

Abb. 282. Hängestangen.

bleibt. Lockert sich der Keil, so treten beim Arbeiten der Maschine Verschiebungen der Teile gegeneinander auf, die zu heftigen Stößen und Brüchen führen können.

Unter Vorspannung müssen auch alle Dichtstellen gesetzt werden, sofern die Dichtmittel, wie Lederstulpen, nicht selbsttätig wirken. Beispielweise müssen die Deckelschrauben von Dampfzylindern beim Zusammenbau kräftig angezogen werden, wenn das Anliegen der Auflageflächen und damit Dichtheit auch beim höchsten Arbeitsdruck gewährleistet werden soll, trotzdem in diesem Falle die Deckelbelastung meist ständig in ein und derselben Richtung wirkt und nicht wechselt.

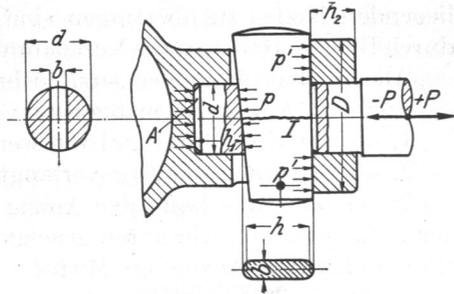


Abb. 283. Befestigung einer Kolbenstange in einem Kreuzkopfe.

I. Keile.

A. Wirkung und Arten der Keile.

Die Wirkung eines Keiles beruht auf der Neigung der kraftübertragenden Flächen, welche durch den Anzug, das Verhältnis $\frac{a}{l} = \tan \alpha$, in Abb. 284 gekennzeichnet ist. Durch eine Kraft in der Längsrichtung des Keils können um so größere Kräfte winkelrecht dazu ausgeübt werden, je kleiner $\tan \alpha$ ist. Der Anzug kann einseitig oder doppelt, Abb. 285, sein.

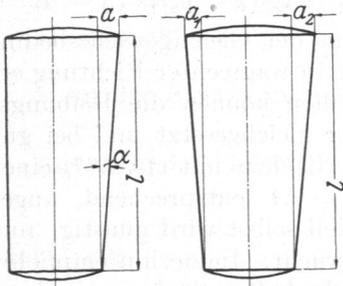


Abb. 284 und 285. Keile mit einseitigem und doppeltem Anzuge.

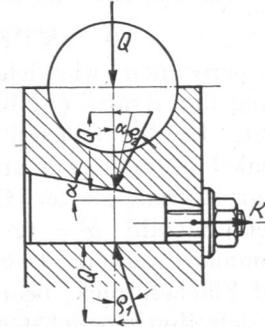


Abb. 286. Nachstellkeil an einem Lager.

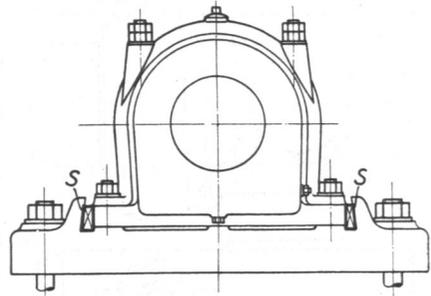


Abb. 287. Einstellkeile an einem Lager.

Keile werden a) als Querkeile zur Erzeugung oder Übertragung von Kräften quer zu ihrer Längsrichtung,

b) als Längskeile zur Befestigung von Hebeln, Kurbeln, Rad- und Scheibennaben auf Achsen, Wellen usw. unter Eintreiben in der Längsrichtung benutzt.

Querkeile dienen verschiedenen Zwecken: sie können als Stellkeile, zur Erzeugung von Kräften benutzt werden, wie bei der Regelung des Preßdruckes von Walzen, deren Lager zu dem Zwecke auf Keilen liegen, Abb. 286, die im ungünstigsten Falle unter der vollen Last nachgezogen werden müssen. Sie werden aber auch lediglich zum richtigen Einstellen, beispielweise eines Lagers in seiner Grundplatte, Abb. 287, oder zum Ausgleichen der Abnutzung der Lagerschalen eines Stangenkopfes, Abb. 288, u. a. m. gebraucht.

