

Mitteilung aus den KAMAX-Werken, Osterode

Das Anziehen hochwertiger Schraubenverbindungen

Von Hans-Chr. Klein, Ing.

Separatdruck aus **TECHNISCHE RUNDSCHAU** Bern/Schweiz, Nr. 47, vom 11. November 1960

Das Anziehen hochwertiger Schraubenverbindungen

Von Hans-Chr. Klein, Ing.

Der Anziehvorgang von Schraubenverbindungen war besonders in den letzten Jahren Gegenstand intensiver Untersuchungen. Hierbei trat immer deutlicher der grosse Einfluss, den die Reibungsverhältnisse auf die zulässige Vorspannkraft und das zulässige Anziehdrehmoment haben, hervor. Mit der vorliegenden Arbeit ist beabsichtigt, die vielen Einzelergebnisse, einschliesslich der aus Reibungsuntersuchungen, zusammenzufassen und in geschlossener Form zur Darstellung zu bringen.

Einleitend werden Kräfte, Drehmomente, die Beanspruchung der Schraube beim Anziehen und die Darstellung dieser Grössen im M_A - P_V -Diagramm behandelt. Hieran schliesst sich die Ermittlung der zulässigen Vorspannkraft und des zulässigen Anziehdrehmomentes für verschiedene Anziehbedingungen an. In einem weiteren Abschnitt wird auf das Lösedrehmoment und die Selbsthemmung einer vorgespannten Schraubenverbindung eingegangen.

Die Reibungszahl — Wert und Streuung — wird einer eingehenden Analyse unterzogen. Hierbei werden allgemeine Ergebnisse und direkte Messungen an Schrauben ausgewertet. Fehler beim Anziehen bzw. der Messung der Anziehgrösse bei Hand- und motorischen Anziehverfahren werden in einem weiteren Abschnitt behandelt. Den Abschluss bilden einige Ausführungen über reibungsmindernde Ueberzüge und das torsionsfreie Anziehen.

1. Kräfte und Drehmomente beim Anziehen

Durch das Anziehen der Mutter oder auch der Schraube mit dem Anziehdrehmoment M_A wird in der Schraubenverbindung eine Vorspannkraft P_V erzeugt, welche die zu verbindenden Teile aufeinanderpresst. Bei der Relativbewegung zwischen Unterlage und Mutter bzw. Schraubenkopf tritt eine Reibung auf, die das Anziehdrehmoment um den Betrag des Reibdrehmomentes der Auflagefläche M_K vermindert. Der Rest $M_A - M_K = M_G$ wird durch das Gewinde auf die Schraube übertragen und erzeugt infolge der Keilwirkung desselben in der Schraubenverbindung eine Längskraft.

Das Anziehdrehmoment ist also aus zwei Anteilen zusammengesetzt. Es gilt [1] (Bild 1):

$$M_A = M_G + M_K \quad (1)$$

$$\text{mit } M_G = r_R \cdot P_V \cdot \text{tg}(\alpha + \rho')^* \quad (2)$$

$$\text{und } M_K = R_R \cdot P_V \cdot \mu_A \quad (3)$$

In einer früheren Veröffentlichung [1] wurde gezeigt, wie die Reibungshalbmesser des Ge-

* Bedeutung der Formelzeichen siehe Schluss auf Seite 23.

windes und der Auflageflächen aus den geometrischen Verhältnissen zu errechnen sind. Da es sich aber selbst bei hochwertigen Schrauben und Muttern um Massenteile handelt, können nicht für jeden Einzelfall die exakten Abmessungen ermittelt und der Rechnung zugrunde gelegt werden. Aus diesem Grund werden folgende Festlegungen getroffen:

$$r_R = \frac{d_F}{2} \quad (4)$$

$$R_R = \frac{D_A + D_I}{4} \quad (5)$$

(für Kreisringauflageflächen)

$$\mu = \cos \beta / 2 \cdot \text{tg} \rho' = \mu_A = \mu_{\text{ges}} \quad (6)$$

Für die Abmessungen sind stets die Nennmasse einzusetzen.

Alle praktisch auftretenden Abweichungen hiervon werden in der Reibungszahl μ_{ges} berücksichtigt.

Für den praktisch wichtigsten Fall einer Schraubenverbindung mit metrischem Gewinde und Kreisringauflageflächen errechnet sich das

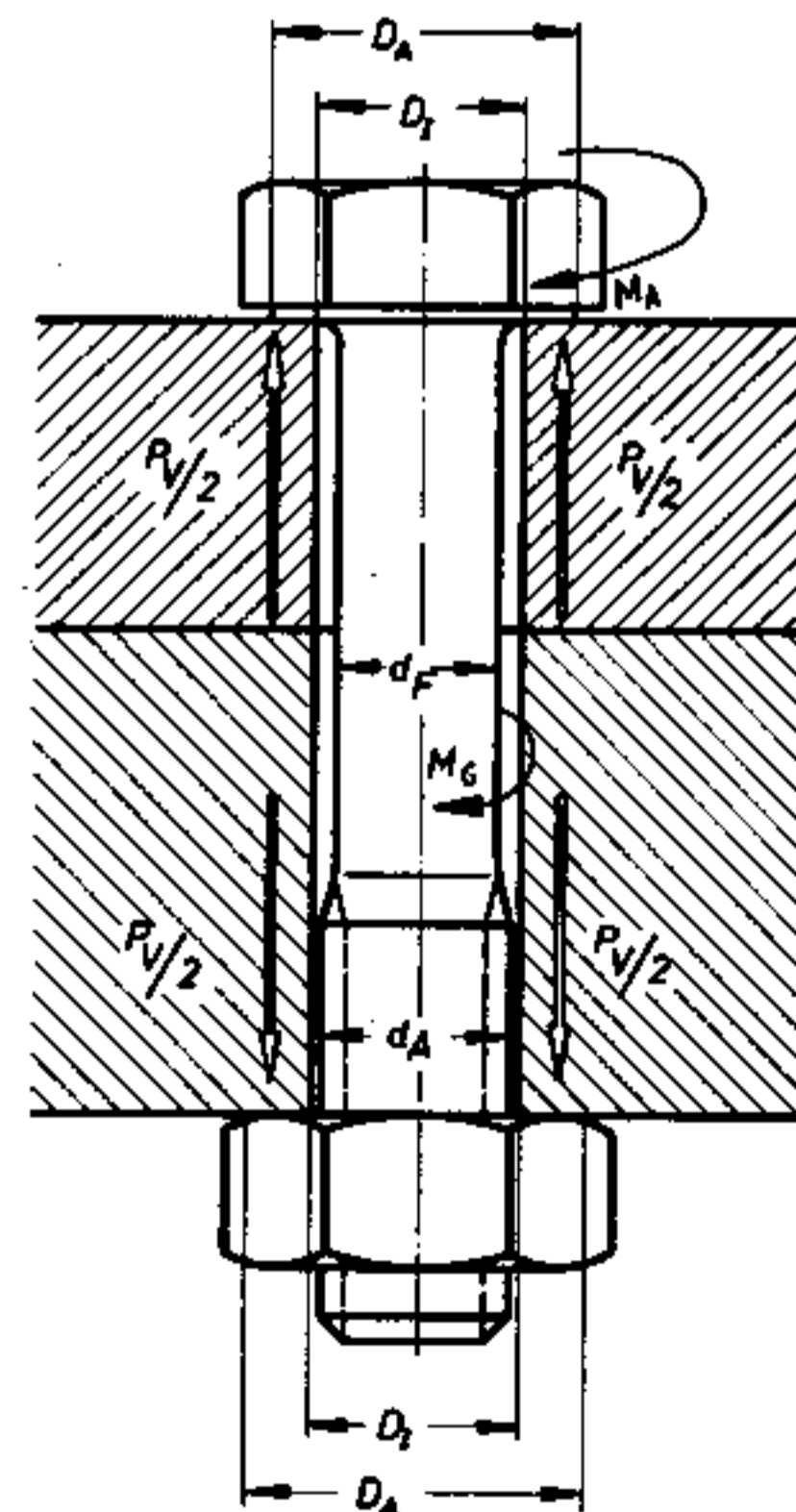


Bild 1. Kräfte und Drehmomente beim Anziehen.

Anziehdrehmoment zu:

$$M_A = P_V [0,161 h + 0,583 \mu_{ges} \cdot d_F + 0,25 \mu_{ges} (D_A + D_I)]^* \quad (7)$$

Bei Schraubekopfauftragflächen nach DIN 931 und gleichliegenden Normen kann

$$D_A + D_I = s + d_A \quad (8)$$

gesetzt werden [2], wenn man einen maximalen Fehler von 1,5 % zulässt. Auf die Auswirkungen solcher Vereinfachungen, von Abmessungstoleranzen und Gewindefehlern auf die Relation zwischen Anziehdrehmoment und Vorspannkraft bzw. der Reibungszahl wird im 7. Abschnitt näher eingegangen. Hier sei zunächst nur nachdrücklich festgestellt, dass das anzuwendende Anziehdrehmoment ausser von der zulässigen Vorspannkraft durch die Reibungswiderstände der aufeinander gleitenden Flächen bestimmt ist. Bild 2 veranschaulicht das Gesagte für eine Schraube M 10 — DIN 931. Da die Veränderlichkeit der Reibungszahl bewiesen ist, erkennt man aus dieser Darstellung, welche Fehler auftreten müssen, wenn man das Anziehdrehmoment mit einem konstanten η -Wert errechnet [3].

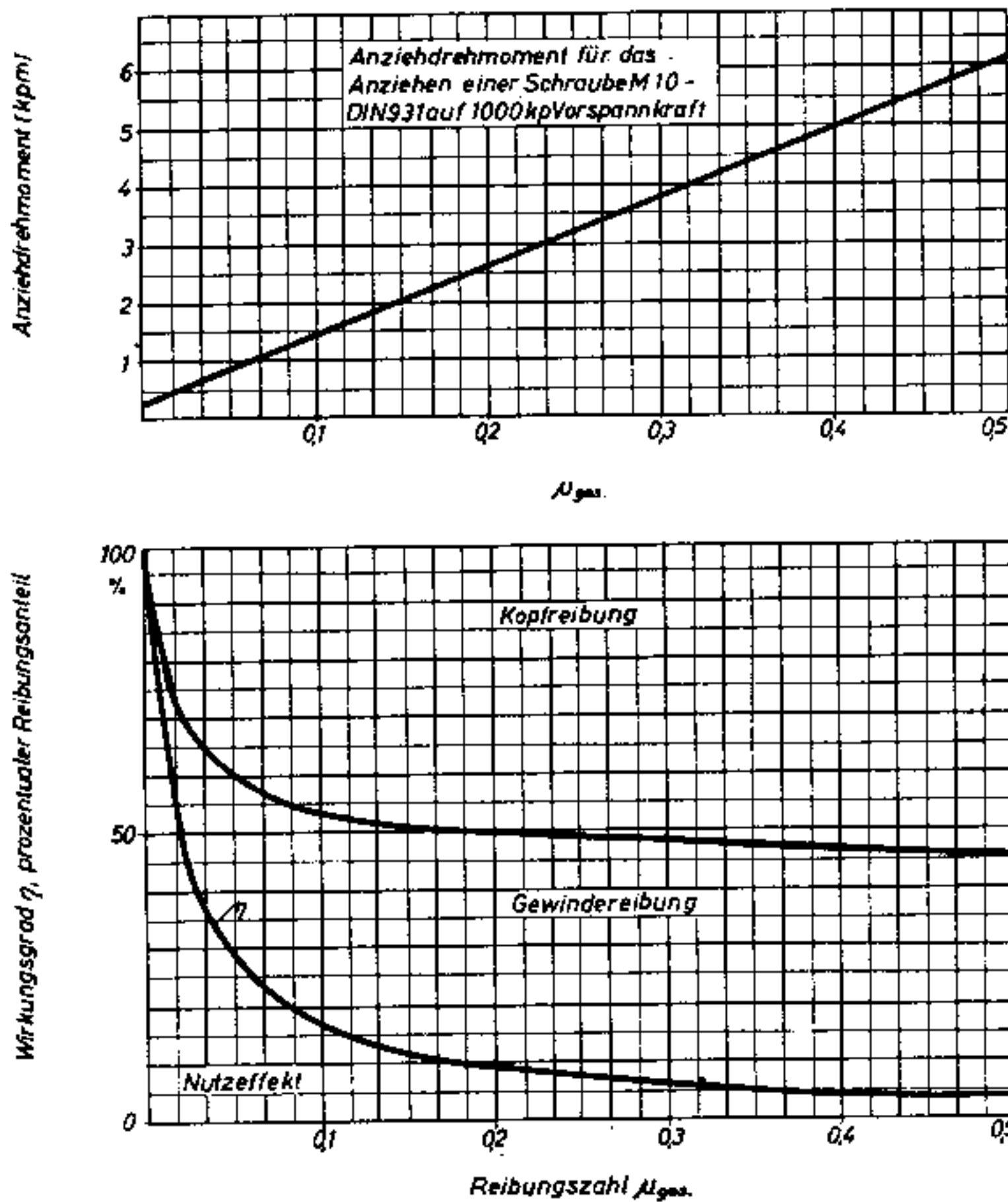


Bild 2. Anziehdrehmoment, Wirkungsgrad und Reibungsanteil beim Anziehen einer Schraube M 10 DIN 931 in Abhängigkeit von der Reibungszahl.

2. Beanspruchung der Schraube beim Anziehen

Beim Anziehen wird die Schraube durch die Vorspannkraft P_V auf Zug und durch das Drehmoment M_G auf Torsion beansprucht. Zur Kennzeichnung der resultierenden Werkstoffanstrengung wird die Hypothese der grössten Gestaltänderungsarbeit:

* Bedeutung der Formelzeichen siehe Schluss auf Seite 23.

$$\sigma_V = \sqrt{\sigma^2 + 3 \tau^2} \quad (9)$$

herangezogen. Führt man $\nu = \sigma_V / \sigma_S$ als Ausnutzungsgrad der Streckgrenze des Schraubenwerkstoffes ein, so ergibt sich für die zulässige Zugspannung in der Schraube der Ausdruck

$$\sigma = \frac{\nu \cdot \sigma_S}{\sqrt{1 + 3 \left(\frac{\tau}{\sigma}\right)^2}}$$

Das Verhältnis τ/σ ist aus Gleichung (2) leicht auszurechnen und führt, hierin eingesetzt, zu der zulässigen Zugspannung im Gewinde

$$\sigma = \frac{\nu \cdot \sigma_S}{\sqrt{1 + 0,75 \left[d_F \frac{F_S}{W_P} \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \rho') \right]^2}} \quad (10)$$

In gleicher Weise ergibt sich für die zulässige Zugspannung im Dehnschaft der Ansatz

$$\sigma_T = \frac{\nu \cdot \sigma_S}{\sqrt{1 + 12 \left[\frac{d_F}{d_T} \operatorname{tg}(\alpha + \rho') \right]^2}} \quad (11)$$

Die zulässige Vorspannkraft der Schraubenverbindung ergibt sich damit zu

$$P_V \begin{cases} = \sigma \cdot F_S & \text{bei Starrschrauben} & (12.1) \\ = \sigma_T \cdot F_T & \text{bei Dehnschaftschrauben} & (12.2) \end{cases}$$

In Bild 3 ist gezeigt, wie stark auch die zulässige Zugspannung im Gewinde von den Reibungsverhältnissen abhängig ist. Bei Dehnschaftschrauben tritt neben der Gewindereibung noch der Dehnschaftdurchmesser in den Vordergrund.

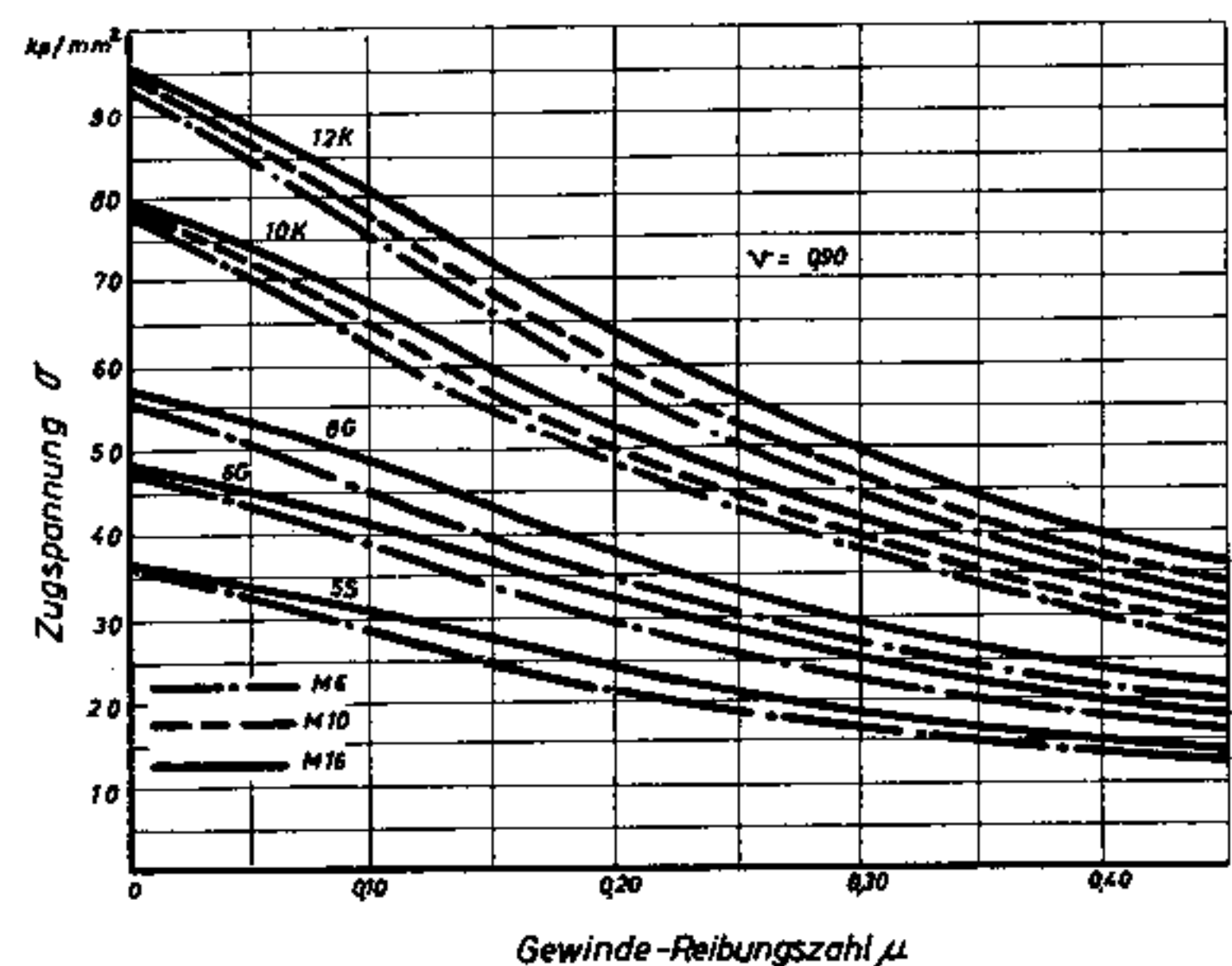


Bild 3. Zulässige Zugspannung im Gewinde in Abhängigkeit von der Gewindereibungszahl μ .

Wenn in diesen Rechnungen entsprechend der Festlegung (6) $\mu = \mu_{ges}$ gesetzt wird, dann ergibt sich zweifelsohne eine Abweichung von den tatsächlichen Verhältnissen. Denkt man jedoch andererseits an die in der Bestimmung des Spannungsquerschnittes und des Widerstandsmomen-

tes liegenden Unsicherheiten, dann kann man dieser Vereinfachung nur zustimmen.

Der Vollständigkeit halber sei hier auch eine in einer früheren Veröffentlichung [6] verwendete Beziehung für die zulässige Vorspannkraft für metrische Gewinde nach DIN 13, Blatt 1, angeführt:

$$P_V = \nu \cdot \sigma_S \cdot d^{2,145} (0,389 - 0,772 \mu) \quad (12.3)$$

Sie ist vorteilhaft bei der Aufstellung von Nomogrammen zu verwenden, da sie einfach zu logarithmieren ist. Bild 4 zeigt dies für Schrauben nach DIN 931. Die ebenfalls eingezeichneten M_A -Linien lassen erkennen, dass auch für das Anziehdrehmoment eine der Gleichung (12.3) entsprechende Formulierung möglich sein muss.

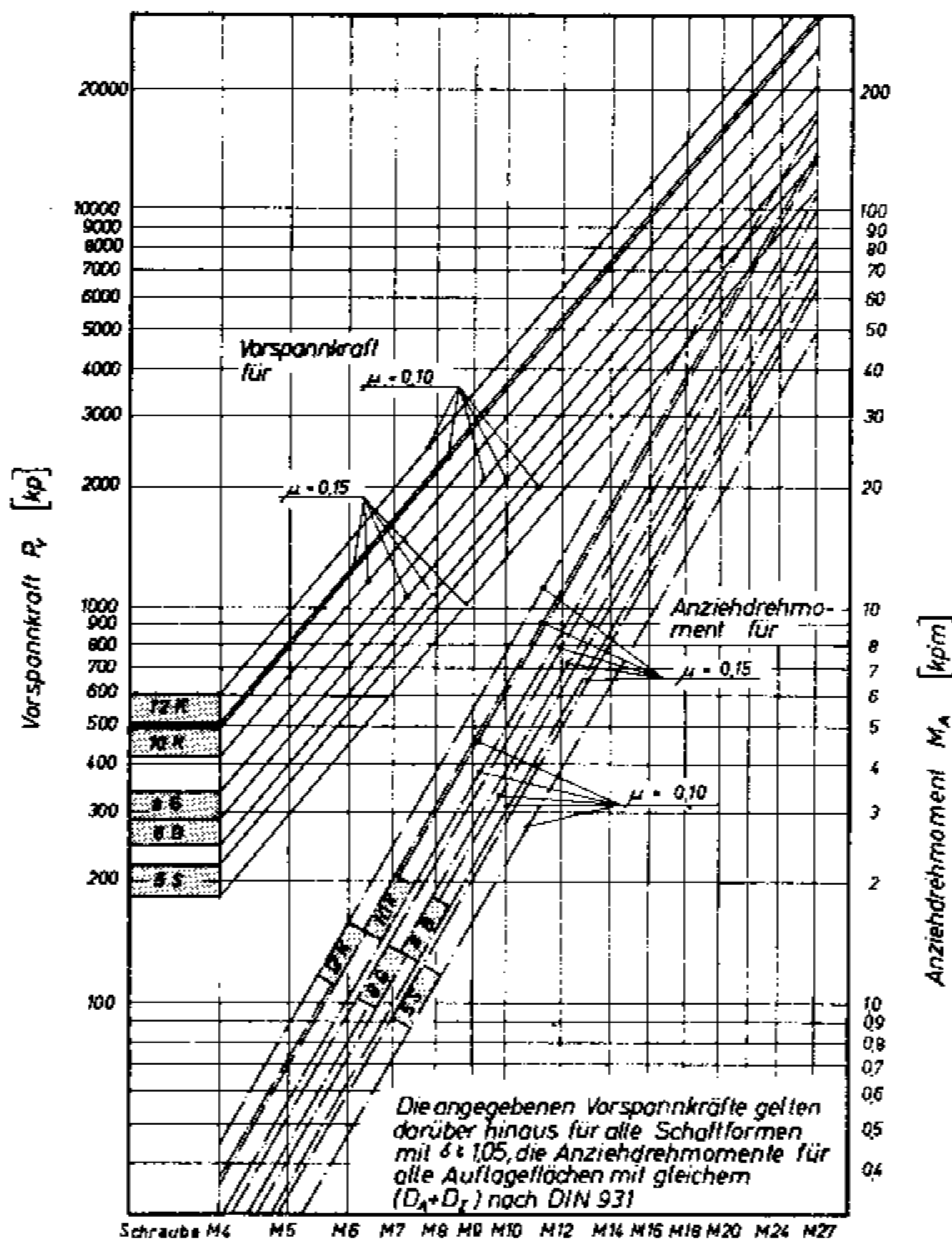


Bild 4. Vorspannkraft und Anziehdrehmoment von Schrauben nach DIN 931.

3. Darstellung des Anziehvorganges im vollständigen M_A - P_V -Diagramm

Im vollständigen M_A - P_V -Diagramm (Bild 5) lassen sich die Zusammenhänge zwischen Anziehdrehmoment, Vorspannkraft, Reibungszahl und Werkstoffanstrengung mit einem Blick übersehen. Es enthält in M_A - P_V -Koordinaten zwei Kurvenscharen, eine mit der Gesamtreibungszahl μ_{ges} und eine mit ν , dem Ausnutzungsgrad der Streckgrenze des Schraubenwerkstoffes als Parameter. Zwei dieser vier Größen stellen unabhängige Variablen dar. Ueber die durchaus nicht schwierige Konstruktion eines solchen Diagrammes ist an anderer Stelle berichtet [4].

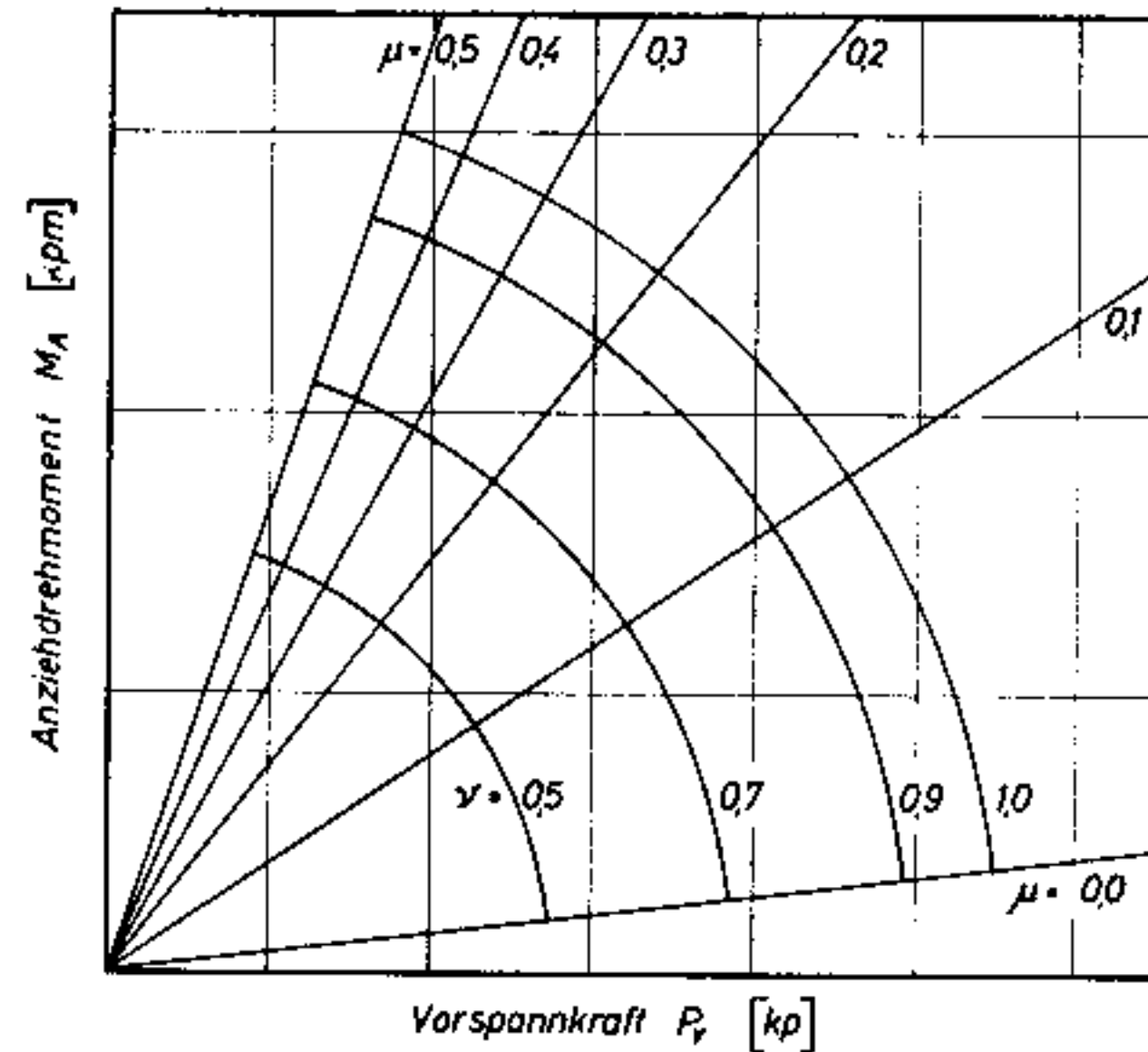


Bild 5. Vollständiges M_A - P_V -Diagramm. Es sind die μ -Geraden: Linien gleichen Reibungszustandes, die ν -Kurven: Linien gleicher Werkstoffanstrengung. Bei $\nu = 1,0$ ist die Streckgrenze des Schraubenwerkstoffes erreicht.

Am übersichtlichsten lässt sich der Anziehvorgang anhand eines solchen vollständigen M_A - P_V -Diagrammes erläutern (Bild 6). Bei bekannter, unveränderlicher Reibungszahl μ_1 stellt sich der Anziehvorgang auf der durch den Koordinatenursprung gehenden μ_1 -Geraden dar. Die Vorspannkraft ist direkt proportional dem angewendeten Anziehdrehmoment und lässt sich ebenso wie der Ausnutzungsgrad der Streckgrenze direkt ablesen. Bei $\nu = 1,0$ wird die Streckgrenze des Schraubenwerkstoffes erreicht. Ist sie überschritten, so wird die Schraube plastisch verformt, ist «überzogen» und damit meist unbrauchbar geworden. Die Kurve $\nu = 1,0$ begrenzt also den praktisch verwertbaren M_A - P_V -Bereich nach oben.

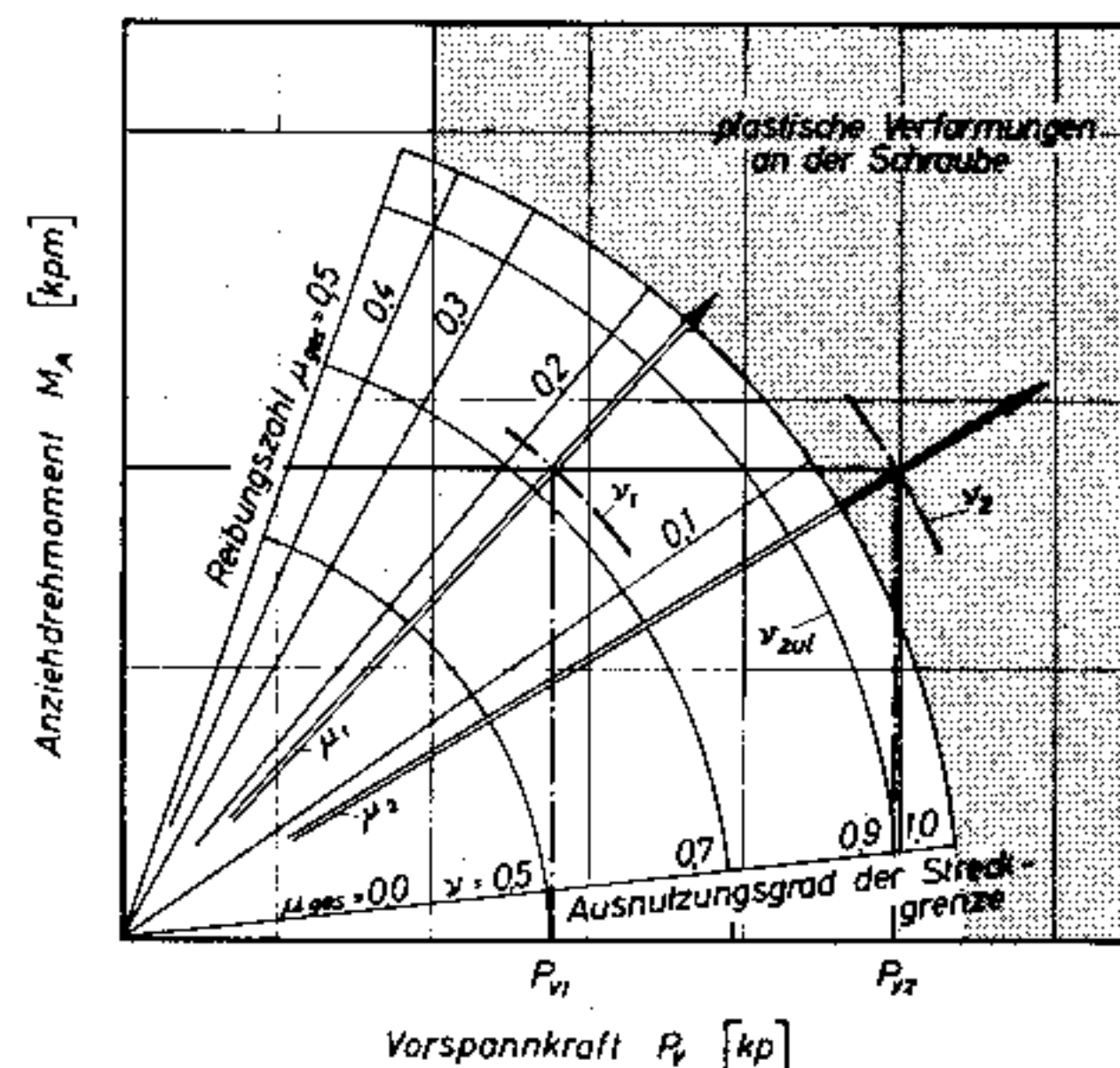


Bild 6. Darstellung des Anziehvorganges einer Schraubenverbindung im vollständigen M_A - P_V -Diagramm.

