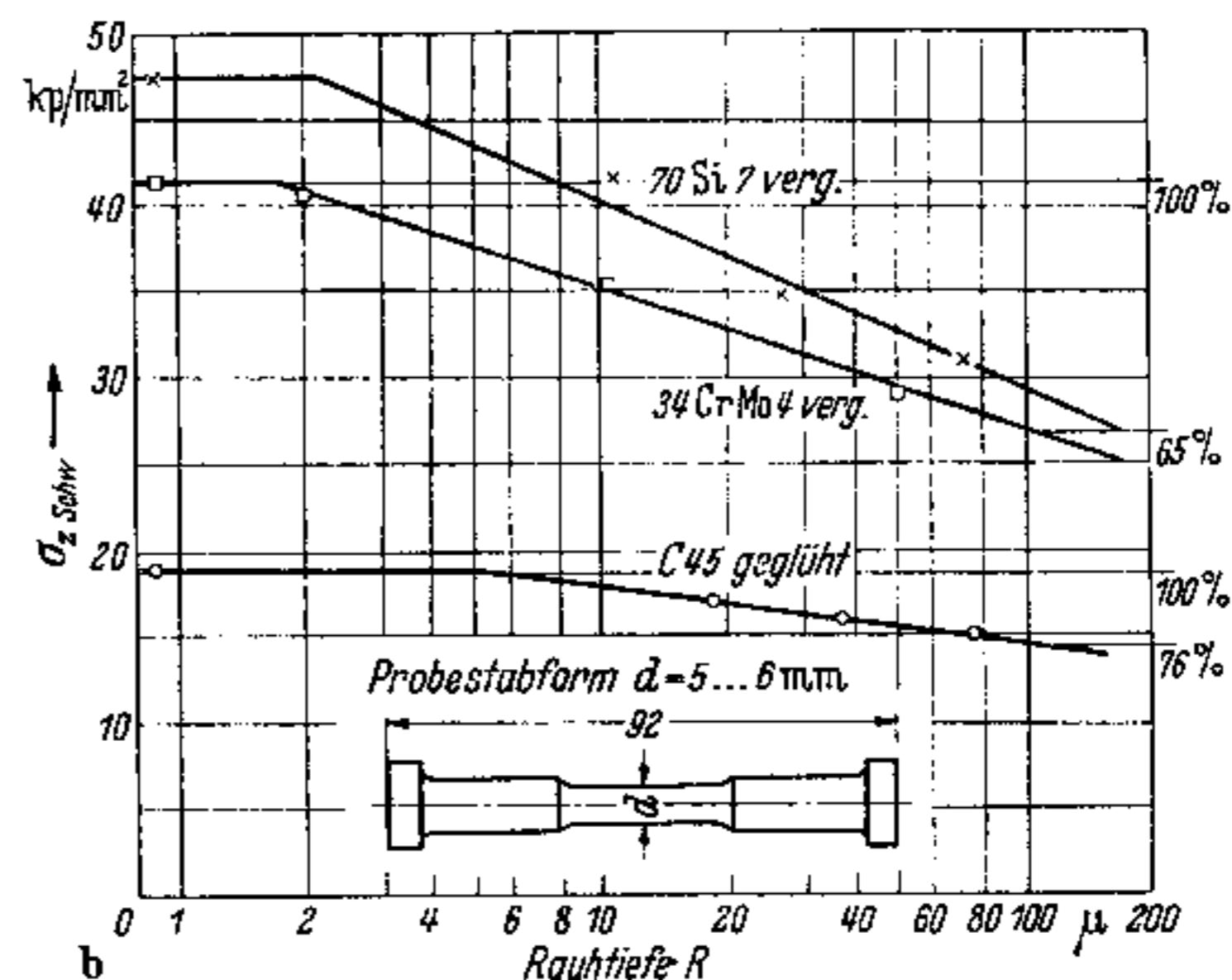
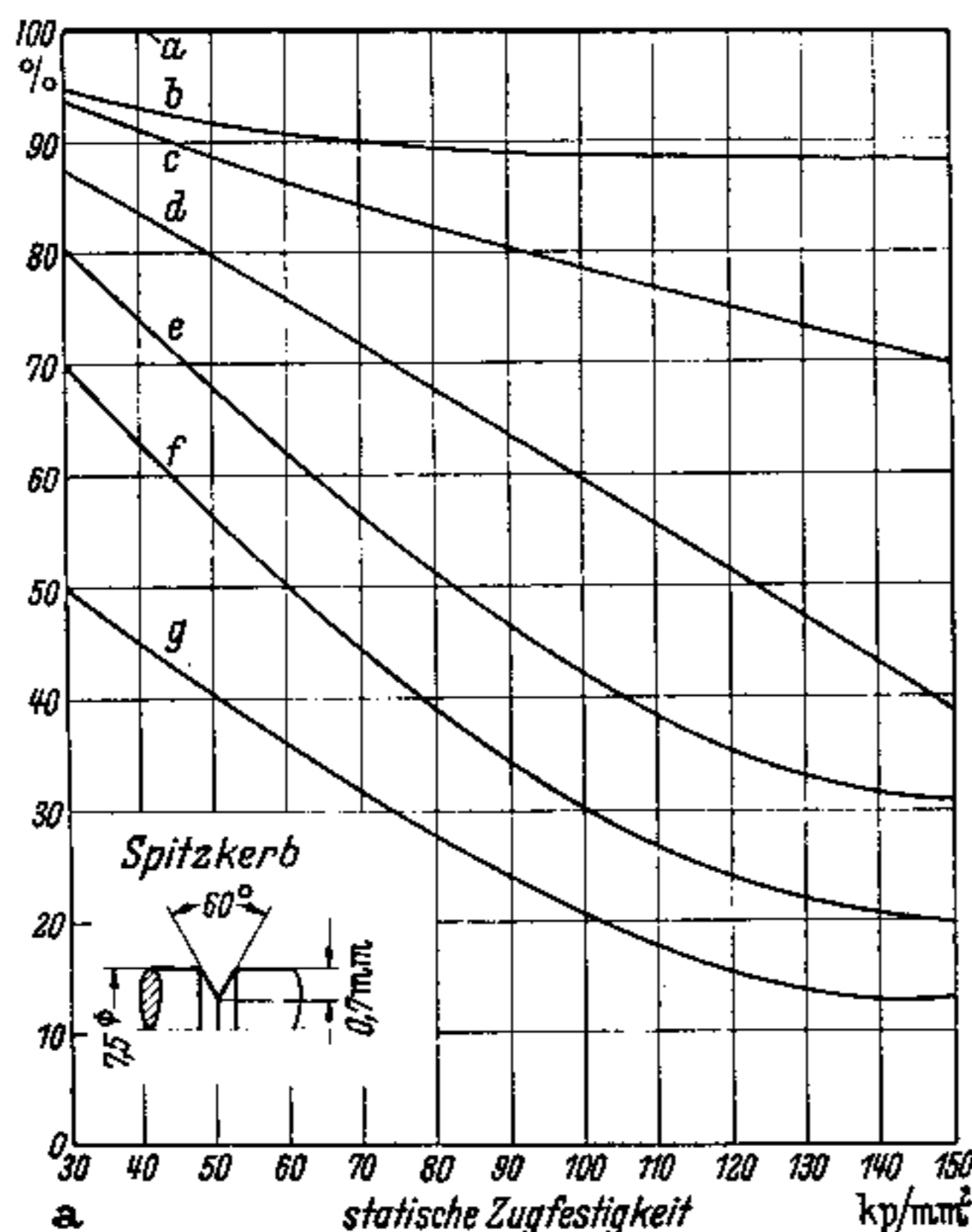


Bild 13. Oberflächenbeschaffenheit und Festigkeit.

- a) Einfluß von Bearbeitungsart und von Korrosion auf die Dauerfestigkeit nach Lehr; a) poliert, b) geschliffen, c) geschruppt, d) mit ringförmigem Spitzkerb, e) mit Walzhaut (untere Grenze), f) Korrosion mit Leitungswasser, g) Korrosion mit Salzwasser;
- b) Zug-Schwellfestigkeit verschiedener Stähle in Abhängigkeit von der Oberflächenrauhtiefe nach Siebel und Gaier.

alle dynamisch hoch beanspruchten Teile eine polierte Oberfläche vorzuschreiben, so auch für den Dehnschaft hochfester Schrauben. Damit ist man aber an den wirklichen Verhältnissen weit vorbeigegangen. Um die Binsenweisheit „Eine Kette hält soviel wie ihr schwächstes Glied“ auf den hier behandelten Fall zu übertragen, muß man sagen: „Der Dauerbruch einer Schraube beginnt an der Stelle mit der höchsten Spannungsspitze.“ Diese tritt aber nicht unbedingt im schwächsten Querschnitt auf. Leider begrenzt das Gewinde und der Übergang vom Schaft zum Kopf die dynamische Tragfähigkeit einer Schraube. Dies geht auch aus der Lehrschen Darstellung hervor. Die Linie *d* für den ringförmigen Spitzkerb, die etwa dem Gewinde entspricht, verläuft noch unter der Linie *c* für Schrupp-Bearbeitung.

Das einer Veröffentlichung von Siebel u. Gaier [21] entnommene Bild 13b) hat die gleiche Reaktion ausgelöst. Wieder hat man übersehen, daß die angegebenen Zug-Schwellfestigkeiten für einen glatten Probestab und nicht für ein gekerbtes Teil gelten. Bild 14 ist eine Umzeichnung des Lehrschen Bildes, und zwar wurde die Schwellfestigkeit des ringförmigen Spitzkerbes konstant auf 100% gesetzt.

Die Tragfähigkeit des Gewindes ist $P = \sigma F_S$, diejenige des Dehnschaftes $P_T = \sigma_T F_T$. Mit dem in Bild 14 auf den Spitzkerb bezogenen Dauerfestigkeitsverhältnis $V_D = \sigma_T/\sigma$ und dem Flächenverhältnis $F_T/F_S = C \delta^2$,

$$\text{wobei } C = \frac{1}{1 + 0,75 \frac{h}{d_K}}$$

läßt sich P_T ausdrücken durch

$$P_T = V_D C \delta^2 P. \quad (6)$$

Es wird also die Tragfähigkeit des Dehnschaftes $P_T \gtrless P$, je nachdem, ob $V_D C \delta^2 \gtrless 1$ ist.

In Bild 14 ist für das Gewinde M 10 auf der rechten Ordinate eine δ -Skala eingetragen, für welche $V_D C \delta^2 = 1$ gilt. Solange die δ -Linie unter dem für die betreffende Oberflächenbehandlung gültigen Kurvenzug liegt, ist der gefährdete Querschnitt im Gewinde. Verläuft die δ -Linie darüber, so besteht im Dehnschaft Dauerbruchgefahr.

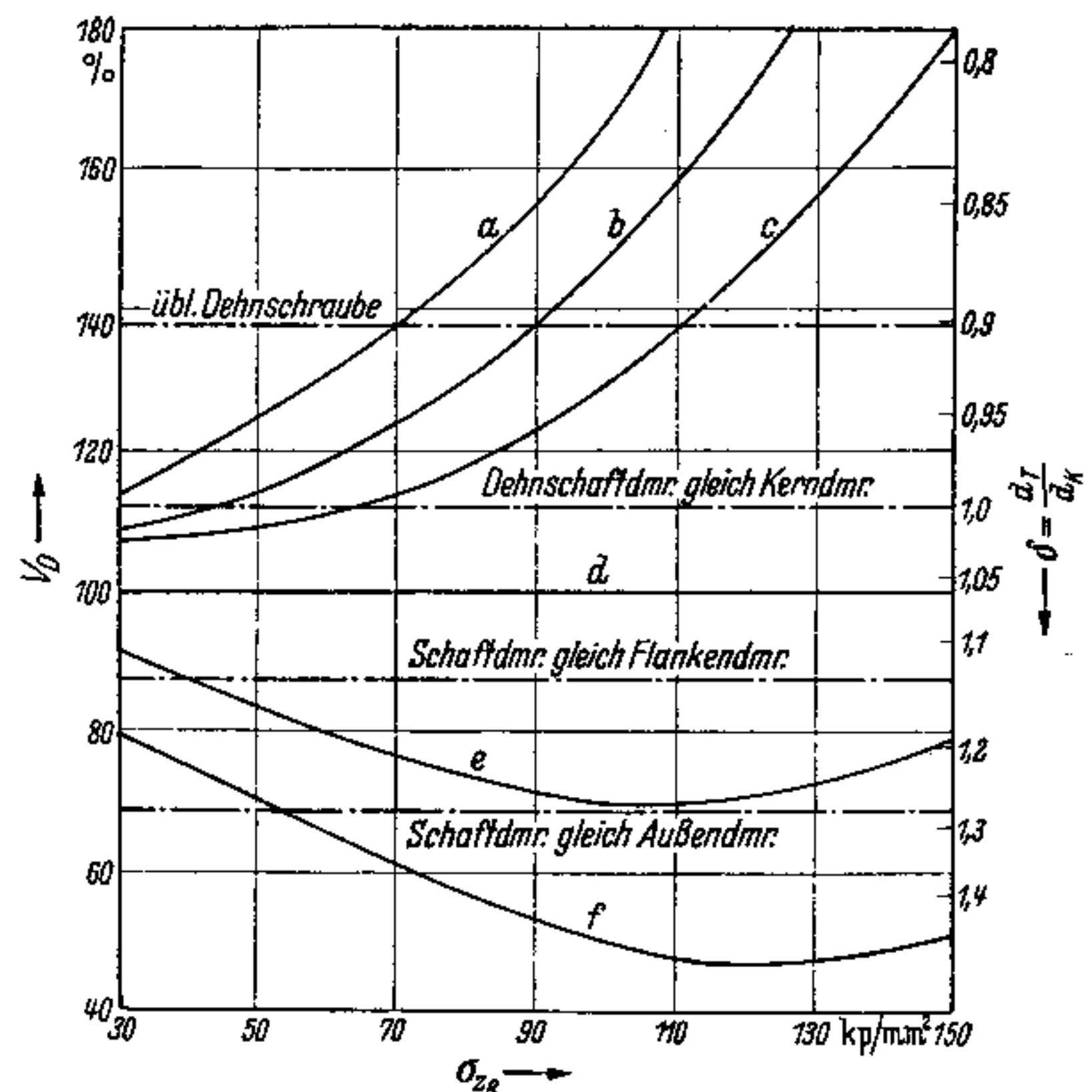
Aus dieser Darstellung folgt, daß bei höheren Festigkeitsstufen eine rauhere Dehnschaftoberfläche zugelassen werden darf als bei geringeren Zugfestigkeiten. So ist z. B. bei einer Dehnschraube mit $\delta = 0,9$ die Tragfähigkeit von Gewinde und Dehnschaft gleich, sofern bei geschruppter Dehnschaftoberfläche $\sigma_{zB} = 110 \text{ kp/mm}^2$, bei geschliffener Dehnschaftoberfläche $\sigma_{zB} = 90 \text{ kp/mm}^2$, bei feinstbearbeiteter Dehnschaft-

oberfläche $\sigma_{zB} = 70 \text{ kp/mm}^2$ ist. Bei niedrigeren Festigkeiten muß mit einem Dauerbruch im Dehnschaft gerechnet werden.

Übertriebene Forderungen an die Bearbeitungsgüte, d. h. feinere Dehnschaftoberflächen als 20μ Rauhtiefe, führen zu keiner Verbesserung der Dauerhaltbarkeit, sondern nur zu einer Verteuerung der Schraube. Es ist trotzdem vorgekommen, daß Rauhtiefen von $0,5 \dots 1,2 \mu$ gefordert und bezahlt wurden. Dabei besaß in einem Fall die Dehnschaftschraube nicht einmal eine Entlastungsrille am Gewindeauslauf. Der Dauerbruch muß bei einer solchen Konstruktion unabhängig von der Oberflächenrauhtiefe des Dehnschaftes im Gewindeauslauf erfolgen (Bild 15a). Er tritt aber auch bei vorhandener Entlastungsrille an der gleichen Stelle auf (Bild 15b).