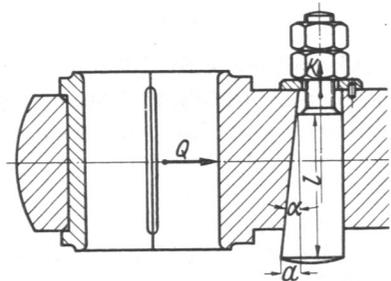


Abb. 288. Nachstellkeil an einem Stangenkopfe.

Bei den Querkeilverbindungen, etwa im Falle der Befestigung einer Kolbenstange im Kreuzkopfhalse, Abb. 283, haben die Keile zunächst die Aufgabe, beim Zusammenbau die zur sicheren Aufnahme wechselnder Kräfte erforderlichen Vorspannungen an den Anlageflächen zu schaffen. Das dazu nötige Eintreiben pflegt vor der Belastung durch die Betriebskräfte vorgenommen zu werden, die durch die Festigkeit des quer zu ihnen liegenden Keiles zu übertragen sind. Verwandt mit den Keilverbindungen sind solche durch Riegel, an denen die Vorspannungen durch Anziehen einer Schraube erzeugt werden.

Alle Keilverbindungen sind lösbar.

Für den Anzug ist maßgebend:

1. ob die Keile öfter gelöst werden sollen, wie z. B. Stellkeile an Lagerschalen,
2. ob Selbstsperrung verlangt wird.

Im ersten Falle kann der Anzug groß genommen werden, im zweiten muß dagegen der Spitzenwinkel, wie unten gezeigt wird, kleiner als der doppelte Reibungswinkel sein.

Man findet den Anzug im Mittel

an Stellkeilen für Schubstangen usw. 1:10, . . . 1:5,

an selbstsperrenden Stellkeilen in Lagern usw. 1:50, . . . 1:100,

an Querkeilverbindungen 1:20, wenn sie sich nicht von selbst lösen sollen,

an Längskeilen nach DIN 141 bis 143 1:100.

B. Querkeile.

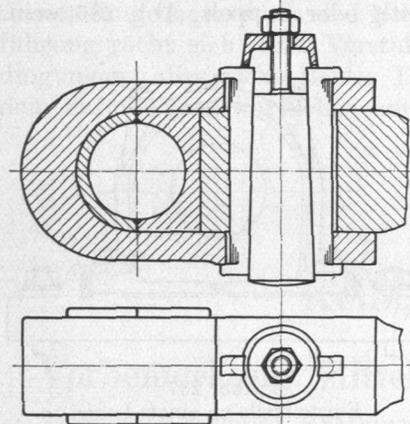
1. Kraftverhältnisse an Querkeilen.

Stellkeile, die unter der Last angezogen werden müssen, verlangen kräftige Nachstellmittel. Unter Berücksichtigung der Reibung an den beiden gleitenden Flächen ist z. B. die Schraube der Abb. 286 bei einer Belastung des Zapfens durch Q kg auf

$$K = Q [\operatorname{tg} \varrho_1 + \operatorname{tg} (\alpha + \varrho_2)]$$

zu berechnen, wie sich aus der Gleichgewichtsbedingung der Kräfte am Keil in wagrechter Richtung ergibt. In den meisten Fällen können die Reibungswinkel ϱ_1 und ϱ_2 einander gleichgesetzt und bei gut bearbeiteten, glatten Oberflächen mit etwa 6° , einer Reibungszahl $\mu = \operatorname{tg} \varrho_1 = 0,1$ entsprechend, angenommen werden. Der Keil selbst wird günstig, nur auf Flächendruck, beansprucht. Immerhin empfiehlt es sich, ihm möglichst große Auflageflächen zu geben. Schmale Keile, wie sie Abb. 289 an einem Schubstangenkopf zeigt, bedingen ungleichmäßige Verteilung des Flächendruckes im Lager oder verlangen sehr dicke, teure Schalen.

Abb. 289. Veraltete dreiteilige Keilverbindung an einem Schubstangenkopfe.