Werden zwei Schrauben mit voneinander abweichenden Reibungszahlen $\mu_1 > \mu_2$ mit dem gleichen Anziehdrehmoment angezogen, dann er-

reicht, wie aus Bild 6 sofort zu erkennen ist, die Schraube mit der niedrigeren Reibungszahl μ_2 eine höhere Vorspannkraft. Ausserdem wird $\nu_2 > \nu_1$, d. h. auch die Werkstoffanstrengung ist höher, und die Schraube mit der niedrigeren Reibungszahl wird, falls bereits ν_1 nahe an 1,0 liegt, überzogen.

4. Die zulässige Vorspannkraft

Aus dem Vorangehenden wird klar geworden sein, dass es falsch ist, die zulässige Vorspannung durch eine von den Reibungsverhältnissen unabhängige Beziehung $\sigma = k \cdot \sigma_S$ auszudrücken. (Leider ist diese trotzdem häufig mit $k = 0,7$ anzutreffen.) Aus diesem Grund wurde der im zweiten Abschnitt entwickelte Weg eingeschlagen und die zulässige Vergleichsspannung in Beziehung zur Werkstoffstreckgrenze gebracht:

$$\sigma_{V \text{ zul}} = \nu_{\text{zul}} \cdot \sigma_S \quad (13)$$

Der Ausnutzungsgrad der Streckgrenze des Schraubenwerkstoffes ν wird dabei so festgelegt, dass zu keiner Zeit und an keiner Stelle der Schraubenverbindung die örtliche Streckgrenze überschritten ist. So darf für metrische Gewinde nach DIN 13, Blatt 1, und Dehnschäfte $\nu_{\text{zul}} = 0,9$, für die zur Kraftübertragung geeigneten Auswahlreihen der metrischen Feingewinde $\nu_{\text{zul}} = 0,7$ angesetzt werden [5]. Bei schwierigen Verschraubungsverhältnissen und Schrauben besonderer Formgebung (Pleuelschrauben, Radbefestigungsschrauben u. ä.) empfiehlt sich jedoch eine eingehendere Ermittlung von ν . Zu beachten ist dabei u. a. die Beanspruchung des ersten tragenden Gewindeganges.

4.1 Das zulässige Anziehdrehmoment

Beim Anziehen einer Schraubenverbindung mit einem Schraubenschlüssel ist die Frage nach der zulässigen Vorspannkraft gleichbedeutend mit der Frage nach dem zulässigen Anziehdrehmoment. Sie ist bei bekannten μ - und ν -Werten mit den in den Abschnitten 1 und 2 angeführten Gleichungen rechnerisch sofort zu beantworten. Einen besseren Ueberblick ermöglicht aber auch hier wieder das M_A - P_V -Diagramm.

Das zulässige Anziehdrehmoment einer Schraube mit bekannter Reibungszahl μ_1 ist durch den Schnittpunkt von ν_{zul} und μ_1 bestimmt (Bild 7). Er wird auf die Koordinaten gelotet und ergibt auf der Ordinate $M_{A \text{ zul}}$ und auf der Abszisse die zugehörige Vorspannkraft. Eine Schraube mit einer niedrigeren Reibungszahl μ_2 darf, wie aus Bild 7 sofort zu erkennen ist, nur mit dem kleineren Anziehdrehmoment $M_{A2 \text{ zul}}$ angezogen werden. Das spricht aber keinesfalls gegen eine solche Schraube, da der Nutzeffekt, die erreichbare Vorspannkraft $P_{V2} > P_{V1}$ ist, ein Gesichtspunkt, der oftmals übersehen wird. Es kann also zusammenfassend festgestellt werden:

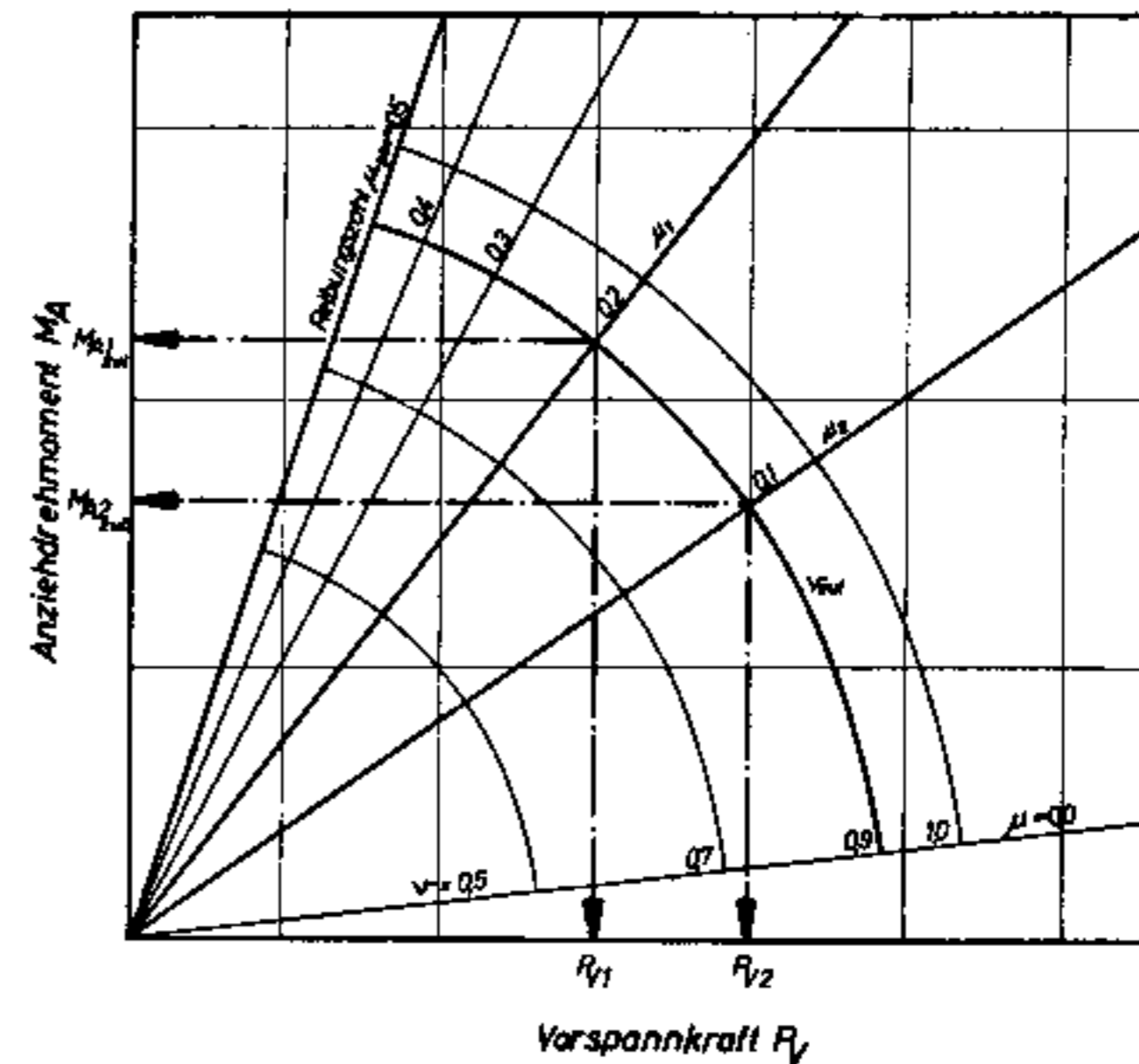


Bild 7. Ermittlung des zulässigen Anziehdrehmomentes im vollständigen M_A - P_V -Diagramm.

Mit steigender Reibungszahl wächst das zulässige Anziehdrehmoment, die erreichbare Vorspannkraft nimmt jedoch ab! Ein hohes Anziehdrehmoment ist also keinesfalls gleichbedeutend mit einer hohen Vorspannkraft!

Die Ermittlung des zulässigen Anziehdrehmomentes für Schrauben mit bekanntem Streubereich der Reibungszahl zeigt Bild 8. Aus der Ueberlegung heraus, dass auch beim Anziehen einer grossen Anzahl von Schrauben keine ν_{zul} überschreiten darf, muss der Ermittlung des zulässigen Anziehdrehmentes der Schnittpunkt von ν_{zul} mit der unteren Begrenzung des Streubereiches der Reibungszahl zugrunde gelegt werden. Seine Projektion auf die Koordinaten ergibt $M_{A \text{ zul}}$ und $P_{V \text{ max}}$, die höchste zu erwartende Vorspannkraft. Die kleinste, im Kollektiv zu erwartende Vorspannkraft $P_{V \text{ min}}$ erhält man durch Projizieren des Schnittpunktes von $M_{A \text{ zul}}$ mit der oberen Streubereichsgrenze auf die Abszisse. Ist im Kollektiv ein Ausreisser mit verhältnismässig kleiner Reibungszahl vorhanden, dann kann die betreffende Schraube — wie in Bild 8 eingezeichnet — über $\nu = 1,0$ beansprucht, d. h. überzogen werden.

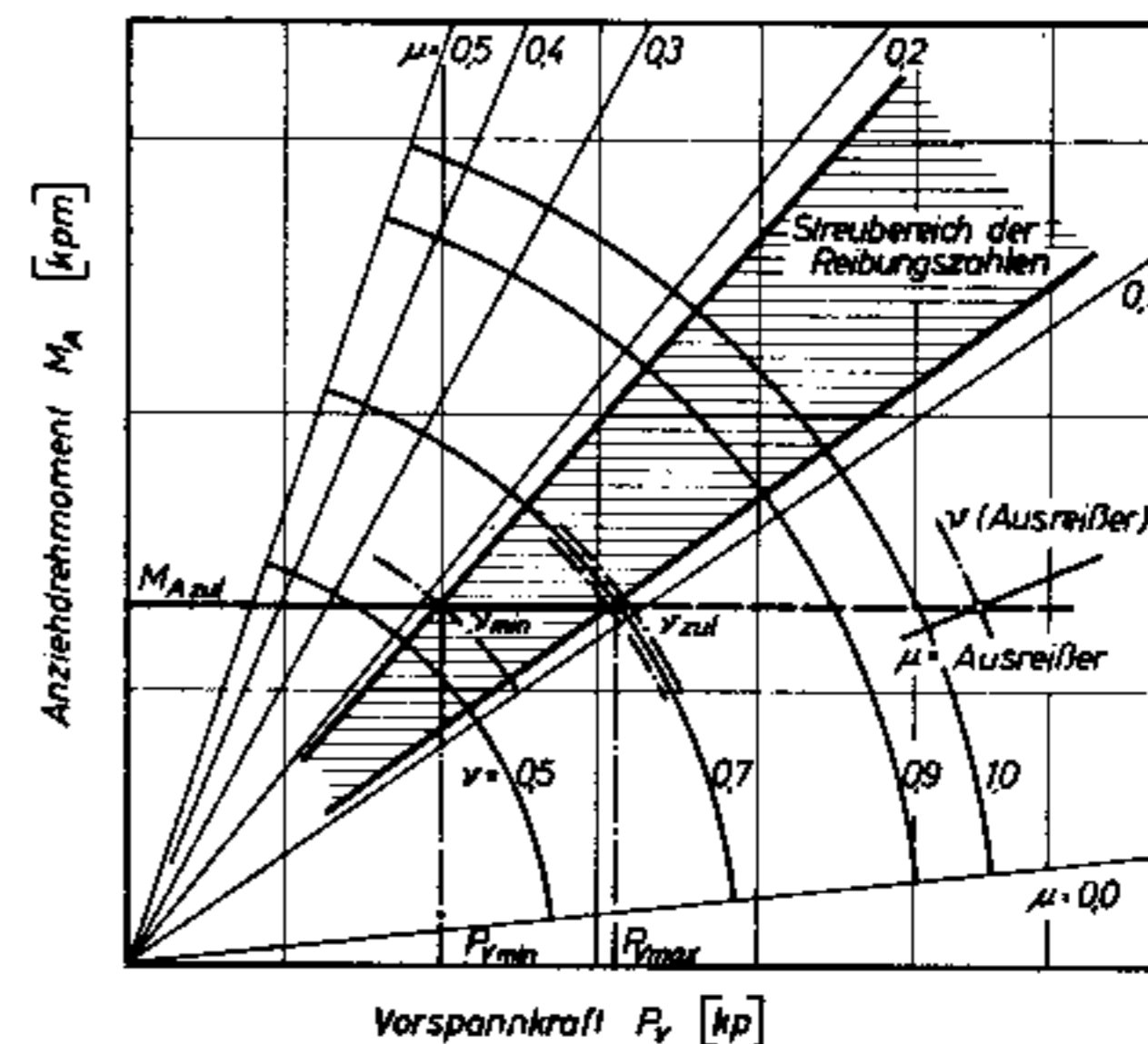


Bild 8. Ermittlung des zulässigen Anziehdrehmentes bei bekanntem Streubereich der Reibungszahlen.

4.2 Zulässige Vorspannung beim Anziehen auf gleiche Schraubendängung oder gleichen Festschraubwinkel

Auch bei diesem Anziehverfahren tritt die zusätzliche Torsionsspannung auf. Bild 9 zeigt, wie dabei die zulässige Vorspannkraft aus dem M_A - P_V -Diagramm abzulesen ist: Aus den gleichen Überlegungen wie im vorangegangenen Absatz wird hier von dem Schnittpunkt der oberen Begrenzung des Streubereiches der Reibungszahl mit ν_{zul} ausgegangen. Auf die Abszisse gelotet, führt dieser sofort zu der gesuchten zulässigen Vorspannkraft $P_{V\ zul}$. Hiermit und mit der Einheitskraft der Schraube C_S errechnet sich

$$\Delta l_{S\ zul} = \frac{P_{V\ zul}}{C_S} \quad (14)$$

bzw. der Festschraubwinkel

$$\varphi_{A^0} = 360 \frac{P_{V\ zul}}{h \cdot C_S} \quad (15)$$

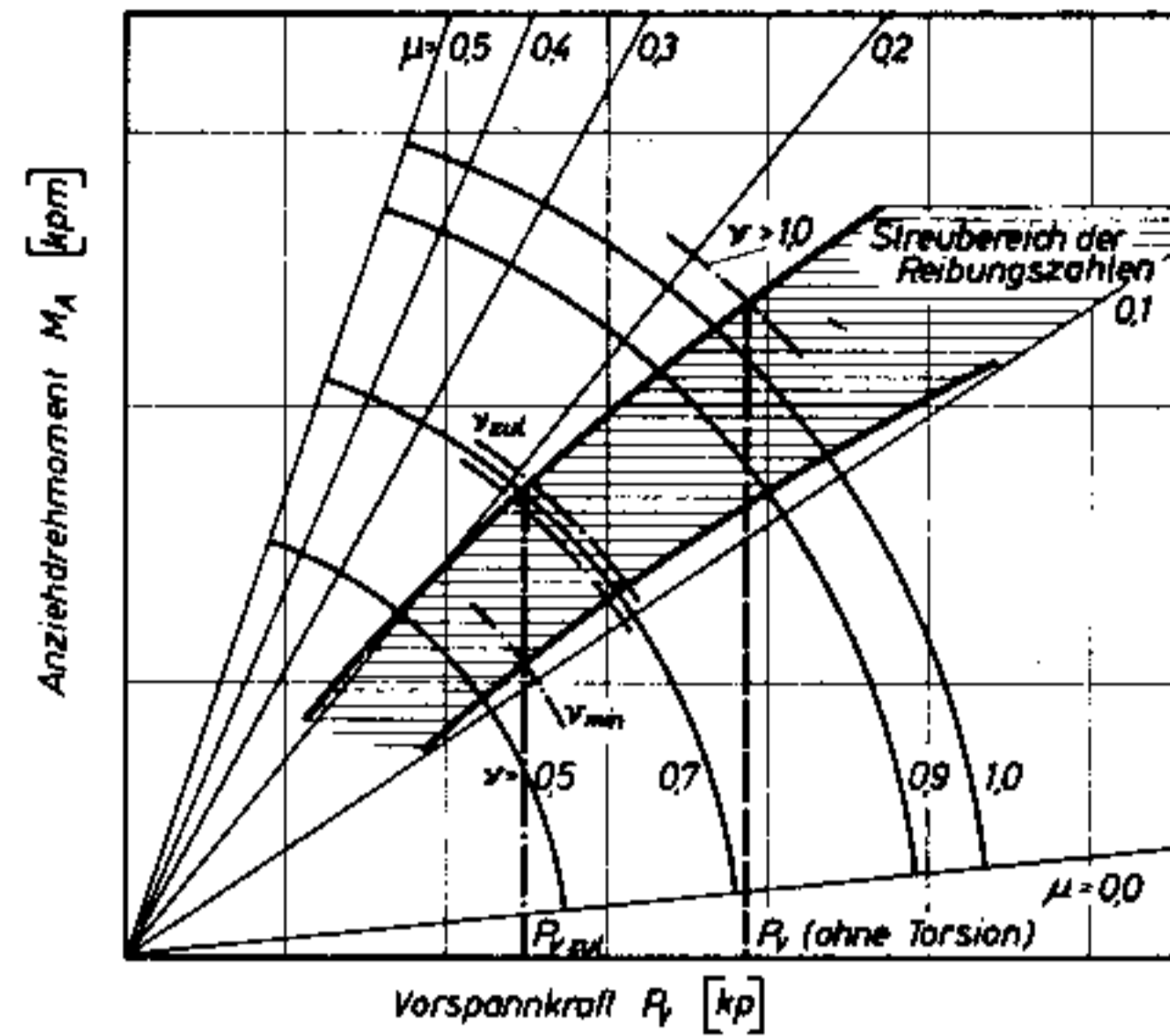


Bild 9. Ermittlung der zulässigen Vorspannkraft beim Anziehen auf gleiche Längenänderung.

Gewinde- und Schaftabmessungen nach DIN 13 Bl. 1						Auflageabmessungen			
Gewinde	d_A mm	d_f mm	d_k mm	d_T mm $\delta = 1,0$ $\delta = 0,9$		D_A mm	D_I mm	d_B mm	f mm
M 10 x 1,5	10,000-9,720	9,026-8,886	8,052-7,872	7,85-7,70	7,25-7,10				
M 10 x 1,25	10,000-9,750	9,188-9,076	8,376-8,236	8,20-8,05	7,55-7,40	15,5	11,0	10,4	0,3
M 10 x 1	10,000-9,776	9,350-9,238	8,700-8,560	8,55-8,40	7,85-7,70				

Anzieh-Drehmomente für Kopfschrauben (kpm)												
M 10 x 1,5												
Reibungszahl μ_{ges}	Schraubengüteklasse nach DIN 267								C kpm/Mp			
	5 D	5 S	6 G	6 S	8 G	10 K	12 K					
Starrschraube mit Schaftdurchmesser $d_T \geq 1,05 \cdot d_k$												
0,07	1,28	1,8	2,5	2,2	2,9	4,1	4,9	1,073				
0,10	1,6	2,2	3,0	2,7	3,6	5,1	6,1	1,429				
0,13	1,8	2,6	3,5	3,1	4,2	5,8	7,0	1,787				
0,14	1,9	2,7	3,6	3,2	4,3	6,1	7,3	1,904				
0,15	1,9	2,8	3,8	3,3	4,5	6,3	7,5	2,023				
0,16	2,0	2,9	3,9	3,4	4,6	6,5	7,8	2,143				
Dehnschraube mit Schaftdurchmesser $d_T = 0,9 \cdot d_k$												
0,07	0,92	1,32	1,8	1,6	2,1	3,0	3,5	1,073				
0,10	1,14	1,6	2,2	1,9	2,6	3,7	4,4	1,429				
0,13	1,32	1,9	2,5	2,3	3,0	4,3	5,1	1,787				
0,14	1,38	2,0	2,6	2,3	3,1	4,4	5,3	1,904				
0,15	1,42	2,0	2,7	2,4	3,2	4,6	5,5	2,023				
0,16	1,48	2,1	2,8	2,5	3,4	4,7	5,7	2,143				
Dehnschraube mit Schaftdurchmesser $d_T = 1,0 \cdot d_k$												
0,07	1,00	1,44	1,9	1,7	2,3	3,2	3,9	1,073				
0,10	1,38	2,0	2,6	2,3	3,1	4,4	5,3	1,429				
0,13	1,6	2,3	3,1	2,7	3,6	5,1	6,1	1,787				
0,14	1,6	2,4	3,2	2,8	3,8	5,3	6,4	1,904				
0,15	1,7	2,4	3,3	2,9	3,9	5,5	6,6	2,023				
0,16	1,8	2,5	3,4	3,0	4,0	5,7	6,8	2,143				

Anzieh-Drehmomente für Kopfschrauben (kpm)												
M 10 x 1,25												
Reibungszahl μ_{ges}	Schraubengüteklasse nach DIN 267								C kpm/Mp			
	5 D	5 S	6 G	6 S	8 G	10 K	12 K					
Starrschraube mit Schaftdurchmesser $d_T \geq 1,05 \cdot d_k$												
0,07	1,06	1,5	2,0	1,8	2,4	3,4	4,1	1,040				
0,10	1,32	1,9	2,6	2,3	3,0	4,3	5,1	1,398				
0,13	1,6	2,2	3,0	2,4	3,5	5,0	6,0	1,758				
0,14	1,6	2,3	3,1	2,8	3,7	5,2	6,2	1,877				
0,15	1,7	2,4	3,2	2,9	3,8	5,4	6,5	1,997				
0,16	1,7	2,5	3,4	3,0	4,0	5,6	6,7	2,116				
Dehnschraube mit Schaftdurchmesser $d_T = 0,9 \cdot d_k$												
0,07	0,78	1,10	1,48	1,32	1,8	2,5	3,0	1,040				
0,10	1,00	1,38	1,9	1,7	2,2	3,1	3,7	1,398				
0,13	1,14	1,6	2,2	1,9	2,6	3,6	4,4	1,758				
0,14	1,18	1,7	2,3	2,0	2,7	3,8	4,6	1,877				
0,15	1,22	1,7	2,4	2,1	2,8	3,9	4,7	1,997				
0,16	1,26	1,8	2,4	2,2	2,9	4,1	4,9	2,116				
Dehnschraube mit Schaftdurchmesser $d_T = 1,0 \cdot d_k$												
0,07	0,94	1,34	1,8	1,6	2,1	3,0	3,6	1,040				
0,10	1,20	1,7	2,3	2,0	2,7	3,8	4,6	1,398				
0,13	1,40	2,0	2,7	2,4	3,2	4,5	5,4	1,758				
0,14	1,46	2,1	2,8	2,5	3,3	4,7	5,7	1,877				
0,15	1,5	2,2	2,9	2,6	3,4	4,9	5,9	1,997				
0,16	1,6	2,2	3,0	2,7	3,6	5,1	6,1	2,116				

Anzieh-Drehmomente für Kopfschrauben (kpm)												
M 10 x 1												
Reibungszahl μ_{ges}	Schraubengüteklasse nach DIN 267								C kpm/Mp			
	5 D	5 S	6 G	6 S	8 G	10 K	12 K					
Starrschraube mit Schaftdurchmesser $d_T \geq 1,05 \cdot d_k$												
0,07	1,10	1,6	2,1	1,9	2,5	3,6	4,3	1,006				
0,10	1,42	2,0	2,7	2,4	3,2	4,6	5,5	1,368				
0,13	1,7	2,4	3,2	2,9	3,8	5,4	6,5	1,730				
0,14	1,7	2,5	3,4	3,0	4,0	5,6	6,7	1,851				
0,15	1,8	2,6	3,5	3,1	4,2	5,9	7,0	1,972				
0,16	1,9	2,7	3,6	3,2	4,3	6,1	7,3	2,093				
Dehnschraube mit Schaftdurchmesser $d_T = 0,9 \cdot d_k$												
0,07	0,82	1,18	1,6	1,42	1,9	2,6	3,2	1,006				
0,10	1,06	1,5	2,0	1,8	2,4	3,4	4,1	1,368				
0,13	1,24	1,8	2,4	2,1	2,8	4,0	4,8	1,730				
0,14	1,30	1,8	2,5	2,2	3,0	4,2	5,0	1,851				
0,15	1,36	1,9	2,6	2,3	3,1	4,3	5,2	1,972				
0,16	1,4	2,0	2,7	2,4	3,2	4,5	5,4	2,093				
Dehnschraube mit Schaftdurchmesser $d_T = 1,0 \cdot d_k$												
0,07	1,02	1,46	2,0	1,7	2,3	3,3	3,9	1,006				
0,10	1,32	1,9	2,5	2,3	3,0	4,2	5,1	1,368				
0,13	1,6	2,2	3,0	2,7	3,5	5,0	6,1	1,730				
0,14	1,6	2,3	3,2	2,8	3,8	5,3	6,4	1,851				
0,15	1,7	2,4	3,3	2,9	3,9	5,5	6,6	1,972				
0,16	1,8	2,5	3,4	3,0	4,1	5,7	6,9	2,093				

Zahlentafel 1. Anziehdrehmomente für Kopfschrauben M 10.

4.3 Zulässige Vorspannung bei torsionsfreiem Anziehen

Auch für diesen Sonderfall ist die zulässige Vorspannung sofort anzugeben, denn aus Gleichungen (13) und (9) folgt für $\tau = 0$

$$\sigma_{zul} = \nu_{zul} \cdot \sigma_S \quad (16)$$

5. Die Kamax-Anziehdrehmoment-Tabellen

In den bisher verwendeten Anziehdrehmoment-Tabellen ist für eine Schraube und Güteklasse nur ein Drehmoment angegeben. Meist wird auch nicht die zugrunde gelegte Reibungszahl mitgeteilt. Durch die vorangegangenen Betrachtungen dürfte hinreichend bewiesen sein, dass dies sachlich nicht vertretbar ist. Aus diesem Grund wurden in den Kamax-Anziehdrehmoment-Tabellen für eine Schraube und Güteklasse jeweils sechs verschiedene Anziehdrehmomente aufgeführt. Die der Berechnung zugrunde gelegten Reibungszahlen μ_{ges} sind so gestuft, dass alle an praktisch vorkommenden Schraubenoberflächen möglichen kleinsten Reibungszahlen überdeckt werden. Zahlentafel 1 zeigt das Tabellenblatt für den Nenndurchmesser 10 mm. Die Tabellen sind so aufgebaut, dass auf einem DIN-A4-Blatt für einen Gewindeaussendurchmesser ausser den Anziehdrehmomenten die Gewinde- und Schaftabmessungen mit ihren Toleranzen und die Abmessungen der Auflageflächen zu finden sind.

Die Anziehdrehmomente sind nach Gleichung (7) berechnet. Der Klammerausdruck

$$C = 0,161 h + 0,583 \mu_{ges} d_F + 0,25 \mu_{ges} (D_A + D_I) \quad (17)$$

ist ebenfalls in den Tabellen enthalten und gestattet, die vom Anziehdrehmoment erzeugte Vorspannkraft auf einfachste Weise zu errechnen:

$$P_V = \frac{M_A}{C} \quad (18)$$

Alle angegebenen Anziehdrehmomente gelten uneingeschränkt auch für das Anziehen mit anderen Kopfformen oder Muttern mit ebenen Kreisringauflageflächen, sofern bei diesen die Summe $(D_A + D_I)$ gleich gross ist. Bei ebenen Kreisringauflageflächen, die diese Forderung nicht erfüllen, beträgt die relative Aenderung des Anziehdrehmomentes

$$\frac{\Delta M_A}{M_A} = \frac{0,25 \cdot \mu_{ges}}{C} (\Delta D_A + \Delta D_I) \quad (19)$$

Auch für anders ausgebildete Auflageflächen können die Anziehdrehmomente mit Hilfe der Kamax-Anziehdrehmoment-Tabellen bestimmt werden. Es gilt dann die Beziehung

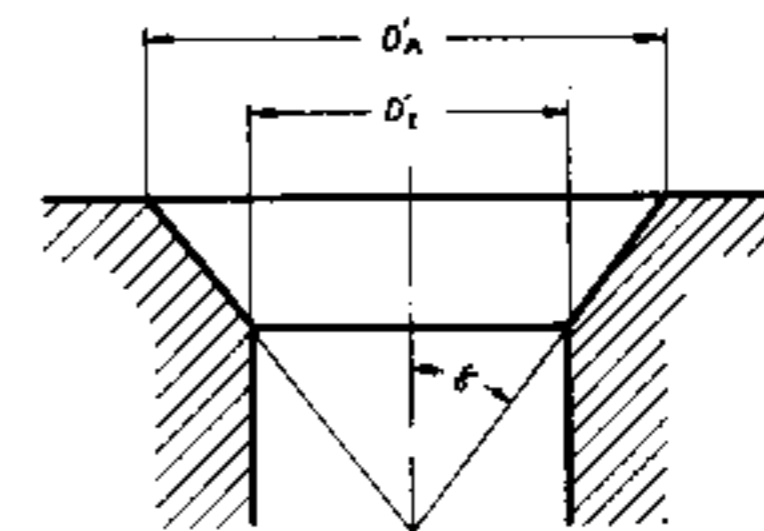
$$\frac{\Delta M_A}{M_A} = \frac{\mu_{ges} \cdot C_1}{C} (D_A + D_I) \quad (20)$$

mit den die Form der Auflageflächen und evtl. Unterlegemente berücksichtigenden C_1 -Werten

Form der Auflagefläche DIN	2γ	Einfluß des Unterleg-Elementes		C_1
		DIN	ξ	
63,91	90°	—	1	0,1108
87,88	90°	—	1	0,1570
87,88	60°	—	1	0,2865
931,933	180°	—	1	0,0
—	—	127		
—	—	137		
—	—	1440	1,0 ÷ 1,05	0,0 ÷ 0,0125
—	—	6797		
—	—	6798		
—	—	7980	1,0 ÷ 0,92	0,0 ÷ (-0,02)
63, 87, 88, 91	90°	6797		

Zahlentafel 2. C_1 -Werte verschiedener Auflageflächen.

nach Zahlentafel 2. In Bild 10 ist gezeigt, wie dieser Korrekturfaktor bei einer kegeligen Auflagefläche bestimmt wird.



$$C_1 = 0,25 \left(\frac{D_A' + D_I'}{D_A + D_I} \cdot \frac{f}{\sin \gamma} - 1 \right)$$

Bild 10. Korrekturfaktor der kegeligen Auflagefläche.

Beispiele, welche die vielseitigen Anwendungsmöglichkeiten der Anziehdrehmoment-Tabellen veranschaulichen, sind in einem früheren Aufsatz [5] zu finden. Unter anderem ist dort auch gezeigt, wie mit Hilfe der Tabellen ein Teil- M_A - P_V -Diagramm herzustellen ist.

6. Das Lösedrehmoment und die Selbsthemmung einer vorgespannten Schraubenverbindung

Wenngleich weder Lösedrehmoment noch Selbsthemmung einer Schraubenverbindung etwas mit dem Anziehvorgang zu tun haben, soll dennoch an dieser Stelle darauf eingegangen werden, da auch sie von den Reibungsverhältnissen abhängig sind. Die rechnerischen Beziehungen sind aus den schon bekannten Gleichungen sofort anzugeben. In (2) und (7) ändern sich infolge der Bewegungsumkehr nur die Vorzeichen der Drehmomente und Reibungszahlen:

$$M_{GL} = r_R \cdot P_V \cdot \operatorname{tg}(\varrho'' - \alpha) \quad (21)$$

$$M_L = P_V [0,583 \mu'_{ges} \cdot d_F + 0,25 \mu'_{ges} (D_A + D_I) - 0,161 h] \quad (22)$$

Häufig bringt man das Lösedrehmoment in Zusammenhang mit dem Anziehdrehmoment:

$$\frac{M_{GL}}{M_G} = \frac{\operatorname{tg}(\varrho'' - \alpha)}{\operatorname{tg}(\alpha + \varrho')} \quad (23)$$

und

$$\frac{M_L}{M_A} = \frac{\mu'_{ges} \cdot C_2 - 1}{\mu_{ges} \cdot C_2 + 1} \quad (24)$$

mit

$$C_2 = 3,62 \frac{d_F}{h} + 1,55 \frac{D_A + D_I}{h} \quad (25)$$

Wie zu erkennen, ist nicht nur das Lösedrehmoment von der Reibungszahl abhängig. Auch das Verhältnis M_L/M_A ändert sich, wie Bild 11 zeigt, mit der Reibungszahl. Wird das

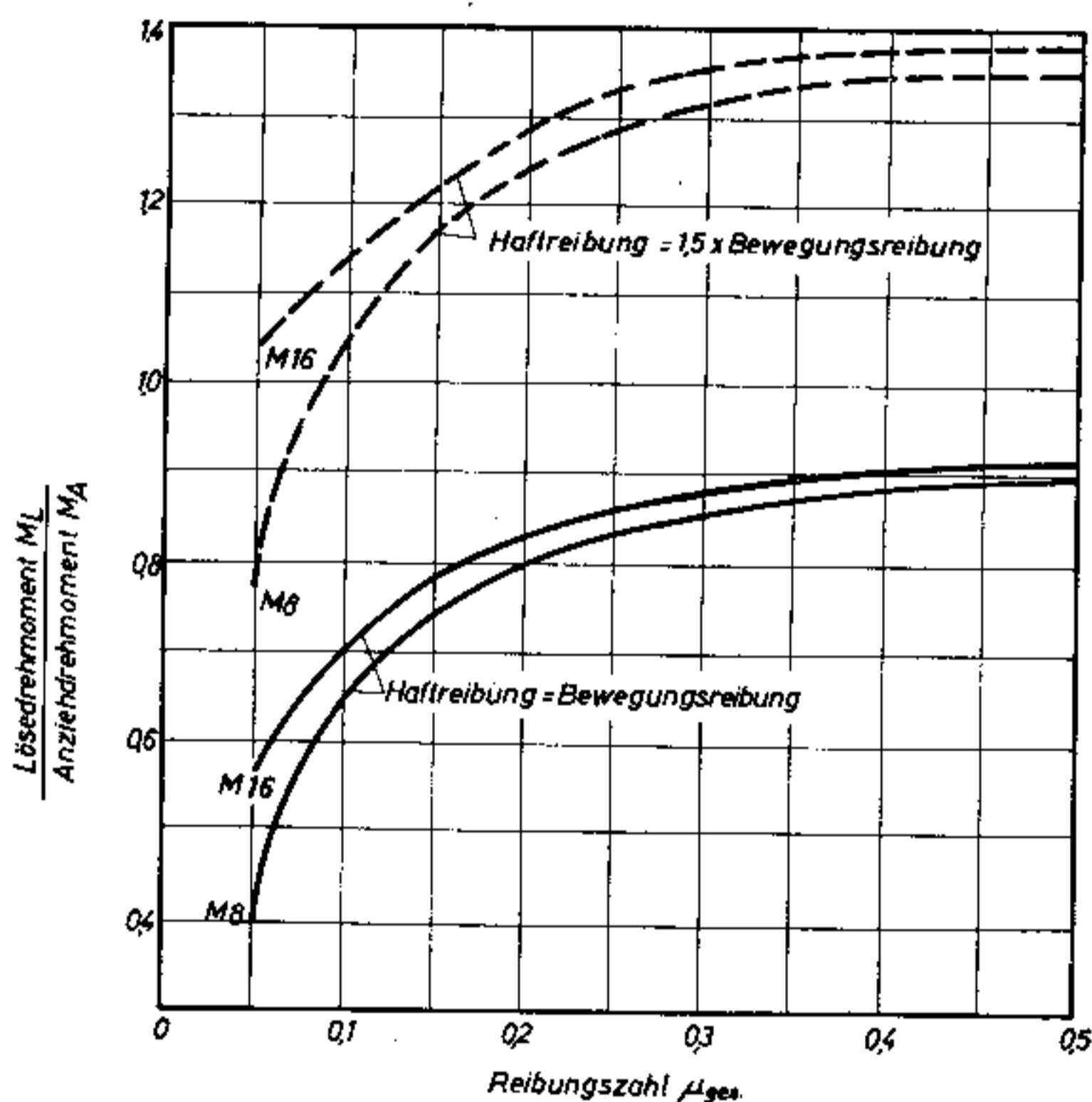


Bild 11. Lösedrehmoment in Abhängigkeit von der Reibungszahl.

bezogene Lösedrehmoment als alleiniges Kriterium für die Sicherungswirkung gewählt — eine Festsetzung, die vom Verfasser abgelehnt wird —, dann steht man vor folgender Paradoxie: Schrauben mit niedrigen Reibungszahlen und deshalb hoher Vorspannkraft haben ein kleines M_L/M_A , aber Schrauben mit hoher Reibungszahl und niedriger Vorspannkraft, und also geringer Sicherheit gegen Lockern, weisen ein hohes M_L/M_A auf!