Gewinde

Die Behauptung, daß die Verwendung von Normalgewinde anstelle eines Feingewindes wirtschaftlicher ist, mag zunächst befremden. Trotzdem ist es so. Der Unterschied liegt nicht so sehr in den Herstellungskosten beider Gewinde — dieser ist minimal — sondern vielmehr in den unterschiedlichen Belastungsmöglichkeiten. Bei gleicher



Die δ -Skala ist so angeordnet, daß für $\delta = \text{const.}$
 $V_D \cdot C \cdot \delta^2 = 1$ gilt (Beispiel: Gewinde M 10)

Bild 14. Vergleich der dynamischen Tragfähigkeit gekerbter und unterschiedlich rauher Zylinder. (Bezeichnungen wie Bild 13a.)
 Tragfähigkeit des Gewindes: $P = \sigma \cdot F_S$; Tragfähigkeit des Dehnschaftes: $P_T = \sigma_T \cdot F_T$; Dauerfestigkeitsverhältnis: $V_D = \sigma_T/\sigma$; Flächenverhältnis $F_T/F_S = C \cdot \delta^2$; $\delta = d_T/d_K$;

$$C = \frac{d_K^2 \pi/4}{F_S} = \frac{1}{1 + 0,75 h/d_K}$$

$P_T = (V_D \cdot C \cdot \delta^2) P$. Es wird $P_T \gtrless P$, je nachdem, ob $V_D \cdot C \cdot \delta^2 \gtrless 1$ ist.

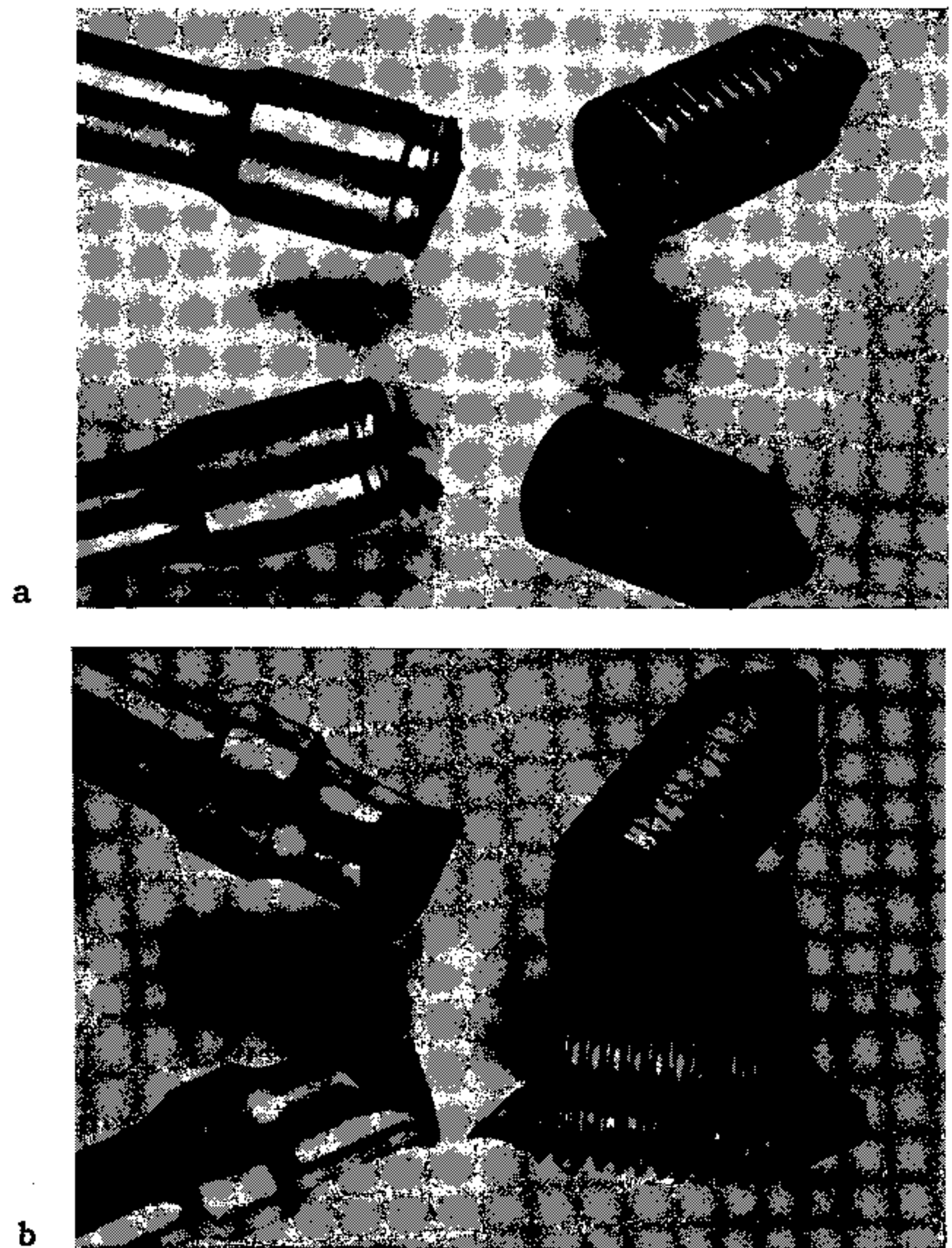


Bild 15. Dauerfestigkeitsversuche.

- a) untere Schraube: Dehnschaft überschleift ($R \approx 2 \mu$);
 obere Schraube: Dehnschaft überdreht ($R \approx 25 \mu$);
 b) Dehnschaftschraube mit Entlastungsrille am Gewindeauslauf, geschliffen, $R = 1 \dots 3 \mu$.

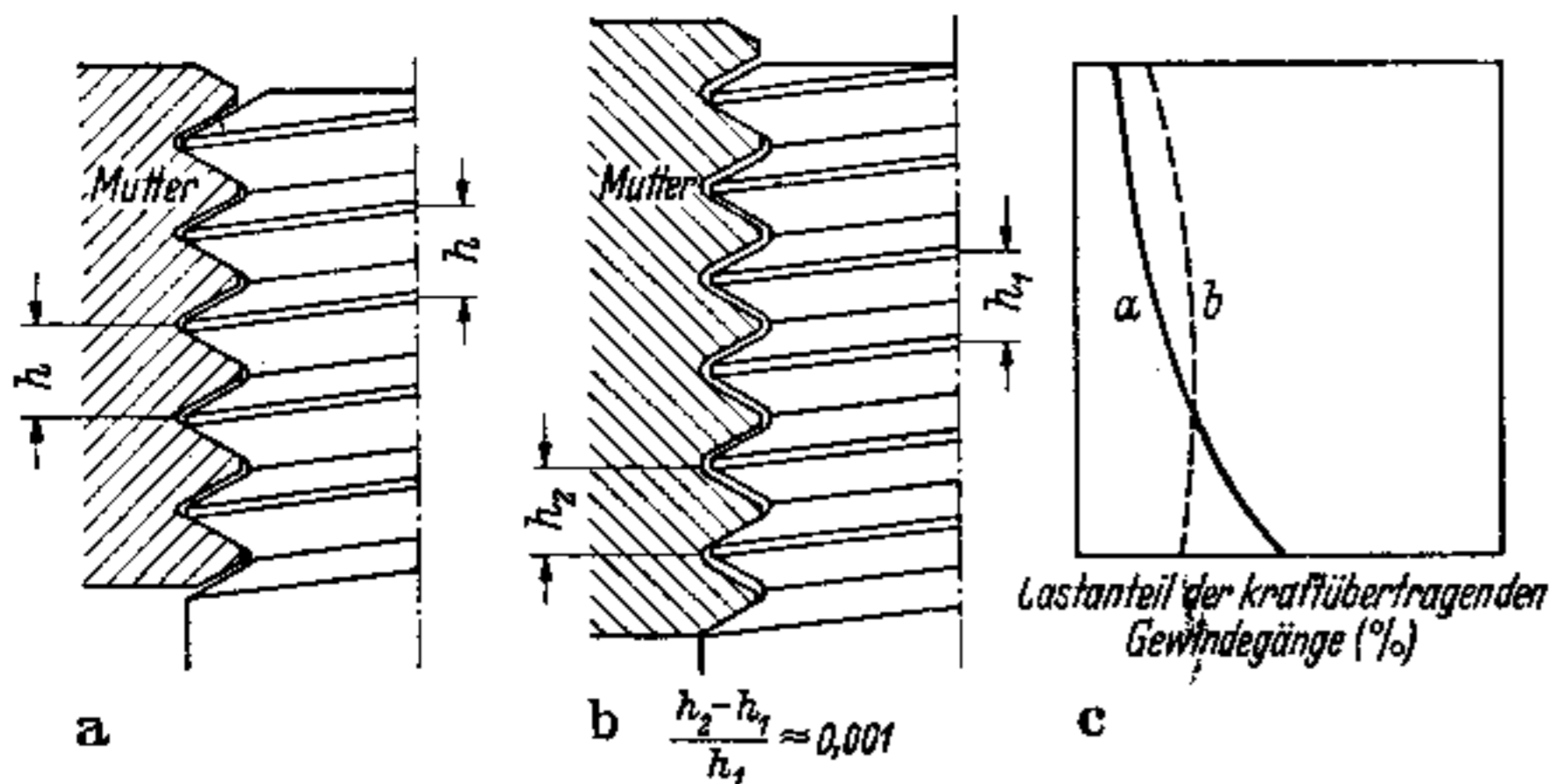


Bild 16. Erhöhung der Dauerhaltbarkeit durch geringe Steigungsdifferenzen.

a) und b) im unbelasteten, c) im belasteten Zustand.

Werkstoffanstrengung des Gewindekerns sind die Gewindeprofile des Feingewindes — infolge der geringeren Flankenüberdeckung und Profilgröße — höher beansprucht als die eines Normalgewindes. Da im allgemeinen die Schrauben so angezogen werden, daß an keiner Stelle der Schraubenverbindung die Streckgrenze bzw. das 0,9-fache derselben überschritten wird, muß das Feingewinde mit einem geringeren Drehmoment angezogen werden als ein Normalgewinde. Die aus Zug und Torsion zusammengesetzte Vergleichsspannung $\sigma_V = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2}$ darf im Gewindeteil eines Normalgewindes $0,9 \sigma_S$ (σ_S Werkstoff-Mindeststreckgrenze), bei einem Feingewinde $0,7 \sigma_S$ nicht überschreiten [15]. In beiden Fällen ist im Gewindegrund die Streckgrenze gerade erreicht. Würde die Streckgrenze erheblich überschritten, dann muß damit gerechnet werden, daß sich die Schraubenverbindung im Lauf der Zeit durch Setzen bzw. Fließen des Werkstoffes lockert. Der häufig angewendete Ausgleich für die geringere Tragfähigkeit der Gewindeprofile des Feingewindes durch eine Vergrößerung der tragenden Gewindelänge verursacht zusätzliche Kosten. Darüber hinaus bleibt diese Maßnahme unvollkommen, da die ersten tragenden Gewindgänge stets den größten Lastanteil aufnehmen müssen, während die weiter abgelegenen Gänge kaum zur Kraftübertragung beitragen. Die Schraube mit Normalgewinde kann durchschnittlich um 20% höher belastet werden als die Feingewindeschraube, obwohl das Feingewinde einen größeren Kern- und Spannungsquerschnitt aufweist. Bei dynamischer Belastung wirkt sich

an den Normalgewindeschrauben auch noch der große Kern-Abrundungsradius vorteilhaft aus [16].

Verschiedentlich wird als ein Vorzug des Feingewindes dessen bessere Selbsthemmung angeführt; dabei wird aber vergessen, daß auch die Normalgewindeschrauben selbst bei Reibungskoeffizienten bis 0,024 bzw. unter normalen Reibungsverhältnissen bis zu Steigungswinkeln von $14,8^\circ$ selbsthemmend sind.

Nicht zuletzt wird die Wirtschaftlichkeit durch die Toleranzen beeinflusst. Daß hierbei Großzügigkeit oftmals Vorteile bringt, ist die Schlußfolgerung einer Untersuchung von Jakuscheff [17], der festgestellt hat, daß bei Vergrößerung des Flankendurchmesserspieles durch Vergrößerung des Flankendurchmessers des Muttergewindes die Dauerhaltbarkeit um 18% steigt. Auch eine Vergrößerung der Kernlochdurchmesser-Toleranzen ist ohne Einfluß auf die Tragfähigkeit der Gewindeverbindung, wie Staudinger und Wehser nachgewiesen haben [18]. Mit der Toleranzfrage hängt auch folgende interessante, bereits in [17] und [19] erwähnte Möglichkeit zusammen. In Bild 16 ist unter a) eine im Eingriff befindliche Gewindepaarung gezeigt, bei der Bolzen- und Muttergewindesteigung übereinstimmen. Die in Bild 16 c) durch die ausgezogene Linie a angedeutete Lastverteilung entspricht den üblichen Verhältnissen. Wird aber, wie in Bild 16 b) angedeutet, die Steigung des Bolzensgewindes um ca. $1/100$ kleiner ausgeführt, dann liegen die ersten tragenden Gewindgänge beim Einschrauben zunächst an der gegenüberliegenden Flanken-seite an. Sie werden entlastet, und es müßte sich annähernd die in Bild 16 c) gestrichelt gezeichnete Lastverteilung b einstellen. Wiene [19] konnte eine effektive Verbesserung der Dauerhaltbarkeit konstatieren, weist aber übereinstimmend mit Jakuscheff auf die praktischen Schwierigkeiten hin, die einer genauen Ausführung so kleiner Steigungsdifferenzen entgegenstehen. Größere Steigungsdifferenzen bringen jedoch, wie Jakuscheff nachwies, eine bedeutende Verschlechterung der Dauerhaltbarkeit.

Oberflächenbehandlung

Durch richtige Oberflächenbehandlung kann man gleichfalls die Wirtschaftlichkeit günstig beeinflussen. Tritt im Gewinde eine große Reibung auf, dann entsteht im Schraubenschaft eine große zusätzliche Torsionsspannung, und die zulässige Zugkraft muß geringer werden. Das ist gleichbedeutend mit einer geringeren Nutzwirkung und einer schlechteren Wirtschaftlichkeit. Damit ergibt sich also die Forderung nach reibungsvermindernden Überzügen. In Bild 17 sind in einem Dimensionierungs-Nomogramm für Starschrauben [15] drei Reibungswert-Streubereiche von Schraubenoberflächen gegenübergestellt. Die der Dimensionierung zugrunde zu legende Zugspannung beträgt $50,3 \text{ kp/mm}^2$ bei einer phosphatiert-geschwätzten Schraubenoberfläche für die Güte 12K. Wird die Schwärzung fortgelassen, so werden die Reibungsverhältnisse derart gebessert, daß bereits eine 10K-Schraube $52,2 \text{ kp/mm}^2$ zulässige Zugvorspannung erreicht. Durch das Fortlassen des Schwärzens nach dem Phosphatieren kann also praktisch statt der Güteklasse 12K eine Schraube der Güteklasse 10K für den gleichen Zweck eingebaut werden. Eine weitere Steigerung ermöglicht ein 3μ dicker galvanischer Kadmiumüberzug. Vergleicht man eine phosphatiert-geschwätzte Oberfläche mit einer galvanisch verkadmieten, dann beträgt die Steigerung der zulässigen Belastung bei gleicher Werkstoffstreckgrenze 35%. Für gleiche Zugkraft erreicht man durch Verkadmien eine 35%ige Gewichtersparnis.