An Stellkeilen, die nicht unter der Last, sondern während eines Stillstandes der Maschine nachgezogen werden und u. a. an Schubstangenköpfen, Abb. 288, vorkommen, pflegt man die Reibung an den Keilflächen zu vernachlässigen und die Schrauben nach

$$K = Q \operatorname{tg} \alpha = Q \cdot \frac{a}{l} \quad (86)$$

zu bemessen.

Bei Querkeilverbindungen werden die Keile durch die Betriebskräfte gewöhnlich hoch auf Biegung und Flächendruck in Anspruch genommen. Sie erfordern daher guten Werkstoff (Keilstahl), müssen sorgfältig hergestellt und eingepaßt sein und werden dadurch kostspielig. Das Anziehen geschieht meist durch Eintreiben mit kräftigen Hammerschlägen, wobei Überanstrengungen einzelner Teile nicht ausgeschlossen sind. Ein weiterer Mangel ist, daß die Längseinstellbarkeit fehlt oder nur in be-

schränktem Maße, etwa durch Unterlegen dünner Blechscheiben, möglich ist. Alle diese Umstände geben Anlaß, Querkeilverbindungen tunlichst zu vermeiden. Die hohen Beanspruchungen bieten aber immerhin den Vorteil, daß bei Überlastungen, wie sie etwa bei Wasserschlägen an Dampfmaschinen vorkommen, die leicht ersetzbaren Keile nachgeben, Beschädigungen anderer wichtiger Teile aber vermieden werden.

Stets ist darauf zu achten, daß das Eintreiben und Lösen des Keils leicht und bequem möglich ist. Beispielweise pflegt man Kreuzkopfkeile senkrecht oder schräg zur Mittelebene der Gleitbahn so anzuordnen, daß sie durch die seitlichen Öffnungen in den Gleitbahnen oder durch ein besonderes Loch im Bajonettahmen zugänglich sind und herausgetrieben werden können.

Die Kraftverhältnisse, die sich beim Eintreiben eines Querkeils unter Berücksichtigung der Reibung einstellen, gehen aus Abb. 290 hervor. Vernachlässigt werde bei der Entwicklung die Reibung, die durch die Seitenkraft $R_2 \sin(\alpha_2 + \varrho_2)$ an der Stelle a erzeugt wird; auf das Ergebnis ist sie von geringem Einfluß.

Bedeutung:

- α_1 und α_2 die Anzugswinkel,
- K die den Keil eintreibende Kraft in kg,
- Q die in der Stange erzeugte Kraft in kg,
- ϱ_1 und ϱ_2 die Reibungswinkel an den Anlageflächen des Keiles,
- R_1 und R_2 die dort entstehenden Drücke in kg,

so sind die Gleichgewichtsbedingungen

1. am Keil in Richtung von K :

$$K = R_1 \sin(\alpha_1 + \varrho_1) + R_2 \sin(\alpha_2 + \varrho_2),$$

2. senkrecht dazu:

$$R_1 \cos(\alpha_1 + \varrho_1) = R_2 \cos(\alpha_2 + \varrho_2),$$

3. an der Stange in Richtung von Q :

$$Q = R_2 \cos(\alpha_2 + \varrho_2).$$

Aus 2. und 3. folgen

$$R_2 = \frac{Q}{\cos(\alpha_2 + \varrho_2)}, \quad R_1 = \frac{Q}{\cos(\alpha_1 + \varrho_1)}$$

und damit

$$K = Q [\operatorname{tg}(\alpha_1 + \varrho_1) + \operatorname{tg}(\alpha_2 + \varrho_2)]. \quad (87a)$$

Zum Lösen des Keiles ist die Kraft

$$K' = Q [\operatorname{tg}(\alpha_1 - \varrho_1) + \operatorname{tg}(\alpha_2 - \varrho_2)] \quad (87b)$$

erforderlich.