Eine Schraubenverbindung ist selbsthemmend, solange das Lösedrehmoment grösser als Null ist. Bei $M_L = 0$ liegt die Grenze der Selbsthemmung. Für das Gewinde allein liegt diese bei $M_{GL} = 0$. Aus Gleichung (21) folgt hierfür $\varrho'' = \alpha$, was nach einigen Umformungen

$$\operatorname{tg} \alpha = 1,15 \mu'_{ges} \quad (26)$$

ergibt. Diese in der Literatur häufig anzutreffende Ableitung hat zu der irrigen Vorstellung beigetragen, dass dies auch die Grenze der Selbsthemmung der vorgespannten Schraubenverbindung sei. Die Unrichtigkeit dieser ist so-

fort einzusehen, wenn in Gleichung (22) $M_L = 0$ gesetzt wird. Nach einigen Zwischenrechnungen erhält man

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{\mu'_{ges} (1,15 + \kappa)}{1 - 1,15 \cdot \kappa \cdot \mu'_{ges}{}^2} \quad (27)$$

mit

$$\kappa = \frac{D_A + D_I}{2 d_F} \quad (28)$$

Wie zu erkennen, ist der Fall des alleinigen Gewindes in diesen Gleichungen als Grenzwert für $\kappa = 0$ enthalten. Schraubenköpfe nach DIN 931 liegen im Mittel bei $\kappa = 1,5$. Bild 12 veranschaulicht den zahlenmässigen Zusammenhang.

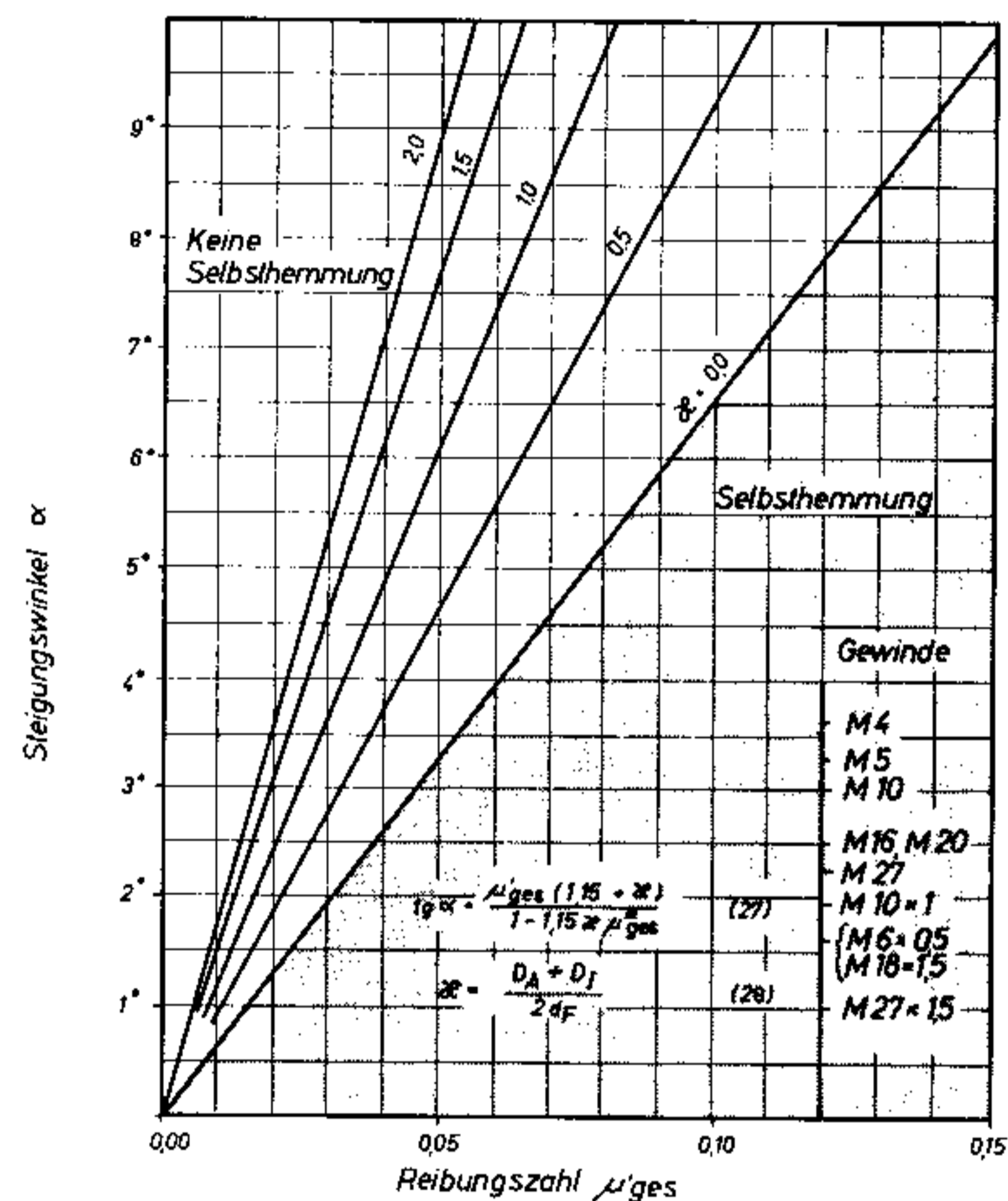


Bild 12. Grenze der Selbsthemmung vorgespannter Schraubenverbindungen.

7. Die Reibungszahl — Wert und Streuung

Wie im ersten Abschnitt zum Ausdruck gebracht wurde, sind in der Drehmomentengleichung (7) stets die Nennmasse einzusetzen. Praktisch auftretende Abweichungen hiervon werden in der Gesamtreibungszahl μ_{ges} berücksichtigt. Bezeichnet man die die tatsächlich vorliegenden Verhältnisse kennzeichnenden Grössen mit dem Index t , dann lässt sich für μ_{ges} die folgende Bestimmungsgleichung anschreiben:

$$\mu_{ges} = \frac{r_{Rt} \cdot \operatorname{tg}(\alpha_t + \varrho't) + R_{Rt} \cdot \mu_{At} - 0,161 h}{0,583 d_F + 0,25 (D_A + D_I)} \quad (29)$$

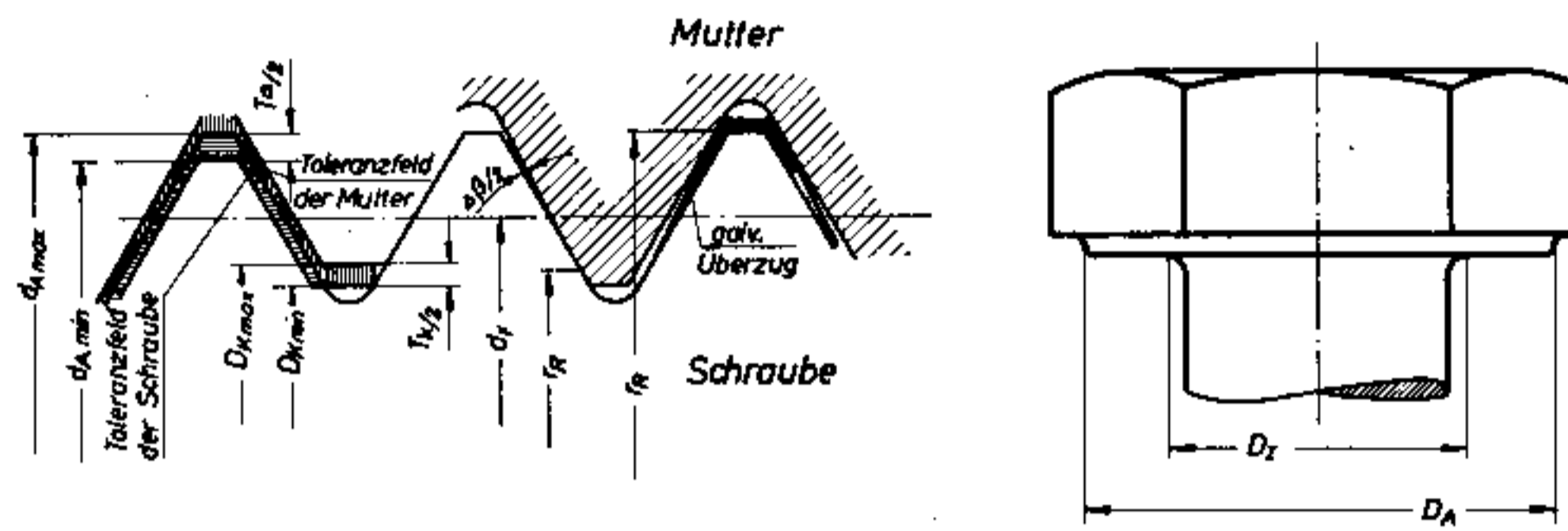
Sie ist sowohl von den Reibungsverhältnissen als auch von den Abmessungen der Schraube abhängig. Zunächst sollen die Einflüsse der rein geometrischen Formabweichungen und Toleranzen untersucht werden. Daran wird sich eine

Erörterung der die Reibung beeinflussenden Erscheinungen anschliessen.

7.1 Einfluss der Toleranzen und Formabweichungen

Um die Genauigkeit der Gleichung (7) zu überprüfen, wird zunächst ein Vergleich der tatsächlichen Reibungszahlen mit μ_{ges} unter der Voraussetzung $\mu = \mu_A$ durchgeführt. Man erkennt aus dem in Tabelle 1 der Zahlentafel 3 aufgeführten Rechenergebnis, dass der infolge der Festsetzung $\mu_{ges} = \mu = \mu_A$ zu erwartende Fehler unter 1% bleibt. Diese Abweichung erscheint tragbar und eine weitere Korrektur überflüssig.

Mittelwert ab. Verschiebt sich die Anlage der Gewindeprofile infolge von Flankenwinkel- oder Teilflankenwinkelfehlern an die Profilspitzen, dann ändert sich μ_{ges} bis 5%. Berechnet man andererseits die bei exaktem Gewinde durch die Toleranzen und Formabweichungen der Auflagefläche möglichen prozentualen Änderungen von μ_{ges} , dann erhält man die in Tabelle 3 der Zahlentafel 3 angeführten Werte. Die hierbei zugrunde gelegten Durchmesser- und Formabweichungen sind nach einem früheren Vorschlag [2] gewählt worden, da darüber bisher keine Vorschriften bestehen. Man erkennt, dass bei Abweichungen innerhalb der Toleranz auch hier kaum 2% μ_{ges} -Änderung überschritten werden. Liegt jedoch



Schraube	$r_R = \frac{d_{Amax} + D_{Kmin}}{4}$	$R_A = \frac{D_A^3 - D_1^3}{3(D_A^2 - D_1^2)}$	μ_{ges} nach (29) für $\mu = \mu_A = 0,10$ $\mu = \mu_A = 0,15$	
M 6	2,684	3,94	0,1004	0,1508
M 10	4,524	6,69	0,1007	0,1510
M 16	7,364	10,15	0,1001	0,1497

Reibungshalbmesser und Gesamtreibungszahl mit den Nennabmessungen nach den exakten Formeln errechnet

Schraube	Prozentuale Änderung μ_{ges} bei Abweichung innerhalb der Gewindetoleranz so daß		Flankenwinkeländerung derart daß Anlage bei	
	r_{Rmin}	r_{Rmax}	d_{Amin}	D_{Kmax}
M 6	- 1,4	+ 1,9	+ 5,1	- 4,4
M 10	- 1,3	+ 1,2	+ 4,6	- 4,3
M 16	- 1,0	+ 1,0	+ 3,4	- 3,4

Auswirkung der Gewindetoleranz und von Flankenwinkelabweichungen auf μ_{ges} für $\mu = \mu_A = 0,10$ bei unveränderten Abmessungen der Auflage.

Schraube	Prozentuale Änderung von μ_{ges} bei Abweichungen innerhalb der Durchmesser- und Formabweichungen		konvexer konkaver Auflagefläche	
	R_{Amin}	R_{Amax}		
M 6	- 2,1	0	- 9,1	+ 8,1
M 10	- 1,6	0	- 10,0	+ 8,7
M 16	- 0,9	0	- 6,1	+ 5,9

Auswirkung der Durchmesser- und der Formabweichungen der Kopfauflage auf μ_{ges} für $\mu = \mu_A = 0,10$ bei unveränderten Gewindeabmessungen

Schraube	Streuweite in Prozent des fehlerfreien μ_{ges} Wertes bei quadratischer linearer Addition der Einzelfehler infolge Toleranzstreuung		quadratischer linearer Addition der Einzelfehler infolge Toleranzstreuung	
M 6	4,0	5,4	19,6	26,7
M 10	3,0	4,1	20,4	27,6
M 16	2,2	2,9	13,6	18,8

Größte Streuungen infolge Toleranzen und Formabweichungen bei $\mu = \mu_A = 0,10$

Zahlentafel 3. Auswirkung von Toleranzen und Formabweichungen auf μ_{ges} .

Die der Rechnung zugrunde gelegten Gewindemasse sind d_{Amax} und D_{Kmin} . Von diesen dürfen sie innerhalb der Toleranzen T_A und T_K abweichen und verändern dabei den Reibungshalbmesser. Die Auswirkung hiervon auf die Gesamtreibungszahl ist in Tabelle 2 der Zahlentafel 3 anhand der prozentualen Änderung von μ_{ges} gezeigt: Bei ungünstigster Addition der Toleranzen weicht μ_{ges} um annähernd 2% vom

der Schraubenkopf oder die Mutter am Aussenrand (konkave Auflagefläche) oder am Innenrand (konvexe Auflagefläche) auf, dann kann sich μ_{ges} bis zu 10% ändern.

Alle besprochenen geometrischen Einflüsse hängen von vier voneinander unabhängigen Fertigungsoperationen ab:

- Herstellen des Schraubengewindes,
- Herstellen des Muttergewindes,

Herstellen der Auflagefläche an Schraube oder Mutter,
Herstellen der Auflagefläche am Gegenteil einschliesslich Ansenken der Bohrung.

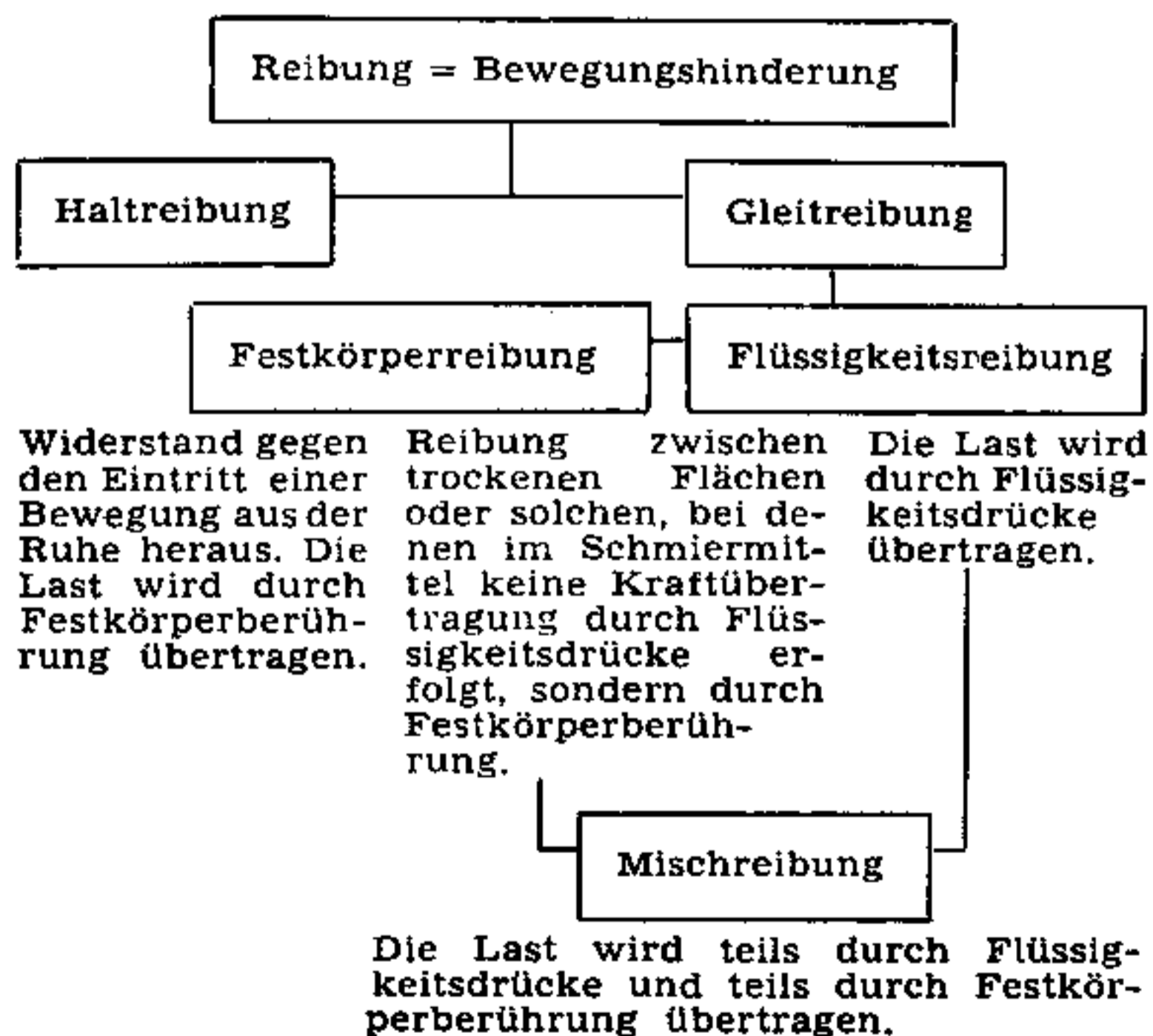
Eine direkte Addition der Einzelfehler ist also zunächst nicht einzusehen, da nach den Gesetzen der Wahrscheinlichkeit eine Paarung von Extremwerten sehr, sehr selten ist. Bei Anwendung des Gaußschen Fehlerfortpflanzungsgesetzes, also quadratischer Addition der Einzelfehler, ergibt sich (Tabelle 4 der Zahlentafel 3), dass die Streubreite — in Prozent des fehlerfreien μ_{ges} -Wertes — infolge Toleranzstreuungen 4% nicht übersteigt. Durch Formabweichungen werden aber über 20% erreicht.

Bei den nach Millionen zählenden laufenden Stückzahlen hochwertiger Schraubenverbindungen ist allerdings auch die unglückliche Kombination aller Extreme theoretisch möglich. Hier gestattet nur die lineare Addition der Einzelfehler eine zuverlässige Beurteilung. Die Ergebnisse dieser Rechnung sind gleichfalls in Tabelle 4 der Zahlentafel 3 enthalten.

Als Ergebnis dieser Betrachtungen können wir zusammenfassen: Die Abweichungen der Gewinde- und Auflagemasse innerhalb ihrer Toleranz bewirken eine Streuung des eingangs definierten μ_{ges} -Wertes. Sie liegt jedoch kaum über 5% der effektiven Reibungszahl. Durch Flankenwinkel-, Teilflankenwinkelfehler und kegelige Auflageflächen werden wesentlich grössere Streuungen hervorgerufen. In ungünstigen Fällen sind Streuungen von 20% der effektiven Reibungszahl durchaus möglich.

7.2 Einflussgrössen beim eigentlichen Reibungsvorgang

Es ist nicht möglich, alle den Reibungsvorgang beeinflussenden Grössen in einem Teilabschnitt zu behandeln. Die folgenden Ausführungen beschränken sich deshalb auf die für das Anziehen von Schraubenverbindungen wichtigen Reibungserscheinungen. Die Erscheinungsformen der Reibung lassen sich nach Vogelpohl [7] wie folgt ordnen:



Ausser der Flüssigkeitsreibung können beim Anziehvorgang alle Erscheinungsformen auftreten. Bild 13 zeigt, wie man sich nach Bowden

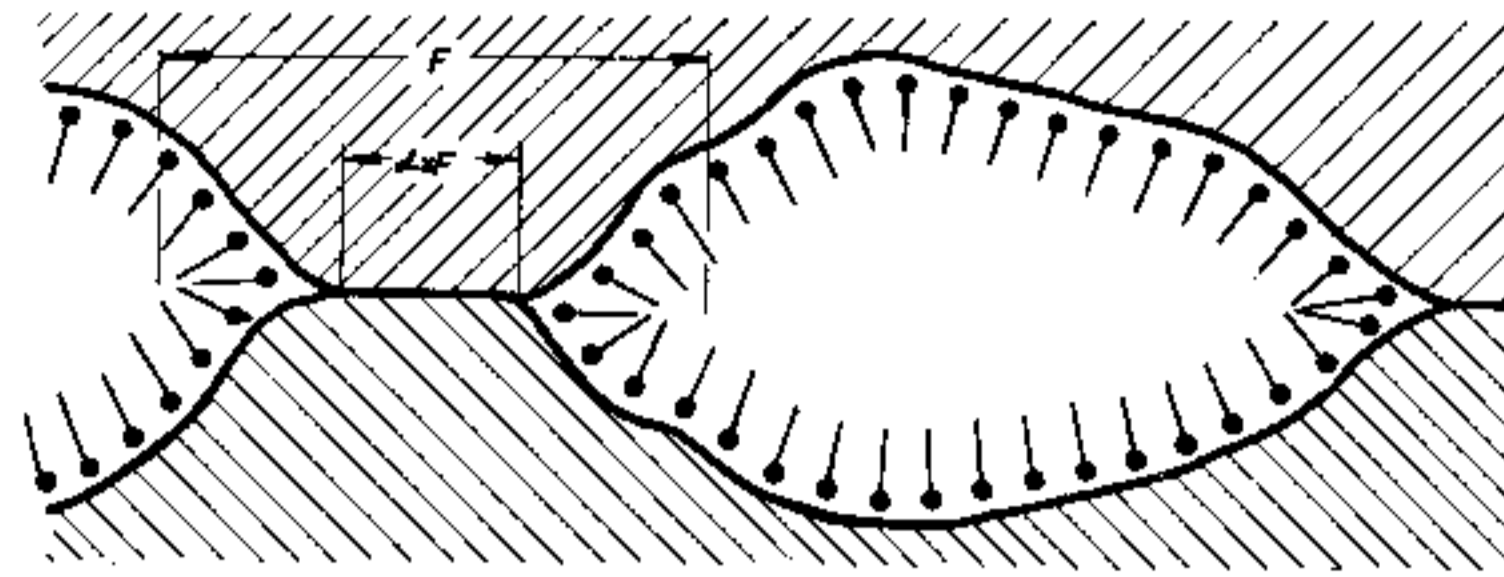


Bild 13. Das Gleiten fester Oberflächen, die eine schmierende Grenzschicht besitzen, nach Bowden und Tabor [8].

Darstellung eines Mechanismus, bei dem die Schmiermittelschicht in kleinen Bezirken durchstossen wird. Die Last wird über eine Fläche F abgestützt, während der Querschnitt der gebildeten Metallbrücken aF viel kleiner ist.

und Tabor [8] das Gleiten fester Oberflächen, die eine schmierende Grenzschicht besitzen, vorstellen kann. Die Schmiermittelschicht wird in kleinen Bezirken $a \cdot F$ der Abstützfläche F durchstossen, und es erfolgt metallische Berührung. Die zum Abscheren dieser Verbindungen nötige Kraft stellt im allgemeinen einen beträchtlichen Anteil der beobachteten Reibung dar. Der restliche Anteil ist durch die Scherung der Schmiermittelschicht bedingt. Bei guten Grenzschichten kann a vernachlässigbar klein sein. Aus diesen Überlegungen ergibt sich für die Reibungszahl der Ansatz [9]:

$$\mu = a \cdot \frac{s_{\text{Metall}}}{p} + (1 - a) \frac{s_{\text{Film}}}{p} \quad (30)$$

Schon der Aufbau dieser Beziehung lässt den Schluss zu, dass die Reibungszahl einen gewissen Streubereich haben wird. In Bild 14 sind die Ergebnisse von Rabinowicz und Mitarbeitern [10] sowie Steinhardt und Mitarbeiter [11] in der Form von Häufigkeitsverteilungen dargestellt. Wie zu erkennen, sind selbst unter ganz genau definierten Voraussetzungen, wie das bei den exakten Messungen von Rabinowicz der Fall ist, unterschiedliche Reibungszahlen gemessen worden, die sich annähernd gaussisch verteilen. Bei den mehr technischen Messungen von Steinhardt ist der Streubereich um eine Zehnerpotenz breiter. Auch fällt die Abweichung der Verteilungskurve von der der Normalverteilung auf.

Im einzelnen haben wir folgende Einflussgrössen, die Wert und Streuung der Reibungszahl direkt bestimmen, zu beachten:

7.21 Oberflächenrauigkeit

Nach Bowden und Tabor [8] ist die metallische Reibung für Oberflächen sehr verschiedener Beschaffenheit vom Rauigkeitsgrad beinahe unabhängig. Die theoretischen Untersuchungen von Drescher [12] führen jedoch zu einer Abhängigkeit der Reibungszahl von der Rauig-

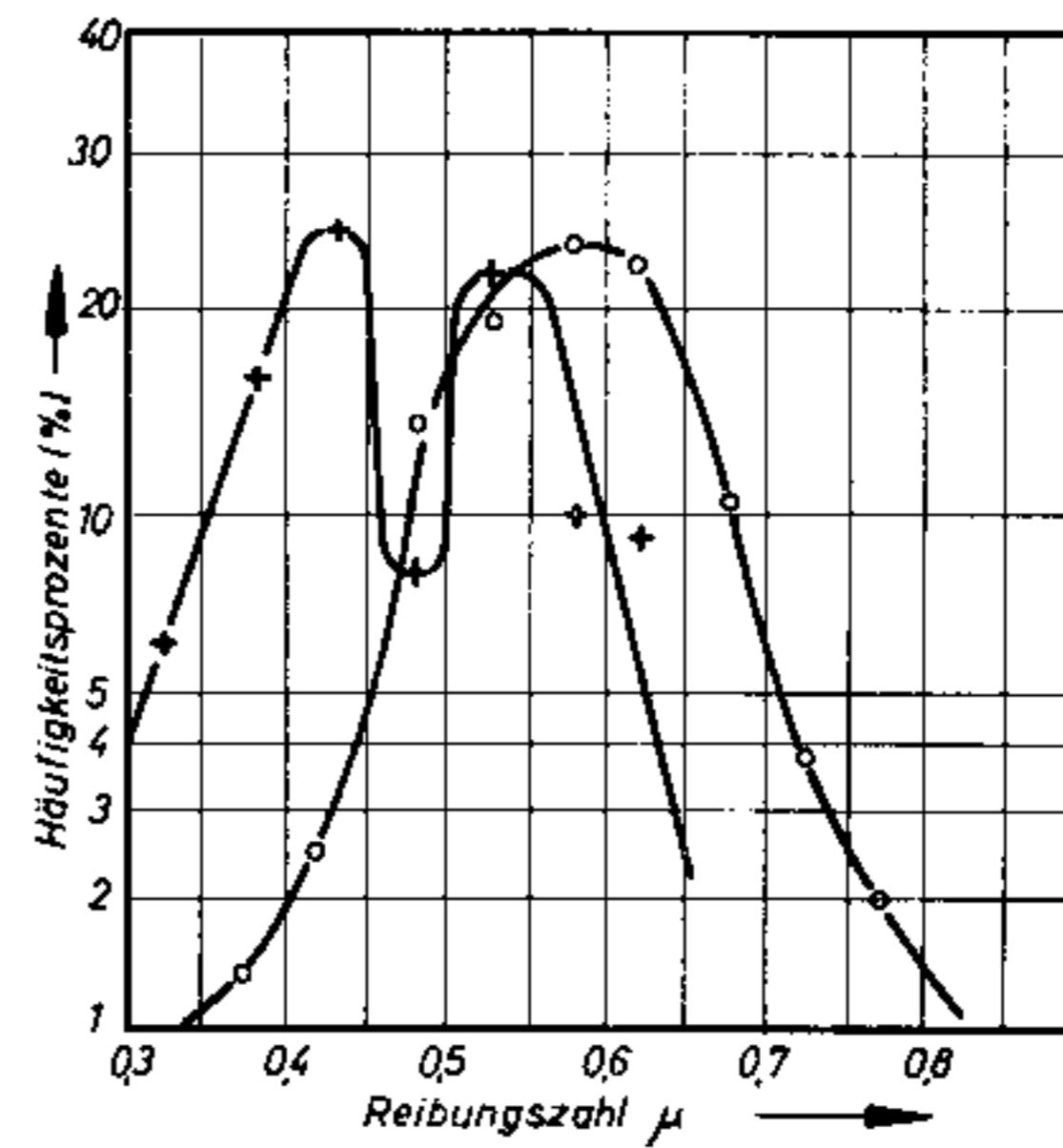
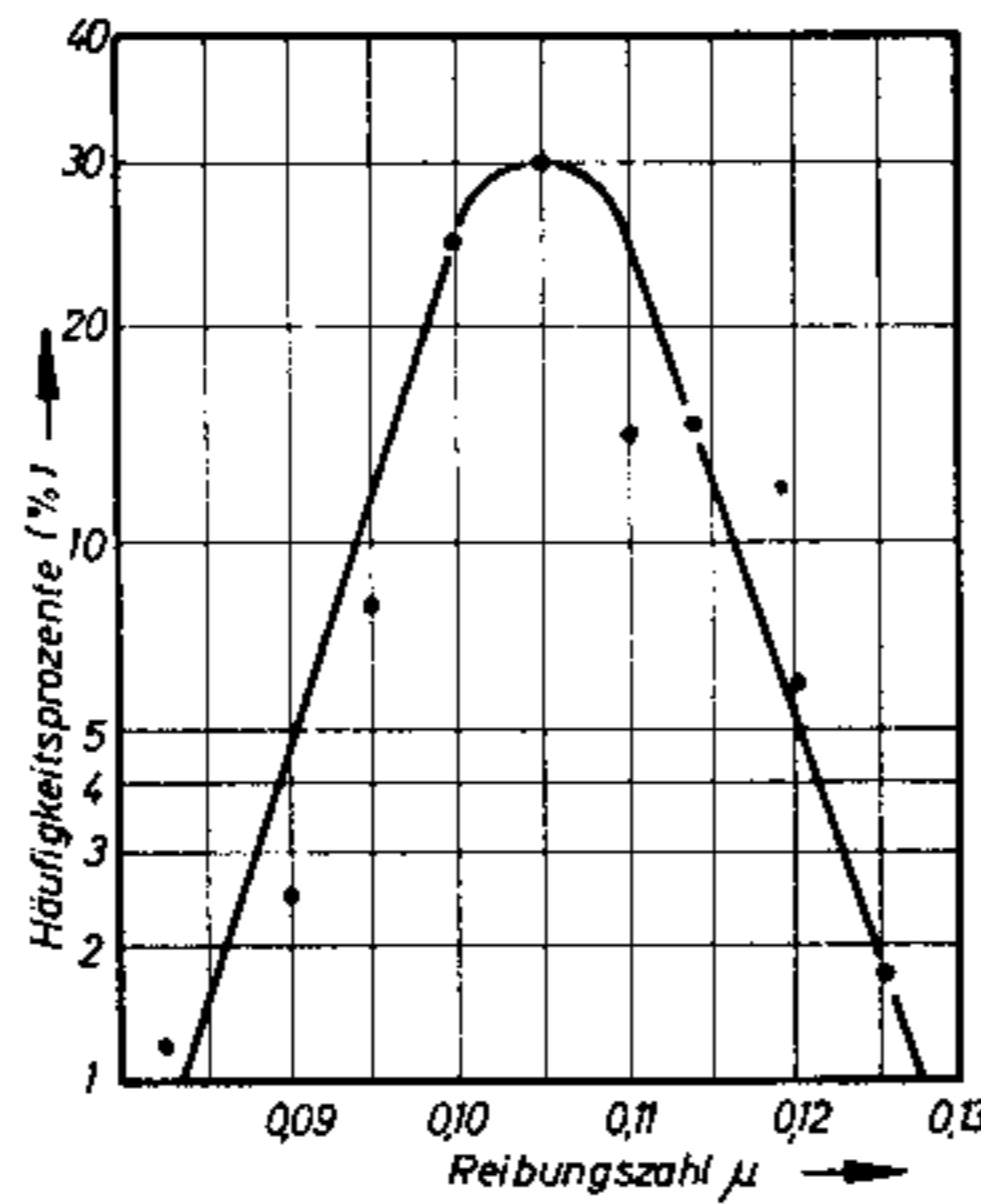
Metall	Reibungszahl für Bearbeitungszustand		
	geschliffen	geschliffen	poliert
Stahl 37.12 - Stahl 37.12	0,23	0,21	0,15
Grauguß 22.91 - Grauguß 22.91	0,22	0,22	0,19
Kupfer F-Cu - Kupfer F-Cu	0,31	0,29	0,29
Stahl 37.12 - Grauguß 22.91	0,24	0,22	0,17
Stahl 37.12 - Kupfer F-Cu	0,29	0,21	0,23