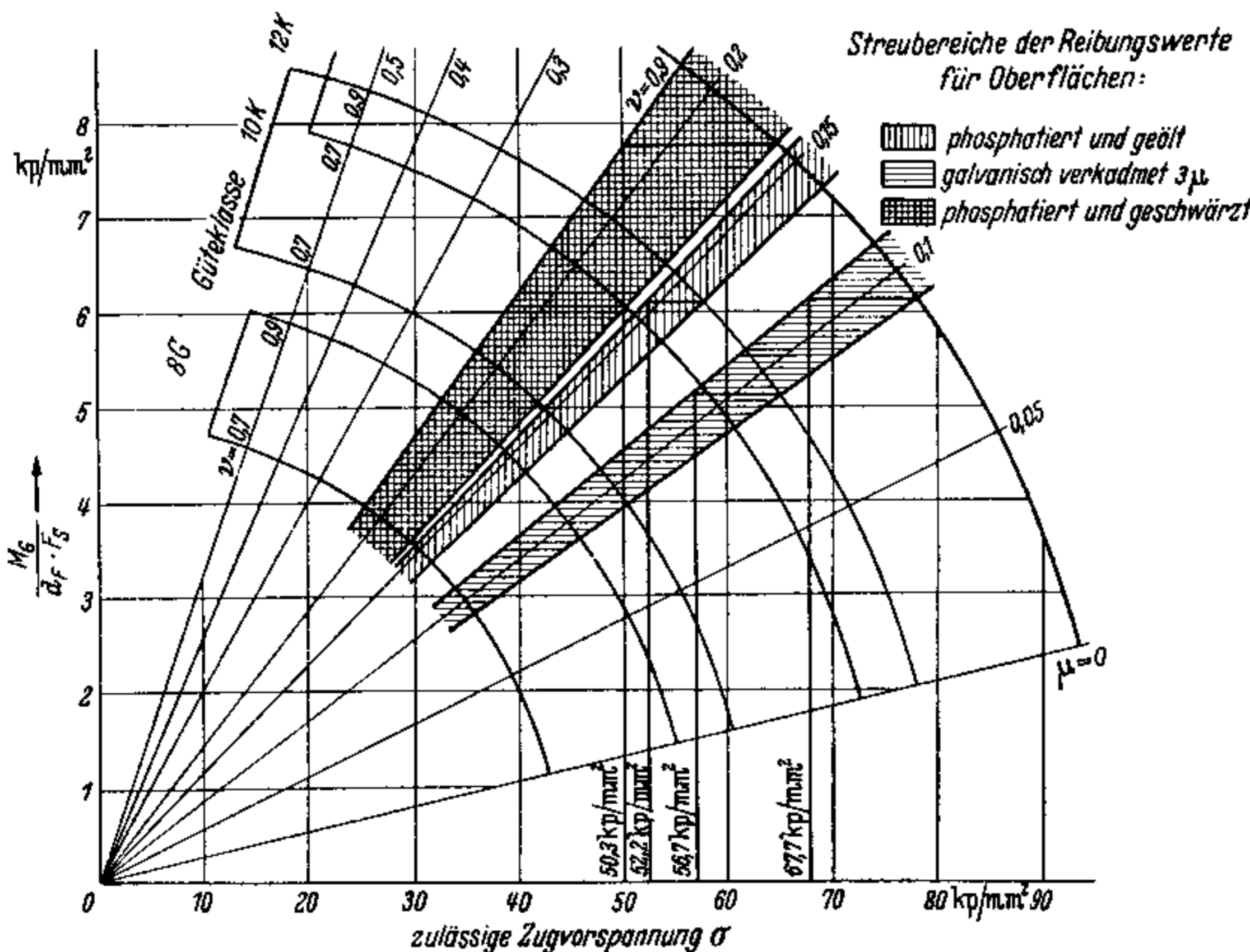


Bild 17. Dimensionierungs-Nomogramm für Starschrauben. Gegenüberstellung der zulässigen Zugvorspannungen bei unterschiedlichen Schraubenoberflächen.

In jedem Fall wird aber durch eine höhere Vorspannkraft eine größere elastische Längung der Schraube hervorgerufen, die eine größere Sicherheit gegen Vorspannungsverluste und damit gegen ein Versagen der Schraubenverbindung bietet.

Sogenannte Sicherungen

Die Frage, wie Schraubenverbindungen gegen Lösen zu sichern sind bzw. ob eine zusätzliche Sicherung überhaupt erforderlich ist, wird sehr häufig gestellt. Vielfach herrscht jedoch noch nicht einmal Klarheit darüber, was unter Sicherung verstanden werden soll. So beurteilen manche Autoren die Sicherungswirkung nur nach dem Löse-Drehmoment, was aber nicht ausreichend ist. Die an eine Sicherung zu stellenden Ansprüche lassen sich in Anlehnung an eine eingangs erhobene Grundforderung knapp umreißen als Maßnahmen zur Erhaltung der Funktion einer Schraubenverbindung unter beliebig lange wirkender Betriebsbeanspruchung. Welcher Art die möglichen Betriebsbeanspruchungen sind, sei anhand des Bildes 18 gezeigt.

Bei der Schraube Bild 18a) dient der Kopf als Anlaufbund gegen ein Lager, und die Schraube muß ein Reibungsdrehmoment aufnehmen, das den Schraubenkopf in Löse-richtung zu bewegen sucht. Die Funktion dieser Schraubverbindung ist gestört, wenn das Reibungsdrehmoment größer als das Lösedrehmoment der Schraube wird. Bei diesem Beanspruchungsfall ist das Lösedrehmoment tatsächlich das entscheidende Kriterium. Elemente, die das Lösedrehmoment vergrößern, wie z. B. Fächerscheiben oder Federringe, sind hier angebracht.

Als Paßbolzen zur Übertragung von Querkräften ist der Schraubenschaft in Bild 18b) verwendet. Eine Schraubenvorspannung würde in den Teilfugen Reibungskräfte hervorrufen, die an der Kraftübertragung teilnehmen könnten. Sie wird aber bei der Berechnung einer derartigen Schraubenverbindung nicht vorausgesetzt. Man geht mit einiger Berechtigung davon aus, daß die Schraube im Lauf der Zeit locker wird. Die Querkraft muß allein durch den Formschluß übertragen werden. Derartige Schrauben sind aber verhältnismäßig starr. Schon kleine Überbeanspruchungen oder ein Setzen des Werkstoffes führen zum Lockern in Längsrichtung. Leicht kann es dann vorkommen, daß sich die Mutter herausdreht und abfällt, so daß schließlich auch der Bolzen herausfallen kann. Hiermit wäre die Funktion einer derartigen Schraubenverbindung gestört. Eine Verliersicherung kann in diesem Fall die Funktionssicherheit gewährleisten, d. h. ein Element, welches verhindert, daß sich die Mutter ohne Anwendung eines Verstell-Drehmomentes relativ zum Bolzengewinde bewegt. Das Verstell-Drehmoment der Mutter auf der vorspannungslosen Schraube ist hier also das Sicherungskriterium. Praktisch gehören Sicherungselemente wie Kronenmutter, Splinte, Stop-Mutter, federnde Unterlegscheiben mit großem Federweg und dgl. sämtlich zu dieser Gruppe.

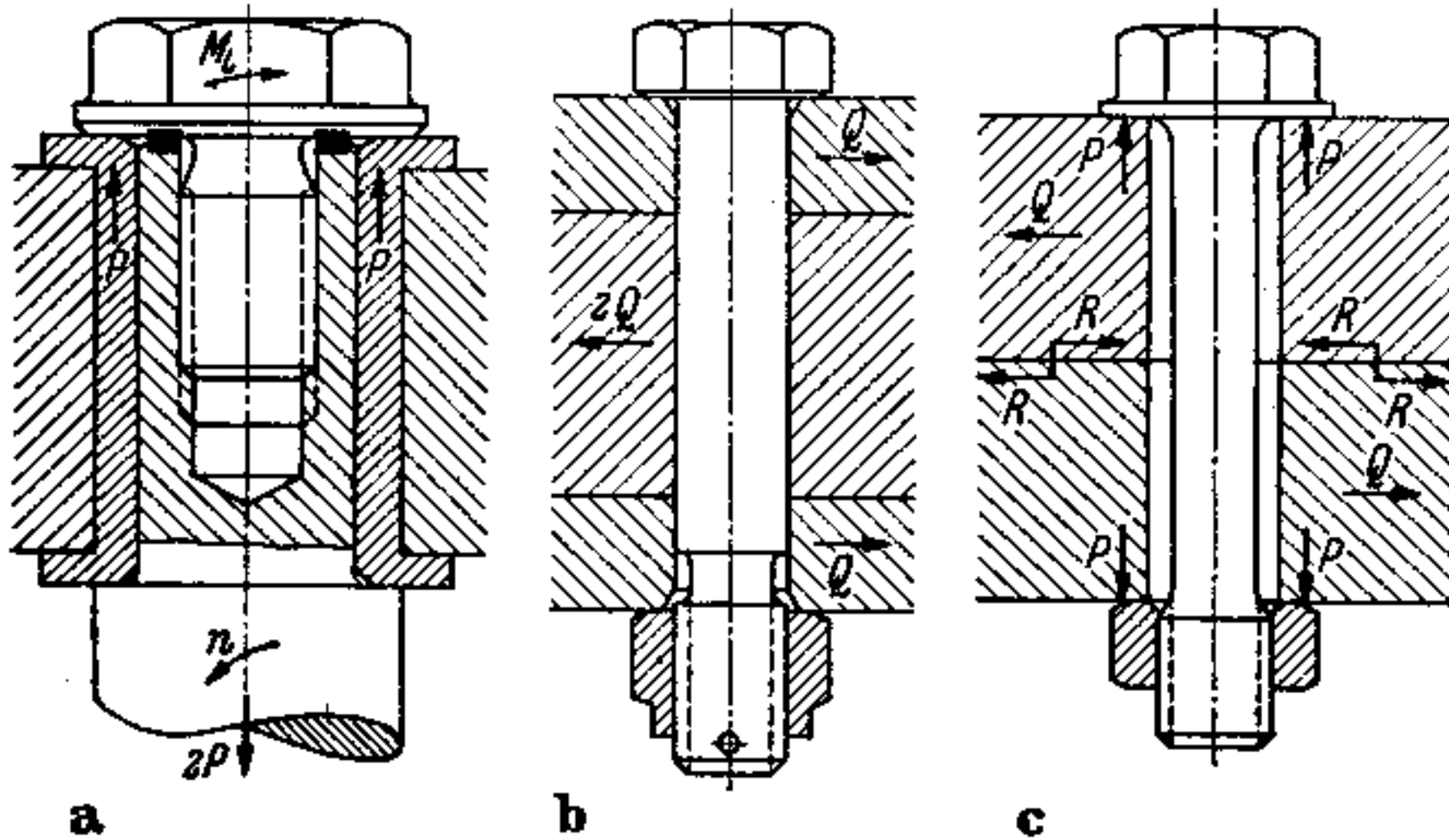


Bild 18. Drei Belastungsfälle von Schraubenverbindungen.

Bild 19 (rechts). Lösedrehmoment in Abhängigkeit vom Reibungskoeffizienten.

In Bild 18c) ist eine hochfeste Schraubenverbindung dargestellt. Sie soll nur durch Längskräfte beansprucht werden. Eventuelle Querkräfte Q sind von den durch die Längskräfte erzeugten Reibungskräften R aufzunehmen. Die Funktion dieser Schraubenverbindung ist in Frage gestellt, wenn die Vorspannung durch irgendwelche Umstände vermindert wird.

Wird eine Schraubenverbindung während des Betriebes stoßartig oder schwingend beansprucht, dann treten laufend Formänderungen ein. Da diese bei einwandfreien Schrauben sämtlich in axialer Richtung liegen, treten keine lösend wirkenden Drehmomente auf, denn Befestigungsschrauben sind selbsthemmend und zeigen keine Tendenz zur Selbstlockerung. (Eine Ausnahme bilden Schrauben mit schrägen Kopfaufschlagflächen, bei denen Drehmomente entstehen, die eine Ausgleichbewegung herbeiführen können [22].) Löst sich eine Schraubenverbindung trotzdem, dann kann das nur zwei Ursachen haben:

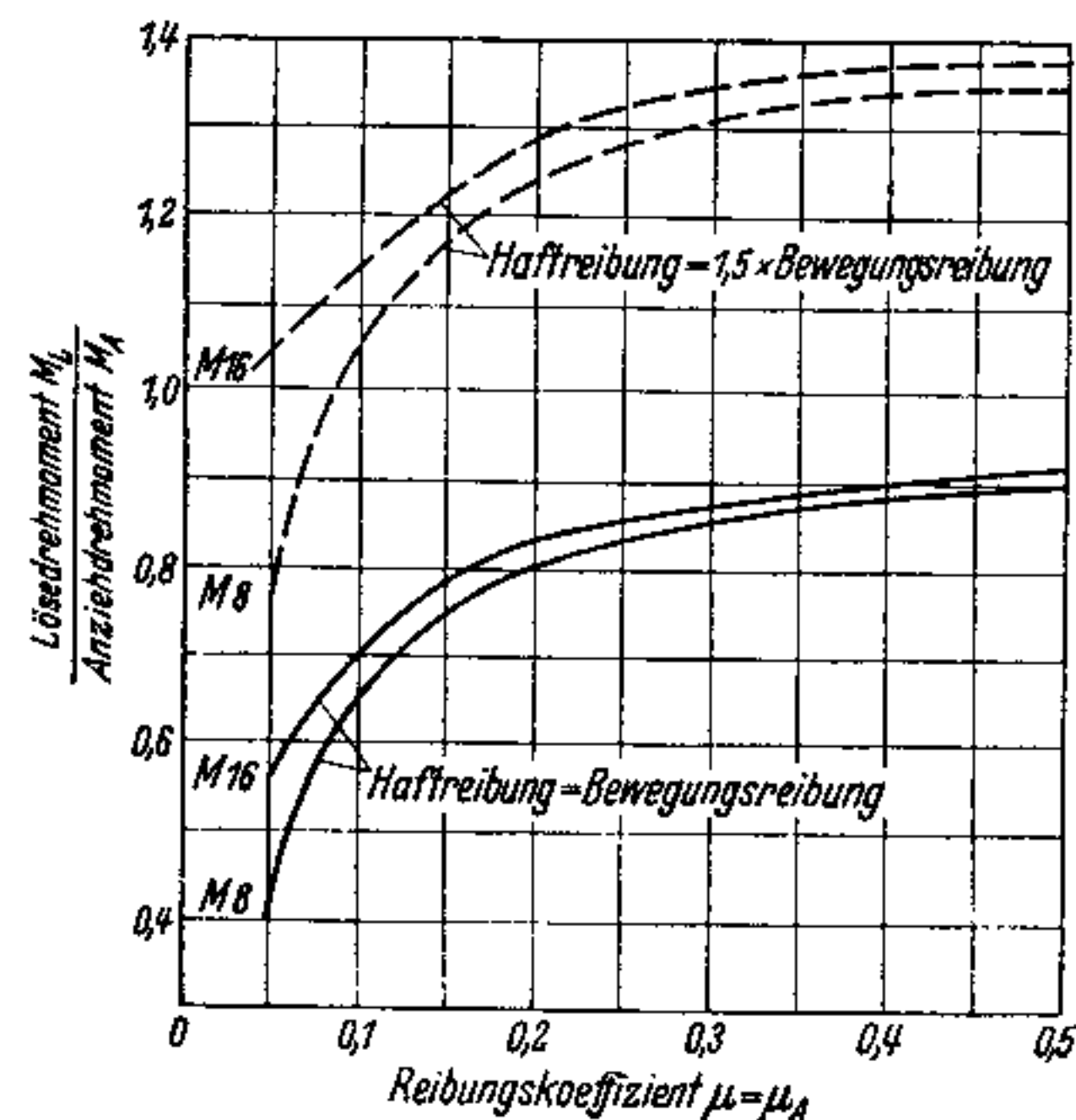
1. eine relative Drehbewegung zwischen Schraube und Mutter,
2. relative Längenänderung durch bleibende Verformungen innerhalb der Schraubenverbindung einschließlich der verspannten Teile.