Wenn $\alpha_1 = \alpha_2$, $\varrho_1 = \varrho_2$ ist, so wird

$$K' = 2Q \cdot \operatorname{tg}(\alpha_1 - \varrho_1).$$

Der Keil mit doppeltem Anzug löst sich nicht von selbst, er wird selbstsperrend, falls

$$K' = 0$$

ist, oder

$$\operatorname{tg}(\alpha_1 - \varrho_1) \geq 0, \\ \alpha_1 \geq \varrho_1 \text{ ist.}$$

Bei einseitigem Anzug, wenn z. B. $\alpha_2 = 0$ ist, lautet die gleiche Bedingung:

$$K' = Q [\operatorname{tg}(\alpha_1 - \varrho_1) - \operatorname{tg} \varrho_1] \geq 0, \\ \operatorname{tg}(\alpha_1 - \varrho_1) \geq \operatorname{tg} \varrho_1 \text{ oder } \alpha_1 - \varrho_1 \geq \varrho_1 \\ \alpha_1 \geq 2\varrho_1.$$

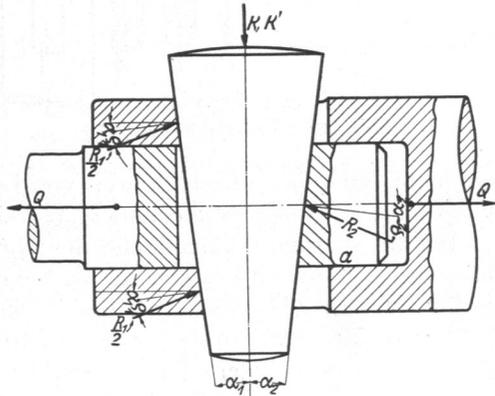


Abb. 290. Kraftverhältnisse an einem Querkeil.

In beiden Fällen darf mithin bei Selbstsperrung der Winkel an der Spitze des Keiles nicht größer als der doppelte Reibungswinkel sein. Gleichzeitig ist dadurch nachgewiesen, daß Keile mit einseitigem und doppeltem Anzug gleichwertig sind; der leichtern Ausführung wegen zieht man die ersteren vor und verwendet sie fast ausschließlich.

2. Keilformen und Herstellung der Keilverbindungen.

Abb. 291 zeigt die üblichen Keilformen. Der rechteckige Querschnitt *b* ist zwar einfach herzustellen; nachteilig ist aber die sehr starke Kerbwirkung an den scharfen Kanten des Loches, die oft Anlaß zu Rissen und Brüchen gibt, wie sie an der Stange, Abb. 291 rechts, angedeutet sind. Querschnitt *a* mit halbzyklindrischen Anlageflächen ist für Querkeile unbedingt vorzuziehen. Um Gratbildungen durch die Hammerschläge beim Eintreiben zu vermeiden, sieht man zweckmäßigerweise Schlagflächen *c* durch Brechen der scharfen Kanten an den Enden vor.

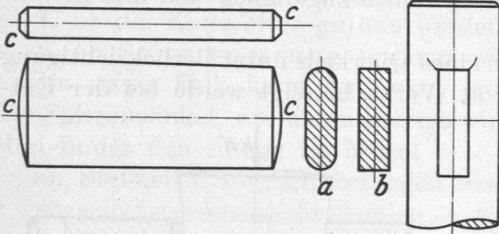


Abb. 291. Übliche Keilformen.

Die Herstellung des Schlitzes für den Keil geschieht entweder durch Bohren von Löchern an den Schlitzenden und darauf folgendes Ausstoßen des zwischenliegenden Werkstoffes, Abb. 292, oder durch Fräsen, Abb. 293.

Da die schräge Anlagefläche des Keiles meist von Hand angepaßt werden muß, ist dazu die kürzere und bequemer zu bearbeitende Fläche zu wählen, bei der Kreuzkopfverbindung in Abb. 283 z. B. die in der Kolbenstange.

Treten Erschütterungen oder Richtungswechsel der Kraft auf, durch welche die Pressung in den Anlageflächen und damit die Reibung aufgehoben werden kann, so sind die Keile zu sichern; vgl. Abb. 283 Sicherung durch Splint; Abb. 288 Sicherung durch Gegenmutter.

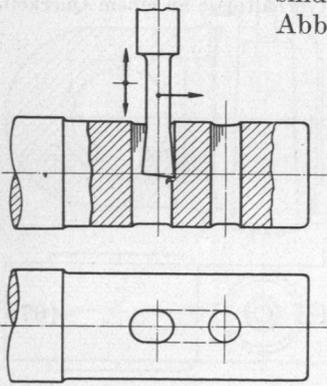


Abb. 292 und 293. Herstellung der Keilschlitzes.