Zahlentafel 4. Reibungszahlen für Reibpaarungen mit verschiedenem Bearbeitungszustand bei «trockenen» Oberflächen und einer Gleitgeschwindigkeit von 2,5 mm/s nach [13].

keit. Aus den von ihm zitierten Ergebnissen von Ludwig und Boxhammer [13] ist eine solche vielleicht auch zu erkennen (Zahlentafel 4). Ob diese jedoch statistisch gesichert ist, kann nicht mitgeteilt werden. Erwähnenswert sind in diesem Zusammenhang noch die Ergebnisse von Rabinowicz und Mitarbeitern [10], welche eine Veränderung der Streubreite der Reibungszahl mit der Rauigkeit nachwiesen (Bild 15). Dieses

Ergebnis steht im Einklang mit eigenen Messungen an Schrauben. An geschmierten Flächen stellten Kellermann und Klein [1] darüber hinaus fest, dass mit abnehmender Rauigkeit die Reibungszahl ansteigt, eine Erscheinung, die neuerdings sogar bei bestimmten sogenannten Schraubensicherungen ausgenutzt wird. Diese Tendenz der Reibungszahl ist durchaus zu verstehen, denn in den Vertiefungen der rauhen Oberfläche befindet sich stets Schmierstoff (Bild 13). Bei polierten Oberflächen ist dies unmöglich, und der Schmierstoff wird von den Gleitflächen gepresst. «Rauhe» Oberflächen ermöglichen also eine bessere Adsorption von Gas- oder Flüssigkeitsfilmen als glatte Oberflächen. Als Paarung mit dem günstigsten Reibungsverhalten erwies sich für aufeinandergleitende blanke Stahlflächen eine

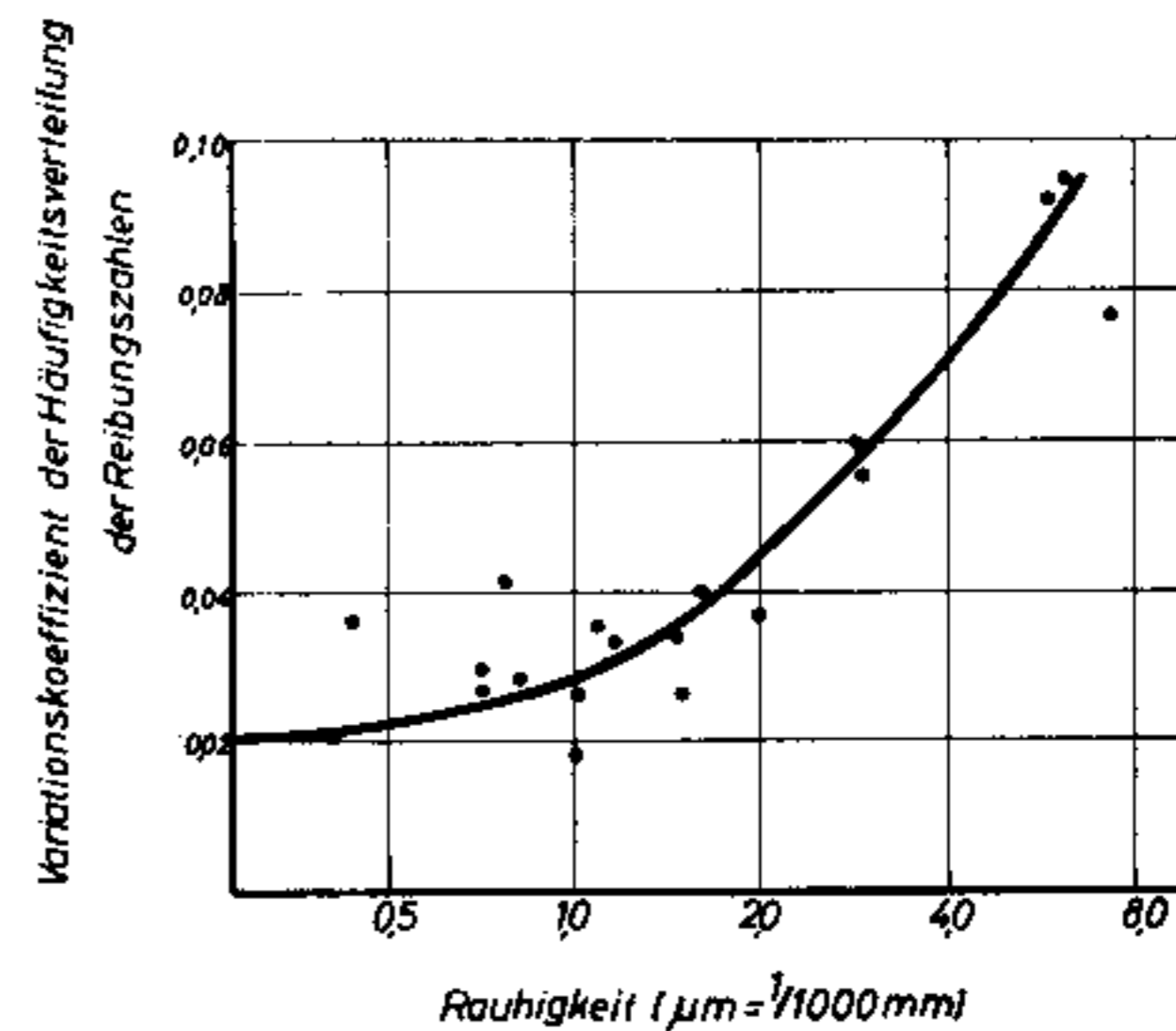
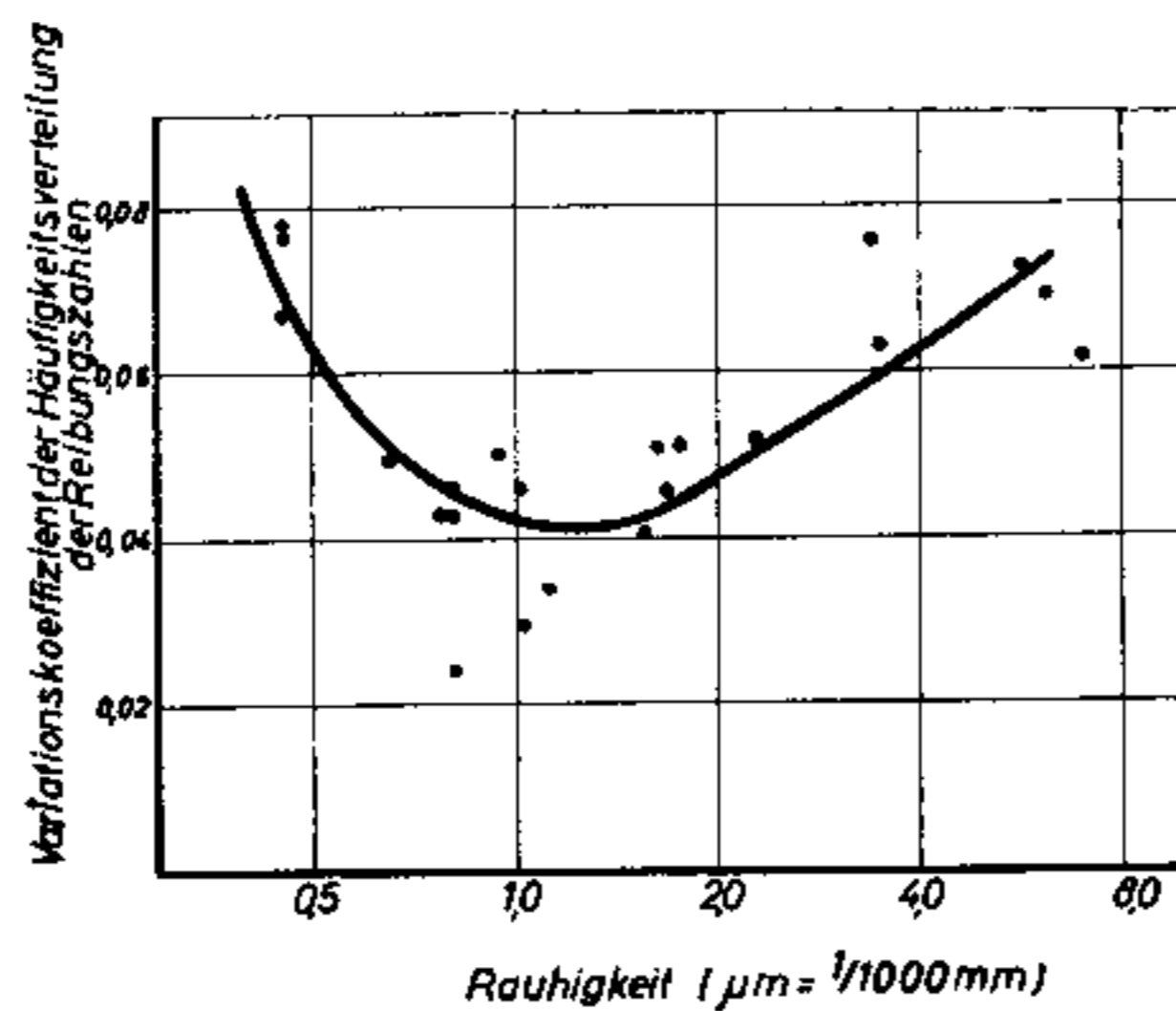
feingedrehte Fläche mit Rauftiefen von 8 bis 16 μm gegen eine längsgeschliffene Fläche mit Rauftiefen unter 1,5 μm .



Kupfer auf Kupfer nach [10],
Rauftiefe: 0,5 μm ,
Schmierung: Palmensäure in Cetan.

Hochbaustahl auf St 37 nach [11],
+ Sandgestrahlte Oberfläche,
o Flammgestrahlte Oberfläche.

Bild 14. Häufigkeitsverteilung von Reibungszahlen, die an ebenen Flächen gemessen wurden.



Kupfer auf Kupfer ungeschmiert

Kupfer auf Kupfer Graphitschmierung

Bild 15. Abhängigkeit der Streuung der Reibungszahl von der Oberflächengenauigkeit nach [10].

Nicht nur die Rauigkeit, aufgeteilt in Tiefenerstreckung und Oberflächenorientierung, auch das Bearbeitungsverfahren und die bei diesem verwendeten Kühl- oder Schmierflüssigkeiten spielen eine Rolle.

7.22 Oberflächenzustand und Behandlung

Die physikalischen und chemischen Eigenschaften der Oberfläche fester Körper weichen von denen des Metallinneren oft nicht unerheblich ab. Nach Göttner [15] kann man die Schichtung der Oberfläche von innen nach aussen wie folgt unterscheiden:

1. Das Kristallgitter des Metalls.
2. Die aus einem Gemisch von Metalloxyd und Metall bestehende Beilby-Schicht, welche beim Polieren oder durch andere Reibungsvorgänge entstanden ist.
3. Oxyd-, Sulfid-, Karbonat- und andere Filme, die durch Reaktion der Metalloberfläche mit mit der Umgebung entstanden sind.
4. Adsorbierte Schichten, wie Gase, Wasser, Fett, die keine chemische Reaktion mit der Oberfläche eingegangen sind.

Metall	Spektroskopisch reine Metalle im Vakuum entgast nach Zulassung von			Gleitflächen	
	H ₂ oder N ₂	Luft oder O ₂	Wasserdampf	sauber ^{*)}	geschmiert ^{*)}
Silber		1,5	1,5	1,4	0,55
Kupfer	4	1,6	1,6	1,0	0,08
Eisen		1,2	1,2	1,0	0,15...0,20
Nickel	5	3	1,6	0,7	0,28

^{*)} mit einprozentiger Lösung von Laurinsäure in Paraffinöl

Reibungszahlen für Reibpaarungen aus dem gleichen Metall nach [8]

Metall	ungeschm.	geschmiert mit			
		Rüböl	Rhizinusöl	Mineralöl	langkettige Fettsäuren
Stahl	0,8	0,14	0,12	0,16	0,09
Gusseisen	0,4	0,11	0,15	0,21	
Messing	0,35		0,11	0,19	0,13
Weißmet. (Zinnbasis)	0,8			0,11	0,07
Weißmet. (Bleibasis)	0,55			0,1	0,08

Zahlentafel 5. Reibungszahlen für Reibpaarungen von Metall auf Stahl nach [8].

Aus den in Zahlentafel 5 in Abhängigkeit von der Oberflächenreinheit aufgeführten Reibungszahlen ist zu ersehen, welche Bedeutung besonders dem dritten Punkt zukommt. Bei einem höheren Reinheitsgrad der Oberflächen kann die Reibung der im Vakuum von Fremdschichten gesäuberten Metalle noch viel grösser sein. Werte von $\mu = 100$ wurden beobachtet, und bei vielen Metallen (z. B. Ni, Fe, Pt) erfolgte eine vollständige Verschweissung zu einem Stück [8]. Bereits in diesem Zusammenhang sei bemerkt, dass auch verschiedene Schmierstoffe die Reibung nur indirekt über ihre auf der Metalloberfläche niedergeschlagenen Reaktionsprodukte günstig beeinflussen. Dieser Sachverhalt wird durch die in Bild 16 dargestellten Versuchsergebnisse unterstützt. Die Schmierung mit einer einprozentigen Lösung von Laurinsäure in Paraffinöl gelingt

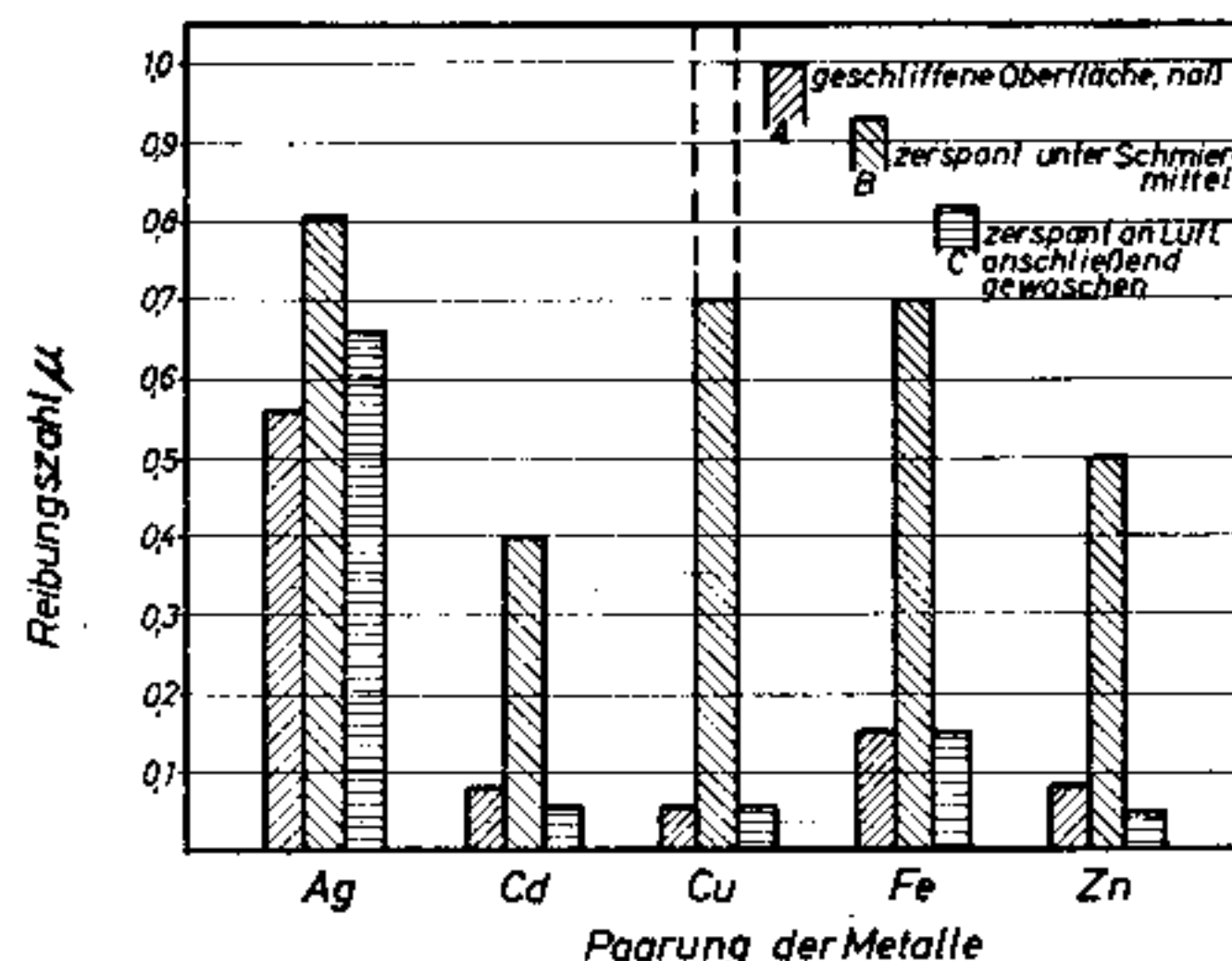


Bild 16. Die Reibung von Metallen in Abhängigkeit von den Zerspanungsbedingungen nach [8]. Schmierung mit 1%iger Lösung von Laurinsäure in Paraffinöl.

bei der unter Öl zerspannten Oberfläche B nicht. Bei den anders behandelten Oberflächen ist die Fettsäure wirksam, wenn es sich um ein reaktives Mittel handelt. Die Edelmetalle Ag und Pt werden in keinem Fall geschmiert.

Die Reibungszahlen galvanisch abgeschiedener dünner Metallschichten weichen von denen der reinen Metalle erheblich ab, wie Bowden und Tabor [8] bewiesen. Sie wird, wenn kein nennenswerter Kontakt durch die Schicht hindurch vorhanden ist, durch die Scherfestigkeit des weicheren Metalls bestimmt. Zahlentafel 6 gibt einige Anhaltswerte hierfür. Technisch wichtig sind ausser diesen Paarungen vor allem galvanisch abgeschiedene Cd-Schichten auf Stahl. Die Reibungszahlen dünner Metallschichten sind, wie in Bild 17 gezeigt, von der Schichtdicke und der Flächenpressung an den Gleitstellen abhängig. Bei Cd-Schichten auf Stahlschrauben liegt das Reibungszahlminimum bei Schichtdicken von 1,5...2,5 μm .

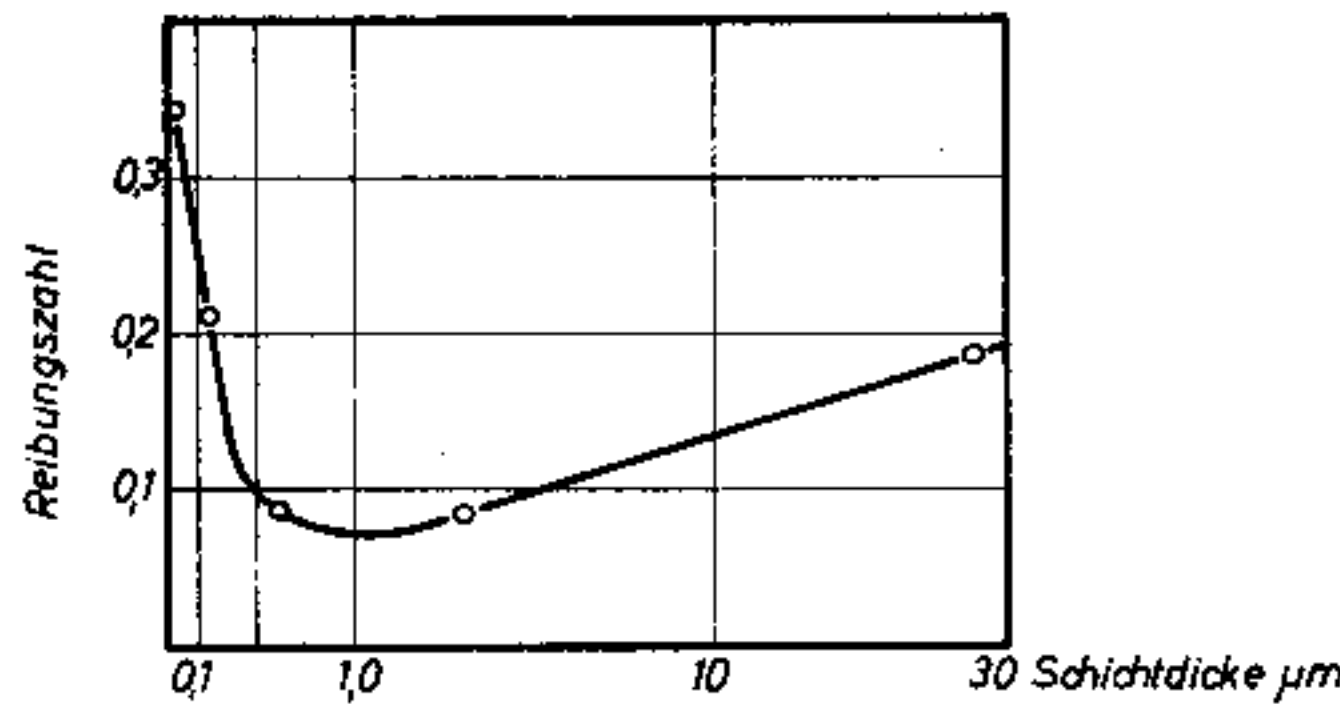
Überzugsmetall	Grundmetall	Reibungszahl bei Belastung	
		4 kp	8 kp
Indium	Stahl	0,08	0,04
Indium	Silber	0,10	0,07
Blei	Kupfer	0,18	0,12
Kupfer	Stahl	0,3	0,2

Zahlentafel 6. Reibungszahl von 1...10 μm dicken Metallschichten auf verschiedenen Unterlagen gegen halbkugelige Stahlreiter nach [8].

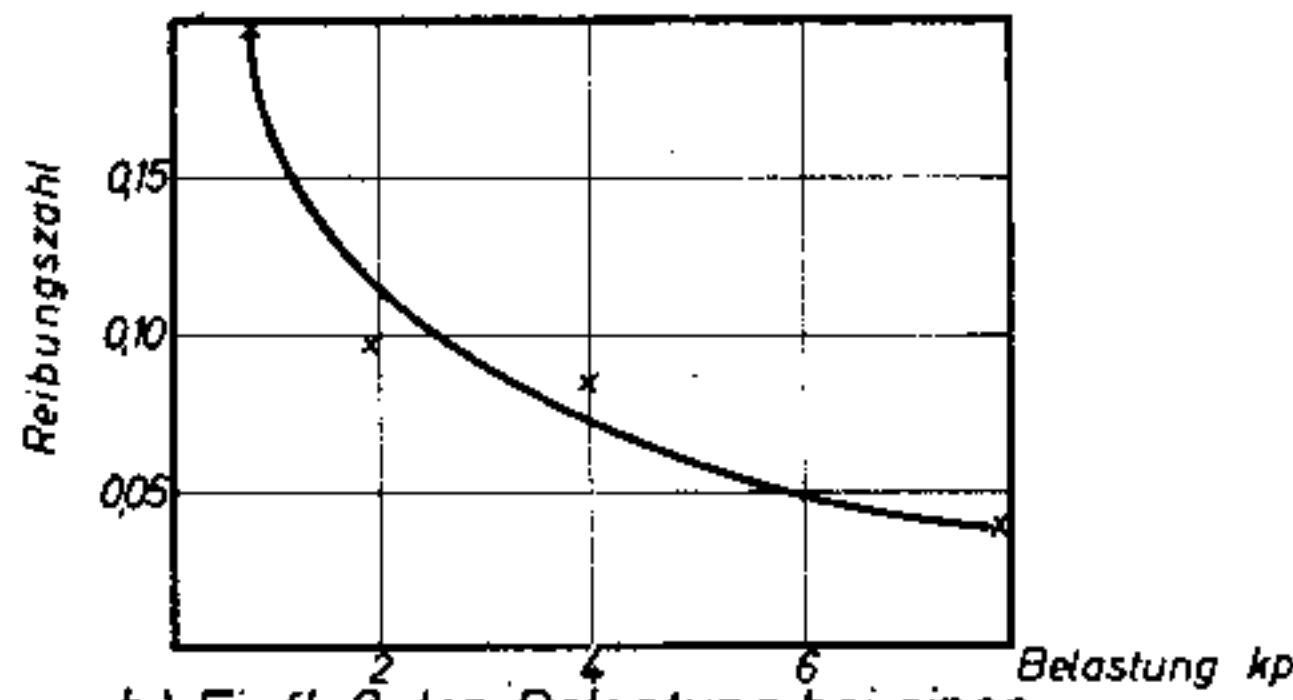
Schmierstoff	Reibungszahl		
	Trockene Luft	Feuchte Luft nach trockener Luft	Trockene Luft nach feuchter Luft
Molybdänsulfidpulver	0,06	0,20	0,06
Bleijodidpulver	0,27	0,29	0,27
Kadmumjodidpulver	0,6	0,19	0,07
Pulvergraphit	Fressen ^{*)}	0,16	0,19
Zinkstearat	0,06...0,09	0,06...0,09	0,06...0,09

^{*)} Liess man Graphit zunächst in feuchter Luft laufen, so beträgt die Reibungszahl 0,06...0,10

Zahlentafel 7. Einfluss der Luftfeuchtigkeit auf die Reibungszahl bei festen Schmierstoffen nach [9].



a.) Einfluß der Indium-Schichtdicke bei Belastung 4 kp



b.) Einfluß der Belastung bei einer 4 μm dicken Indiumschicht

Bild 17. Die Reibungszahl dünner Metallschichten auf Stahl nach [8].

Schraubenoberflächen werden häufig phosphatiert. Bild 18 enthält die Ergebnisse von Reibungszahlmessungen mit dem MAN-Reibwertprüfer [14]. Auch hier scheint eine gewisse Abhängigkeit von der Schichtdicke vorzuliegen. Das kann jedoch eine Täuschung sein, da die unterschiedlichen Schichtdicken nicht in dem gleichen Phosphatierungsbad erzeugt wurden. In Bild 18 sind ungeölte und geölte phosphatierte Oberflächen gegenübergestellt, und es fällt auf, dass durch Öl bei kleinen Schichtdicken die Reibungszahl verbessert, bei dicken Schichten die Reibungszahl verschlechtert wird. Bei Mischreibung liegt sie wesentlich niedriger als bei Haftreibung.

7.23 Schmierung

Als Schmierstoffe kommen bei Schrauben Oele, trockene Schmierfilme und galvanisch abgeschiedene Metallschichten in Frage. Letztere wurden bereits im vorangehenden Abschnitt behandelt.

In Zahlentafel 7 ist eine Anzahl trockener Schmierstoffe zusammengestellt. Bei diesen hat, wie zu erkennen, die Luftfeuchtigkeit einen grossen Einfluss auf die Reibungszahl. Die Wirkung dieser Schmierstoffe beruht auf der Bildung eines adsorbierten, festhaftenden und äusserst druckbeständigen Films, der den direkten Metallkontakt verhindert. Der Gleitvorgang findet im Film selbst statt, wodurch nur die Reibungszahl des Films für die Reibkraft bestimmend ist. Hinsichtlich der vielen, die Wirksamkeit solcher Schmierschichten beeinflussenden Grössen, wie Aufbringung, Reinheit, Korngrösse, Stabilität der Suspension usw., sei auf das umfangreiche Spezialschrifttum verwiesen [8, 9, 16, 17, 18].

Reine Oelschmierung hat bei den hohen spezifischen Belastungen der Schraubengleitflächen keine Bedeutung. Die von den Schraubenherstellern verwendeten Oele werden deshalb meist auf Grund ihrer Korrosionsschutzeigenschaften ausgewählt. Man sollte aber trotzdem auf gute Schmierfähigkeit, hohe Druckeigenschaften und gute Oelfilmfestigkeit achten und nicht zu geringe Viskositäten verwenden. Ein Blick auf Zahlentafel 5 lehrt, welche Bedeutung der Herkunft und Struktur des Oeles zukommt. Fettsäuren auf Stahl haben bei langsamem Gleiten ein $\mu = 0,1$; bei höheren Geschwindigkeiten fällt die Reibungszahl ab bis auf 0,07 [8]. Die Wirkung der Geschwindigkeit ist nicht leicht zu überblicken, da bei höheren Geschwindigkeiten hydrodynamische Schmierung einsetzt. Von ausschlaggebender Bedeutung sind in dem vorliegenden Fall die dem Öl zugesetzten aktiven Radikale oder Gruppen. Sie gehen unter be-

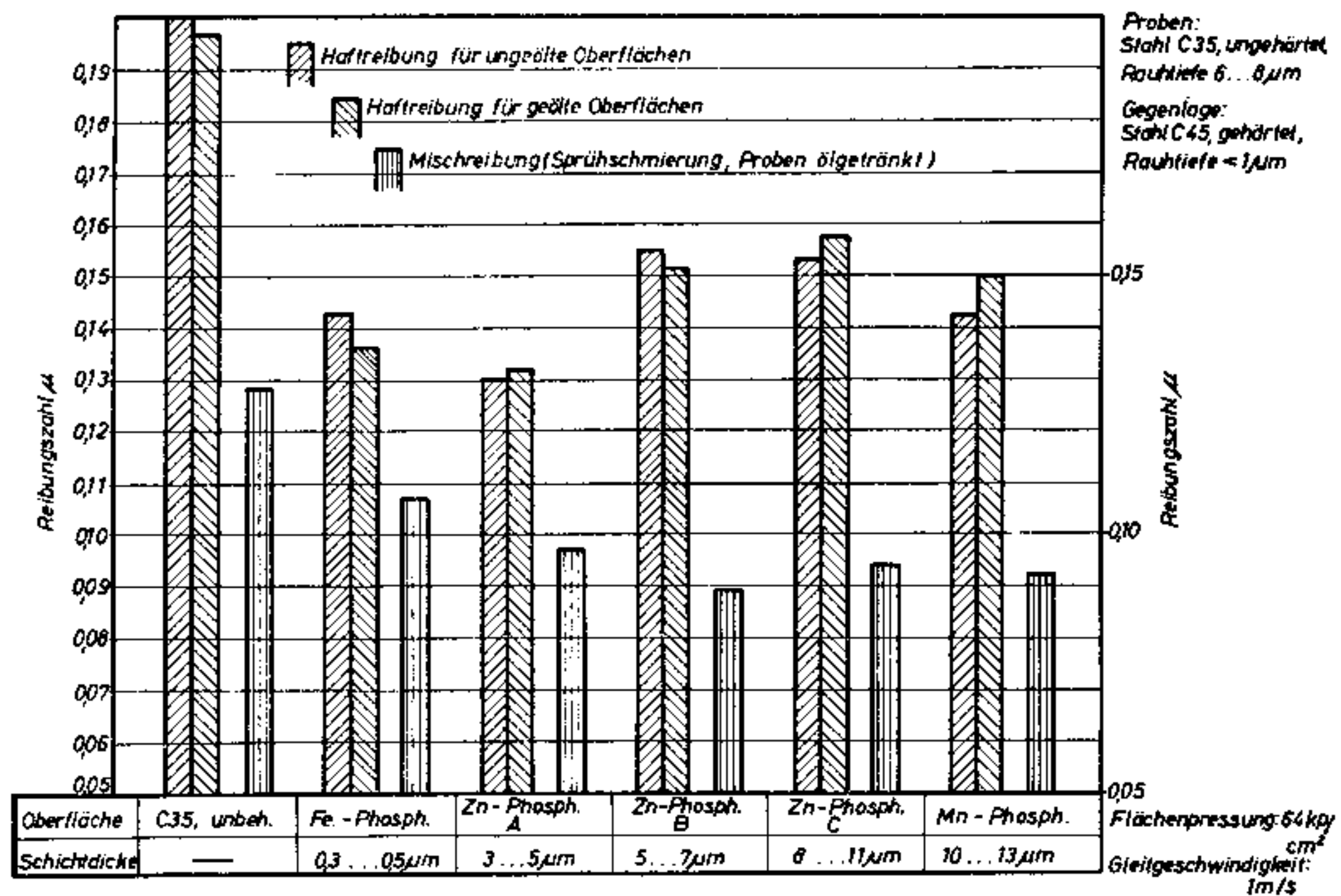


Bild 18. Mit MAN-Reibwertprüfer an phosphatierten Oberflächen ermittelte Reibungszahlen (Mittelwerte) nach [14].

stimmten Bedingungen mit der Metalloberfläche eine Verbindung ein, welche die Reibung und/oder Oberflächenbeschädigung vermindert. Im wesentlichen enthalten diese Zusätze Schwefel, Chlor- oder Phosphorverbindungen. Bewährt hat sich ein Öl mit ca. 30° E bei 50° C und etwa 2% HD-Zusätzen, welches beim Tauchen der Schrauben erhitzt wird.