Der erste Fall kann nur eintreten, wenn die Vorspannkraft auch nur kurzzeitig Null wird und die Mutter durch einfaches Rütteln zu bewegen ist. Beide Ursachen werden ausgeschaltet durch eine bleibende hohe Vorspannkraft. Sie stellt die einzige wirksame Sicherung einer hochfesten Schraubenverbindung dar und ist zu gewährleisten durch:

1. sichere Auslegung aller Glieder der Schraubenverbindung derart, daß an keiner Stelle bei der größtmöglichen Beanspruchung die Werkstoff-Streckgrenze überschritten wird,
2. größtmögliche elastische Längung der Schraube beim Anziehen bis dicht an die Mindest-Streckgrenze des Schraubenwerkstoffes.

Wichtig ist in diesem Zusammenhang die Herabsetzung der Torsionsspannungen im Schraubenschaft durch reibungsvermindernde Maßnahmen. Klemmende Sicherungselemente sind hierbei von großem Nachteil. Oft ist es vorgekommen, daß sich die Schneidkanten z. B. einer Fächerscheibe in der Auflagefläche verkrallt haben und selbst bei einer in Längsrichtung lockeren Schraube ein hohes Löse-Drehmoment ergaben. In diesem Fall ist also das Lösedrehmoment als Kriterium der Sicherungswirkung vollkommen unbrauchbar.

Das Verhältnis von Lösedrehmoment zu Anziehdrehmoment hängt darüber hinaus von dem Reibungskoeffizienten ab (Bild 19). Bei niedrigem Reibungskoeffizienten liegt das Lösedrehmoment relativ wesentlich niedriger als das Anziehdrehmoment. Es ist deshalb ein Kuriosum, wenn Sicherungsmutter, deren Verstellmoment groß sein soll, einen Kadmium-Überzug erhalten.



Erker [23] hat nachgewiesen, daß Unterlegscheiben die Vorspannung beeinträchtigen und die Dauerhaltbarkeit herabsetzen. Er führt dies im wesentlichen auf plastisches Zusammendrücken der weichen Unterlegscheibe beim Anziehen der Schraube zurück. Noch krasser wirken oft federnde Unterlagen mit Schneidkanten. Bei einigen dieser Elemente ist die Flächenpressung an den Auflagestellen mit Linienberührung so hoch, daß plastische Verformungen auftreten, die zur Lockerung der Schraube führen. Auch die mit einer Gegenmutter gesicherte Verbindung unterscheidet sich nicht von einer ungesicherten Verbindung. Beachtenswert ist der Hinweis von ten Bosch [24], daß auch die Rauheit und die Anzahl der Teilfugen die Abnahme der Vorspannung beeinflussen. Je größer die Zahl der Teilfugen ist, um so größere Sorgfalt ist auf die Bearbeitung und auf die Härte der Oberflächen zu verwenden. So ist z. B. einer Bundkopfschraube der Vorrang vor einer Sechskantkopfschraube mit Unterlegscheibe zu geben. Abschließend sei zu den Unterleg-Elementen gesagt, daß eine ausreichend große und saubere Kopfauflagefläche mit großem Traganteil am besten und billigsten den gestellten Sicherungsanforderungen entspricht. Jedes zusätzliche Zwischenstück, jede Teilfuge, auch die sogenannten Sicherungselemente, können zu Vorspannungsverlusten, zum Lockern und damit zu einer Herabsetzung der Dauerhaltbarkeit der Schraubenverbindung führen, ohne daß zwischen Mutter und Schraube eine relative Drehung stattfindet.

Neuentwicklungen

Einrichtung zum Anziehen von Schrauben auf konstante Vorspannkraft

Das exakte Anziehen von Schrauben auf die vom Konstrukteur vorausgerechnete Vorspannkraft ist sehr schwierig. Einerseits soll diese so hoch wie möglich sein, andererseits soll die Streckgrenze nicht überschritten werden. Nur vereinzelt werden noch sogenannte anzugsichere Dehnschrauben gefühlsmäßig bis an die Streckgrenze angezogen [10], [25]. Meist wird das Anziehen durch eines der folgenden Verfahren kontrolliert:

- Anziehen mit dem Drehmomentschlüssel auf ein vorausgerechnetes Drehmoment;
- Messen des Andrehwinkels, evtl. beginnend von einem geringen Vorspann-Drehmoment;
- Messen der Längenänderung der Schraube.

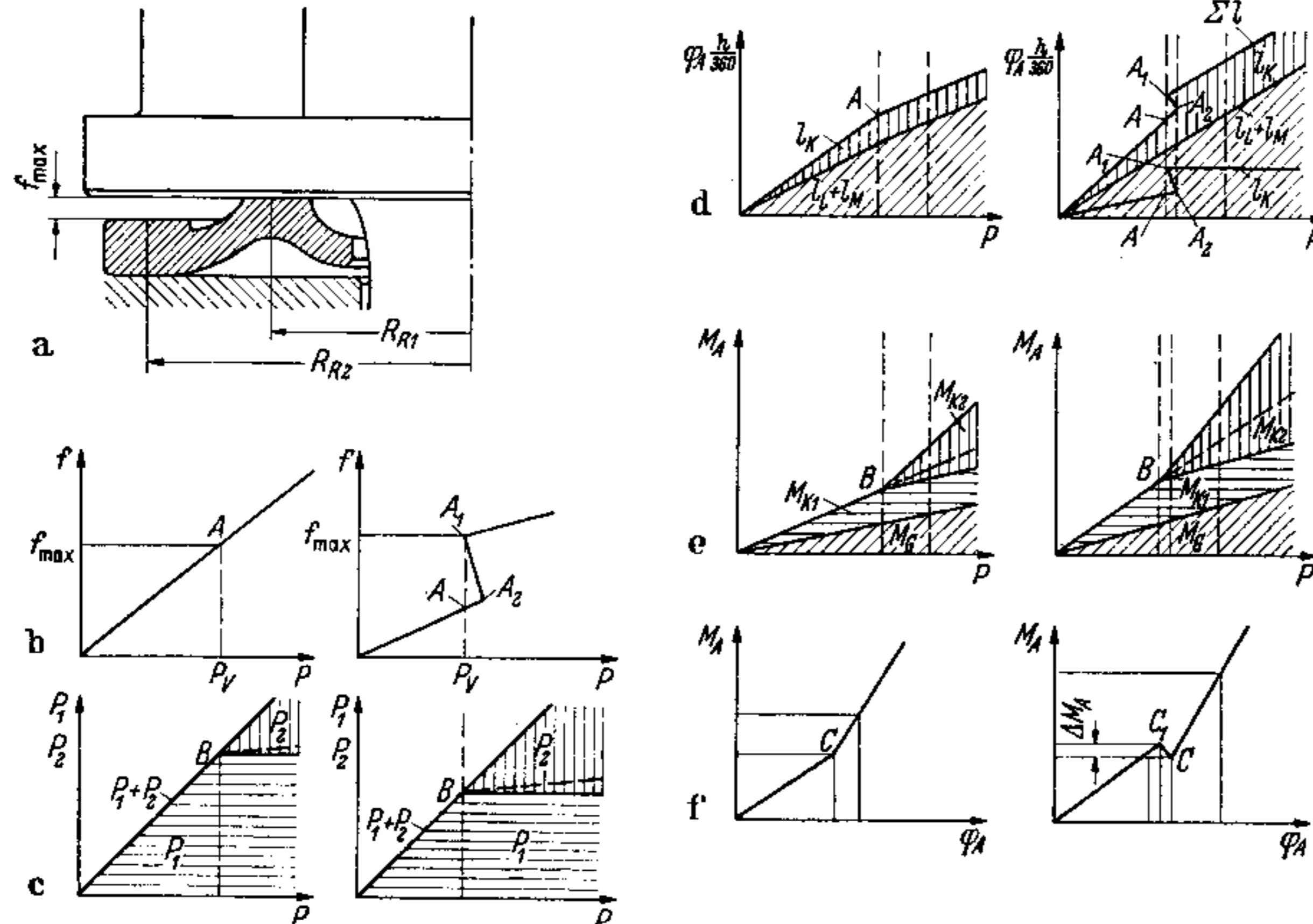


Bild 20. Kospa-Prinzip (Schutzrechte erteilt).

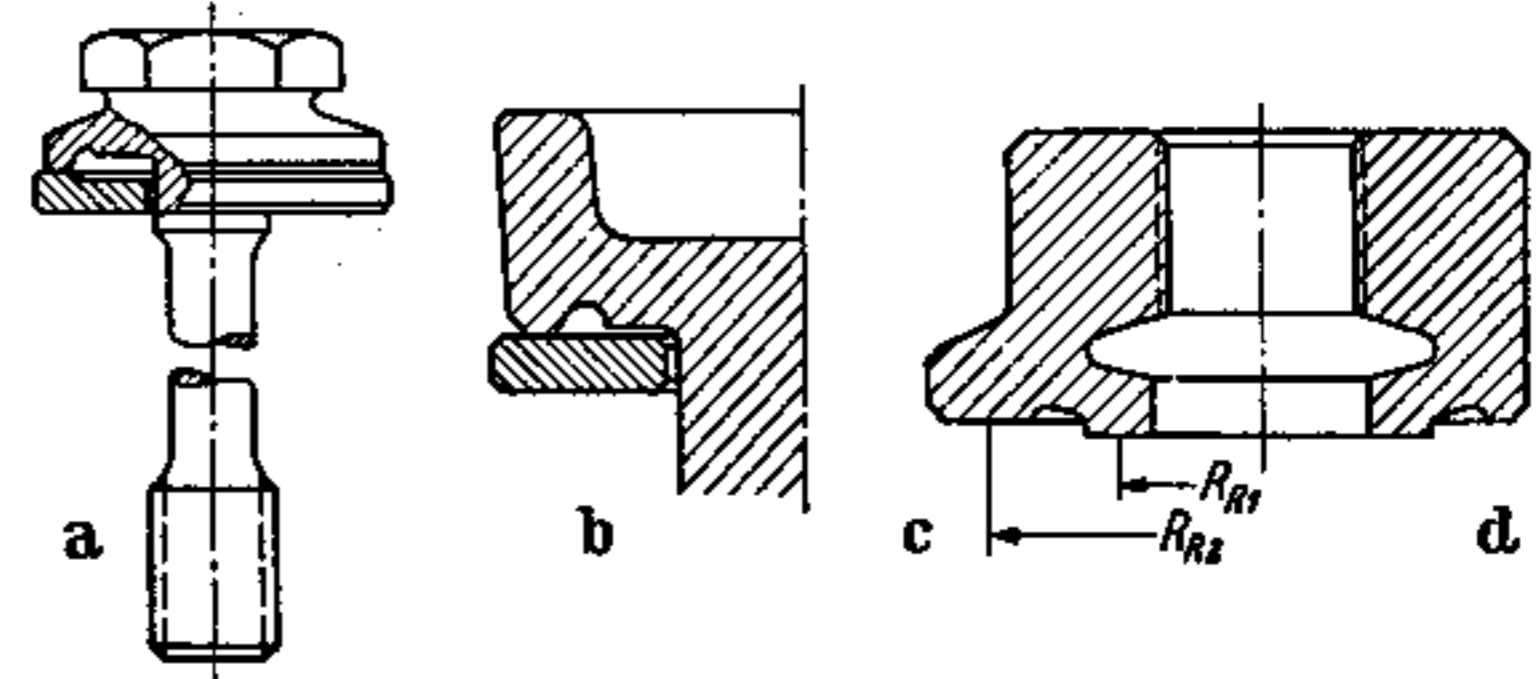


Bild 21. Ausführungsformen nach dem Kospa-Prinzip a) und b) für den Schraubenkopf, c) und d) für die Schraubenmutter (Schutzrechte erteilt).

Wie mehrere Untersuchungen [14], [15], [23] gezeigt haben, muß bei den ersten beiden Verfahren mit einem erheblichen Streubereich der Vorspannkraft gerechnet werden. Das ist im wesentlichen durch die von Fall zu Fall verschiedenen Reibungszahlen verursacht. Aber auch die Meß- bzw. Ablesegenauigkeit der im Handel befindlichen Drehmoment-Meßschlüssel bzw. die Auslöseunsicherheit der Automatschlüssel trägt zu dieser Streuung bei. Das umständlichere und kostspieligere dritte Verfahren ergibt den kleinsten Streubereich.

Bei einer vor kurzem bekanntgewordenen Abreißmutter [26] wird das Erreichen der vorgesehenen Vorspannkraft durch plastische Verformung eines perforierten rohrähnlichen Zwischenstückes der Mutter angezeigt. Nachteilig ist hierbei, daß die Mutter nur einmal verwendet werden kann.

Eine eigene Entwicklung ist in Bild 20 und 21 dargestellt. Hierbei wird unabhängig vom Reibungszustand schon bei manuellem Anziehen ohne Meßschlüssel das Erreichen der vorausgerechneten Vorspannkraft bemerkt. Alle nach diesem Prinzip angezogenen Schrauben weisen eine konstante Zugspannung auf. Es soll im folgenden als Kospa-Prinzip bezeichnet werden. Die oben links (Bild 20a) dargestellte Konstruktion eines Unterleg-Elementes läßt die dem Kospa-Prinzip eigentümliche Aufteilung der Kopf- bzw. Mutterauflagefläche in zwei voneinander unabhängige Kreisringflächen erkennen. Bei zügiger Belastung kommen diese nacheinander zum Anliegen. Die zuerst sich anlegende Auflagefläche 1 wird durch die steigende Zugbelastung gegenüber der Auflagefläche 2 elastisch derart verformt, daß beim Erreichen der zulässigen Vorspannkraft gerade die Auflagefläche 2 zum Tragen kommt.

Durch konstruktive oder technologische Maßnahmen wird ein kleines Produkt $\mu_{A1} \cdot R_{R1}$ und ein großes Produkt $\mu_{A2} \cdot R_{R2}$ sichergestellt. Hierdurch steigt nach dem Anlegen der Auflagefläche 2, d. h. bei Erreichen der vorausgerechneten Vorspannkraft, das Anzieh-Drehmoment steil an. Dieser Drehmoment-Sprung wird vom Monteur deutlich bemerkt und bedeutet für ihn das Ende des Anziehvorganges. Ein Weiterdrehen über diesen Punkt hinaus würde wesentlich mehr Kraft erfordern und wird schon aus diesem Grund unterbleiben.

Durch entsprechende Formgebung der die Auflageflächen 1 und 2 verbindenden federnden Glieder lassen sich z. B. Federungskennlinien erreichen, die denen von Tellerfedern ähnlich sind. In den Bildern 20b) bis 20f) sind für zwei verschiedene Federkennlinien der Kospa-Elemente die $M_A-\varphi_A$ -Diagramme abgeleitet. Die lineare Kennlinie im Bild 20b) links ist

durch jede Hookesche Längenänderung zu verwirklichen. Mit speziell dimensionierten Tellerfeder-Elementen ist die im Bild 20b) rechts gezeigte Kennlinie zu erreichen. Bei dieser fällt die Kraft nach Erreichen eines etwas über der Vorspannkraft P_V gelegenen Wertes A_2 bei weiterer Formänderung langsam auf die Vorspannkraft ab. Im Punkt A_1 wird gleichzeitig die Vorspannkraft und die maximal mögliche Formänderung des Kospa-Elementes erreicht. Danach steigt die Kraft steiler an als vorher auf dem Weg zwischen Null und A_2 .