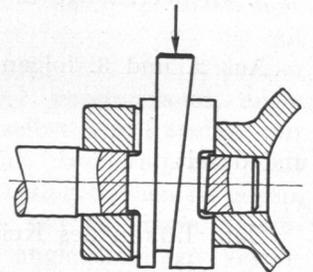
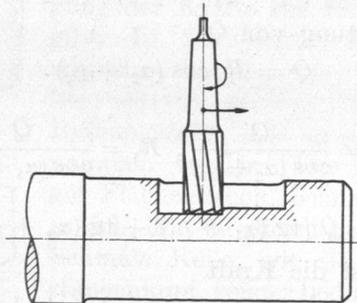


Abb. 294. Lösekeile.

Zum Lösen von Verbindungen, die durch Querkeile verspannt sind, dienen Lösekeile, Abb. 294.

Zwei- und dreiteilige Keilverbindungen, wie sie Abb. 289 an einem früher viel benutzten Schubstangenkopf zeigt, sind veraltet. Zwar können die Anlageflächen an den zu verbindenden Stücken parallel sein — zudem sind die beim Eintreiben aufeinander gleitenden Keilflächen größer und mithin geringer auf Flächendruck belastet —; aber die Konstruktion ist vierteilig und deshalb kostspielig, abgesehen davon, daß der Bügel des Kopfes durch senkrecht zur Stangenachse wirkende Kräfte, etwa die Massenkräfte einer rasch laufenden Schubstange, ungünstig auf Biegung beansprucht wird.

3. Berechnung der Querkeilverbindungen.

Die Berechnung der Querkeile erfolgt auf Flächendruck und Biegung. Abb. 283 zeigt schematisch die Wirkung der Betriebskräfte $+P$ und $-P$, wenn man bei gutem

Einpassen des Keiles voraussetzt, daß sich der Flächendruck an den Anlageflächen gleichmäßig verteilt. Er ergibt sich zwischen Stange und Keil genügend genau aus:

$$p = \frac{+P}{b \cdot d},$$

zwischen Muffe und Keil aus:

$$p' = \frac{+P}{b(D-d)}.$$

Ist der Stangendurchmesser an der Auflagestelle gegeben, so gestattet die erste Formel unter Annahme des Flächendruckes p die Berechnung der Keilstärke

$$b = \frac{P}{p \cdot d}, \tag{88}$$

die zweite die Ermittlung des Bunddurchmessers

$$D = \frac{P}{p' \cdot b} + d. \tag{89}$$

Als Anhalt diene, daß b zwischen $\frac{1}{4}$ bis $\frac{1}{3} d$ genommen wird, um den auf Zug beanspruchten Restquerschnitt der Stange nicht zu hoch zu belasten, wobei die durch das Keilloch bedingte Kerbwirkung durch Wahl mäßiger Zugspannungen zu berücksichtigen ist. Für p gelten die in der Zusammenstellung 2 Seite 12 für die verschiedenen Belastungsarten gegebenen Zahlen. An gutem Stahl findet man bei schwelender Belastung Werte bis zu 1500 kg/cm^2 . Hervorgehoben sei, daß selbst bei wechselnder Kraftwirkung in der Stange, wie bei der vorliegenden Befestigung der Kolbenstange einer doppeltwirkenden Maschine in einem Kreuzkopfe, sowohl die Beanspruchung auf Flächendruck, wie auch die auf Biegung nur schwelend ist, weil die Zugkraft $+P$ in der Stange durch den Keil, die Druckkraft $-P$ jedoch durch den Flächendruck am Grunde des Kreuzkopfhalses, also durch ein anderes Mittel, übertragen wird.