7.24 Gleitgeschwindigkeit

Bereits 1902 hat Stribeck an Gleitlagern eine Abhängigkeit der Reibungszahl von der Gleitgeschwindigkeit gefunden [20]. Von der in Bild 19

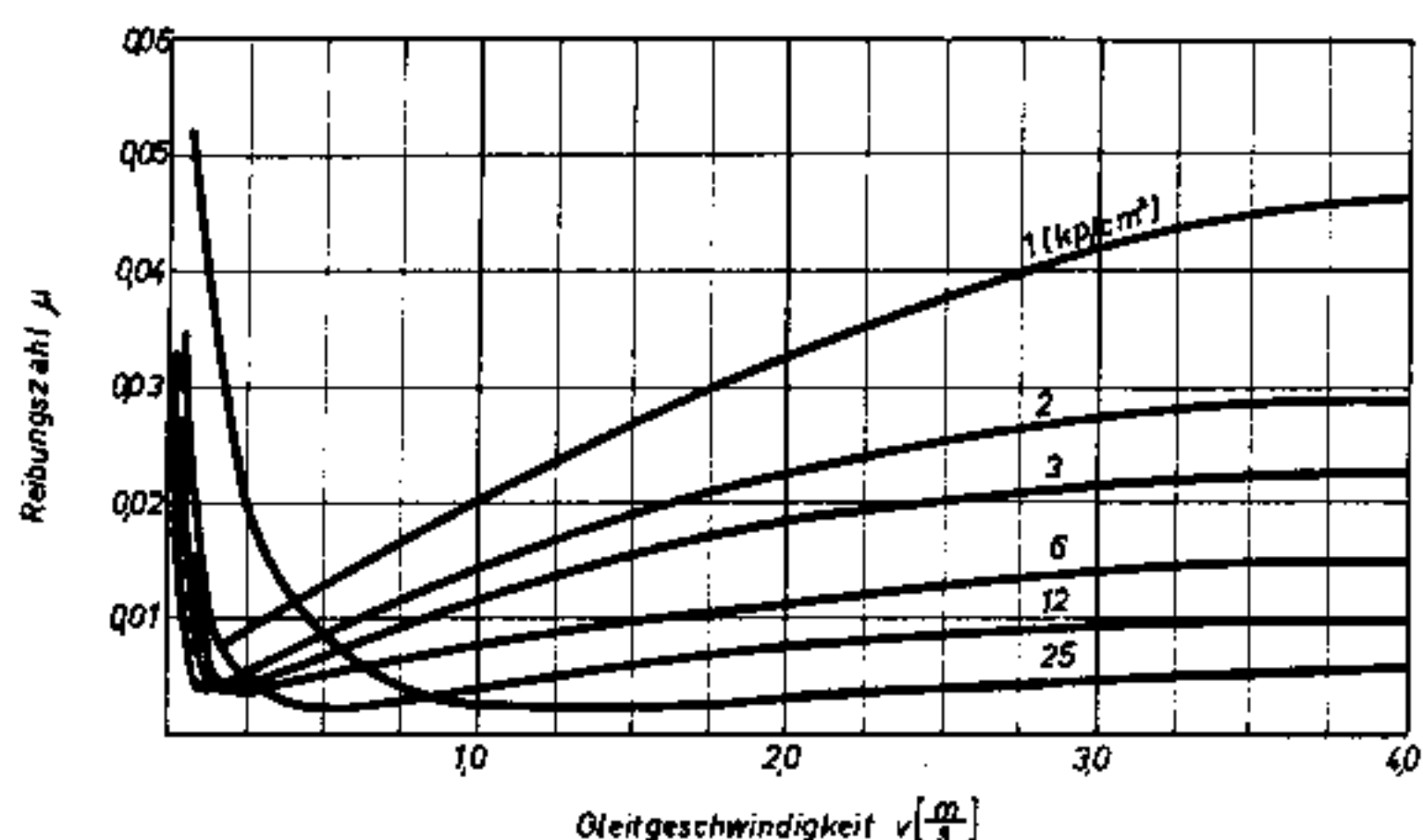


Bild 19. Reibungszahl in Abhängigkeit von der Gleitgeschwindigkeit. Reibungszahl eines Ringschmierlagers von 70 mm Zapfendurchmesser in Abhängigkeit von Umfangsgeschwindigkeit und Flächenpressung nach [20].

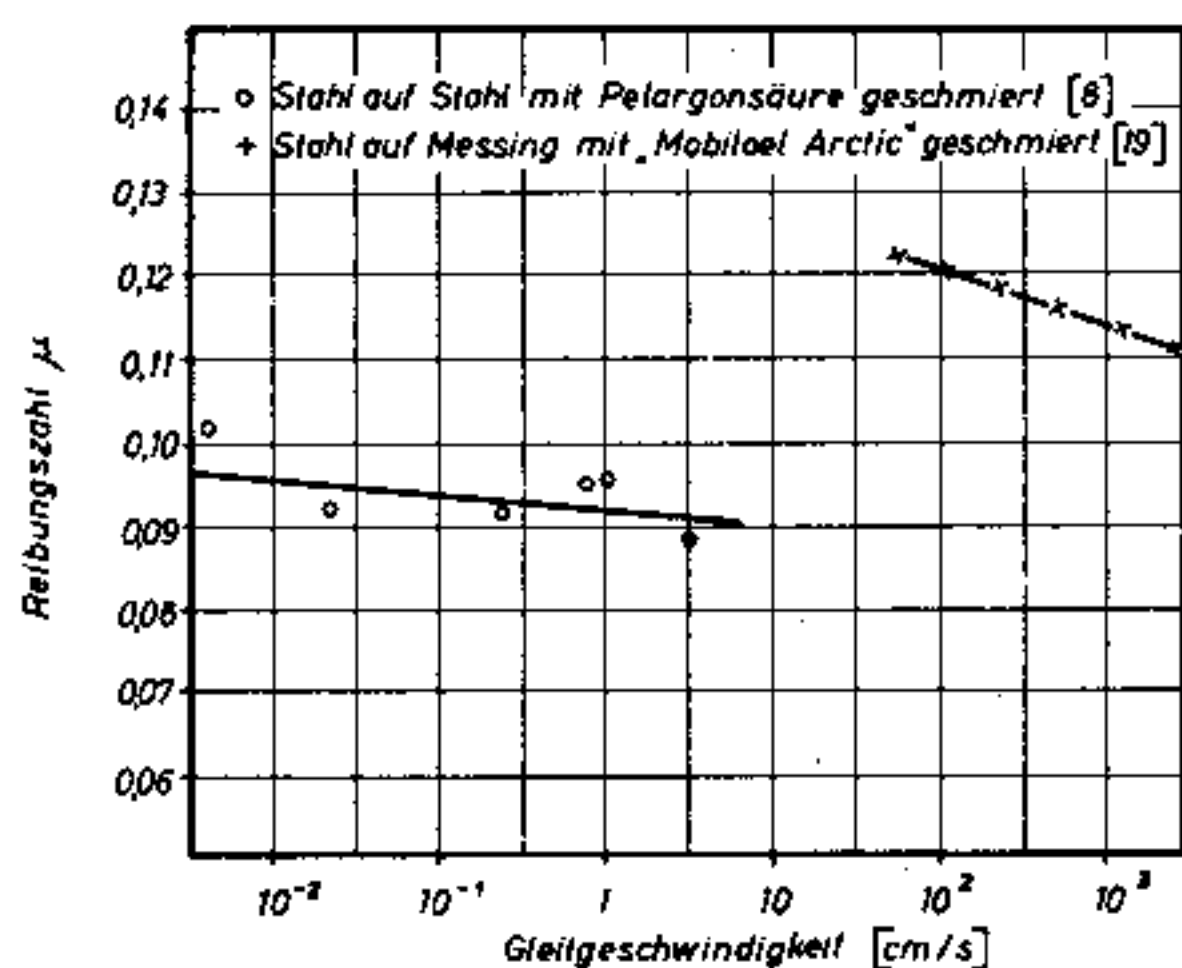


Bild 20. Reibungszahl bei Mischreibung in Abhängigkeit von der Gleitgeschwindigkeit.

gezeigten Stribeck-Kurve interessiert in diesem Zusammenhang nur der durch das linke, abfallende Kurventeil dargestellte Bereich der Grenzschmierung. Dieser bei Gleitlagern bekannte Zusammenhang kann nämlich auch beim Anziehen von Schrauben Bedeutung erlangen, wenn die geölten Gleitflächen wellig sind, so dass sich ein Schmierkeil ausbilden kann. Bei taumelig gerollten Gewinden ist dies z. B. vorstellbar.

Eine gewisse Geschwindigkeitsabhängigkeit der Reibungszahl wurde ebenfalls bei sehr niedrigen Gleitgeschwindigkeiten (Schleichbewegungen) sowie intermittierenden Bewegungen beobachtet [8]. Hier liegen instabile Verhältnisse vor, denn die Reibung schwankt zwischen Halt- und Gleitreibung. Im allgemeinen hat die Rei-

bungszahl hierbei ebenfalls eine mit steigender Geschwindigkeit fallende Tendenz. Die lästige Folge dieses Verhaltens ist, dass anstelle einer gleichmässigen Gleitbewegung Stick-Slip-Schwingungen auftreten, wenn einer der gleitenden Körper elastisch mit der Antriebsquelle verbunden ist. Gerade bei langen, d. h. drehelelastischen Kopfschrauben, wurde dieses auch wiederholt beobachtet [22, 25].

Nach Bowden und Tabor [8] ist bei reiner Festkörperreibung, sofern ein stossfreies, gleichförmiges Gleiten stattfindet, die Reibungszahl nahezu unabhängig von der Gleitgeschwindigkeit (Bild 20). Anders ist es bei Graphit- und Molybdändisulfid-Schmierung. Bisson [23] stellte fest, dass die Reibungszahl von Graphit langsam mit der Zunahme der Gleitgeschwindigkeit wächst, während die von Molybdändisulfid abnimmt. Die Vergrößerung der Reibungszahl von Graphit kann vermutlich auf die Tatsache zurückgeführt werden, dass die bei grösseren Gleitgeschwindigkeiten höhere Temperatur eine Verdampfung von Wassermolekülen verursacht und auf diese Weise ein Verhalten wie bei trockener Atmosphäre verursacht. Die Rolle der Oxydationsprodukte bei hohen Gleitgeschwindigkeiten ist ebenfalls noch nicht vollständig bekannt [24]. Es dürfte aber feststehen, dass oftmals die Geschwindigkeitsabhängigkeit der Reibungszahl durch eine Temperaturabhängigkeit bedingt ist und also der bei erhöhter Gleitgeschwindigkeit durch die verstärkt erzeugte Reibungswärme hervorgerufene Temperaturanstieg für viele Phänomene verantwortlich ist.

7.25 Temperatur der Gleitflächen

Die Wirkung der Temperatur ist komplex. Einmal ändern sich mit der Temperatur die physikalisch-mechanischen Eigenschaften der aufeinander gleitenden Oberflächen und des Schmierstoffes. Zum anderen werden chemische Reaktionen zwischen umgebender Atmosphäre, Schmierstoff und Festkörperoberflächen sowie im Schmierstoff selbst eingeleitet oder beschleunigt. Eine Voraussage der Temperaturabhängigkeit der Reibungszahl ist unter diesen Umständen sehr riskant.

In Bild 21 sind für verschiedene Werkstoffpaarungen und Schmierstoffe die Reibungszahl-Temperatur-Kurven dargestellt. Aus Bild 21a ist zu erkennen, dass zwischen den Schmiereigenschaften langkettiger Kohlenwasserstoffe, Alkohole, Fettsäuren und Metallseifen und dem Reibungsverhalten dünner Schichten weicher Metalle auf harten Metallunterlagen eine allgemeine Ähnlichkeit besteht. Solange die Schmier-schicht eine ausreichende Dicke aufweist, ist die Reibung niedrig und die Schmierqualitäten werden aufrechterhalten, bis der Schmelzpunkt der Schmierschicht erreicht ist. Man vergleiche mit den Kurven in Bild 21a den Schmelzpunkt von Docosan (44° C), Stearinsäure (69° C), Blei (327° C) und Natriumstearat (280° C). Mitunter ist auch der Schmelzpunkt eines beim Reibvor-

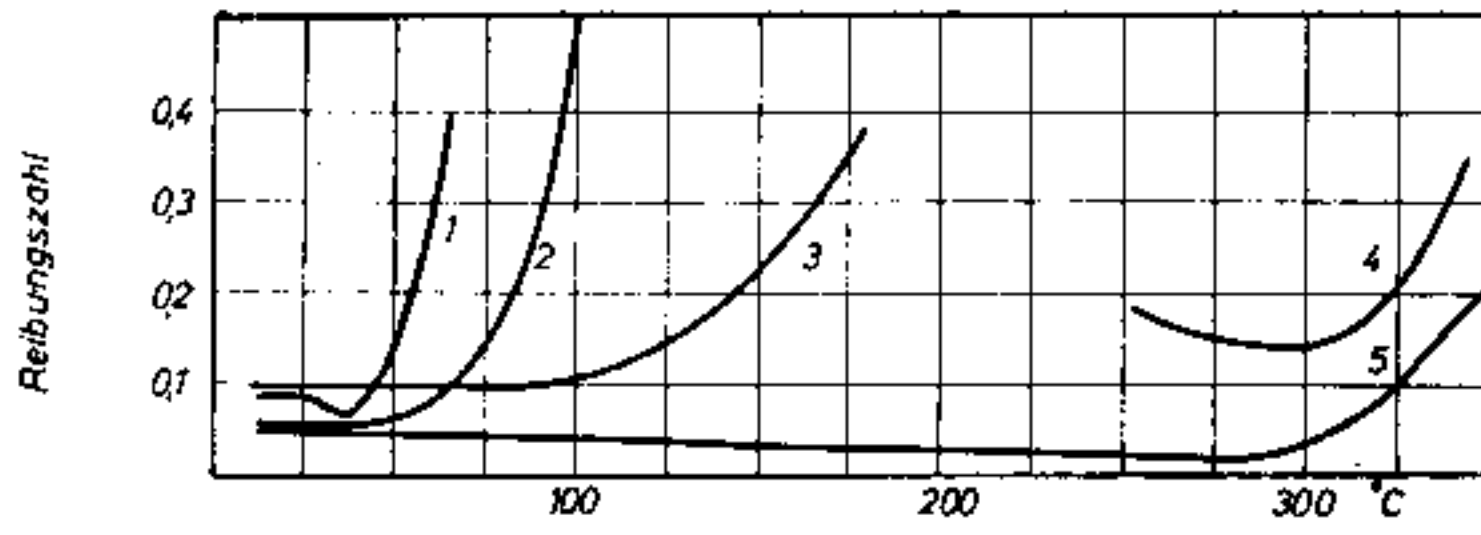


Bild 21a

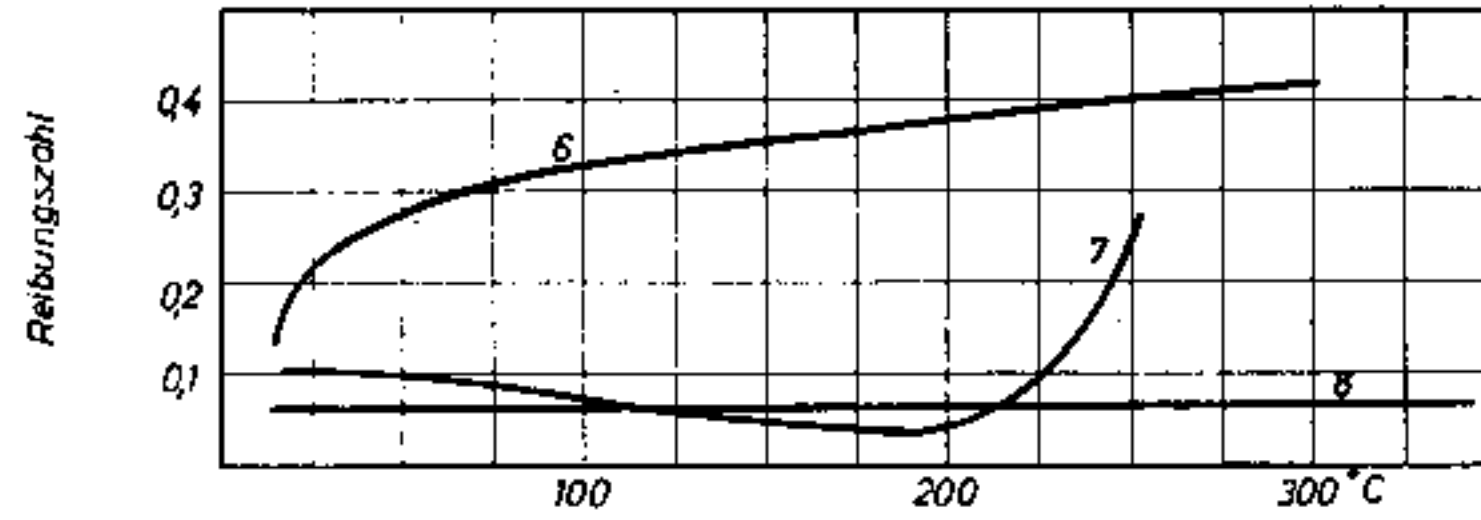


Bild 21b

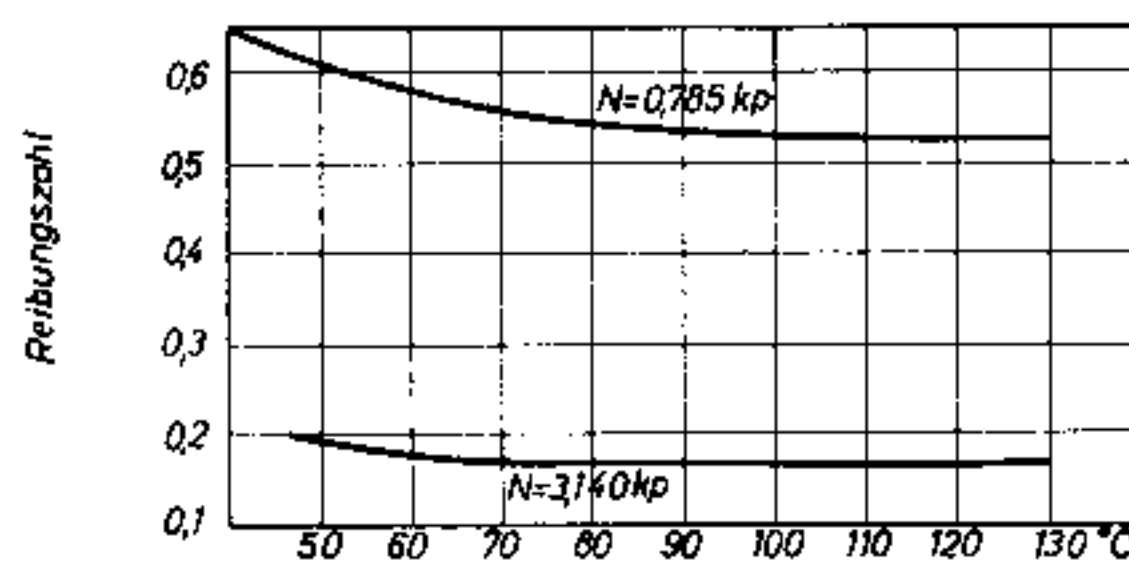


Bild 21c

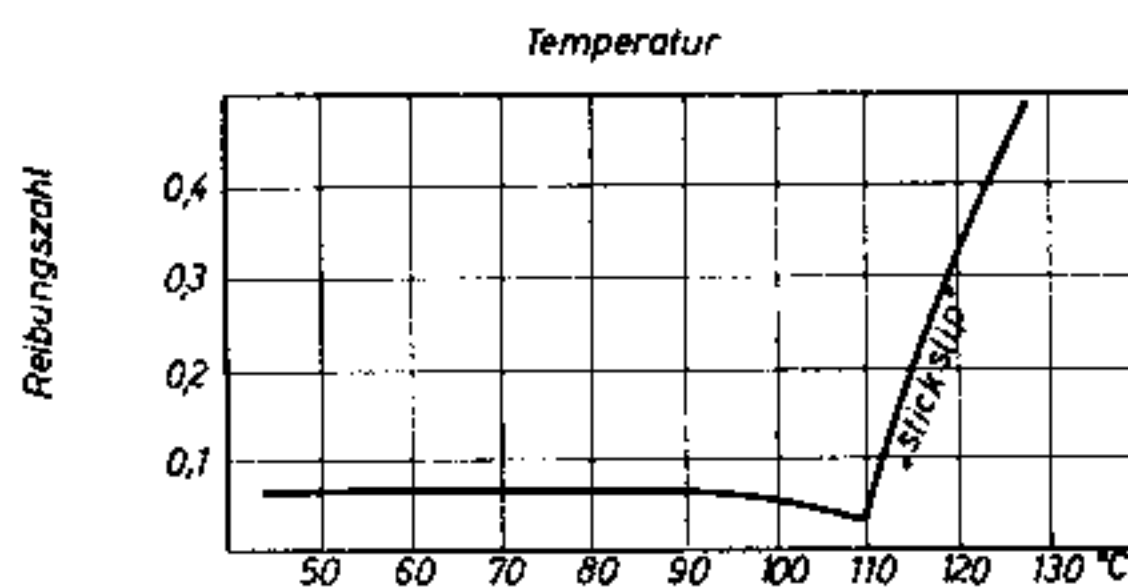


Bild 21d

Bilder 21a...d. Abhängigkeit der Reibungszahl von der Temperatur.

gang selbst gebildeten Reaktionsproduktes ausschlaggebend, wie das bei Kurve 3 in Bild 21a der Schmelzpunkt von Kupferstearat (100° C) oder in Bild 21d derjenige von Kadmium-Palmitat (~120° C) ist.

Die Wirkung einer Sulfurierung lässt Bild 21b erkennen. Werden die Sulfidschichten mit Paraffinöl abgedeckt, so erhält man ein günstigeres Reibungsverhalten als mit Paraffinöl oder einem Sulfid allein. Vorteilhaft ist es, wenn dem Paraffinöl noch ein kleiner Prozentsatz von Fettsäure beigemischt wird. Die Fettsäure sorgt dann für eine niedrige Reibungszahl bis zu etwa 100° C, während die Sulfidschicht das Fressen oberhalb dieser Temperatur verhindert, wenn die Säure- oder Seifenschicht versagt [8]. Das Reibungsverhalten phosphatierter Stahloberflächen ist, wie Bild 21e zeigt, ähnlich. Wichtig ist bei dieser häufig für Schrauben verwendeten Oberflächenbehandlung die Feststellung, dass in jedem Fall bei steigender Temperatur zunächst ein Abfallen der Reibungszahl erfolgt.

Molybdändisulfid ist thermisch sehr stabil. Es behält seine Schmiereigenschaft von -78° bis +400° C an Luft und bis über 1100° C bei Abwesenheit von Luft [17]. Bei Graphit steigt, wie schon erwähnt, die Reibungszahl mit der Temperatur an. Ausserdem beginnt an Luft bei 450° C die Oxydation des Graphits. Seine Oxydationsprodukte wirken im Gegensatz zu denen des Molybdändisulfids nicht schleifend und korrosiv [24]. Graphit ist deshalb bei hohen Temperaturen dem Molybdändisulfid vorzuziehen.

Mit den von Hockel angewendeten Versuchsbedingungen [19] wurde für die Paarung Stahl-Messing bei Schmierung mit Maschinenöl (Mobil-oil-Arctic) bei einer Gleitgeschwindigkeit von 2,62 m/s die in Bild 21c dargestellte Temperaturabhängigkeit gefunden. Rabinowicz und Tabor [27] finden für mit Palmitinsäure geschmierte Kadmiumoberflächen ein ähnliches Verhalten

Bild 21a. Wirkung der Temperatur auf die Reibung geschmierter Oberflächen nach [8].

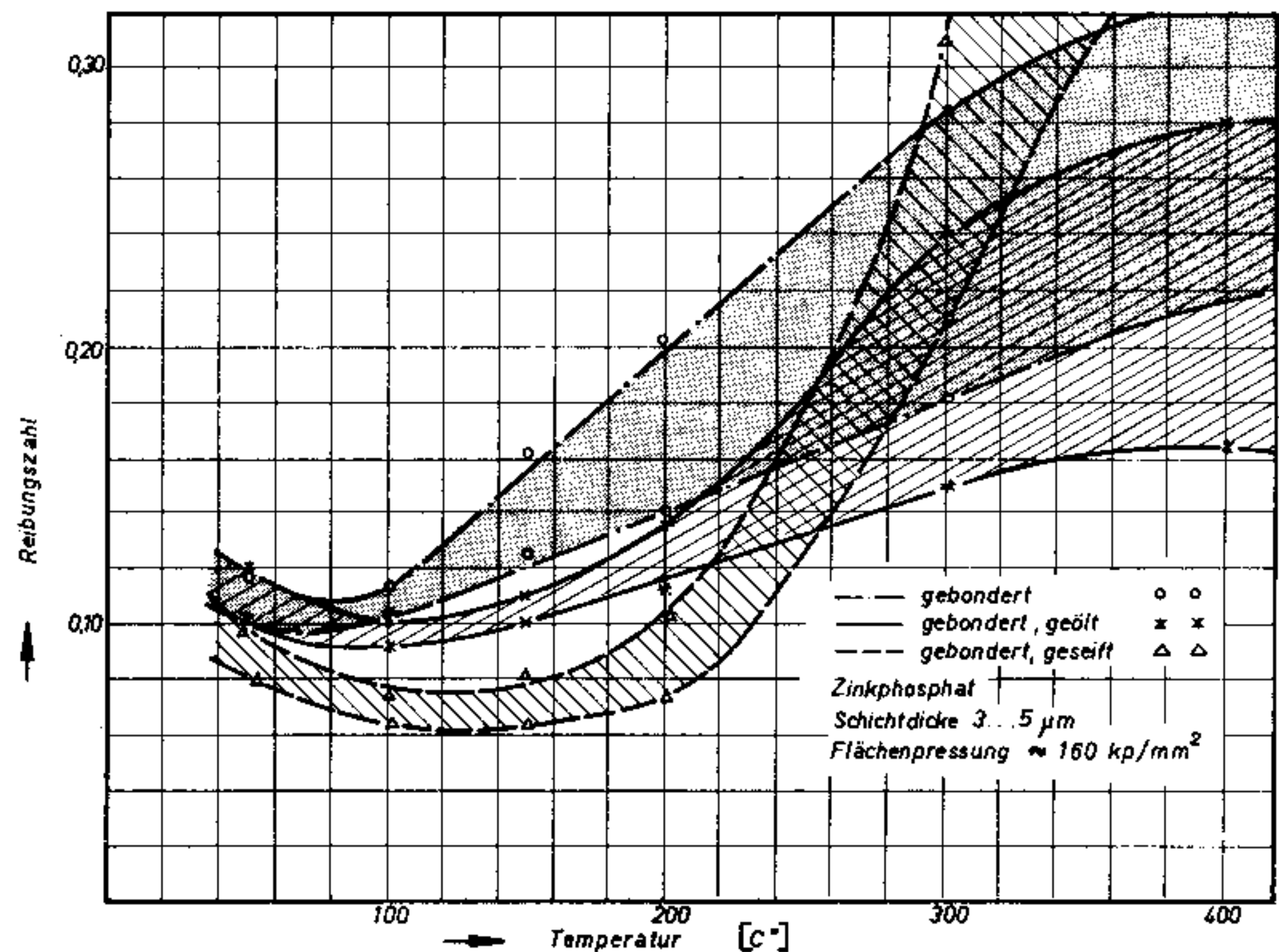
1 Festes Docosan auf Platin; 2 Feste Stearinsäure auf Platin, 3 1%ige Laurinsäure in Paraffinöl auf Kupfer, 4 Dünne Bleischicht auf hartem Stahl, 5 Trockene Schicht von Natriumstearat auf Stahl.

Bild 21b. Paraffinöl auf sulfuriertem Stahl [8], 7 einprozentige Lösung von Fettsäure in Paraffinöl auf sulfuriertem Stahl [8], 8 Molybdändisulfid auf Stahl [17].

Bild 21c. Einfluss der Temperatur auf den Reibungswert der Paarung Stahl-Messing nach [19].

Bild 21d. Kadmiumoberflächen mit Palmitinsäure geschmiert nach [27].

Bild 21e. Abhängigkeit der Reibungszahl phosphatierter Oberflächen von der Temperatur. ▶



(Bild 21d), welches sich nur durch den Steilanstieg der Reibungszahl in der Umgebung des Schmelzpunktes des Kadmium-Palmitats unterscheidet.

7.26 Flächenpressung

Nach dem Amontonsschen Gesetz ist die Reibungskraft von der scheinbaren Berührungsfläche unabhängig. Damit müsste auch die Reibungszahl von der Flächenpressung unabhängig sein. Wie Bild 22 nach Bowden und Tabor [8] erkennen lässt, trifft dies für geringe Belastungen nicht zu. Interessant sind gleichfalls die Feststellungen von Rabinowicz und Mitarbeitern [10], welche fanden, dass der Variationskoeffizient der Häufigkeitsverteilung der Reibungszahlen mit zunehmender Belastung verkleinert wird (Bild 23). Das von Hockel [19] mitgeteilte und in Bild 25a dargestellte Ergebnis ist eher mit dem Bereich der Grenzschmierung der Striebeck-Kurve von Bild 19 als mit Bild 22 zu vergleichen. Die Tendenz beider Ergebnisse stimmt jedoch gut überein.

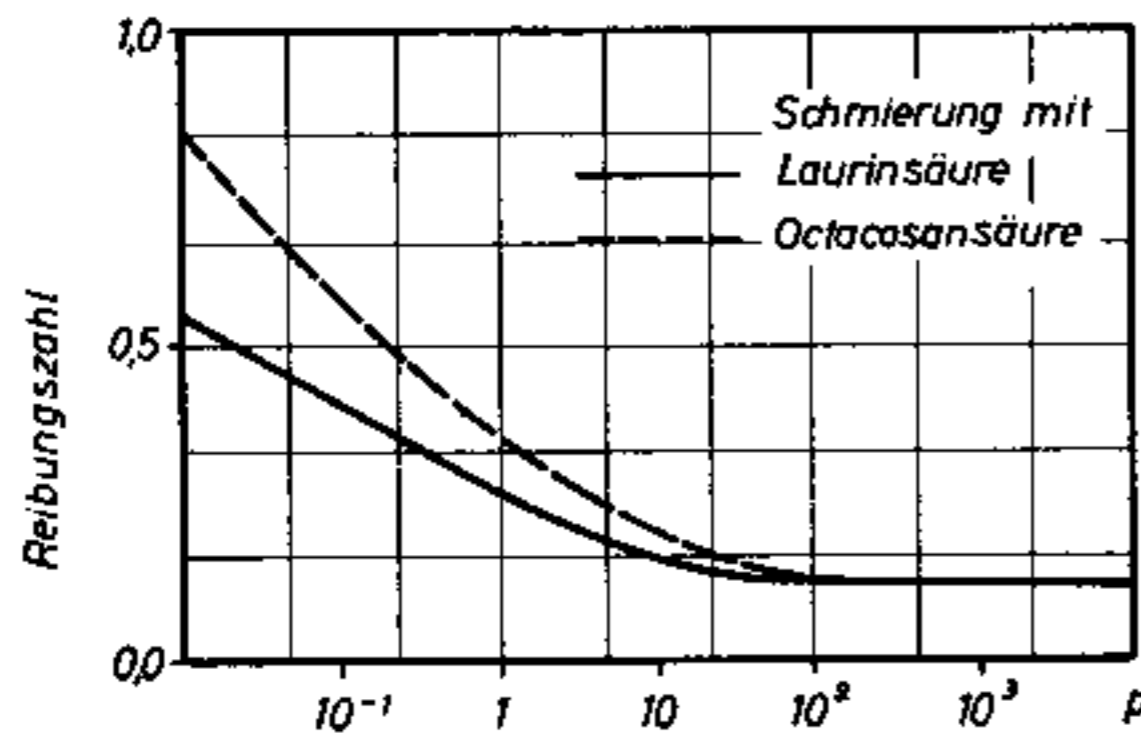


Bild 22. Lastabhängigkeit der Reibungszahl von Kupferoberflächen, die mit Fettsäuren geschmiert wurden nach [8].