Unter c) ist gezeigt, wie sich die Schraubenbelastung auf die einzelnen Auflageflächen aufteilt. Bis zum Punkt B wird die gesamte Kraft durch die Auflagefläche 1 übertragen. Diese Stelle entspricht der zulässigen Vorspannkraft P_V . In dem darüberliegenden Bereich steigt die Belastung der Auflagefläche 1 nicht weiter an. Die weitere Kraftsteigerung wird durch die Auflagefläche 2 übernommen.

Die Längenänderung der gesamten Schraubenverbindung setzt sich aus drei Anteilen zusammen: Die Schaftlänge trägt den höchsten Anteil (l_L) zur Längenänderung bei. Den Einfluß von Mutterform (l_M) und Kopfform (l_K) auf die Gesamtlängenänderung kann man jedoch nicht vernachlässigen. Im Bild 20d) sind die Formänderungen l_L und l_M zusammengefaßt dargestellt (schräg schraffierte Fläche). l_K ist im wesentlichen von der Form des Kospa-Elementes abhängig.

Vereinfachend können für diese Betrachtung l_K und f_{max} gleichgesetzt werden. Die Kurvenzüge in d) entsprechen also denen von b). Der Kurvenzug Σl entsteht durch Addition dieser Verformungskennlinie und der Linie $l_L + l_M$.

Das Anziehdrehmoment setzt sich bei der hier vorliegenden zweiteiligen Kopfauflagefläche aus drei Anteilen zusammen:

$$M_A = M_G + M_{K1} + M_{K2}.$$

Das vom Gewinde übertragene Drehmoment M_G steigt direkt proportional P an. Gleiches gilt für das von der zuerst anliegenden Auflagefläche 1 übertragene Drehmoment M_{K1} , aber nur bis zum Punkt B , also so lange, wie P_1 ansteigt (Bild 20c). Rechts von B verläuft M_{K1} parallel zur M_G -Linie. Von B ab berührt die Auflagefläche 2 ihre Unterlage, und es entsteht das Moment M_{K2} , das der Kraft P_2 direkt proportional ist.

Durch Eliminieren von P aus den Diagrammen d) und e) entstehen die gesuchten $M_A-\varphi_A$ -Diagramme Bild 20f). In diesen Darstellungen kommt zum Ausdruck, in welcher Weise das vom Monteur aufzuwendende Anzieh-Drehmoment vom Andrehwinkel abhängt. Im linken Bild ist bis zum Punkt C die Drehmoment-Steigerung je 10° Andrehwinkel um ca. 30% kleiner als oberhalb von Punkt C . Der Übergang von der einen auf die andere Gerade ist deutlich fühlbar. Der Knickpunkt C entspricht der einzustellenden Vorspannkraft.

Bei der rechts dargestellten $M_A-\varphi_A$ -Kennlinie fällt das Drehmoment zwischen C_1 und C und steigt dann steiler an. Dieser Effekt ist überhaupt nicht zu übersehen. Zwischen C_1 und C liegen labile Verhältnisse vor. Der Betriebspunkt C ist jedoch vollkommen stabil. Jedes Drehen der Schraube — auch in Löserichtung — erfordert eine Steigerung der Vorspannkraft und des Drehmomentes. Beim Lösen einer derartigen Schraube muß in jedem Fall erst die Drehmomentenschwelle ΔM_A überwunden werden. Man erreicht also bei dieser Charakteristik eine Verdrehsicherungswirkung der Schraube.

Bild 21 zeigt vier weitere Kospa-Ausführungsformen. Form a) und b) ist am Schraubenkopf, Form c) und d) bei der Mutter (links Bundmutter, rechts normale Mutter) zu verwenden.

Selbsthemmende Einstellschrauben

Die nachstehend beschriebenen selbsthemmenden Einstellschrauben — im folgenden mit „Sehem-Schrauben“

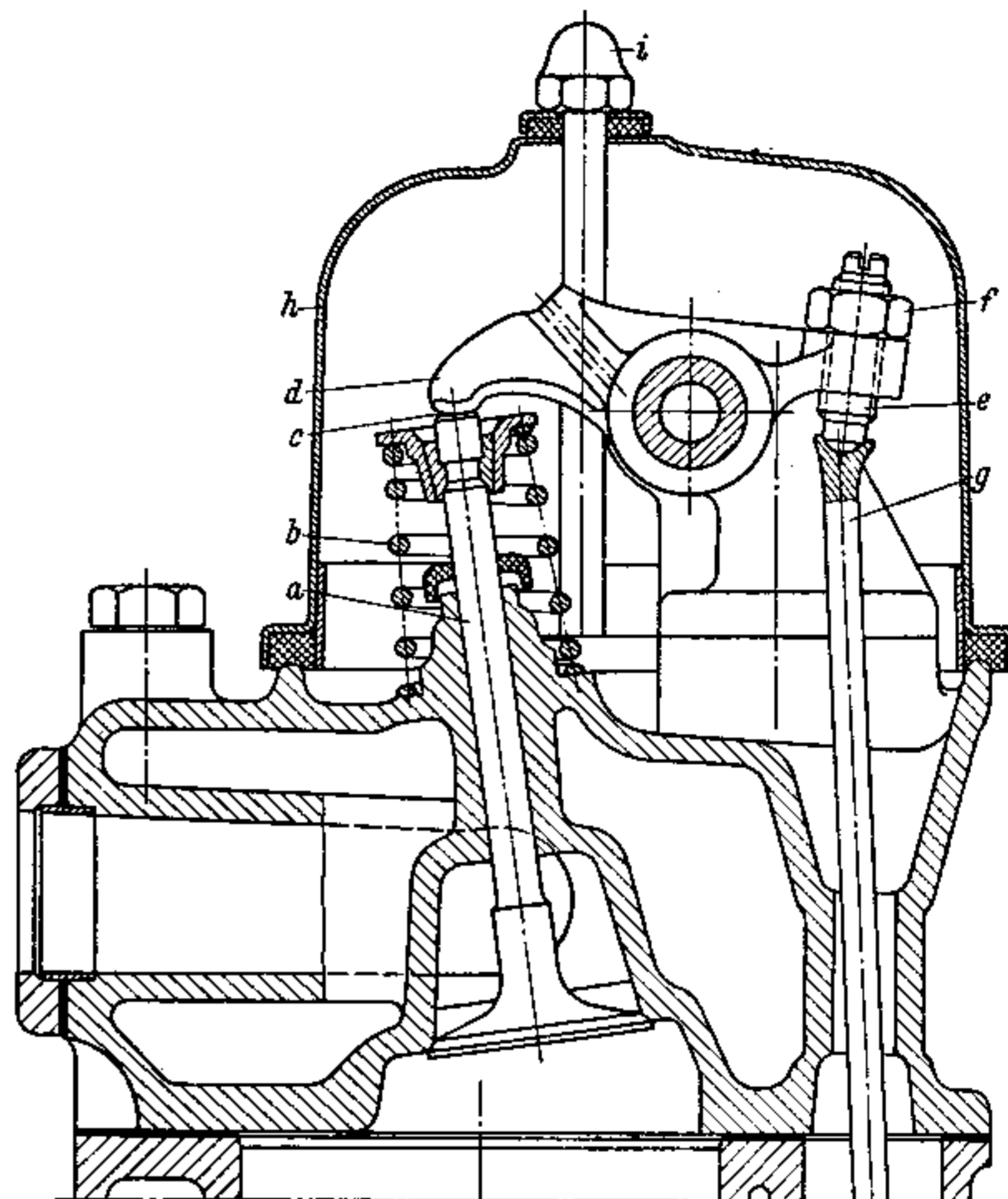


Bild 22. Hängendes Ventil eines PKW-Motors. Übliche Ventilspiel-Einstellung.

a Ventil; b Ventiltfeder; c Druckdaumen des Kipphebels; d Kipphebel; e Ventilspiel-Einstellschraube; f Kontermutter; g Stoßstange; h oberes Abdeckblech; i Hutmutter.

abgekürzt — wurden auf Anregung von seiten des Motorenbau als Ventilspiel-Einstellschrauben entwickelt. Sie haben Fabrikationsreife erlangt und sind bereits in den verschiedensten Motoren serienweise in Kipphebeln oder Ventilstoßeln eingebaut. Alle Einzel-, Prüfstand- und Langzeitversuche mit diesen Motoren sind erfolgreich ausgefallen.

In Bild 22 ist eine sehr häufig anzutreffende Ausführung der Ventilspiel-Einstellung an einem hängenden Ventil eines PKW-Motors dargestellt. Eingestellt wird durch die Ventilspiel-Einstellschraube e mit einem Schraubenzieher, der in dem Schlitz der Einstellschraube angreift. Nachdem das richtige Ventilspiel eingestellt und durch eine Fühlerlehre kontrolliert ist, wird mit der Kontermutter f die Ventilspiel-Einstellschraube festgesetzt. Es läßt sich beim Kontern kaum vermeiden, daß das vorher sorgfältig eingestellte Ventilspiel etwas verändert wird. Der Monteur muß einen bestimmten Differenzbetrag gefühlsmäßig einkalkulieren. Zu dieser Arbeit müßte er eigentlich drei

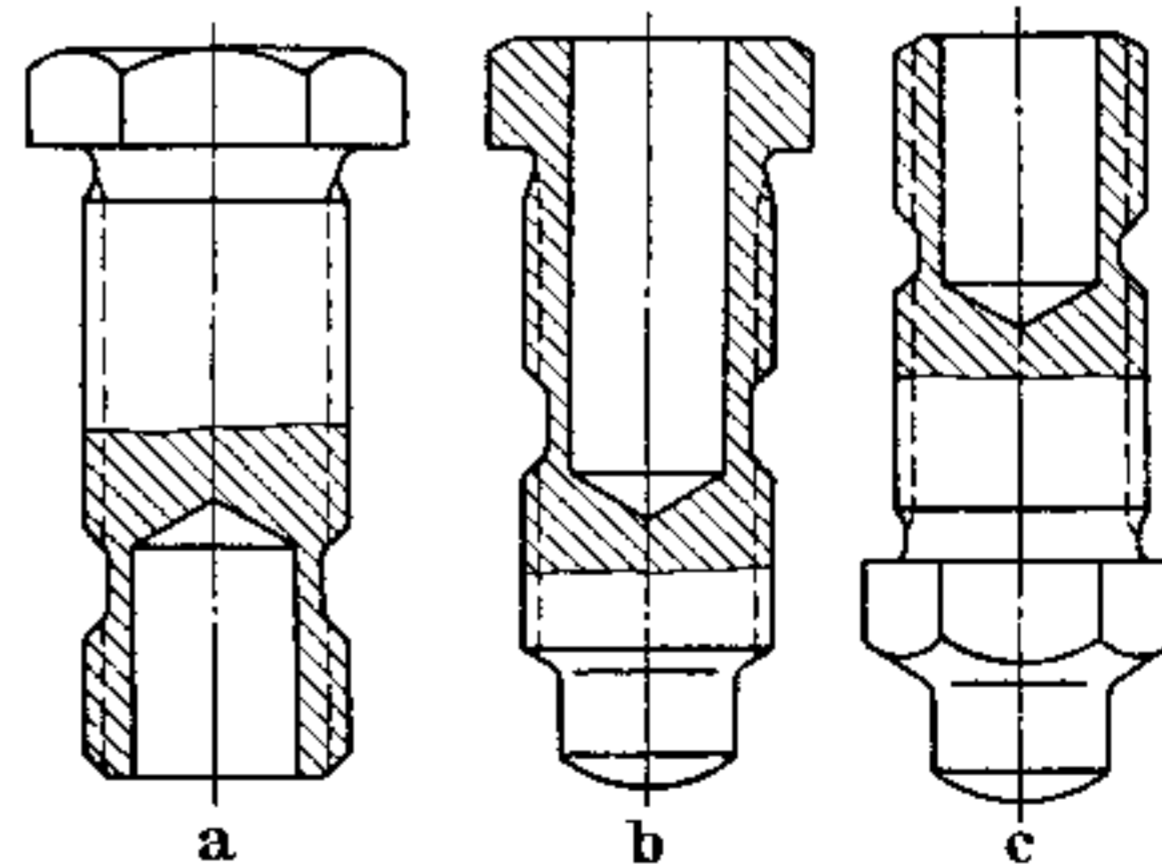


Bild 23. Sehem-Ausführungsformen (Schutzrechte angemeldet).

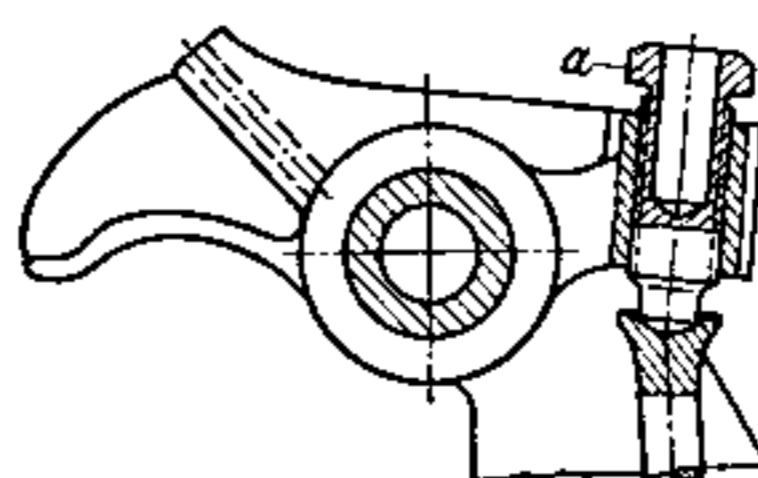


Bild 24. Hängendes Ventil eines PKW-Motors mit Kamax-Sehem-Ventilspiel-Einstellschraube a (Schutzrechte angemeldet).