Die Keilhöhe h folgt bei der Berechnung des Querschnittes I , Abb. 283, auf Biegung nach lfd. Nr. (16) der Zusammenstellung 5, Seite 28, aus

$$W = \frac{bh^2}{6} = \frac{P \cdot D}{8 \cdot k_b},$$

wobei der an den Enden abgerundete Keilquerschnitt durch ein Rechteck von der mittleren Höhe h angenähert wird. k_b ist der Zusammenstellung 2, Seite 12 zu entnehmen. Als Widerlagerhöhen h_1 , Abb. 283, am Ende der Kolbenstange und h_2 im Kreuzkopfhals pflegt man $\frac{1}{2}$ bis $\frac{2}{3} h$ zu wählen.

Daß für den Keil die Beanspruchung auf Biegung und nicht, wie im Schrifttum noch immer zu finden ist, die auf Abscherung maßgebend ist, zeigen anschaulich die Abb. 295 und 296, die durch Wasserschläge, d. h. infolge Eindringens von Wasser in die Dampfzylinder, überlastete Kreuzkopfkeile wiedergeben. An dem oberen hat der Schervorgang eingesetzt; vorher aber war der Keil schon so stark durchgebogen worden, daß er nicht mehr brauchbar ist. Erst seine völlige Zerstörung und die Trennung der Kolbenstange vom Kreuzkopf hätte durch Abscheren, wie der untere Keil zeigt, erfolgen müssen. Um unzulässige Durchbiegungen zu vermeiden, sind derartige Querkeile stets auf Biegung zu berechnen.

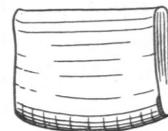
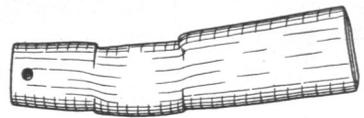


Abb. 295 und 296. Durch Wasserschläge überlastete und zerstörte Keile.

Beim Zusammenbau werden die Keile durch das Einreiben an ihren Anlageflächen stark angepreßt; in der gesamten Verbindung entstehen Vorspannungen, deren von der Stärke des Eintreibens abhängige Größe sich freilich schwer bestimmen läßt. Die später hinzutretenden äußeren Betriebskräfte rufen Belastungsspannungen hervor, die die Vorspannungen erhöhen, sich aber zu denselben infolge der Elastizität der Teile

nicht etwa einfach addieren, wie im folgenden des näheren nachgewiesen ist. Abb. 297 zeigt den Vorspannungszustand; infolge der Wirkung der Vorspannkraft P_0 steht das Gebiet ab der Kolbenstange unter Druckspannungen und wird um das Maß δ_0 zusammengedrückt. Gleichzeitig herrschen im Keil Biege- und im Kreuzkopfhals Zugspannungen, die Formänderungen λ_0 erzeugen mögen. Trägt man nun in Abb. 298 und 299 δ_0 und λ_0 senkrecht zu P_0 auf und verbindet die Endpunkte, so ergeben sich zwei Dreiecke, die die Formänderungen der Strecke ab und des Keiles, sowie des Kreuzkopfhalses zwischen c und d unter der Wirkung beliebiger Kräfte zu verfolgen gestatten, wenn man Verhältnisgleichheit zwischen den Spannungen und Formänderungen voraussetzt. Wird nämlich durch eine äußere Kraft, die in der Kolbenstange wirkt, die Belastung der Strecke ab auf P' erhöht, so wird die Zusammendrückung auf δ' anwachsen. Dadurch werden aber der Keil und die Strecke cd entlastet, und zwar der Differenz $\delta' - \delta_0$ entsprechend, um welche sie sich ausdehnen können. Zieht man diesen Betrag vom zweiten Dreieck ab, so folgt, daß der Keil und cd nur noch der Kraft P'' ausgesetzt sein können. $P' - P'' = P$ ist die zum Hervorbringen der besprochenen Formänderungen nötige äußere Kraft.

Sehr einfach wird die Darstellung, wenn die beiden Formänderungsdreiecke des Vorspannungszustandes mit ihren Grundlinien aneinandergelegt werden, wie in Abb. 300

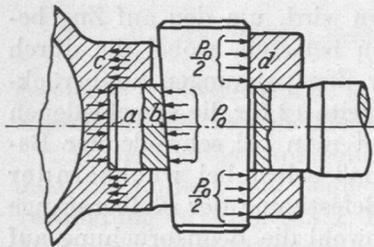


Abb. 297. Vorspannungszustand einer Querkeilverbindung.