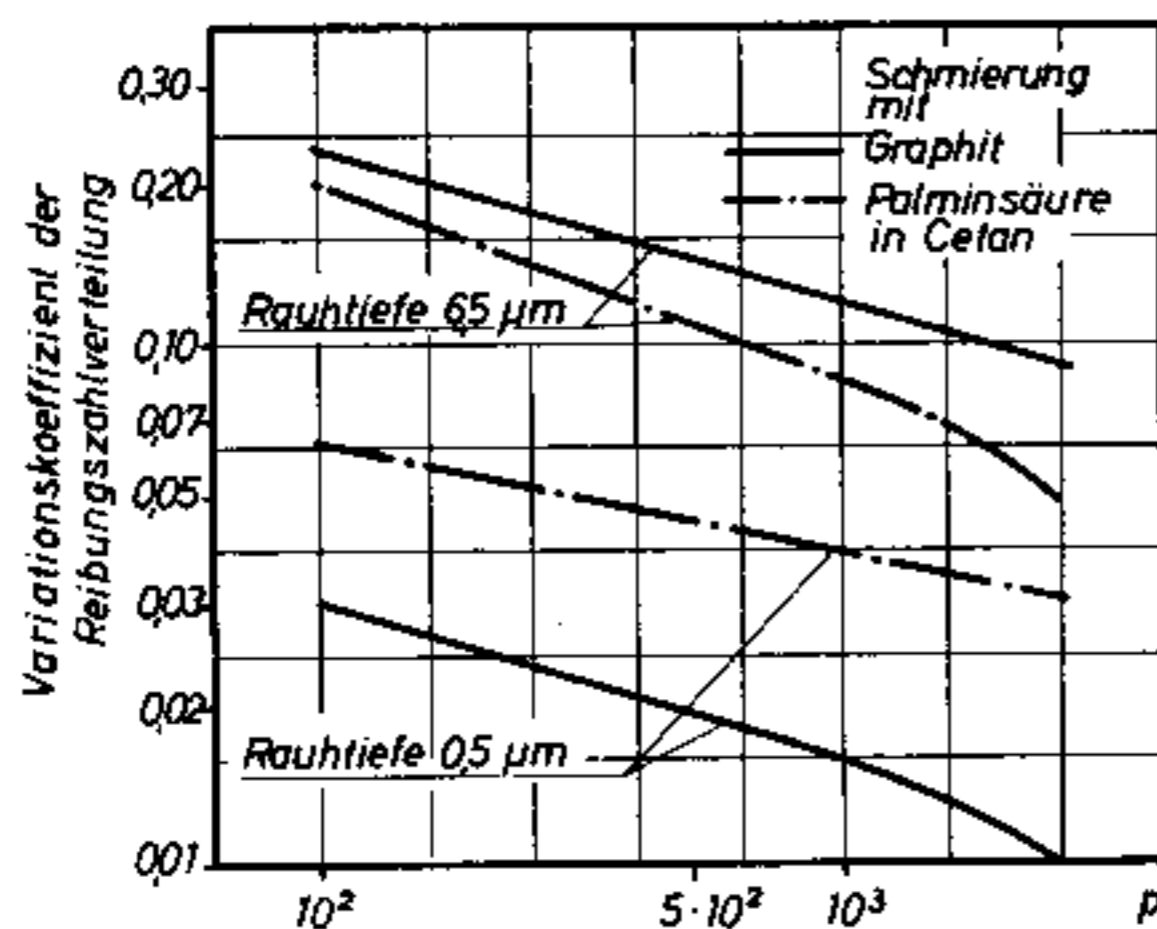
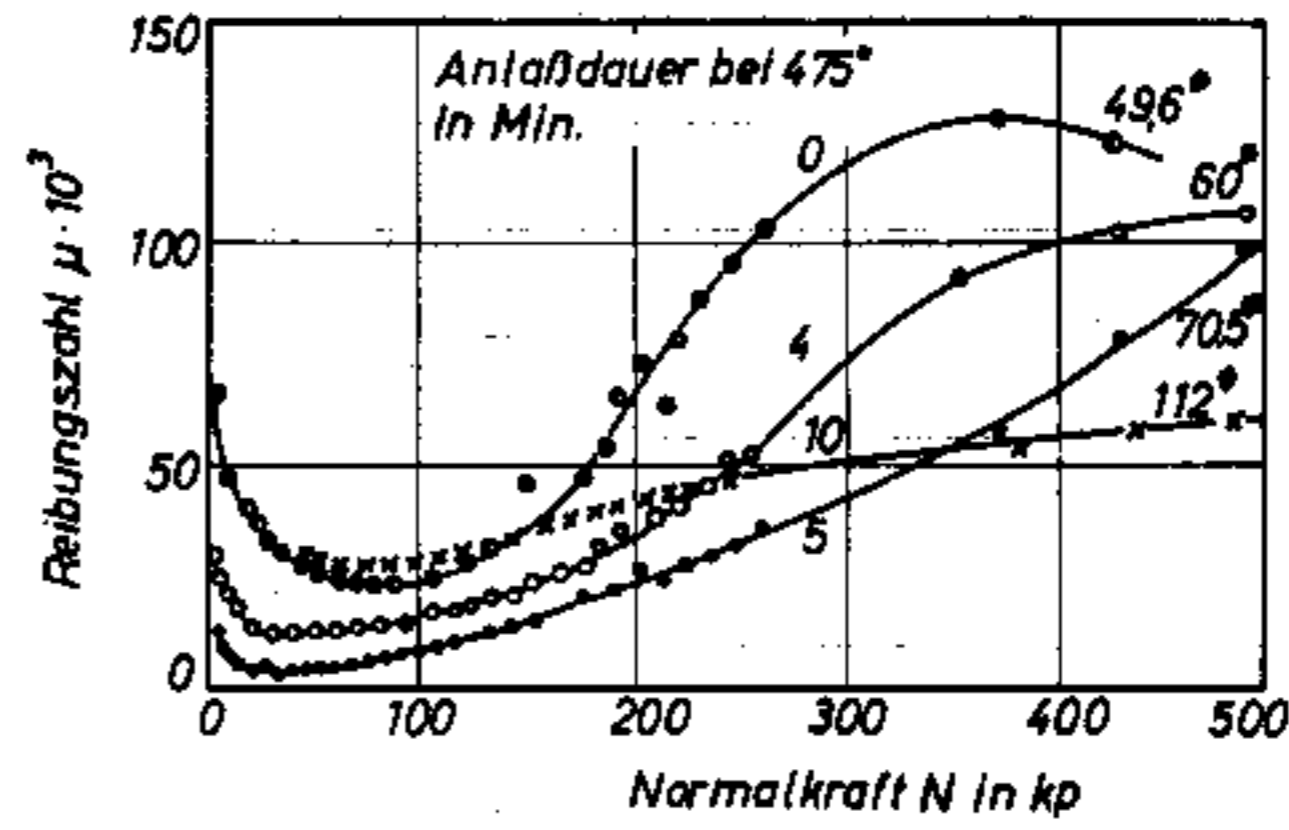


Bild 23. Lastabhängigkeit des Variationskoeffizienten der Reibungszahlverteilung aufeinander gleitender Kupferoberflächen nach [10].

Bilder 22 und 23. Die Lastabhängigkeit der Reibungszahl.

Theoretische Ueberlegungen von Knappwost und Rust [28] führen zu einem Modell für die Abhängigkeit der Reibungszahl von der Normalkraft. In Bild 24 sind einige der mitgeteilten Messergebnisse wiedergegeben, welche die theoretischen Ueberlegungen unterstützen.



*) Härte H_B (25/31,25/30) in kp/mm^2

Bild 24a. Kupfer mit 0,7 % Cr, nach dem Homogenisieren angelassen.

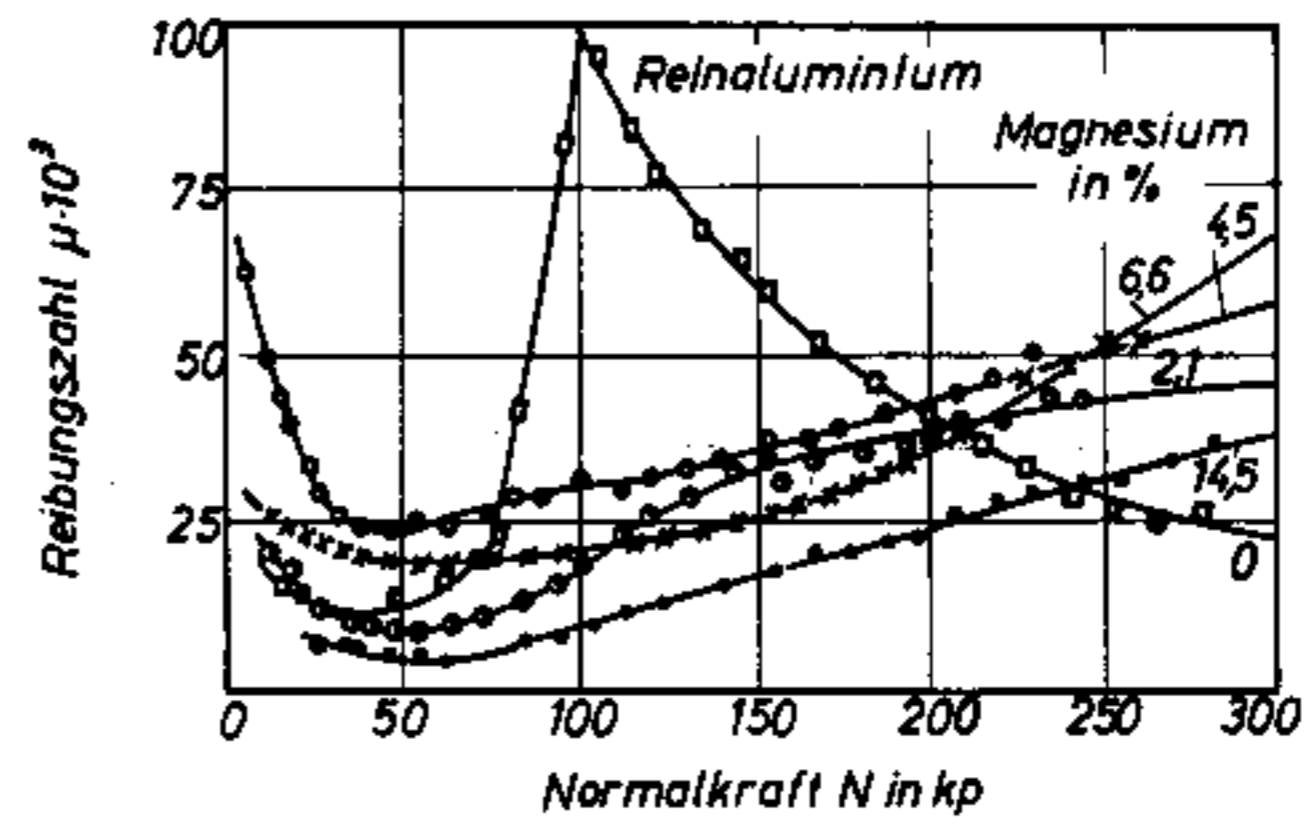


Bild 24b. Aluminium-Magnesium-Mischkristalle (Gleitgeschwindigkeit 2,5 cm/sec, Gleitfläche $2 \cdot 54 mm^2$, mit Paraffinöl).

Bild 24. Abhängigkeit der Reibungszahl μ von der Normalkraft N bei verschiedenen Oberflächenbeschaffenheiten nach [28].

Ist keine metallische Berührung vorhanden, so bestimmt nach Gleichung (30) das Verhältnis von s_{film}/p allein die Reibungszahl. Wie durch Versuche mit Molybdändisulfid und anderen Stoffen nachgewiesen wurde, verläuft die Abhängigkeit der Scherfestigkeit vom Druck für anorganische Stoffe etwa nach der Gleichung $s^2 = m \cdot p$ [9]. Das bedeutet, dass die Reibungszahl gewöhnlich mit zunehmender Flächenpressung sinkt. Ähnliches wurde ebenfalls an dünnen Indiumschichten auf harten Gegenwerkstoffen festgestellt (Bild 17b) [8]. Auch phosphatierte Stahloberflächen verhalten sich so (Bild 25b). Das festgestellte Minimum der Reibungszahl dürfte auf das mit zunehmender Belastung häufiger werdende Durchstossen der anorganischen Zwischenschicht in einzelnen Bereichen (Bild 13) und den damit zunehmenden Fresserscheinungen zurückzuführen sein.

Eine weitere Bestätigung für das eben Gesagte ist aus den in Bild 26 dargestellten Versuchsergebnissen abzuleiten. Wie in Bild 11 gezeigt, ändert sich das Verhältnis Löse- zu Anziehdrehmoment mit der Reibungszahl. Es kann also als Kriterium für die Reibungszahl dienen. Die für verschiedene Vorspannkraft gemessenen Werte von M_L/M_A sind in Bild 26 graphisch ausgewertet. Deutlich ist aus diesem zu erkennen, dass die Reibungszahl mit zunehmender

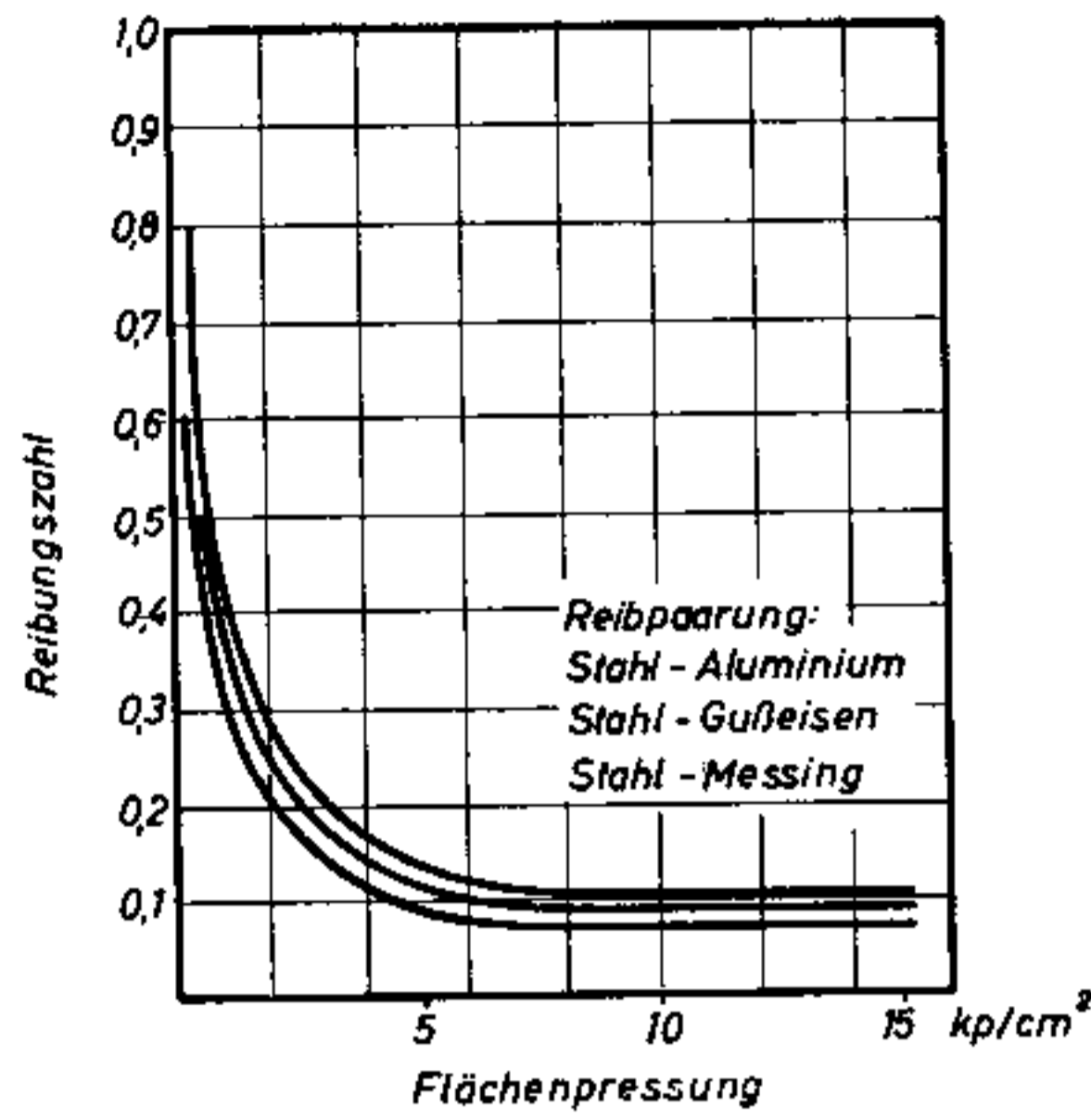


Bild 25a. Ergebnisse nach [19], geringe Flächenpressungen.

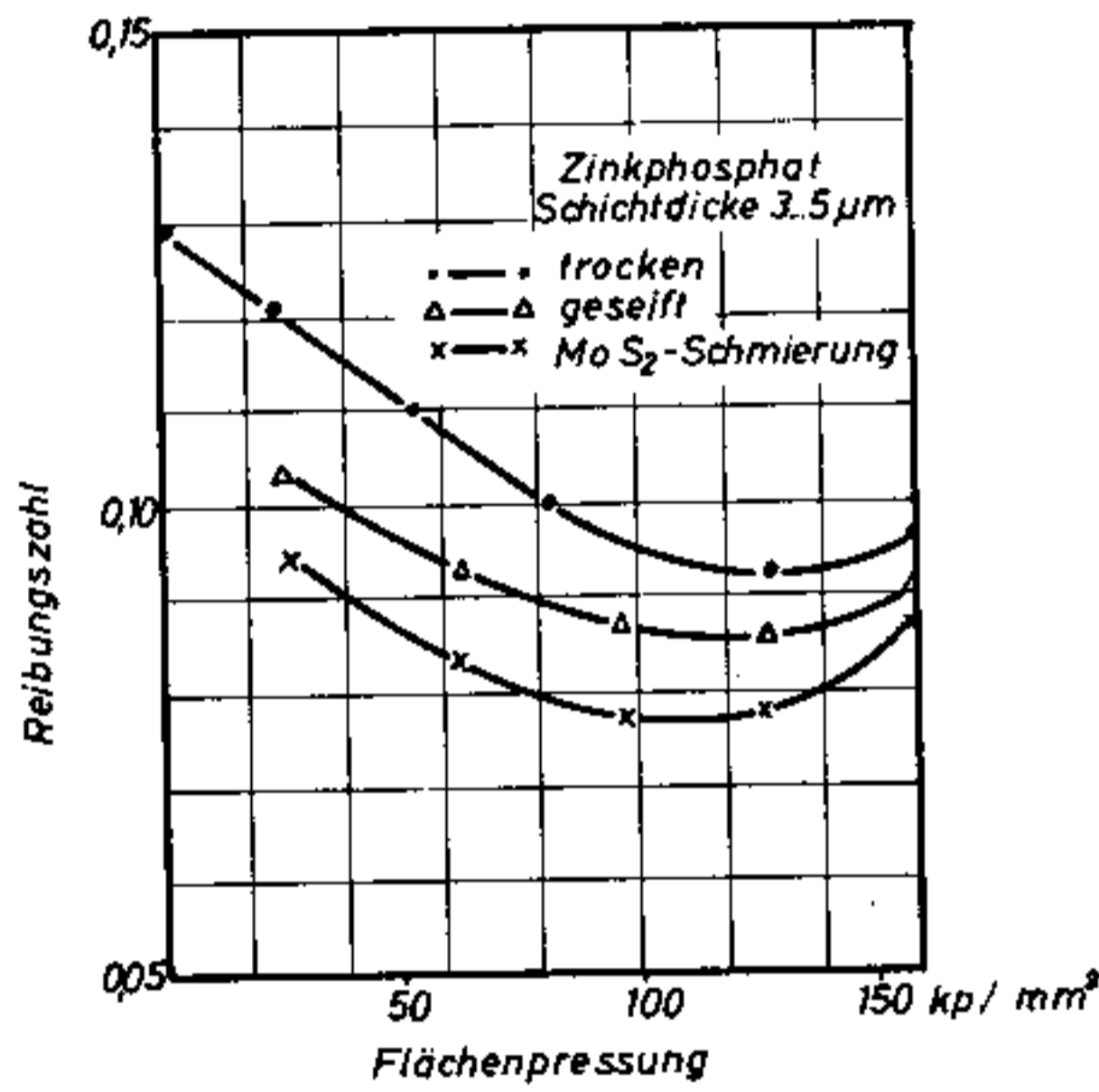


Bild 25b. Ergebnisse an phosphatierten Oberflächen bei hohen Flächenpressungen.

Bild 25. Abhängigkeit der Reibungszahl von der Flächenpressung.

Belastung und also auch Flächenpressung abnimmt.

7.27 Härte der Gleitflächen

Die Härte in ihrer Eigenschaft als der Widerstand, den ein Körper dem Eindringen eines anderen entgegensetzt [29], ist auch bei den Reibungserscheinungen von Bedeutung, da die Gleitvorgänge mit elastischen und plastischen Verformungen der Rauigkeitserhebungen verbunden sind [12, 28]. Knappwost und Rust veröffentlichten Versuchsergebnisse, die den Einfluss der Härte auf die Reibungszahl erkennen lassen (Bild 27). Sie fanden ein von der angewandten Normalkraft abhängiges Reibungszahlminimum. Versuche von Moore und Tegart [30] an Kupfer-Beryllium-Legierungen mit Vickershärten zwischen 100 und 400 kp/mm² ergaben, dass die härteren Legierungen immer eine geringere Reibung aufwiesen. Die beiden Ergebnisse widersprechen sich wegen der erwähnten Normalkraftabhängigkeit nicht.

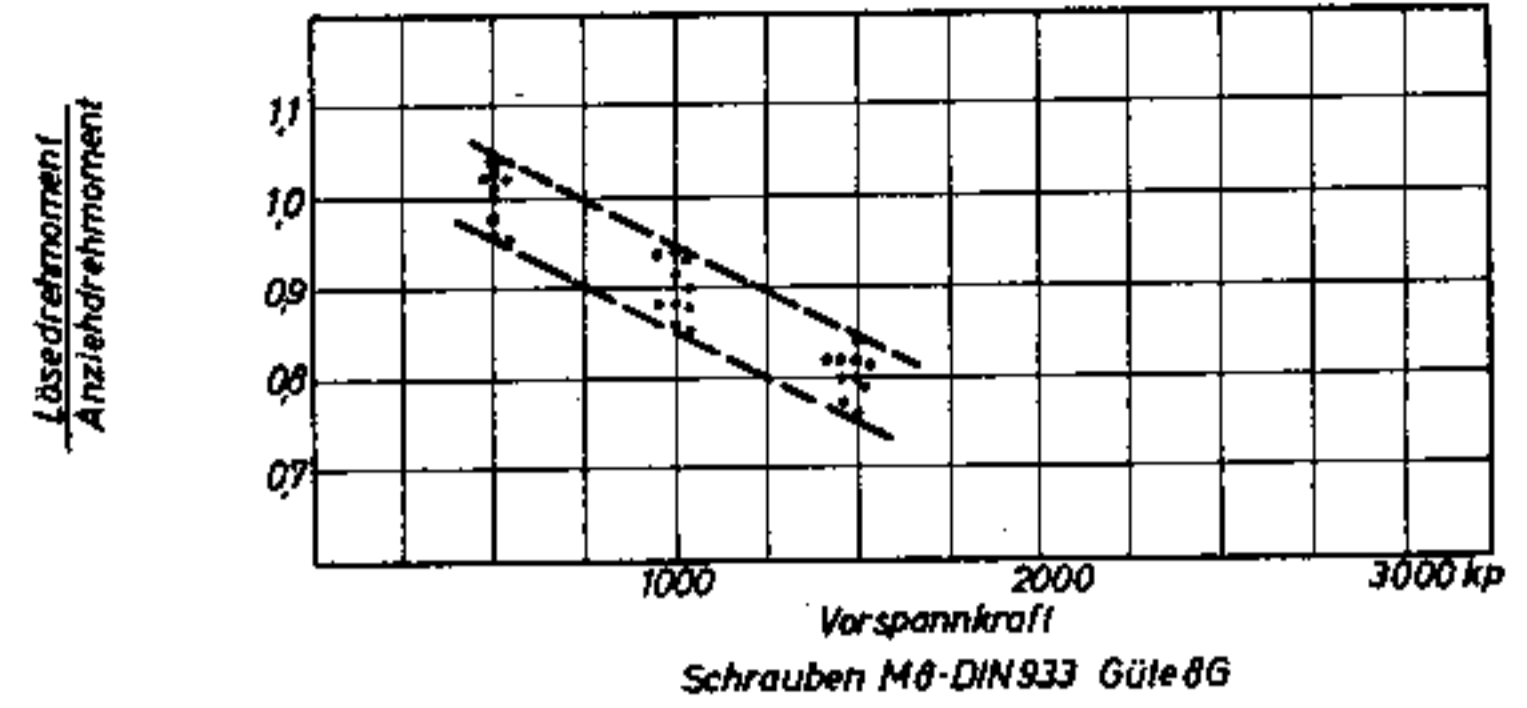


Bild 26a

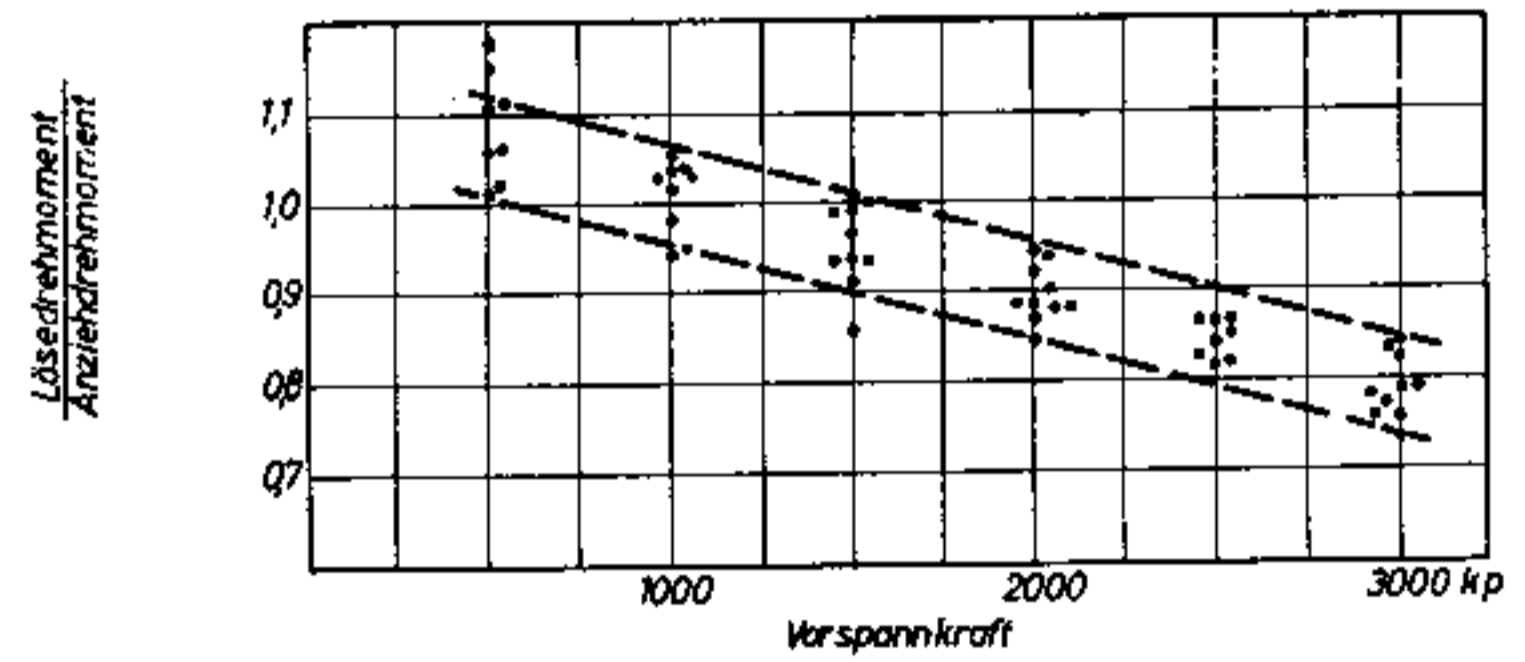


Bild 26b

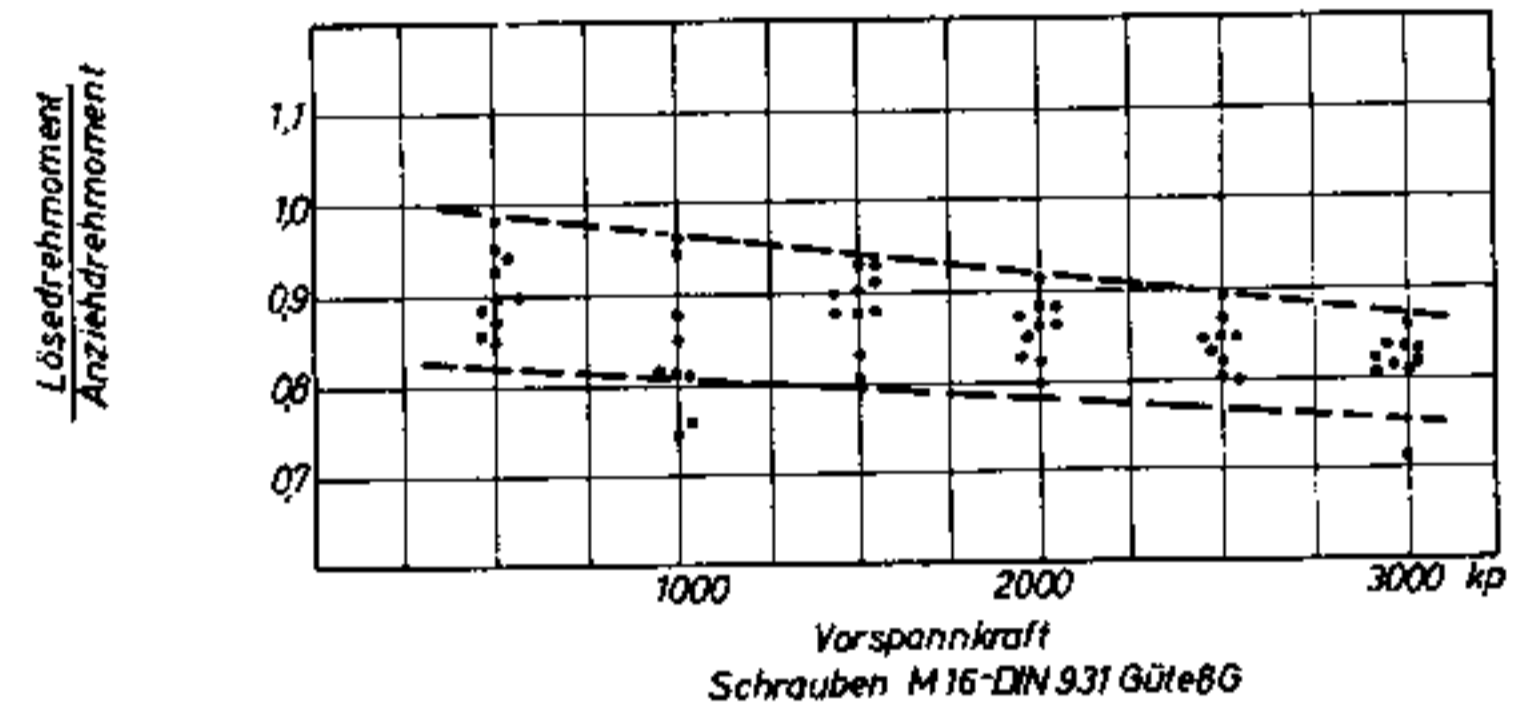


Bild 26c

Bild 26. Abhängigkeit des Verhältniswertes Lösedrehmoment/Anziehdrehmoment von der Vorspannkraft infolge der mit der Flächenpressung veränderlichen Reibungszahl. Schraubenoberfläche phosphatiert, geölt.

Bowden und Tabor [8] verweisen ferner auf die Bedeutung des Härteunterschiedes zwischen Oxydhaut und Metall. Wenn das Oxyd auf einem weichen Metall eine sehr harte Schicht bildet, wie das z. B. bei Aluminium der Fall ist, wird schon bei kleinen Belastungen die Oberfläche partiell durchbrochen. Kupfer und Eisen sind Beispiele, wo zwischen Oxyd und Grundmetall geringere Härteunterschiede bestehen. Oberflä-

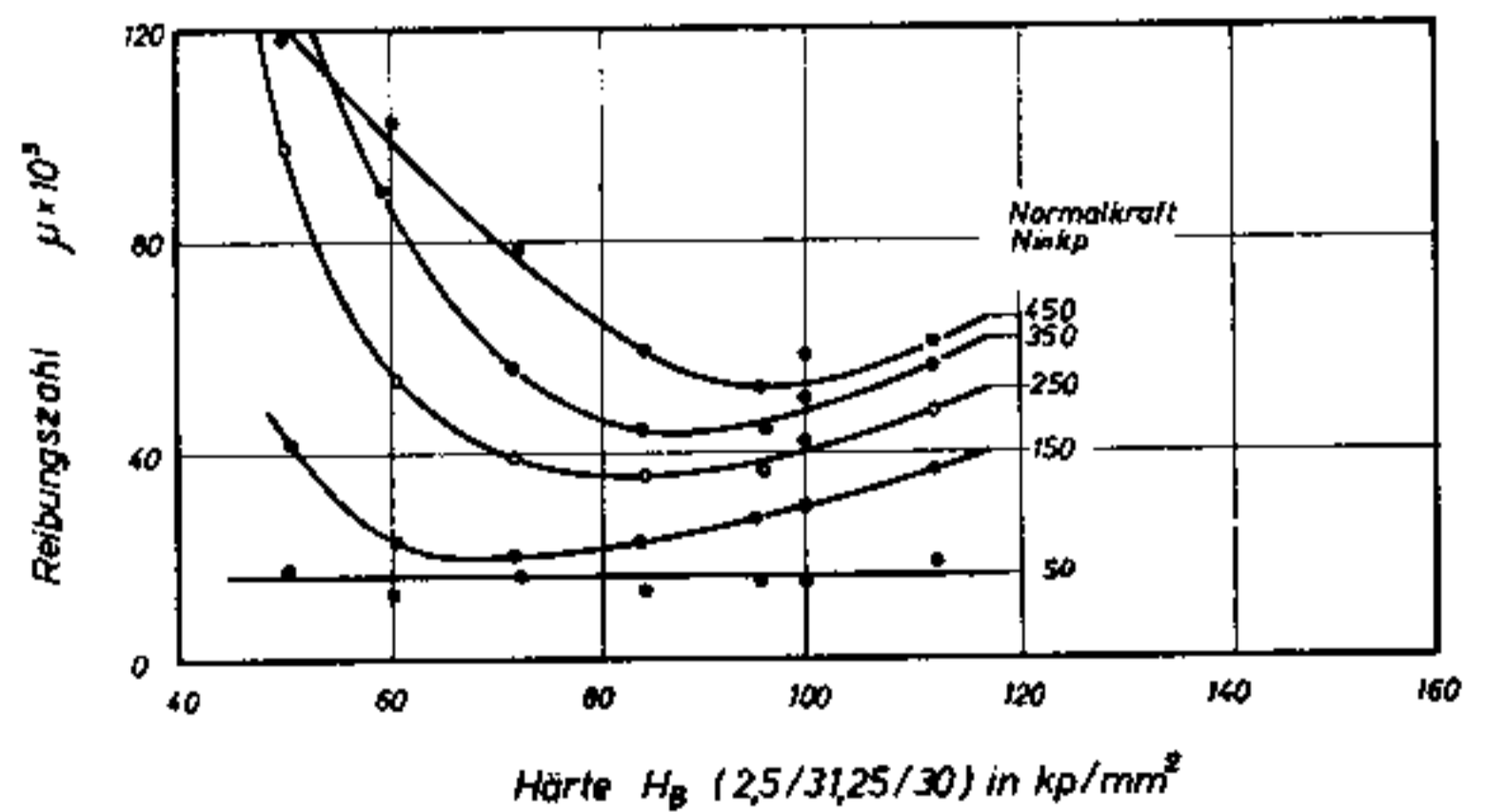


Bild 27. Kupfer mit 0,7 % Cr, nach dem Homogenisieren angelassen nach [28].

chenschicht und Unterlage werden in diesem Fall gemeinsam deformiert, ein Durchbruch erfolgt erst bei höheren Belastungen; Reibung und Oberflächenschäden halten sich in engen Grenzen.