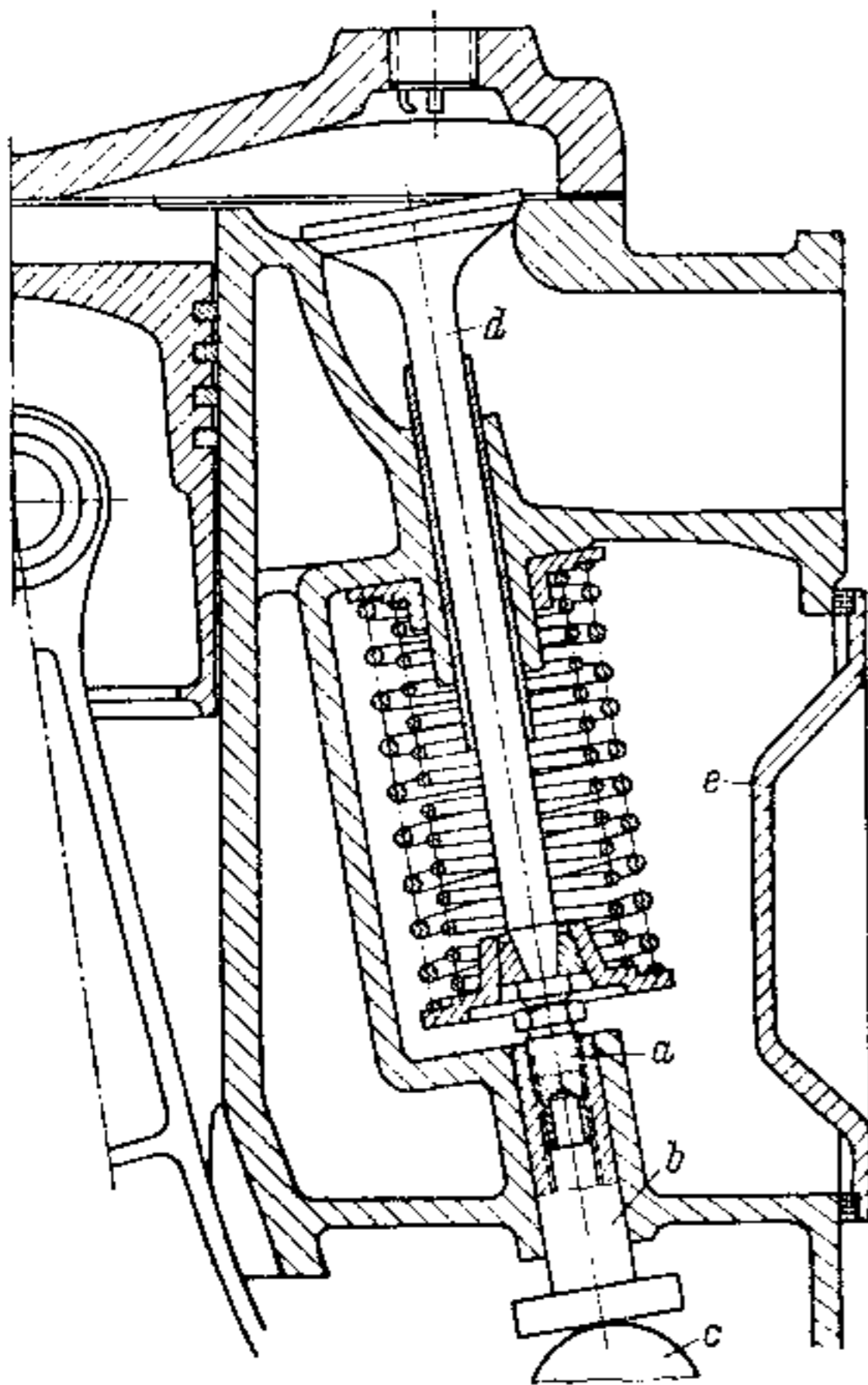


Bild 25. Stehendes Ventil eines PKW-Motors mit Kamax-Sehem-Ventilspiel-Einstellschraube.

a Kamax-Sehem-Ventilspiel-Einstellschraube; b Stößel; c Nockenwelle; d Ventil; e seitlicher Deckel.

Hände haben: für die Fühlerlehre, für den Schraubenzieher und für den Schraubenschlüssel. Es gehört sehr viel Geschick zu dieser Arbeit.

Bei der Entwicklung der Sehem-Schrauben ging man von dem Gedanken aus, daß die Arbeit des Ventilspiel-Einstellens mit zwei Händen einfach durchzuführen sein muß, ohne daß zusätzliche Kosten entstehen. Die Sehem-Schrauben besitzen auf einem Schraubenschaft hintereinander angeordnet zwei Gewinde, die gegenüber dem durchlaufenden Muttergewinde um einen geringen Betrag in der Steigung gegeneinander versetzt sind. Dadurch werden beim Einschrauben einer Sehem-Schraube in das durchgehend geschnittene Muttergewinde beide Bolzengewinde gegeneinander verspannt. Durch die Federung des konzentrisch ausgebohrten zylindrischen Teils zwischen beiden Bolzengewinden sowie durch die radiale Kompression des ausgebohrten Bolzengewindes besitzt die Schraube elastische Verformungsmöglichkeiten, die den aufgeprägten Steigungsversatz elastisch ausgleichen. Durch geeignete Abstimmung der elastischen Verformungsmöglichkeiten auf den Steigungsversatz und die Gewindegröße wird erreicht, daß das Verstellmoment der Sehem-Schraube auch nach wiederholtem Einschrauben bzw. Verstellen eine vorgegebene Größe nicht unterschreitet. Einzelheiten werden in einer weiteren Arbeit behandelt.

In Bild 23 sind drei nach diesem Prinzip gestaltete Einstellschrauben gezeigt. Form a) ist für die Verwendung in Ventilstößeln bei stehenden Ventilen, die Formen b) und

c) sind für von oben bzw. von unten zugängliche Kipp- oder Schwinghebel bei hängenden Ventilen bestimmt. Zwei Einbaubeispiele sind in den Bildern 24 und 25 dargestellt. Bild 24 zeigt den Kipphebel aus Bild 22 nach Umstellung auf die Sehem-Ventilspiel-Einstellschraube. Der Sechskantkopf der Einstellschraube ist nach Abnehmen des oberen Abdeckbleches gut zugänglich. Mit Hilfe eines Sechskantschlüssels kann die Schraube mit einer Hand eingestellt werden. Die andere Hand hat der Monteur für die Fühlerlehre frei. In Bild 25 ist die Anordnung eines stehenden Ventils mit einer Sehem-Ventilspiel-Einstellschraube zu sehen. Man hat hier die gleichen Vorteile wie bei der im Kipphebel eingebauten Sehem-Ventilspiel-Einstellschraube; auch der leichte Schiebeseitz des Stößels im Motorgehäuse wird nicht beeinträchtigt.

Durch Verwendung dieser Sehem-Einstellschrauben wird die Einstellzeit erheblich verkürzt und die Genauigkeit der Einstellung erhöht. Eine weitere Kostensenkung ergibt sich durch den Fortfall der Bearbeitung der Auflagefläche für die Kontermutter und durch den Fortfall der Kontermutter selbst.

Differentialgewindeschrauben

Die am häufigsten verwendete Schraube mit Differentialgewinde (z. B. an Kurbelwellen mit Hirthverzahnung) hat zwei Gewinde mit verschiedenen Durchmessern und Steigungen, wobei der Außendmr. des kleineren Gewindes kleiner ist als der Kerndmr. des großen Gewindes (Bild 26a). Daher kann das kleine Gewinde bei der Montage durch das große Innengewinde durchgesteckt werden. Der Nachteil dieser Form besteht darin, daß die Tragfähigkeit durch das kleine Gewinde bzw. durch den davon bestimmten Schaft und der erforderliche Platzbedarf durch das große Gewinde bedingt ist. Vorteilhaft ist, zumindest bei kleinen Gewindedurchmessern, daß zum Festschrauben ein Sechskantkopf verwendet werden kann, dessen Schlüsselweite größer ist als der Gewindeaußendmr. des großen Gewindes.

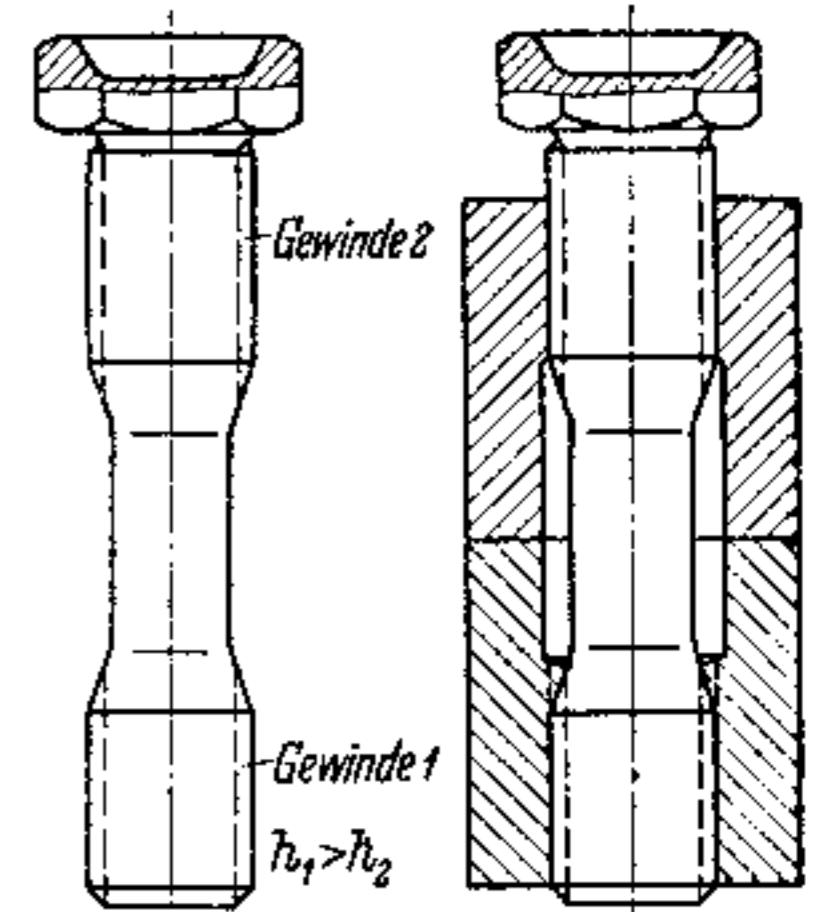


Bild 28. Durchschraubbare Differentialgewindeschraube (Schutzrechte angemeldet).

Die zweite bekannte Lösung (Bild 26b) hat zwei Gewinde gleichen Außendurchmessers, aber verschiedener Steigung. Ein Durchstecken oder Durchschrauben ist hier nicht möglich. Bei der Montage muß diese Schraube zunächst rückwärts in das Gewinde mit der kleineren Steigung eingeschraubt und dann vorwärts in das zweite Gewinde eingeschraubt werden. Dabei schraubt sich natürlich

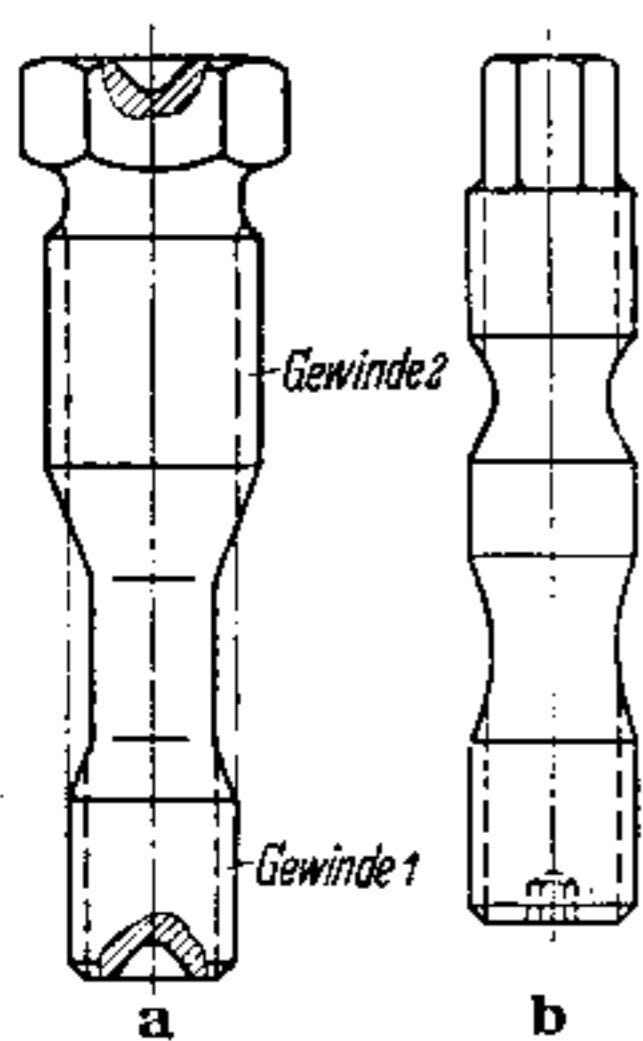
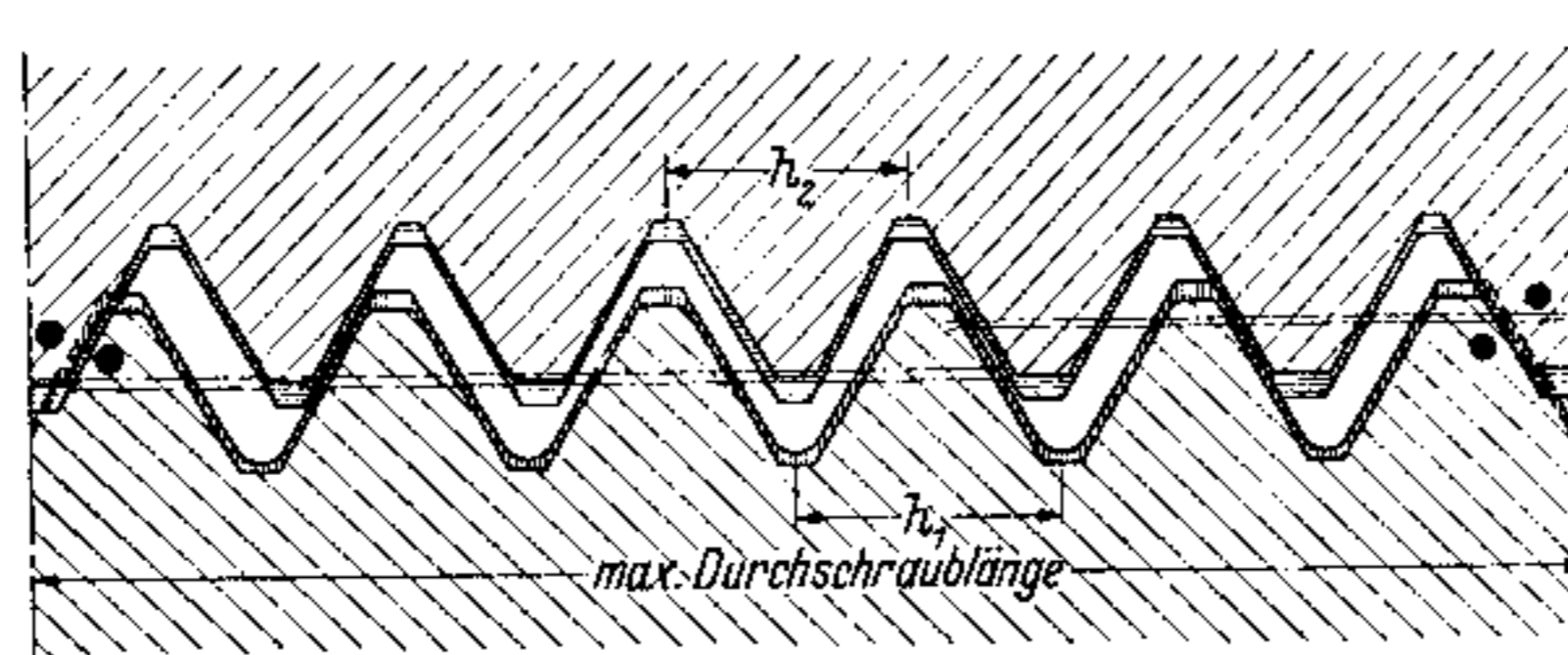


Bild 26. Bekannte Ausführungen von Schrauben mit Differentialgewinde.



● Beim Durchschrauben maximal beanspruchte Gewindeprofile
 Mittlere Federung eines Profils 0,03... 0,04 mm
 ≡ Muttergewinde-Toleranz
 ▨ Bolzengewinde-Toleranz

Bild 27. Untersuchung der Durchschraubbarkeit von zwei Gewinden verschiedener Steigung.

Bild 29. Schematische Darstellung der Zugkraft-Durchleitung bei Pleuelschraubenverbindungen.