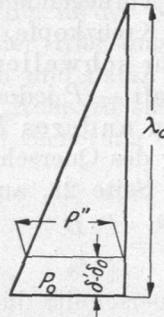
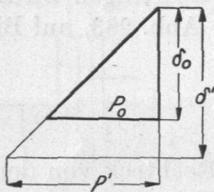


Abb. 298 und 299.

Formänderungsdreiecke zur Querkeilverbindung.

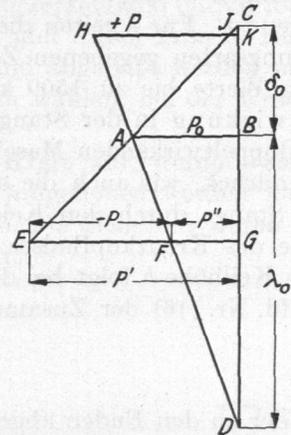


Abb. 300. Ermittlung der Betriebskräfte an Hand der Formänderungsdreiecke.

mit ABC und ABD geschehen ist. Trägt man nun zwischen AD und der Verlängerung von CA , gleichlaufend zu AB , die äußere Druckkraft $EF = -P$ ein, so liefert FG die im Keil und im Kreuzkopfhals wirksame Restkraft P'' und $EG = P'$ die Druckkraft im Kolbenstangenende ab . Die Wirkung einer Zugkraft $+P$ in der Kolbenstange, die durch den Keil hindurchgeleitet, vom Kreuzkopfhals aufgenommen wird, läßt sich in ganz entsprechender Weise durch Eintragen von $HJ = +P$ jenseits von A beurteilen. JK kennzeichnet die Kraft, durch welche ab noch zusammengedrückt wird, HK diejenige, die den Keil auf Biegung und den Hals auf Zug beansprucht. Während des Betriebes wird demgemäß die Verbindung einerseits zwischen EG und AB , andererseits zwischen AB und HK belastet. Zu beachten ist, daß die Spannungsschwankungen geringer sind als die Kraftschwankungen erwarten lassen, die bei den Keilverbindungen, wie oben gezeigt, in der Regel schwellend sind, also zwischen Null und einem Höchstwert liegen. Dagegen verändern sich die Beanspruchungen nur zwischen der Vorspannung und einem Höchstwert, entsprechend den Abszissen der Fläche $GEAHKG$, so daß sich die Art der Belastung der ruhenden nähert, und zwar um so mehr, je höher die Vorspannung war. Da somit die Inanspruchnahme günstiger und deshalb höhere Beanspruchung zulässig ist, dürfte auch die Vorspannung genügend berücksichtigt sein, wenn man der Berechnung nur die Betriebskräfte zugrunde legt, die Beanspruchungen aber schwellen-

der Belastung entsprechend wählt. Manche Konstrukteure berechnen Spannungsverbindungen mit $\frac{5}{4}$ der Betriebsbelastung; die damit angenommene Erhöhung der Spannung um 25% ist lediglich eine willkürliche Schätzung.

Die Verspannung der Kolbenstange in der Kreuzkopfhülse erreicht man konstruktiv entweder durch das Aufliegenlassen am Kreuzkopfhalse, Abb. 266, oder auf dem Grunde des Loches, Abb. 297, unter Anwendung von Gleit- oder Schiebesitzen längs der zylindrischen Teile, oder durch kegeliges Einpassen, Abb. 301. Während die erste Art die Stange nicht unbeträchtlich schwächt, wohl aber den Vorteil bietet, daß der Restquerschnitt neben dem Keilloch nur schwellend durch die Zugkraft belastet ist, ist die Stange bei der zweiten Art wechselnd beansprucht. Im dritten Fall sucht das kegelige Ende die Hülse auseinanderzusprennen; es entstehen Spannungen, die Bonte [IV, 1] unter der Annahme gleichmäßiger Verteilung in dem gestrichelten Querschnitte, Abb. 301, annähernd wie folgt berechnet. Dringt der Kegel um die Strecke dx ein, so vergrößern sich sämtliche Hüsendurchmesser um $2 dx \cdot \operatorname{tg} \alpha$, somit die Umfänge aller zugehörigen Kreise um $2 \pi \cdot dx \cdot \operatorname{tg} \alpha$. Ist P die äußere Kraft, die auf den Kegel wirkt und S die Sprengkraft in der Hülse, so führt die Arbeitsgleichung zu