7.28 Wiederholtes Anziehen

Hierbei wirken sich alle im Lauf der Zeit stattfindenden Veränderungen der vorstehend behandelten, die Reibung beeinflussenden Faktoren aus. Die Reibungszahl kann je nach den Verschleisserscheinungen ansteigen oder fallen. Für das Verhalten von Schraubenoberflächen sind in Bild 28 verschiedene Beispiele aufgeführt. Bild 28a lässt erkennen, dass bei phosphatierten und geschwärtzten Oberflächen nach etwa 10 bis 15 Belastungen die anfänglichen grossen Schwankungen abgeklungen sind. Die Vorspannkraft streut um einen Mittelwert, der jedoch höher liegt als die Vorspannkraft beim ersten Anziehen. Frühere Untersuchungen [1] ergaben, dass sich die Vorspannkraft bei wiederholtem Anziehen mit gleichbleibendem Anziehdrehmoment bis zu 80% vergrössern kann. Insbesondere die Steigerung beim zweiten Anziehen ist sehr gross (Bild 28b). Studer [21] untersuchte die Änderung der Reibungszahl für mit Molybdändisulfid geschmierte Schrauben und stellte ebenfalls ein Absinken der Reibungszahl fest.

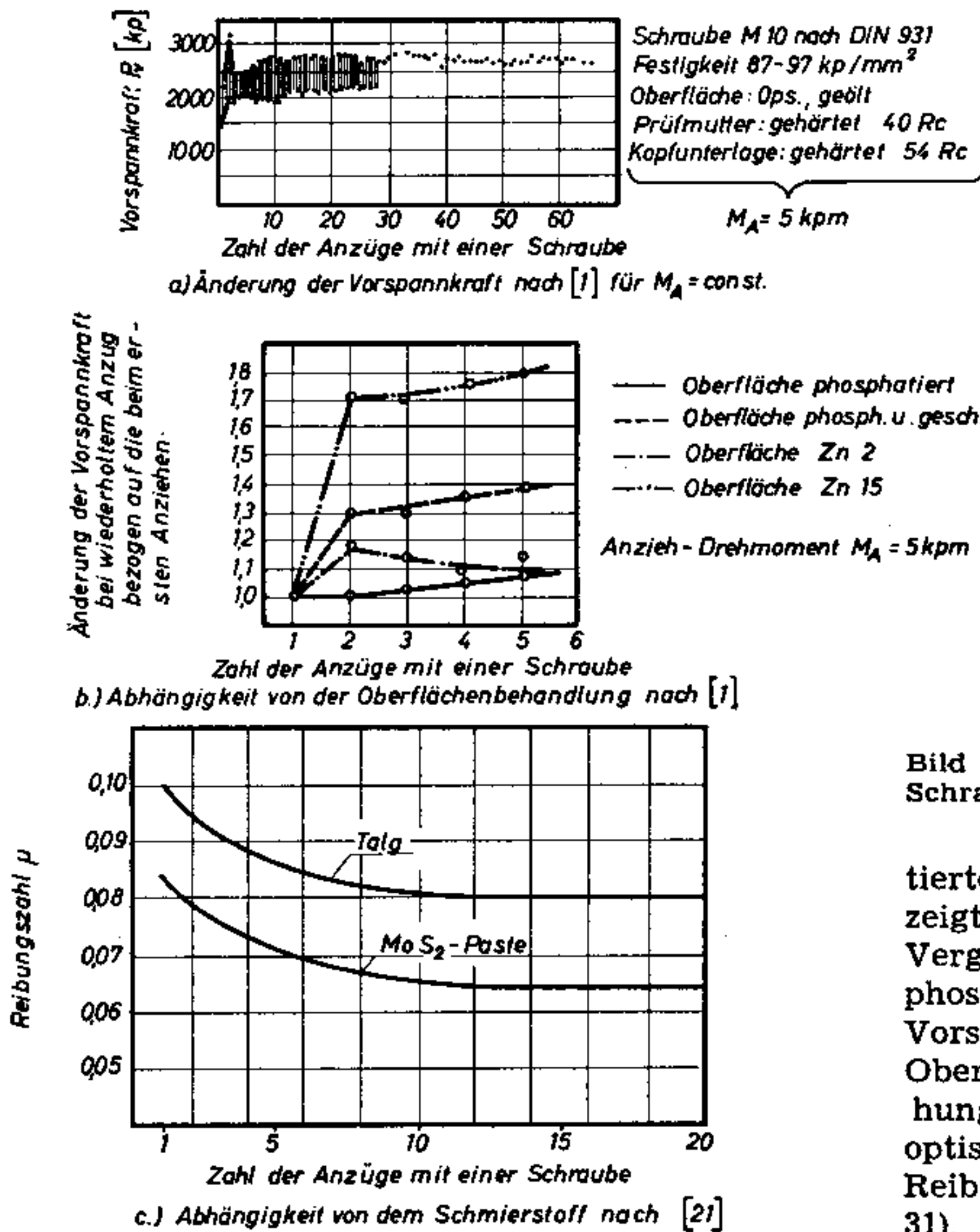


Bild 28. Änderung der Reibungsverhältnisse bei wiederholtem Anziehen.

7.3 An Schrauben gemessene Reibungszahlen

Die Summe der in den beiden vorangegangenen Abschnitten besprochenen Einflüsse bestimmt Wert und Streuung der Reibungszahl eines Schraubenkollektivs. Theoretisch lässt sich insbesondere die Streuung nicht voraussagen, da die Voraussetzungen für die Anwendung eines Fehlerfortpflanzungsgesetzes nicht erfüllt sind. Aus diesem Grund werden in den Bildern 29 bis 32 für einige Schraubenoberflächen die gemessenen Reibungszahlstreibereiche in M_A - P_V -Diagrammen angegeben [1]. Es sei bemerkt, dass die untersuchten Schrauben aus einer Fertigung stammen. Werden in die Betrachtung Schrauben mehrerer Hersteller einbezogen, dann ist der Streubereich breiter. Das Reibungsverhalten von nach dem Schlussvergüten in Oel nicht nachbehandelten Schrauben ist aus Bild 29 zu entnehmen. Die eingezeichneten drei Streubereiche gelten für Anziehen ohne Schmierung, mit Oelschmierung und mit MoS_2 -Pasten-Schmierung. Wie zu erkennen, engt die Oelschmierung den Streubereich der Reibungszahl gegenüber der trockenen Oberfläche ein. Der Kleinstwert der Reibungszahl wird jedoch nur geringfügig nach unten verschoben. Durch die Anwendung von MoS_2 -Paste wird die Reibungszahl bei ebenfalls geringerem Streubereich herabgesetzt. Phospha-

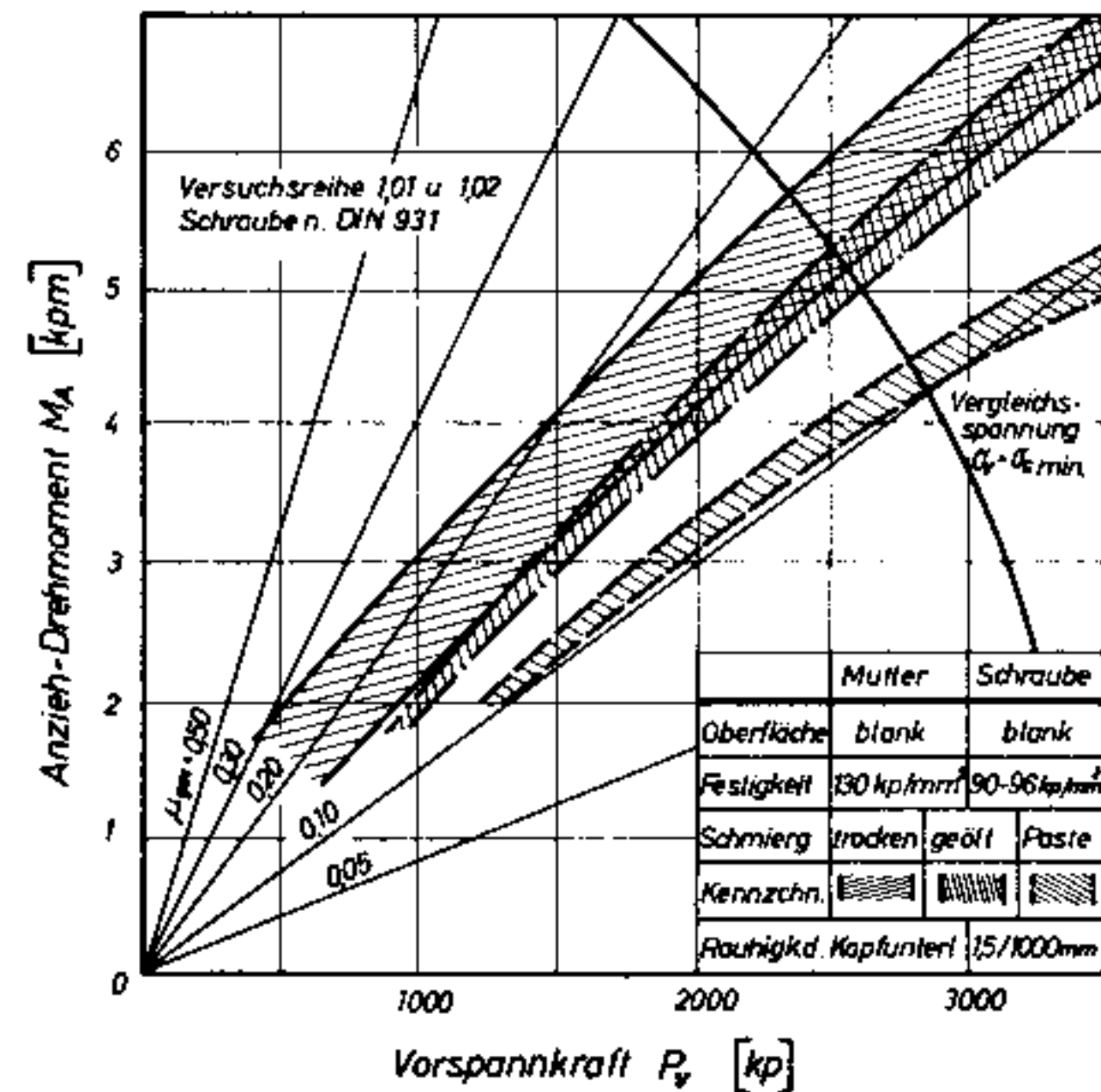


Bild 29. Streubereiche der Vorspannung an blanken Schrauben (Oo) nach [1].

tierte Oberflächen verhalten sich, wie Bild 30 zeigt, ähnlich. Bemerkenswert ist lediglich die Vergrößerung des Streubereiches trockener phosphatierter Oberflächen mit zunehmender Vorspannkraft. Durch Schwärzen phosphatierter Oberflächen, welches hauptsächlich zur Erhöhung des Rostschutzes, manchmal auch aus optischen Gründen vorgesehen wird, werden die Reibungsverhältnisse ungünstig beeinflusst (Bild 31). Selbst durch Oelen oder die Verwendung von MoS_2 -Paste werden diese nicht verbessert. Eine Schwärzung phosphatierter Oberflächen

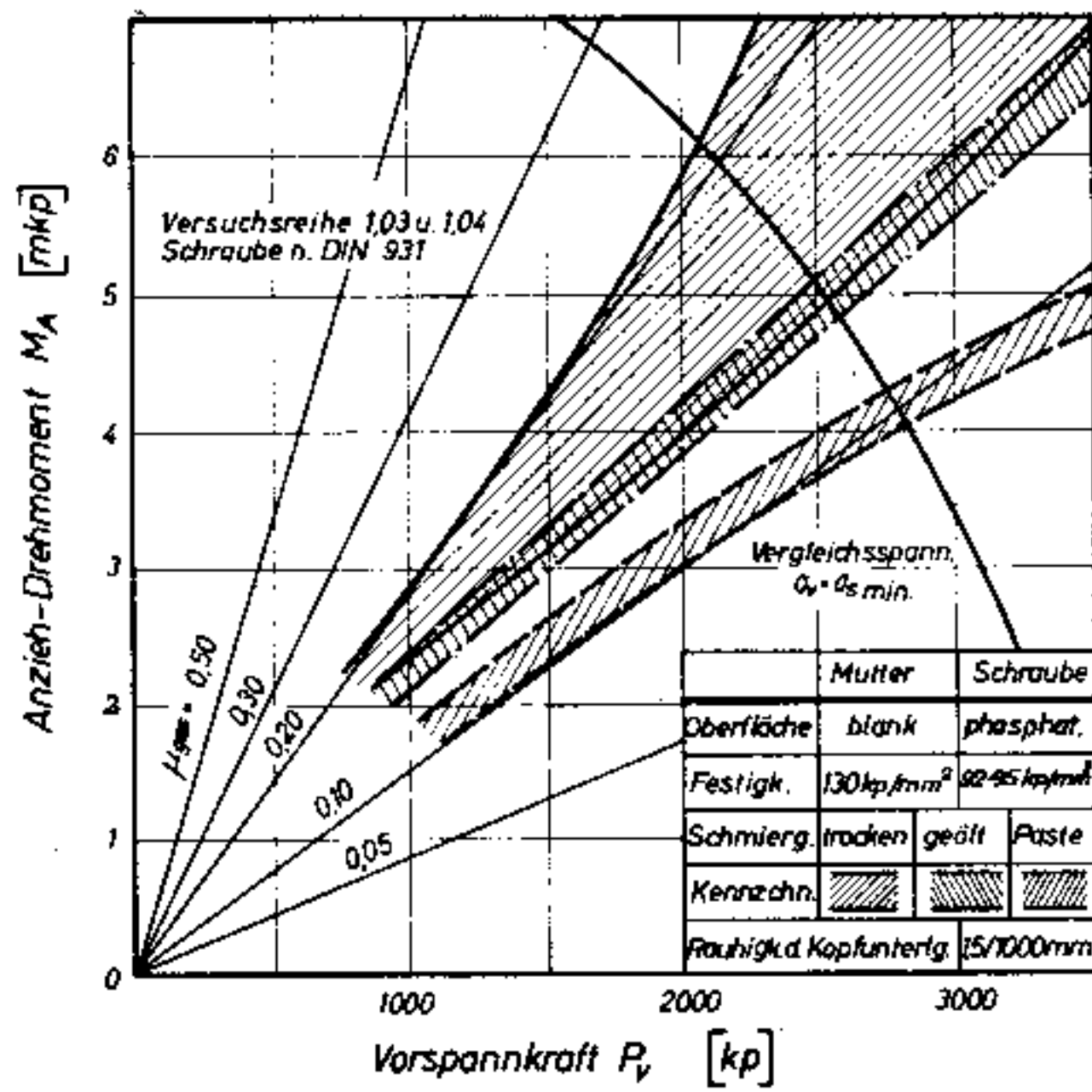


Bild 30. Streubreite der Vorspannung an phosphatierten Schrauben (Zinkphosphat) (Op) nach [1].

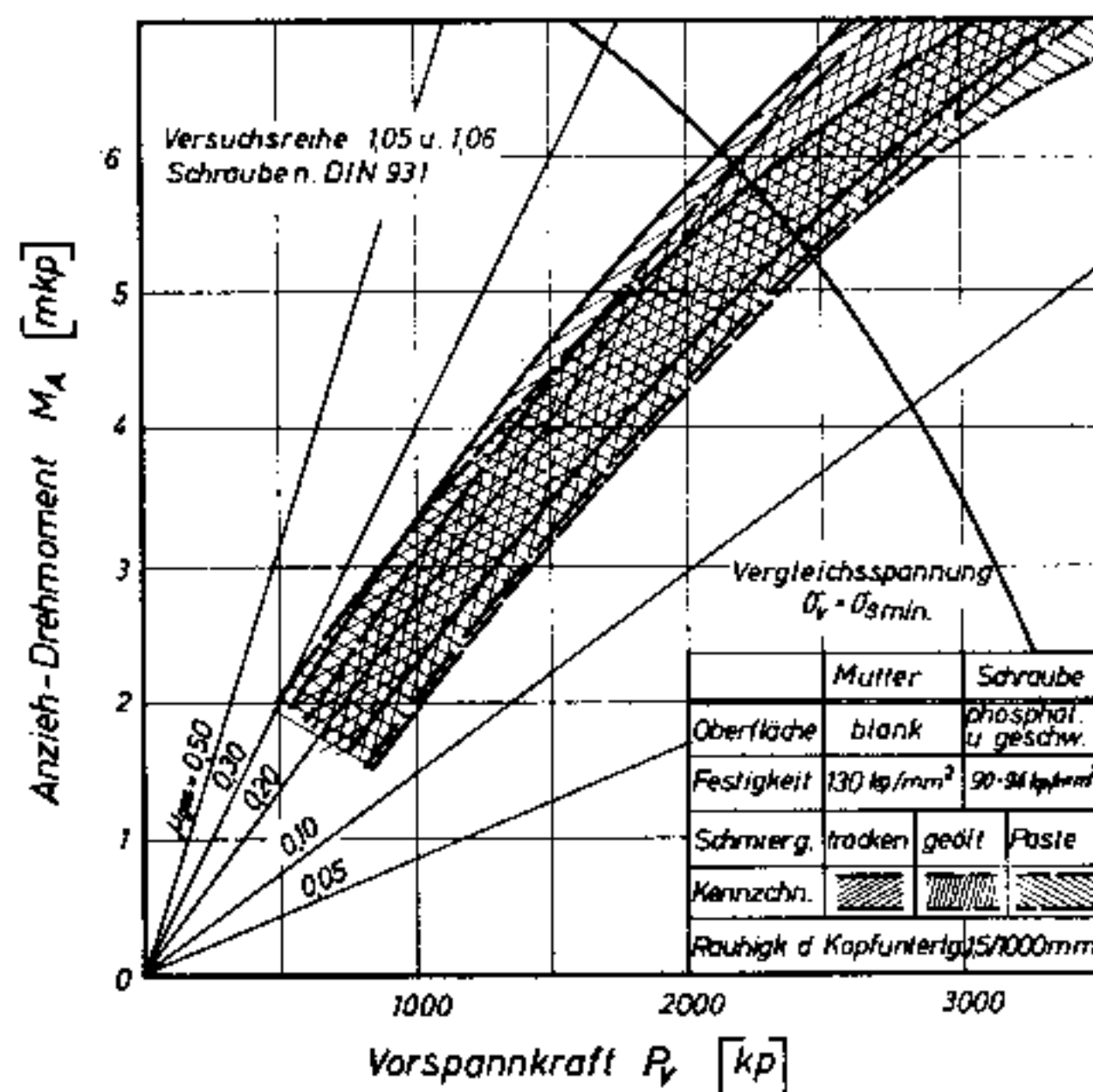


Bild 31. Streubreite der Vorspannung an phosphatierten und geschwärtzten Schrauben (Ops) nach [1].

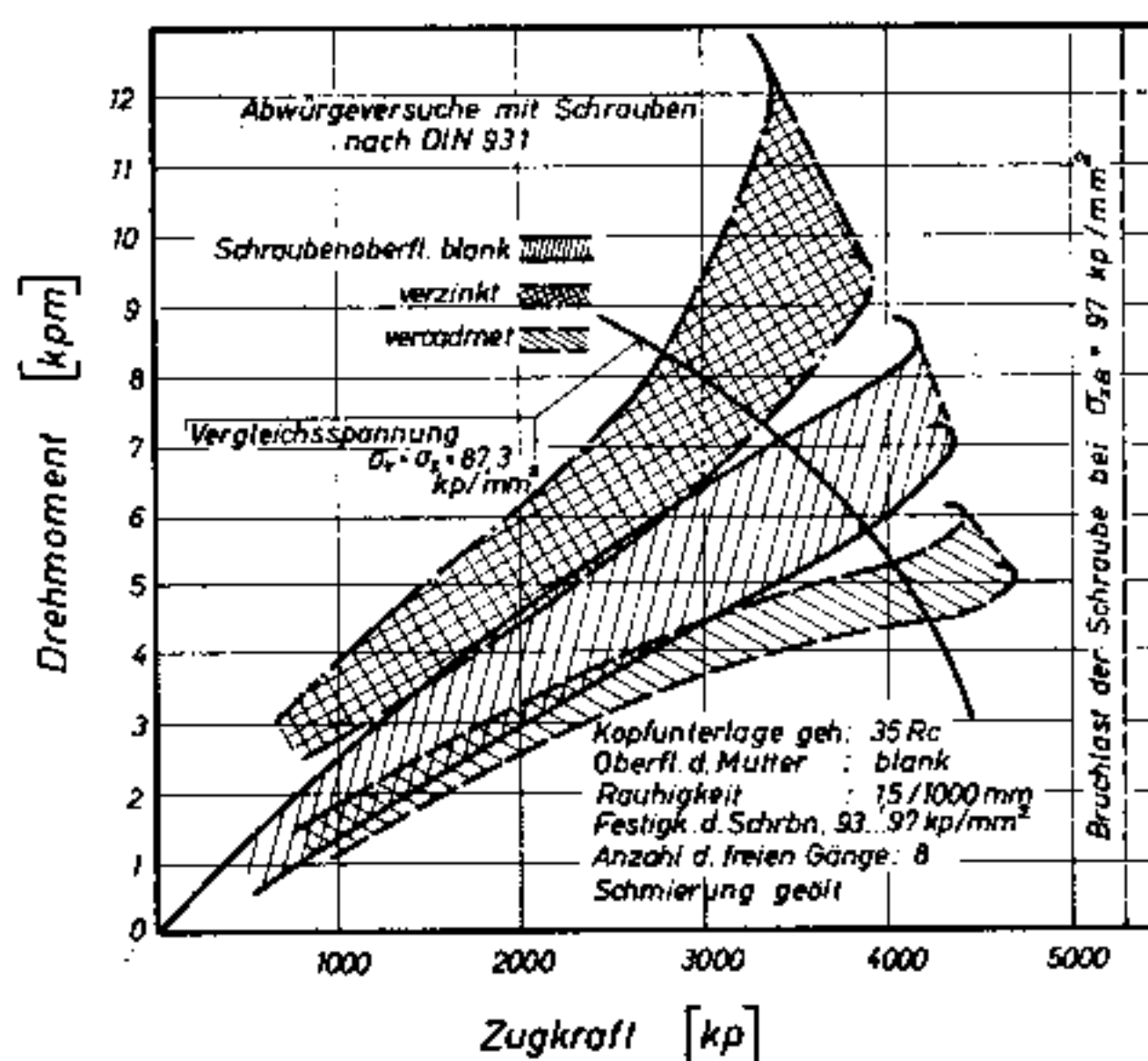


Bild 32. M_A - P_v -Streubereich bis zum Bruch.

sollte deshalb nur dann vorgeschrieben werden, wenn der Verwendungszweck eine grössere Vorspannkraftstreuung zulässt.

Galvanisch abgeschiedene Zinkschichten zeigen bis $3 \mu\text{m}$ Dicke kein abweichendes Reibungsverhalten. Bei grösseren Schichtdicken treten infolge der ungleichmässigen Stromdichteverteilung am Gewindeprofil Flankenwinkeländerungen auf [31], welche μ_{ges} erhöhen und die Streuung vergrössern. Kadmiumschichten bis $3 \mu\text{m}$ setzen die Reibungszahl und ihre Streuung herab. Bei dickeren Schichten geht dieser Vorteil wieder verloren, eine Verschlechterung der Reibungsverhältnisse wie bei Zink erfolgt jedoch nicht. Bild 32 zeigt diese Zusammenhänge in einer Gegenüberstellung im M_A - P_v -Diagramm. Die Streubereiche der Reibungszahl für verzinkte Schrauben (Schichtdicke $10 \mu\text{m}$), phosphatierte Schrauben (Zinkphosphat, Schichtdicke $5\text{...}7 \mu\text{m}$) und verkadmete Schrauben (Schichtdicke $2\text{...}3 \mu\text{m}$) sind in diesem bis zum Bruch aufgezeichnet.

Werden Schrauben und Muttern galvanisch plattiert, dann ist die Streuung im allgemeinen grösser als bei der Paarung mit blanker Mutter. Eine Oelschmierung wirkt sich auf die Reibungszahl und den Streubereich in beiden Fällen kaum aus.

In Zahlentafel 8 sind für die wichtigsten vorkommenden Schraubenoberflächen und Schmiermittel die Reibungszahlen und deren Streubereiche zusammengestellt. Die Abhängigkeit von der Flächenpressung ist durch die Aufteilung in $\nu = 0,7$ und $\nu = 0,9$ ebenfalls berücksichtigt.

8. Fehler beim Anziehen

Nicht nur die Reibungsverhältnisse, auch die Genauigkeit des Anziehverfahrens beeinflusst den Streubereich der Vorspannkraft. Bekannt sind Hand-, motorische und das thermische Anziehverfahren. Da letzteres nur sehr selten angewendet wird, sind die Erfahrungen dementsprechend gering, und es wird bei den folgenden Betrachtungen nicht berücksichtigt.

Zunächst seien die Handverfahren betrachtet.

Hierunter fällt das

- Anziehen auf $M_A = \text{const}$
 - mit messenden Drehmomentschlüsseln
 - mit auslösenden Drehmomentschlüsseln
- Anziehen auf $\varphi_A = \text{const}$
 - ausgehend von handfester Schraube
 - ausgehend von vorgespannter Schraube
- Anziehen auf $\Delta l_s = \text{const}$
 - mit festen Kontrolleinrichtungen
 - mit einstellbaren Kontrolleinrichtungen.

In Bild 33 sind die Summenhäufigkeitsprozent-Kurven von umfangreichen Messreihen an Schrauben M 10—DIN 931—10 K, Oberfläche phosphatiert und geölt, zur Ermittlung der Streuung der Vorspannkraft bei $M_A = \text{const}$ in Abhängigkeit von der Grösse des Anziehdrehmomentes dargestellt. Die Auswertung dieser ist in Zahlentafel 9 enthalten. Es ist zu erkennen, dass mit steigendem Drehmoment der statistisch 99,73 % der Schrauben umfassende Streubereich

Oberflächenzustand der Schraube		Ausnutzungsgrad der Streckgrenze des Schraubenwerkstoffes						
		V = 07			V = 09			
		A _{ges} bei Schmierzustand			A _{ges} bei Schmierzustand			
Mutter		ungeschm ¹	geölt ²	MoS ₂ Paste ³	ungeschm ¹	geölt ²	MoS ₂ Paste ³	
ohne Nachbehandlung	ohne Nachbehandlung	015...020	014...0155	0105...0115	015...018	0137...0153	010...011	
phosphatiert (Zinkphosphat)		015...020	014...0155	010...0115	0143...021	014...015	0095...0105	
phosphatiert geschwärzt		016...0235	016...024	015...022	016...022	016...023	015...020	
galvanisch verzinkt 2µm		013...019	013...018	010...011	013...018	013...017	0095...0105	
galvanisch verzinkt 8µm		014...019	016...021	0095...0115	014...018	015...020	0095...0115	
galvanisch verzinkt 15µm		018...035			017...032			
galvanisch verkadmet 2µm		0095...0125	0098...0115	008...009	0095...0115	009...011	008...009	
galvanisch verkadmet 7µm			009...010	010...011		0088...0095	009...010	
galvanisch verzinkt 3µm		galvanisch	0135...017	0115...0165	0075...010	013...016	0115...014	0075...010
galvanisch verzinkt 8µm		verzinkt	013...018	014...020	010...015	012...017	014...019	010...014
galvanisch verzinkt 15µm	5µm	012...020	014...033		0115...020	014...035		
galvanisch verkadmet 2µm	galvanisch		009...0125	0076...009		009...0115	0076...009	
galvanisch verkadmet 7µm	verkadmet	0088...013	0125...016	009...010	0085...012	011...015	0087...010	

¹Ohne besondere Schmierung, jedoch nicht entfettet. ²Gleitöl mit HD Zusätzen bis max 2% und 31±1°E bei 50°C (MoS₂ Pulver in Gleitöl²) aufgeschlemmt

Zahlentafel 8. Gesamtreibungszahlen für Schraubenoberflächen nach [1].

Schraube	Einheitskraft [kp/mm]	Anziehbedingung	mittl. Vorspannkraft F _V (kp)	Streuung 3s der 99,73% aller Schrauben um F _V (kp)	relative Streuung 3s/2·F _V
M10x70-DIN 931-10K phosphatiert, geölt	1,98·10 ⁴	M _A =const. M _A =2kpm M _A =4kpm M _A =6kpm	930 2070 3360	350 535 520	± 18,8% ± 12,9% ± 7,75%
M10x1x52 Zchnng.Schrbf10K Dehnschraube, δ=0,9 galv.verkadmet, Schichtdicke 2µm geölt	2,15·10 ⁴	M _A =const. M _A =5,8kpm	3290	420	± 6,4%
M10x70-DIN 931-10K phosphatiert, geölt	1,98·10 ⁴	vorgespannt mit M _A nachgezogen mit M _A =const. M _V =0, β _A =390° M _V =125kpm, β _A =290° M _V =30kpm, β _A =195°	3510 3430 3390	750 630 480	± 10,7% ± 9,2% ± 7,1%
M10x70-DIN 931-10K phosphatiert, geölt	1,98·10 ⁴	ΔI _S =const. Einseitig mit Meßuhr gemessen	3380	1840	± 27,2%
M10x65-DIN 931-10K phosphatiert, geölt	1,87·10 ⁴	ΔI _S =const. Mit O-Meßuhr-Halter gemessen	2040	392	± 9,6%

Zahlentafel 9. Streuung der Vorspannkraft bei verschiedenen Handanziehverfahren.

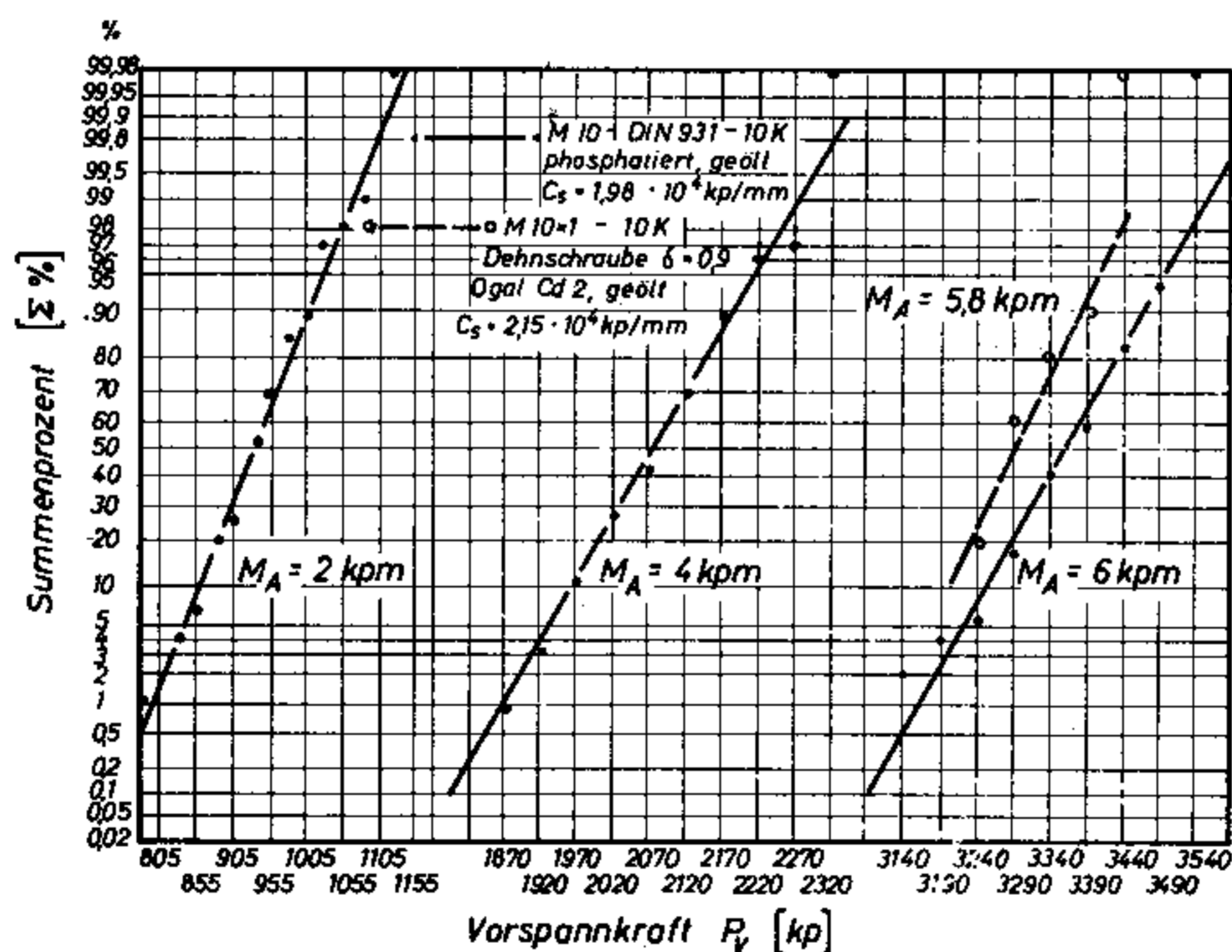


Bild 33. Streuung der Vorspannkraft beim Anziehen mit anzeigendem Drehmomentmeßschlüssel auf M_A = const, dargestellt als Summenhäufigkeitsprozentkurven.

der Vorspannkraft mit steigendem Anziehdrehmoment abnimmt. Im Bereich des zulässigen Anziehdrehmomentes ist eine Streuung von nur $\pm 7,75\%$ zu erwarten. In Übereinstimmung mit den in Abschnitt 7.3 besprochenen Ergebnissen wurde festgestellt, dass bei einer verkadmten (Schichtdicke $2\text{...}3\ \mu\text{m}$) Dehnschraube $M 10 \times 1 - 10\text{ K}$, von annähernd gleicher Einheitskraft wie die Schraube $M 10 - \text{DIN 931}$, die Streubreite nur $\pm 6,4\%$ beträgt. Zur Durchführung der Versuche stand ein handelsüblicher, ein-armiger Drehmomentmeßschlüssel zur Verfügung (Messbereich $0\text{...}13\ \text{kpm}$, Ablesegenauigkeit bei $\frac{1}{3}$ des Skalenendwertes $\pm 3,0\%$, Wiederholungsgenauigkeit bei $\frac{1}{3}$ des Skalenendwertes $\pm 1,5\%$).