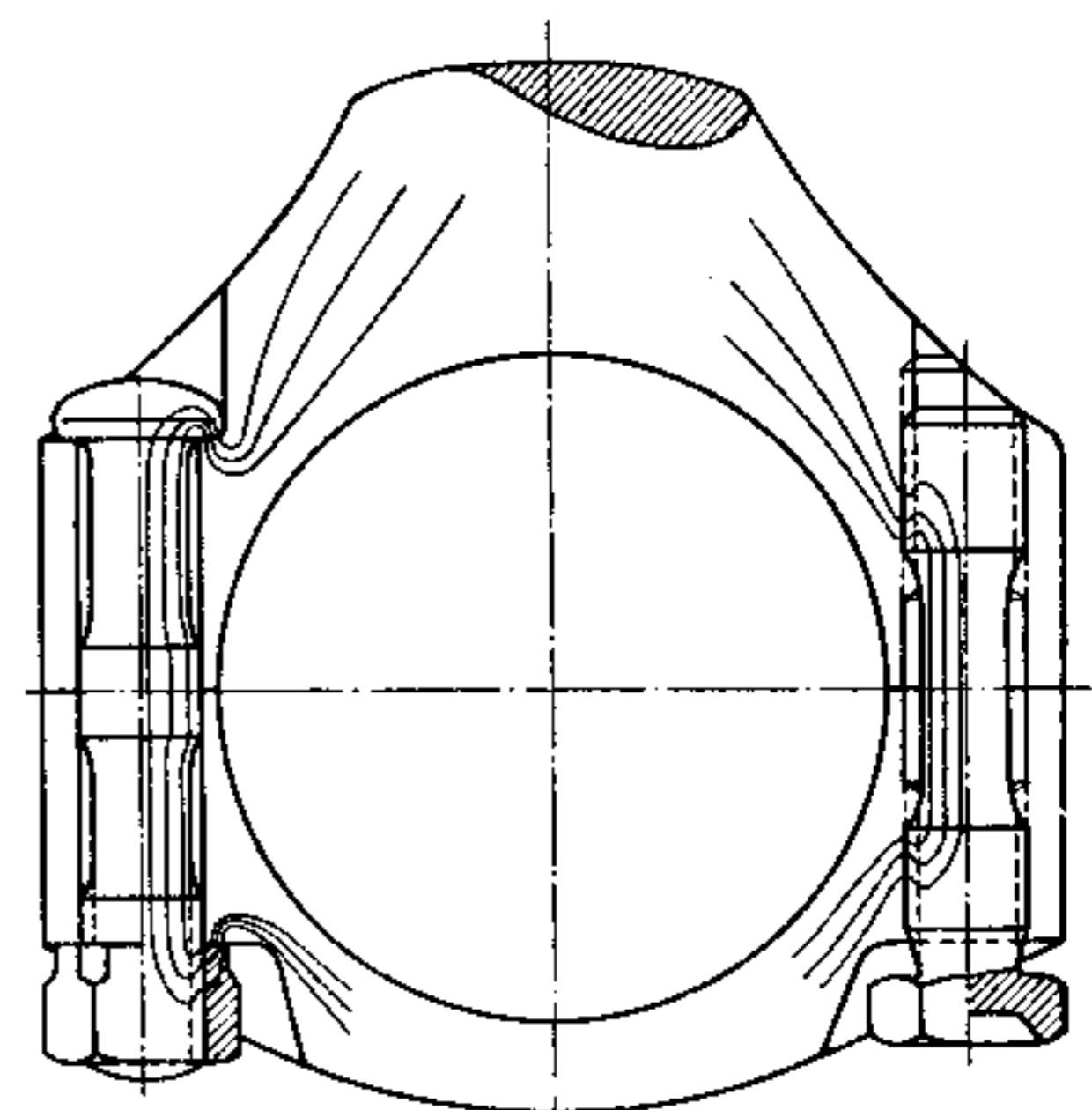


Bild 29.

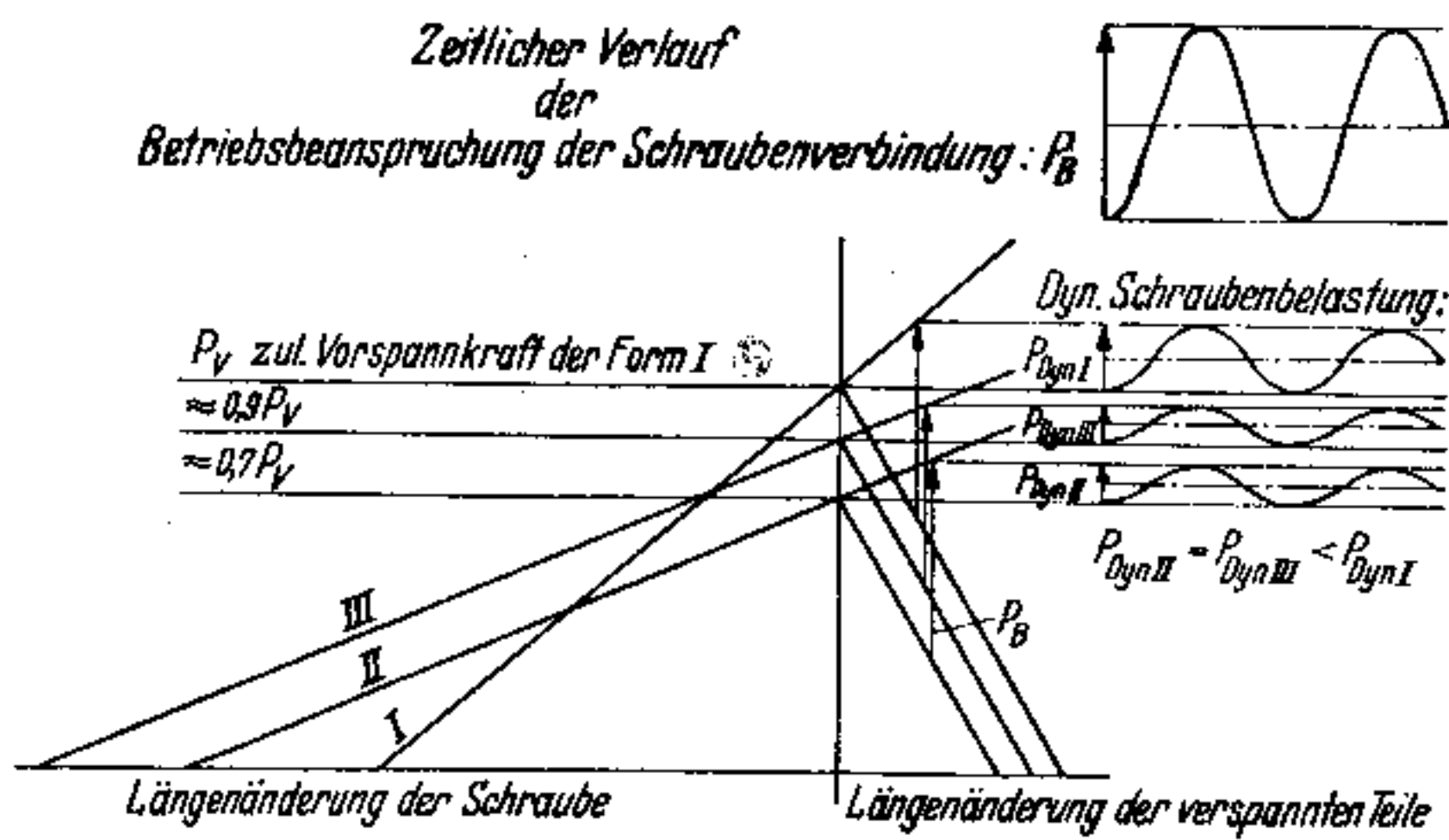
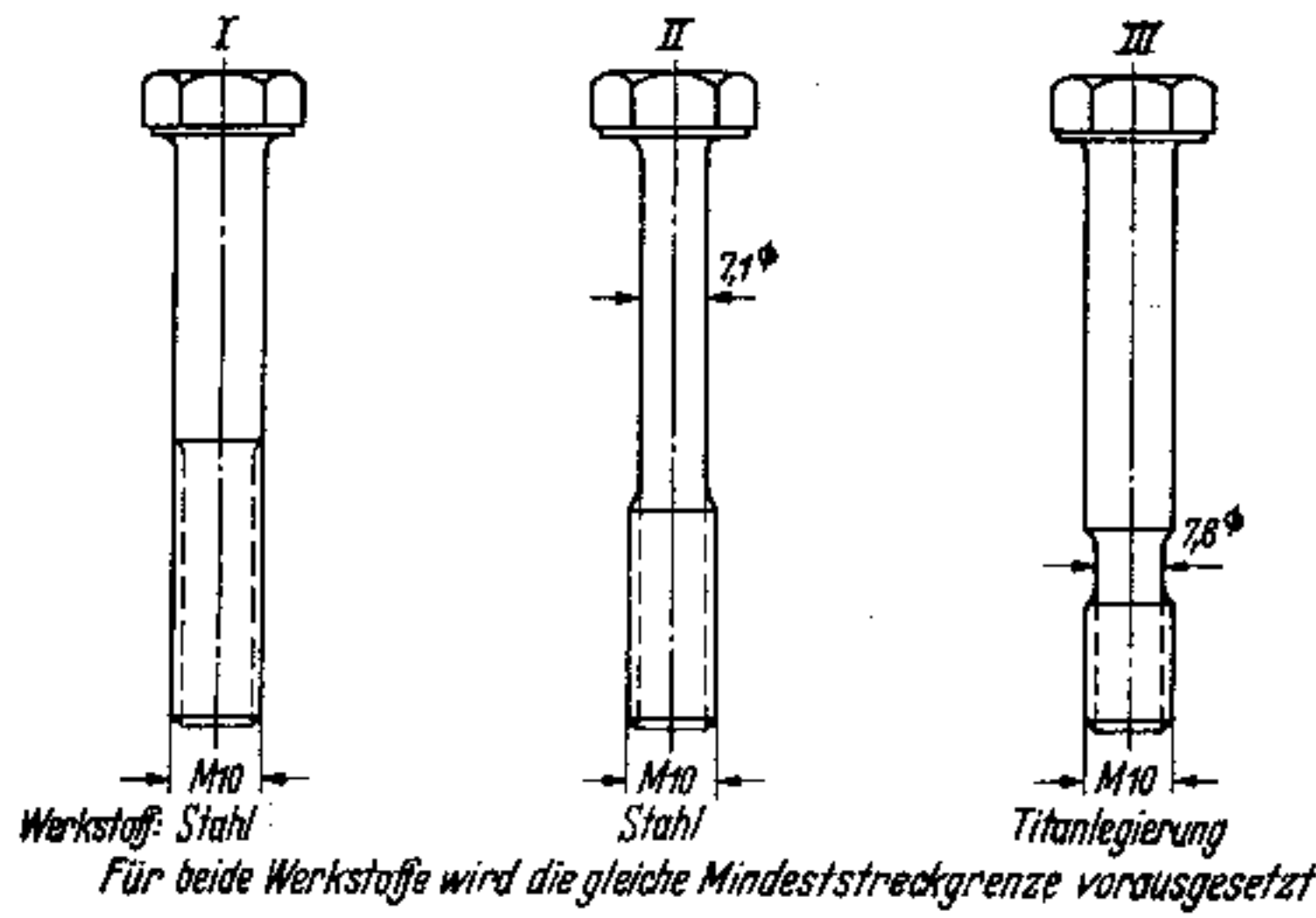


Bild 30. Verspannungsschaubild. Vergleich Stahl-Titanlegierung.

gleichzeitig das zuerst eingeschraubte Gewinde wieder heraus. Damit man im richtigen Augenblick mit dem Festschrauben einsetzen kann, müssen Gewindelängen und Gewindesteigungen aufeinander abgestimmt sein. Sehr schwierig wird es aber, wenn mehrere solche Schrauben gleichzeitig montiert werden müssen. Nachteilig ist weiterhin der kleine Kopf, der durch das Muttergewinde durchgeschraubt werden muß. Ein Innenschlüsselprofil wäre gleichfalls sehr hoch beansprucht, und es bestünde die Gefahr, daß der Schraubenschlüssel abgleitet oder ausschmiert. Vorteilhaft ist bei dieser Lösung, daß sie weniger Platz braucht als die erste.

Die neue Entwicklung geht von dem Gedanken aus, daß zwei Gewinde mit kleinem Steigungsunterschied bei entsprechendem geringem Unterschied der Gewindedurchmesser und nicht zu großen Gewindelängen durchschraubbar sind. Bild 27 läßt dies erkennen. Es ist $h_1 > h_2$, aber d_{A1} ist nicht $< d_{K2}$; die Gewindesind also nicht durchsteckbar.

Der Steigungsunterschied $h_1 - h_2$ kann durch Inanspruchnahme der elastischen Verformbarkeit der äußeren Gewindeprofile noch vergrößert werden. In Bild 28 ist links eine derartige Differentialgewindeschraube dargestellt, rechts die gleiche Schraube eingeschraubt. Diese Lösung vereinigt also die Vorteile der von einer Seite und ohne besondere Vorkehrungen zu montierenden, mit einem ausreichend großen Sechskantkopf versehenen Schraube mit geringstem Platzbedarf und hoher Elastizität durch aufs äußerste beschränkte Bolzengewindelängen.

Zur Herstellung der Schraube sowohl wie auch der Gewindebohrungen mußten neue Wege beschritten werden. Für beide Verfahren ebenso wie für das Prinzip sind Schutzrechte angemeldet.

Bild 29 zeigt schematisch die Zugkraft-Durchleitung bei einer Pleuelschraubenverbindung, links bei Ausführung in üblicher Form und rechts mit einer Differentialgewindeschraube, bei der die Spannungsspitzen an den Auflageflächen von Kopf und Mutter vermieden werden. Die Kraft wird hier über eine größere Länge, also in günstiger Weise, durch das Gewinde eingeleitet. Der Schraubenkopf der Differentialgewindeschraube ist zur Gewichtsverminderung ausgespart; er braucht außer den Drehmomenten keine Kräfte zu übertragen. Ein weiterer Vorteil stellt sich beim Anziehen der Differentialgewindeschrauben ein: Der Abstand zwischen Schraubenkopf und Pleueldeckel ist direkt ein Maß für die Vorspannkraft in der Schraube. Das bietet eine einfache Möglichkeit, Überbeanspruchungen beim Anziehen zu vermeiden, indem die Längen so abgestimmt werden, daß der Schraubenkopf bei der vorgeschriebenen Vorspannkraft gerade zum Aufliegen kommt.

Der Werkstoff Titan

Auch über diesen neuen Werkstoff, der für Schraubenverbindungen große Bedeutung erlangen kann, soll berichtet werden. Hierbei müssen aber Wirtschaftlichkeitsfragen ausgeschaltet bleiben; denn leider sind, trotz vielversprechender Ansätze, die Gestehungskosten noch um zwei Zehnerpotenzen höher als für Stahl.