Beim Anziehen von Schrauben $M 10 - \text{DIN 931}$ auf $\varphi_A = \text{const}$ wurde eine Streuung von $\pm 10,7\%$ ermittelt, wenn der Anziehungswinkel auf die handfest angezogene Schraube bezogen wurde. Ein Vorspannen auf $1,25\ \text{kpm}$ verminderte die Streuung auf $\pm 9,2\%$, ein Vorspannen der Schraube auf $3,0\ \text{kpm}$ sogar bis auf $\pm 7,1\%$. Wie zu erkennen, ist die Streuung in diesem Fall annähernd gleich gross wie beim Anziehen auf $M_A = \text{const}$. Bemerkenswert sei, dass die Anziehbedingungen bei dieser und den nachstehend besprochenen Versuchsreihen so gewählt wurden, dass die erzielten mittleren Vorspannkraft nur wenig voneinander abwichen (Zahlentafel 9).

Die Vergleichsmessungen erstreckten sich ebenfalls auf das Anziehen mit $\Delta l_s = \text{const}$. Verwendet wurde eine einstellbare Kontroll-einrichtung zur direkten Messung der Längendifferenz. Beim Anziehen der Schrauben mit einer einseitig tastenden Messuhr (Anzeige $0,01\ \text{mm}$ je Teilstrich) auf $\Delta l_s = 0,30\ \text{mm}$, betrug die Streuung $\pm 27,2\%$, ein vielleicht etwas überraschendes Ergebnis. Zur Erhöhung der Genauigkeit der Längenänderungsmessung wurden in einer weiteren Versuchsreihe die Schrauben mit einem 0-Messuhr-Halter umfasst und an Kopf und Kuppe der Schrauben kegelige Ansenkungen zur Aufnahme der Messkugeln angebracht. Trotz diesem Aufwand konnte die Streuung nur auf $\pm 9,6\%$ herabgedrückt werden. Diese Ergebnisse dürften dazu beitragen, die weitverbreitete Ansicht, dass ein Anziehen auf $\Delta l_s = \text{const}$ das genaueste Verfahren sei, zu korrigieren. Es ist richtig, dass unter laboratoriumsmässigen Voraussetzungen mit diesem Verfahren Vorspannkraftstreuungen von $\pm 3\%$ unterschritten werden können, keinesfalls trifft dies aber für die werkstatmässige Serienmontage zu. Für das Anziehen mit festen Kontroll-einrichtungen ist dem Verfasser lediglich ein Anwendungsbeispiel bekannt. Eine 10-K -Schraube $M 15 \times 1,5$ mit einer Einheitskraft $C_s = 35,8 \cdot 10^3\ \text{kp/mm}$ sollte um $0,25\ \text{mm}$ beim Anziehen gelängt werden. Die feste Rachenlehre ist auf $107,275\ \text{mm}$ eingestellt. Für die Messstrecke $107\ \text{mm}$ ist eine Herstellungstoleranz $+ 0,025\ \text{mm}$ (etwa IT 6) vorgeschrieben. Rein rechnerisch ergibt dies eine zugelassene Streu-

ung von $\pm 5\%$, bei $10^\circ\ \text{C}$ Temperaturdifferenz erhöht sie sich bereits auf $\pm 7,2\%$. Praktisch wird sie noch grösser ausfallen, und es bleibt zu überlegen, ob der beträchtliche Mehraufwand dieser Lösung z. B. gegenüber dem Anziehen auf $M_A = \text{const}$ gerechtfertigt ist.

Die Begrenzung des vorgegebenen Anziehdrehmomentes erfolgt bei den motorischen Schraubwerkzeugen durch Kupplungen. Von der Genauigkeit dieser Kupplungen und ihrem Aufbau hängt die Streuung der Vorspannkraft ab. Es war vorgesehen, auch die Vorspannkraftstreuung für diese Werkzeuge zu messen, das ist aber bisher aus Zeitmangel unterblieben. Trotzdem seien schon hier einige prinzipielle Betrachtungen angestellt: Die Drehmomentübertragung in den Kupplungen erfolgt in eingeschaltetem Zustand entweder durch Haftreibung oder durch Formschluss belasteter Wälzkörper. Zu ersteren zählen die Lastbegrenzungs-Reibkupplungen. Bild 34a zeigt die Drehmoment-Zeit-Charakteristik eines damit ausgerüsteten Schraubers. Der Auslösepunkt der Kupplung wird durch die Reibungszahl der Ruhe bestimmt. Alle Streuungen dieser wirken sich auf das ausgeübte Anziehdrehmoment aus. Nach dem Auslösen rutscht die Kupplung, und das übertragene Drehmoment sinkt auf einen Wert unter dem Auslösedrehmoment ab. Ein Nachziehen der Schraube unterbleibt. Anders ist dies bei der zweiten Kupplungsart, welche z. B. bei Schlag-

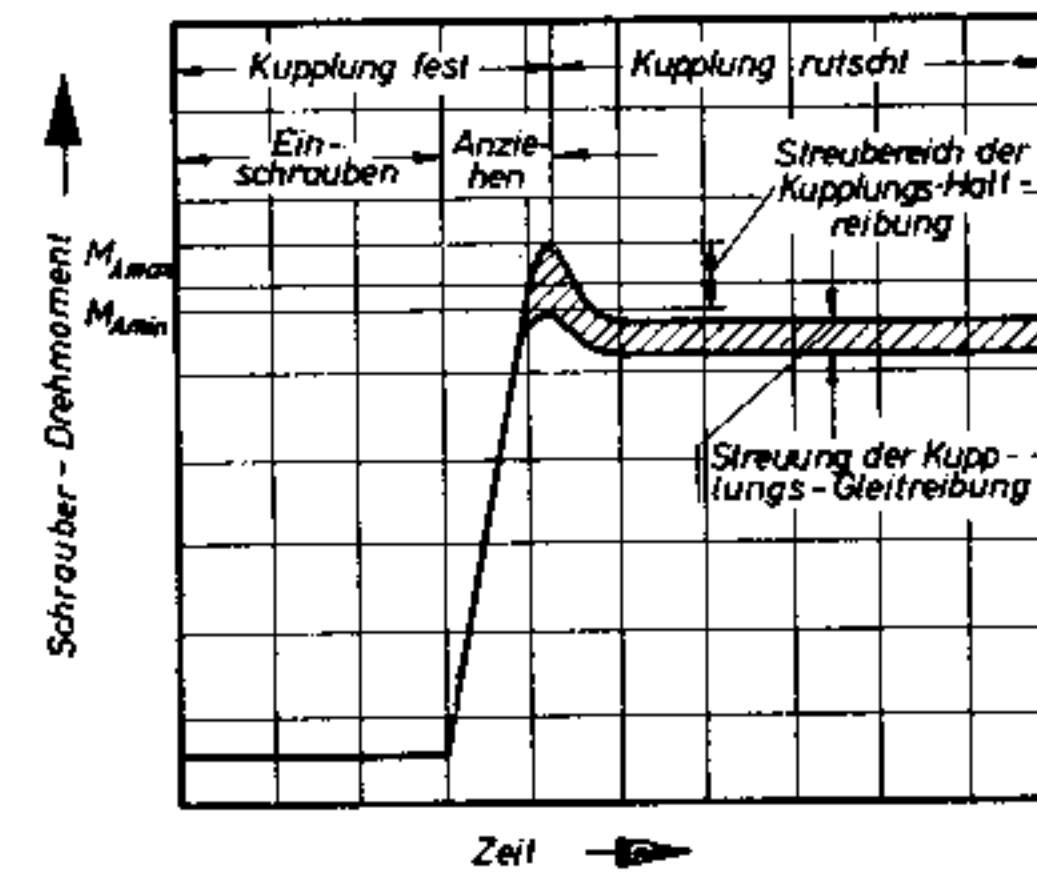


Bild 34a. Schrauber mit Rutschkupplung zur Drehmomentbegrenzung.

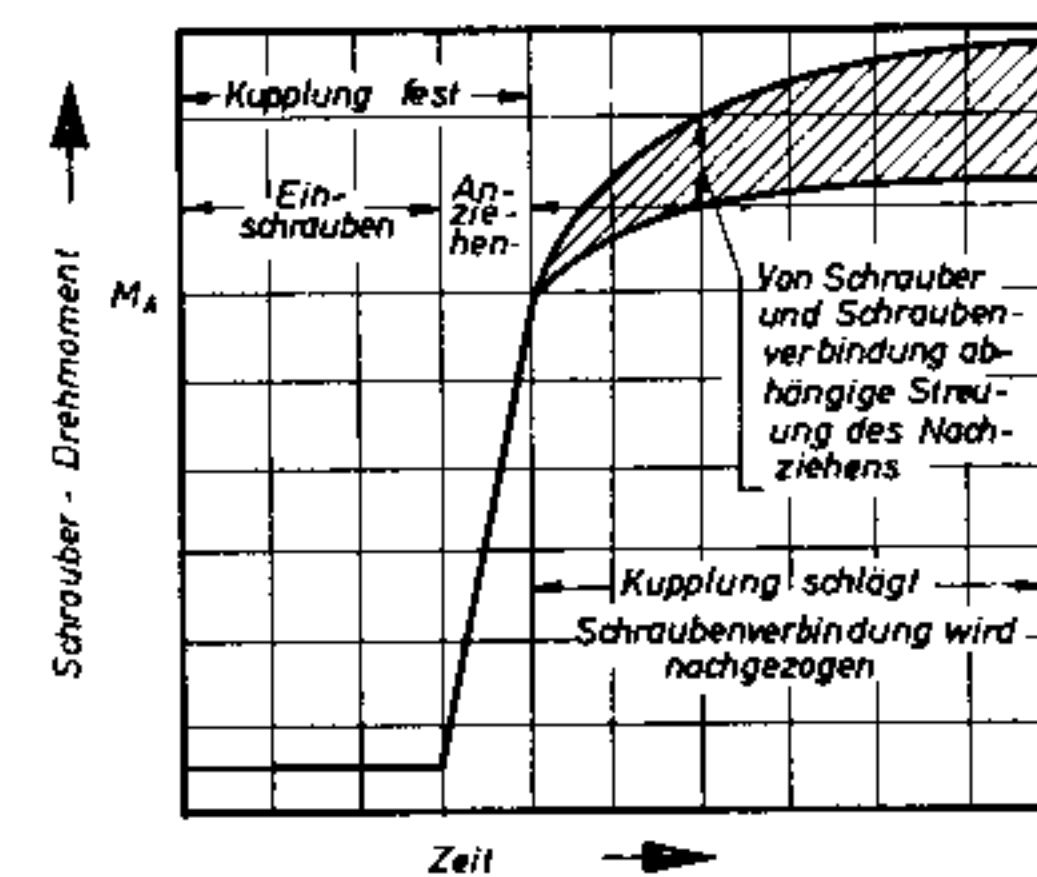


Bild 34b. Schrauber mit Wälzkörper-Klauen-Kupplung zur Drehmomentbegrenzung.

Bild 34. Drehmoment-Zeit-Charakteristik von Motorschraubern.

schraubern anzutreffen ist. Bei diesen ist der Auslösepunkt wegen der geringen Streuung der Wälzreibung zwar recht genau festgelegt, die Schraube wird aber durch die fortgesetzten Schläge der überspringenden Kupplung weiter angezogen (Bild 34b). Wie zu erkennen, ist hierbei das endgültig erreichte Anziehdrehmoment von der Wirkungszeit des Schraubers abhängig. Ausser dem Auslösedrehmoment M_A' muss bei derartigen Schraubern auch die Nachziehzeit vorgeschrieben werden.

Die Drehzahlen der Schrauber liegen teilweise bis 1100 U/min. Rechnet man die Umfangsgeschwindigkeiten auf dem Gewindeflankendurchmesser nach, dann ergeben sich Werte zwischen 0,3 und 1,0 m/s. Solche Geschwindigkeiten können nach den Ausführungen des Abschnittes 7 bereits zu einer Verminderung der Reibungszahl führen und müssen bei der Festlegung des zulässigen Anziehdrehmomentes berücksichtigt werden.

erzielen, wie Bild 35 veranschaulicht. Aus diesem Dimensionierungsnomogramm für Starrschrauben entnimmt man für eine phosphatierte und geschwärzte 12-K-Schraube ein $\sigma = 50,3$ kp/mm². Allein durch Fortlassen der Schwärzung werden die Reibungsverhältnisse derart gebessert, dass bereits eine 10-K-Schraube ein $\sigma = 52,2$ kp/mm² erreicht; das bedeutet: Eine 12-K- kann durch eine 10-K-Schraube ersetzt werden! Eine weitere Vorspannungserhöhung wird durch eine 2...3 μ m dicke galvanisch abgeschiedene Kadmiumsicht möglich. Wie zu erkennen, beträgt diese 35%. Ist eine Erhöhung der Vorspannkraft nicht erforderlich, dann bleibt noch die Möglichkeit einer ca. 30%igen Gewichtersparnis.

Ausser galvanisch abgeschiedenen Kadmiumschichten werden Molybdändisulfid-Pasten, Graphit und Zinkstearat als reibungsmindernde Ueberzüge verwendet. Galvanisch abgeschiedene Metallschichten haben hierbei den Vorzug grös-

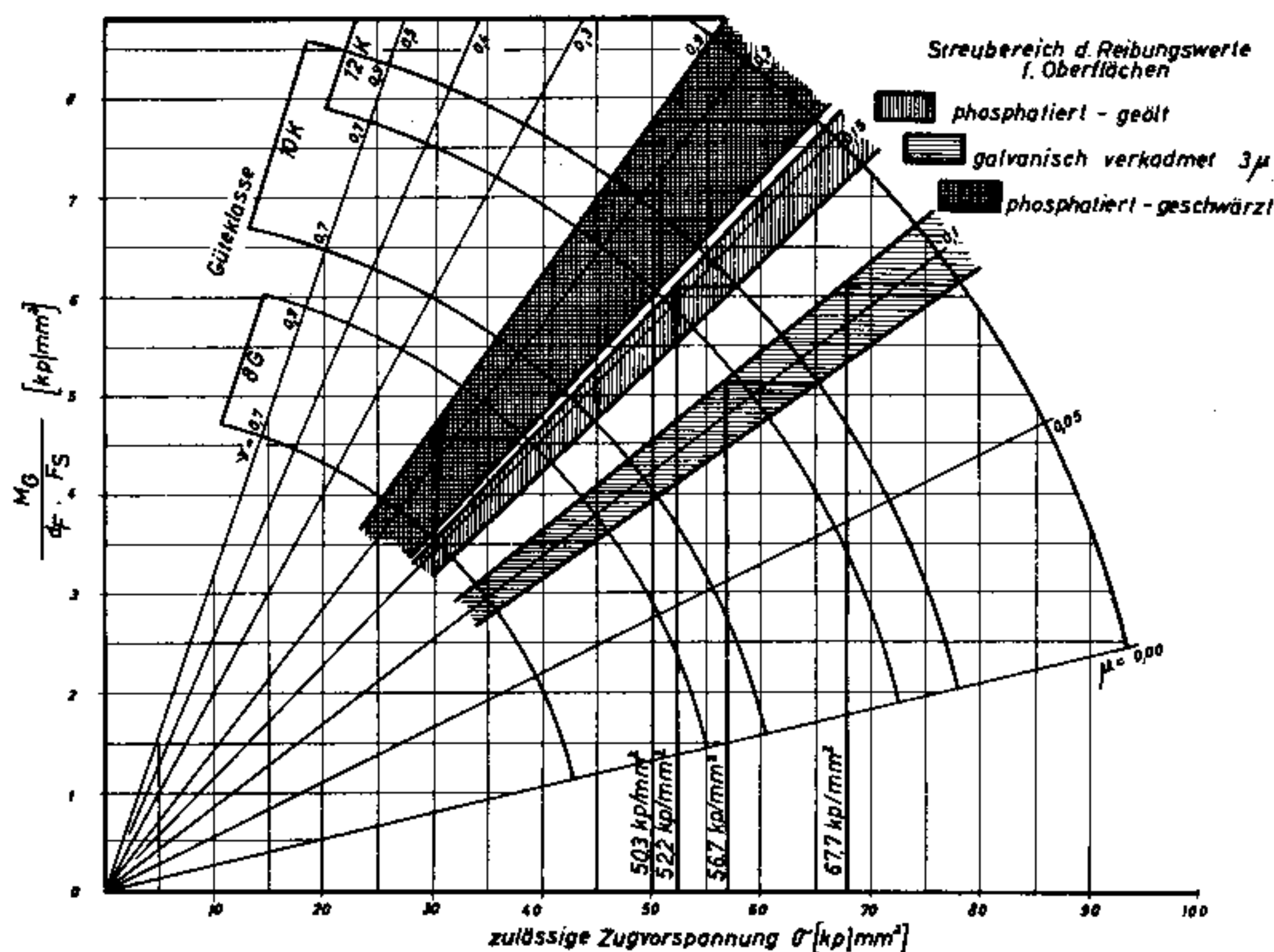


Bild 35. Dimensionierungsnomogramm für Starrschrauben. Gegenüberstellung der zulässigen Zugvorspannung verschiedener Schraubenoberflächen.

9. Reibungsmindernde Ueberzüge und torsionsfreies Anziehen

Bei ungünstigen, d. h. grossen Reibungszahlen, muss der Schraubenschaft zusätzlich zur Zugspannung eine verhältnismässig grosse Torsionsspannung übertragen. Die zulässige Zugspannung wird bei unveränderlicher Streckgrenze bzw. zulässiger Vergleichsspannung um so niedriger, je höher der Torsionsanteil der Beanspruchung ist. Das ist gleichbedeutend mit einer geringeren Nutzwirkung und einer schlechteren Wirtschaftlichkeit, und es erhebt sich mit Recht die Forderung nach reibungsvermindernden Massnahmen. Oft lassen sich mit verhältnismässig geringem Aufwand beachtliche Erfolge

erzielen, wie Bild 35 veranschaulicht. Aus diesem Dimensionierungsnomogramm für Starrschrauben entnimmt man für eine phosphatierte und geschwärzte 12-K-Schraube ein $\sigma = 50,3$ kp/mm². Allein durch Fortlassen der Schwärzung werden die Reibungsverhältnisse derart gebessert, dass bereits eine 10-K-Schraube ein $\sigma = 52,2$ kp/mm² erreicht; das bedeutet: Eine 12-K- kann durch eine 10-K-Schraube ersetzt werden! Eine weitere Vorspannungserhöhung wird durch eine 2...3 μ m dicke galvanisch abgeschiedene Kadmiumsicht möglich. Wie zu erkennen, beträgt diese 35%. Ist eine Erhöhung der Vorspannkraft nicht erforderlich, dann bleibt noch die Möglichkeit einer ca. 30%igen Gewichtersparnis.

Ausser galvanisch abgeschiedenen Kadmiumschichten werden Molybdändisulfid-Pasten, Graphit und Zinkstearat als reibungsmindernde Ueberzüge verwendet. Galvanisch abgeschiedene Metallschichten haben hierbei den Vorzug grös-

zahnung ferngehalten. Insbesondere bei Dehnschäften, wo sich die Torsion stärker auswirkt, bietet diese Lösung Vorteile: Dehnschaftschrauben mit Schaftdurchmessern bis 10% unter Gewindekerndurchmesser können wie Vollschafschrauben angezogen werden, also z. B. eine Dehnschraube M 10 mit $\sigma = 0,9$ statt mit 4,4 kpm (für phosphatierte, geölte Oberfläche nach Zahlentafel 1) mit 6,1 kpm. Das entspricht einer Steigerung der Vorspannkraft um 39%!

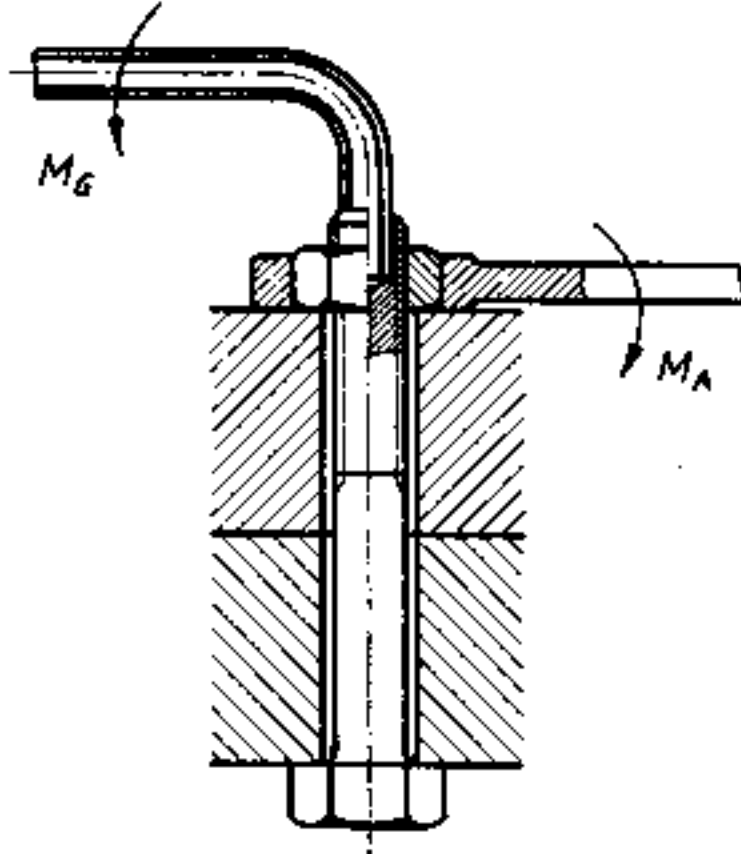


Bild 36a. Verfahren bei Kopfschrauben.

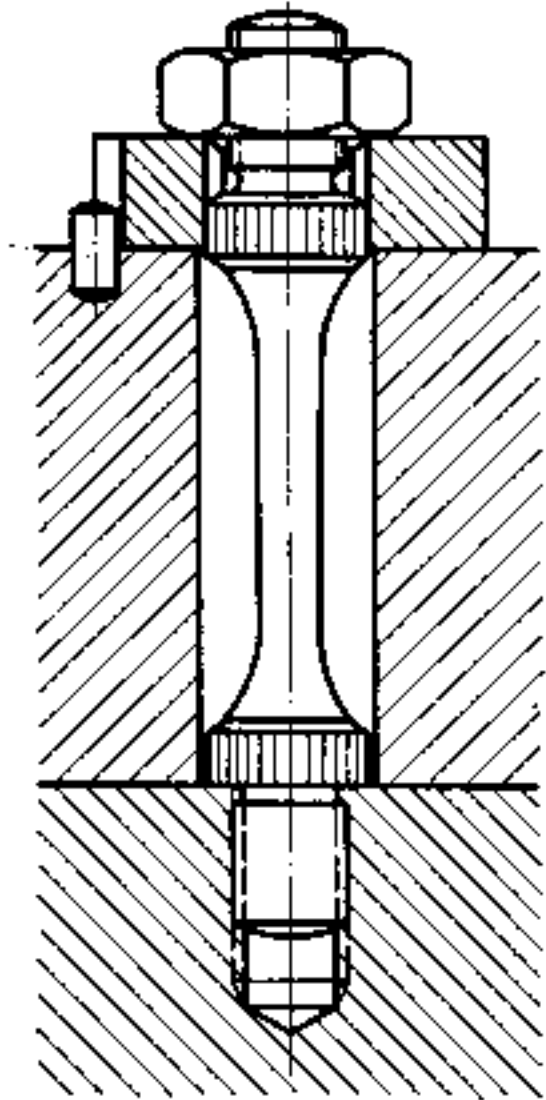


Bild 36b. Verfahren bei Stiftschrauben nach [22].

Bild 36. Torsionsfreies Anziehen von Schraubenverbindungen.

Um 43% kann die Vorspannung selbst einer verkadmerten Schraube bei Anwendung des in Bild 36a dargestellten Anziehverfahrens gesteigert werden. Die Vorspannung von phosphatierten, geölte Schrauben kann hierbei um 55%, die von phosphatierten und geschwärtzten Schrauben sogar um 93% erhöht werden!

Das thermische Vorspannverfahren, welches auf der Wärmeausdehnung beruht, zählt ebenfalls zu den torsionsfreien Anziehverfahren. Hierbei wird die erhitzte, gelängte Schraube mit den kalten Teilen handfest verschraubt, und beim Abkühlen wird eine Schrumpfverbindung hergestellt. Wegen seiner Langsamkeit wird es allerdings nur bei dickeren Abmessungen, dort aber erfolgreich, angewendet [26]. Die erreichbaren Vorspannkraft sind durch die Anlass-temperatur des Werkstoffes und die u. a. von

dieser abhängigen, zulässigen Temperaturdifferenz Δt_{zul} begrenzt auf $\sigma \leq 0,23 \cdot \Delta t_{zul}$ [kp/mm²].

Schon diese wenigen Angaben werden genügen, um die wirtschaftliche Bedeutung der torsionsfreien Anziehverfahren zu kennzeichnen. Um die Anwendung zu vereinfachen, müssten jedoch besondere, hierfür geeignete Hand- und motorische Anziehwerkzeuge zur Verfügung stehen. Meines Erachtens erscheint die Entwicklung solcher aussichtsreich, eine Empfehlung, mit der ich mich besonders an die Hersteller von Hochleistungs-Schraubwerkzeugen richten möchte.

Literatur

- 1 Kellermann R. und H.-Ch. Klein: Untersuchungen über den Einfluss der Reibung auf Vorspannung und Anzugsmoment von Schraubenverbindungen. Konstruktion 7 (1955), S. 54—68.
- 2 Klein H.-Ch.: Beitrag zur Frage der Abmessungs- und Toleranzfestlegung des Telleransatzes an kaltgestauchten Sechskantschraubenköpfen. DIN-Mitteilungen 37 (1958), S. 510—514.
- 3 Muth O.: Der Kraftmeßschlüssel als modernes Werkzeug und Kontrollgerät. Werkstatt und Betrieb 82 (1949), Heft 8, S. 3—7.
- 4 Kellermann R. und H.-Ch. Klein: Berücksichtigung des Reibungszustandes bei der Bemessung hochwertiger Schraubenverbindungen. Konstruktion 8 (1956), S. 236—244.
- 5 Kellermann R. und H.-Ch. Klein: Anziehdrehmomente für Schraubenverbindungen. Werkstattstechnik 50 (1960), Heft 4, S. 192—195.
- 6 Klein H.-Ch.: Bedingungen für festen Sitz schraubenfederartiger Gewindeeinsätze. Konstruktion 10 (1958), S. 477—484.
- 7 Vogelpohl G.: Betriebssichere Gleitlager. Berlin/Göttingen/Heidelberg: Springer 1958.
- 8 Bowden F. P. und D. Tabor: Reibung und Schmierung fester Körper. Berlin/Göttingen/Heidelberg: Springer 1959.
- 9 Zwingmann G.: Einflüsse auf Reibung und Verschleiss bei festen Schmierstoffen. Stahl und Eisen 76 (1956), S. 1585—1586.
- 10 Rabinowicz E., B. C. Rightmire, C. E. Tedholm und R. E. Williams: The Statistical Nature of Frictions. (1955), Trans. Amer. Soc. Mech. Eng. 77, 981.
- 11 Steinhard O. und K. Möhler: Versuche zur Anwendung vorgespannter Schrauben im Stahlbau. Berichte des Deutschen Ausschusses für Stahlbau. Heft 22 (1959), Teil II.
- 12 Drescher H.: Zur Mechanik der Reibung zwischen festen Körpern. VDI-Z. 101 (1959), S. 697—707.
- 13 Ludwig N. und K. Boxhammer: Zur Ermittlung der Reibungszahl bei trockener, gleitender Reibung mit kleinen Geschwindigkeiten und Flächendrücken. Wiss. Abh. Dtsch. Materialprüfungsanst. II. Folge, Heft 6, Berlin 1944, S. 91—100.
- 14 Metallgesellschaft AG, Frankfurt a. M. 1959: Prüfungsprotokoll Nr. 6264.
- 15 Göttner G. H.: Anschauungen über die Vorgänge bei der Reibung fester Oberflächen. Draht 6 (1955), Seiten 172—177.
- 16 Spengler G.: Molybdändisulfid als Schmiermittel. Erdöl und Kohle 7 (1954), S. 156—160.
- 17 Sonntag A.: Schmiereigenschaften und industrielle Anwendung von reinem Molybdändisulfid. Schmier-technik 1 (1954), Heft 2.
- 18 Augustin J. U. und A. M. D'Ans: Kolloidaler Graphit und sein Einfluss auf Reibung und Schmierung, besonders in Verbrennungsmotoren. VDI-Z. 99 (1957), S. 274—279 und 624—632.
- 19 Hockel H. L.: Untersuchungen über Grenzreibung von Metallen und Gummi bei höheren Gleitgeschwindigkeiten. Konstruktion 7 (1955), S. 394—404.

- 20 Stribeck R.: Die wesentlichen Eigenschaften der Gleit- und Rollenlager. VDI-Z. 46 (1902), S. 1341, 1432 und 1463.
- 21 Studer O. L.: Zur Verwendung von Molybdändisulfid als Schmiermittel bei stark belasteten Schraubenverbindungen. Sonderdruck der Molykote KG, München.
- 22 Benz W.: Hochwertige Schrauben und Schraubenverbindungen im Motorenbau. Konstruktion 7 (1955), S. 175—184.
- 23 Bisson E. E.: (1953), Lubrication Engng. 9, 75.
- 24 Koenigsberg E. und V. E. Johnson: (1955), Mech. Engng. 77, 141.
- 25 Richter K. W.: Persönliche Mitteilung.
- 26 Anziehen von Schrauben durch Erhitzen. Teknisk Ukeblad 103 (13), 29. März 1956, S. 255—258, Europäische Techn. Informationen, Jahrg. 1957, Heft 2.
- 27 Rabinowicz E. und D. Tabor (1951), Proc. Roy. Soc. A 208, 455.
- 28 Knappwost A. und G. Rust: Festkörperreibung als physikalisch-chemisches Problem. Z. Metallkde. 50 (1959), S. 240—247.
- 29 Hengemühle W.: Im Handbuch der Werkstoffprüfung Bd. 2, Berlin/Göttingen/Heidelberg: Springer 1955.
- 30 Moore A. J. W. und W. J. Mc G. Tegart (1952), Proc. Roy. Soc. A 212, 452.
- 31 Kellermann R. und H.-Ch. Klein: Galvanische Niederschläge an Gewinden. Werkstatttechnik und Maschinenbau 46 (1956), S. 298—305.

Formelzeichen

d, d _A	Aussendurchmesser des Bolzengewindes
d _F	Flankendurchmesser des Bolzengewindes
d _T	Dehnschaftdurchmesser
h	Gewindesteigung
l _s	Längung der Schraube beim Anziehen
ξ	Lösedrehmomentverhältnis ohne Sicherung / mit Sicherung
δ	Verhältnis von Dehnschaftdurchmesser / Kerndurchmesser des Gewindes

r _R	Reibungshalbmesser des Gewindes
S	Schlüsselweite des Schraubenkopfes
S _{Film}	Schubfestigkeit des Schmierfilmes
S _{Metall}	Schubfestigkeit des Grundmetalls
p	Flächenpressung der Gleitfläche
C _s	Einheitskraft der Schraube
D _A , D _I	Äusserer und innerer Durchmesser der Kopfauf- auflage
F _s	Gewinde-Spannungsquerschnitt
F _T	Dehnschaft-Querschnitt
M _A	Anziedrehmoment
M _G	Beim Anziehen durch das Gewinde übertra- genes Drehmoment
M _{GL}	Beim Lösen durch das Gewinde übertragenes Drehmoment
M _K	Reibungsdrehmoment an der Kopfauf- auflage
M _L	Lösedrehmoment
F _V	Vorspannkraft
r _R	Reibungshalbmesser der Kopfauf- auflage
W _P	Polares Widerstandsmoment des Gewindes
α	Steigungswinkel des Gewindes
β	Flankenwinkel des Gewindes
η	Wirkungsgrad
μ	Gewindereibungszahl
μ _A	Reibungszahl an der Kopfauf- auflage
μ _{ges}	Gesamtreibungszahl der Schraube in Bewegung
μ _{ges}	Gesamtreibungszahl der Schraube unbewegt
v	Ausnutzungsgrad der Streckgrenze des Schraubenwerkstoffes
q'	Scheinbarer Gewindereibungswinkel des be- wegten Gewindes
q''	Scheinbarer Gewindereibungswinkel des un- bewegten Gewindes
σ	Zugspannung im Gewinde
σ _S	Streckgrenze des Schraubenwerkstoffes
σ _V	Vergleichsspannung
τ	Torsionsspannung im Gewinde
γ _A	Festschraubwinkel
γ	Neigungswinkel der Kopfauf- auflage
κ	Faktor