In den Jahren um 1954 war der Werkstoff Titan geradezu Gegenstand einer Wundermetall-Psychose. Inzwischen hat diese einer sachlicheren Betrachtungsweise Platz gemacht. Titan und seine Legierungen haben die gleichen Festigkeitseigenschaften wie vergütete 10K-Stahlschrauben aber einen nur etwa halb so großen Elastizitätsmodul. Weitere, für Sonderanwendungen wichtige Vorteile sind gegenüber Stahl:

- kleineres spezifisches Gewicht,
- kleinere Wärmedehnung,
- eine oft sogar 18-8-Stählen überlegene Korrosionsbeständigkeit;

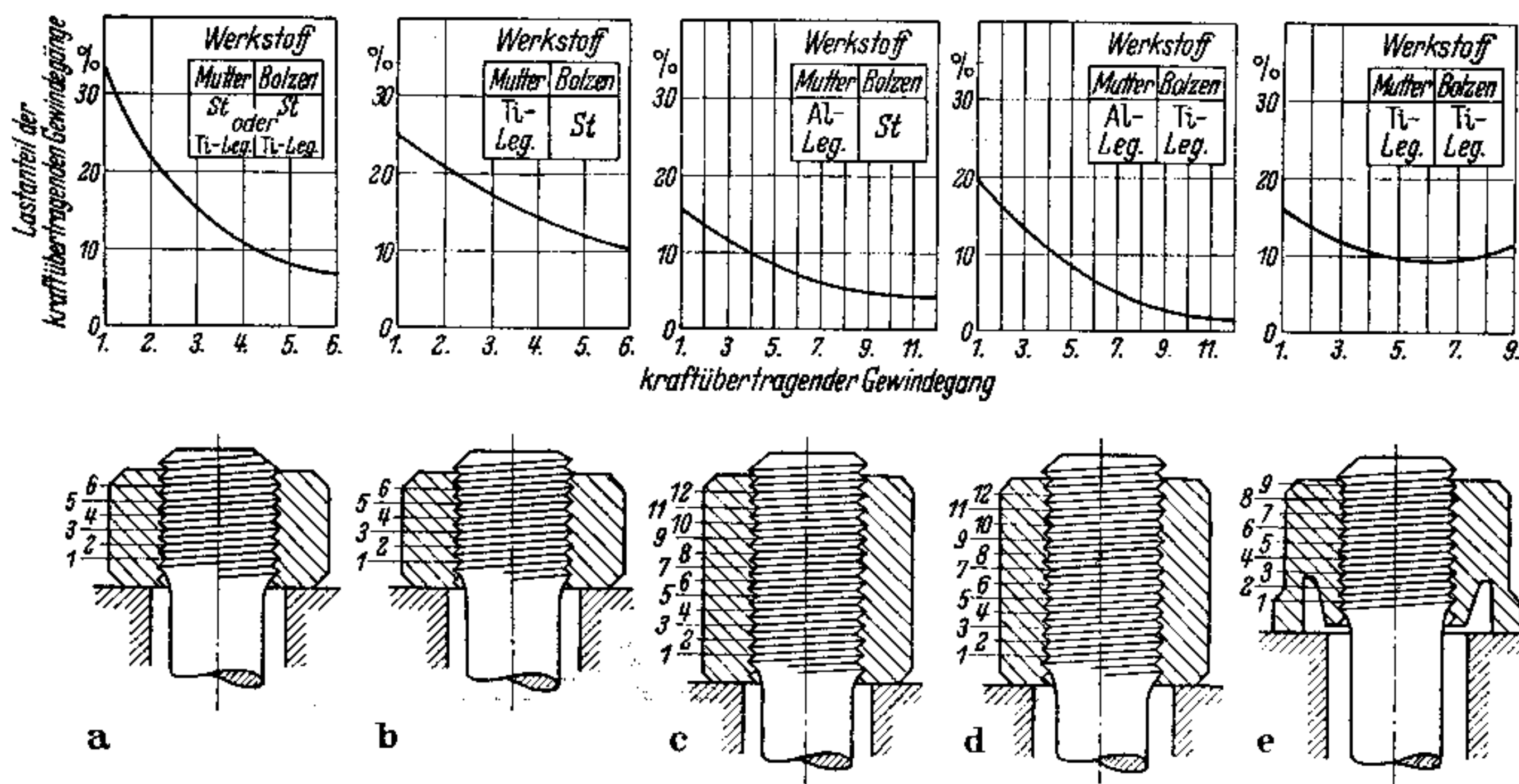


Bild 31. Lastverteilung am eingeschraubten Bolzengewinde. Vergleich von Werkstoffpaarungen und Mutterformen.

gegenüber Leichtmetallen und rostfreien Stählen:

hohe Festigkeiten bei niedrigen und mittleren Temperaturen,
eine im Verhältnis zur Zugfestigkeit hohe Dauerfestigkeit.

In Bild 30 sind Vorspannkraft und dynamische Schraubenbelastung unter der Voraussetzung gleicher Streckgrenze für drei Schraubenausführungen einander gegenübergestellt:

- Form I Starrschraube aus Stahl,
- Form II Dehnschraube aus Stahl,
- Form III Starrschraube aus Titanlegierung.

Aus dem Verspannungs-Schaubild dieser drei Schrauben ist zu entnehmen: Die dynamische Schraubenbelastung der Starrschraube aus Titanlegierung ist genau so niedrig wie die der Dehnschraube aus Stahl. Die Vorspannkraft und damit die elastische Schraubenlängung ist aber bei der Starrschraube aus Titanlegierung um ca. 25% größer als bei der Dehnschraube aus Stahl. Die Schraube aus Titanlegierung ist also beiden Stahlschrauben deutlich überlegen. Man kann bei ihr von einer Paßschraube mit Dehnschrauben-Eigenschaften sprechen.

Ein Dehnschaft ist also bei Titanlegierungen nicht erforderlich; zweckmäßig ist aber in jedem Fall eine Entlastungsrille am Gewindeauslauf, die ein Übergreifen der Mutter ermöglicht.

Welchen Einfluß die Werkstoffpaarung und die Mutterform auf die Lastverteilung am eingeschraubten Bolzen-gewinde hat, ist aus Bild 31 zu erkennen.

Wird eine Mutter aus Ti-Legierung mit einer Schraube aus Ti-Legierung gepaart, dann liegt eine gleiche Lastverteilung vor wie bei einer Paarung St-Schraube mit St-Mutter (Bild 31a). Eine Paarung St-Schraube mit einer Mutter aus Ti-Legierung weist — wieder durch den im Vergleich zu Stahl kleineren E-Modul — eine günstigere Lastverteilung auf (Bild 31b). Das bedeutet eine Steigerung der Dauerhaltbarkeit der Schraubenverbindung. Sie kann allerdings nicht so hoch sein wie die von Wiegand [9] beschriebene Steigerung der Dauerhaltbarkeit bei der Paarung einer St-Schraube mit einer Mutter aus Al-Legierung. Die in Bild 31c) gezeigte Lastverteilung bestätigt dies. Für die — zumindest gegenwärtig — sehr teuren Schrauben aus Ti-Legierungen muß man, um eine maximale Dauerhaltbarkeit zu erzielen, entweder eine Mutter aus Al-Legierung (Bild 31d) oder eine Thumsche Mutter mit Entlastungsrille (Bild 31e) vorsehen, diese vor allem dann, wenn höchste Ansprüche gestellt werden oder wenn die Al-Legierung aus thermischen oder korrosionschemischen Gründen nicht verwendet werden darf.

Bild 32 zeigt anhand von Wöhlerkurven, wie die Dauerhaltbarkeit von Schrauben aus einer Ti-Al-Mn-Legierung

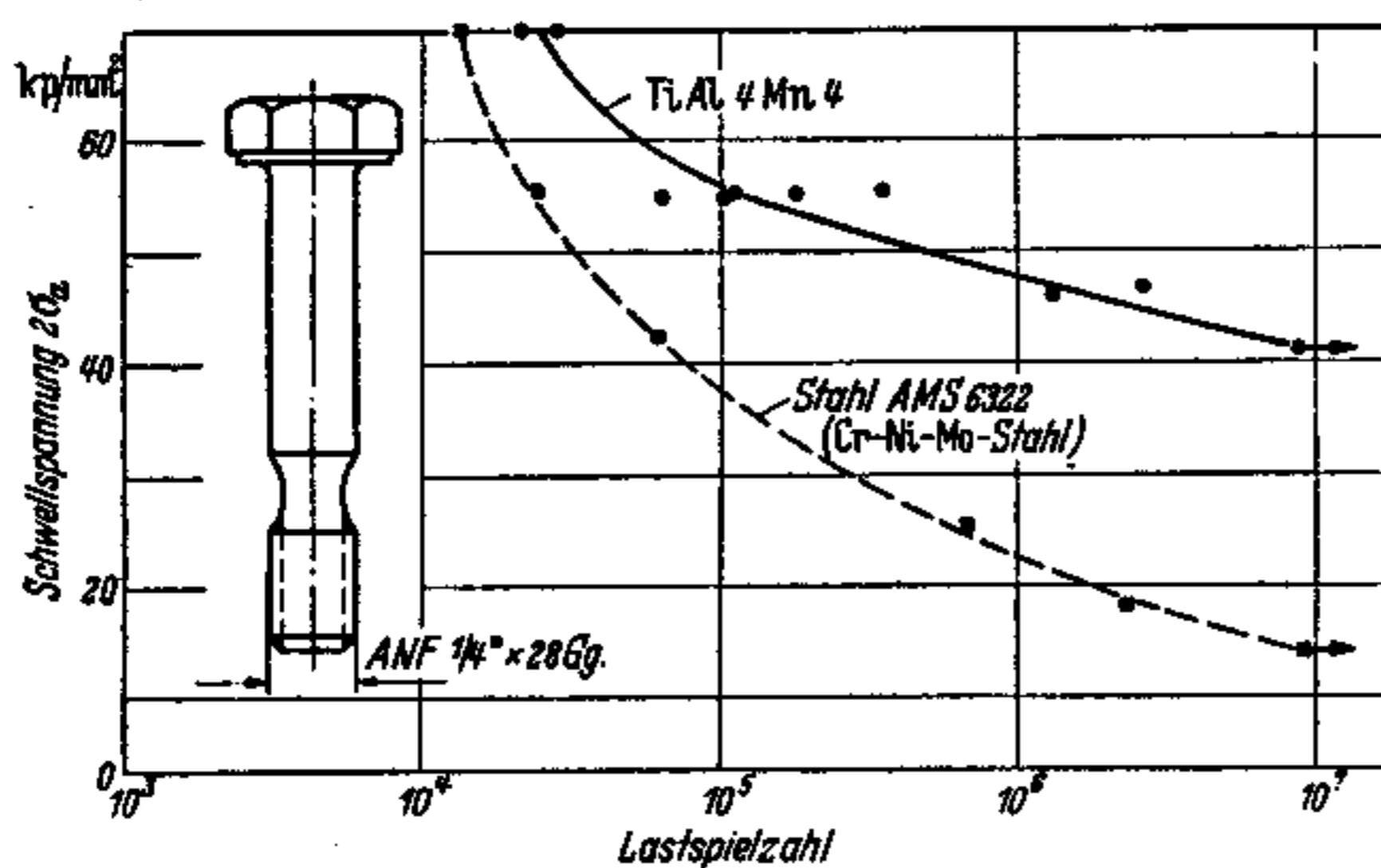


Bild 32. Wöhlerkurven. Vergleich Stahl-Titanlegierung.

im Vergleich zu der von Schrauben aus einem Cr-Ni-Mo-Luftfahrt-Stahl liegt. Bei diesen Schwellversuchen wurden die Schrauben frei, d. h. ohne verspannte Teile, eingespannt. Aus den Wöhlerkurven folgt, daß die Schwellfestigkeit der Titanlegierung auch bei Schrauben bedeutend höher liegt als jene des Stahls. Dieser Vorsprung wird bei der wirklichen Beanspruchung, d. h. im verspannten Zustand, noch durch die Dehnschrauben-Eigenschaften der Schraube aus Titan-Legierung vergrößert. Titan und seine Legierungen sind also für Schraubenverbindungen sehr geeignet.

Literatur

1. Treue, W. Im Auftrage der KAMAX-Werke: Kulturgeschichte der Schraube. München: Bruckmann 1954.
2. Sörensen, E.: Konstruieren — schöpferische Ingenieurarbeit. VDI-Z. 100 (1958) Nr. 24, S. 1123/1128.
3. Röttscher, F.: Die Maschinenelemente. Berlin: Springer 1927.
4. v. Hanffstengel, K.: Einfluß des Kraftangriffes auf die Beanspruchung vorgespannter Schraubenverbindungen. Z. VDI 86 (1942), S. 508/510.
5. Menz, G.: Dehnschrauben-Diagramm für beliebige Lage des Angriffes der Betriebskraft an der Hülse. Konstruktion 5 (1953), S. 151/153.
6. Lickteig, E.: Konstruktive Gestaltung von Schraubenverbindungen. Konstruktion 8 (1956), S. 150/160.
7. Machinery, London, 84 (1954) Nr. 2170, S. 1303/1304.
8. Nickel-Berichte, Düsseldorf 16 (1958), S. 83.
9. Wiegand, H. und B. Haas: Berechnung und Gestaltung von Schraubenverbindungen. Berlin/Göttingen/Heidelberg: Springer 1951.
10. Benz, W.: Hochwertige Schrauben und Schraubenverbindungen im Motorenbau. Konstruktion 7 (1955), S. 175/184.
11. Föppl, O., H. Strombeck und L. Ebermann: Schnelllaufende Dieselmotoren. Berlin: Springer 1922.
12. Sass, F.: Bau und Betrieb von Dieselmotoren. Berlin/Göttingen/Heidelberg: Springer 1948.
13. DBP 47a, 6. 1022 055.
14. Kellermann, R. und H.-Ch. Klein: Untersuchungen über den Einfluß der Reibung auf Vorspannung und Anzugsmoment von Schraubenverbindungen. Konstruktion 7 (1955), S. 54/68.
15. Kellermann, R. und H.-Ch. Klein: Berücksichtigung des Reibungszustandes bei der Bemessung hochwertiger Schraubenverbindungen. Konstruktion 8 (1956), S. 236/244.
16. Martinaglia, L.: Ziele der Ermüdungsforschung in der Schweiz, gezeigt am Beispiel von Dauerversuchen an Schraubenverbindungen. Colloquium on Fatigue Stockholm 1955. Berlin/Göttingen/Heidelberg: Springer 1956.
17. Jakuscheff, A.: Einfluß der Fertigungstechnologie und der Hauptmaße des Gewindes auf die Festigkeit von Gewindeverbindungen. UdSSR 1957 (DNA Berlin W 15).
18. Staudinger, H. und W. Wehser: Zweckmäßige Wahl der Kernlochbohrungen bei Einschnitt-Gewindebohrern. Werkstattstechn. und Masch.-Bau 48 (1958) Heft 4, S. 198/203.
- Staudinger, H. und W. Wehser: Das Festigkeitsverhalten von Gewindeverbindungen bei vergrößerten Mutterkernlöchern. Industrie-Anzeiger vom 7. 11. 58, S. 265/268.
19. Wiene, P.: Diskussionsbeitrag zu [16].
20. Lehr, E.: Arbeitsblatt Nr. 1 „Dauerfestigkeits-Schaubilder“ des Fachausschusses für Maschinenelemente beim VDI. Z. VDI 77 (1933) Nr. 42.
21. Siebel, E. und M. Gaier: Untersuchungen über den Einfluß der Oberflächenbeschaffenheit auf die Dauerschwingfestigkeit metallischer Bauteile. VDI-Z. 98 (1956), S. 1715/23.
22. Kaehler, P.: Die selbsttätige Ausgleichbewegung zur Herabsetzung der Biegebeanspruchung von Schrauben mit Schrägauflege. Forschung 20 (1954), S. 113/119.
23. Erker, A.: Die vorgespannte Schraubenverbindung unter Dauerbeanspruchung und Überlastungen. MAN-Forschungsheft 1953, S. 3/17.
24. ten Bosch, M.: Berechnung der Maschinenelemente. Berlin/Göttingen/Heidelberg: Springer 1951.
25. Benz, W.: Dehnschrauben, Spannkraft, Drehmoment-schlüssel. MTZ 9 (1948), S. 33/36.
26. Sicherung von Schrauben gegen Überbeanspruchung beim Anziehen. Konstruktion 10 (1958), S. 417/418.