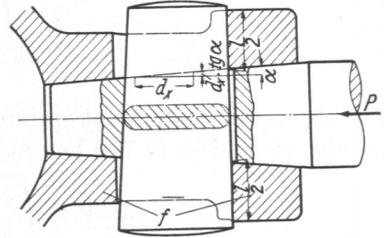


Abb. 301. Zur Berechnung der Sprengspannungen im Kreuzkopfhalse.

$$P \cdot dx = S \cdot 2 \cdot \pi \cdot dx \cdot \operatorname{tg} \alpha \quad \text{oder} \quad S = \frac{P}{2 \pi \cdot \operatorname{tg} \alpha}.$$

Daß P auch die Reibung längs der Hülsenwandung überwinden muß, kann man durch den Reibungswinkel ρ berücksichtigen, indem man annimmt, daß der Dorn unter dem Winkel $\alpha + \rho$ eindringen muß. Dadurch wird die Sprengkraft auf

$$S' = \frac{P}{2 \pi \operatorname{tg} (\alpha + \rho)} \quad (90)$$

vermindert, entsprechend einer mittleren Zugspannung in der Hülsenwandung:

$$\sigma_z' = \frac{S'}{F} = \frac{P}{2 \pi \operatorname{tg} (\alpha + \rho) \cdot F}. \quad (91)$$

ρ fand Bonte bei Versuchen mit Stahldornen in gußeisernen Hülsen zu etwa 9° .

Die gleiche Formel kann zur Ermittlung der Spannungen dienen, die beim Einziehen kegelig eingepaßter Zapfen in den Kurbelnaben entstehen.

4. Berechnungsbeispiel. Befestigung der Kolbenstange im Kreuzkopf der Wasserpumpenmaschine, Tafel I und Seite 137. Größter Druck in der Totlage der Kurbel: Summe des Dampf- und Pumpendruckes auf der Hochdruckseite: $P_0 = P_h + P_p = 20600$ kg. Stange und Keil: Stahl; Kreuzkopfkörper: Stahlguß. In der Kolbenstange ist die Kraftwirkung wechselnd; mithin ist eine Spannungsverbindung notwendig; Keil und Anlagefläche der Stange im Kreuzkopfhalse sind nur schwellend belastet, da die Druckkräfte auf einem anderen Wege als die Zugkräfte übertragen werden. Kolbenstangendurchmesser 100 mm, vgl. Zahlenbeispiel 1 des Abschnittes 12. In den Kreuzkopfhals werde die Stange schlank kegelig eingepaßt, Abb. 302.

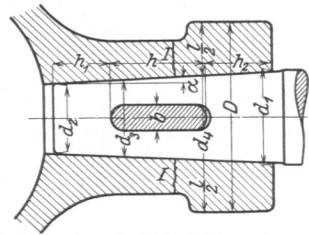


Abb. 302. Zum Berechnungsbeispiel.

Projektion der Auflagenfläche der Kolbenstange in der Hülse aus $p = 700$ kg/cm² (Stahlguß)

$$f = \frac{P_0}{p} = \frac{20600}{700} = 29,4 \text{ cm}^2.$$

Wird die Stange wegen eines etwaigen späteren Abschleifens an der Eintrittsstelle in die

Hülse auf $d_1 = 98$ mm abgesetzt, so folgt der Enddurchmesser des Kegels aus

$$\frac{\pi}{4} d_2^2 = \frac{\pi}{4} d_1^2 - f = 75,4 - 29,4 = 46 \text{ cm}^2; \quad d_2 = 77 \text{ mm.}$$

Keilstärke b . Schwellende Belastung, Stahl auf Stahl, $p = 900 \text{ kg/cm}^2$ angenommen. Durchmesser der Kolbenstange an der Anlagestelle $d_3 = 82$ mm geschätzt.

$$b = \frac{P_0}{d_3 \cdot p} = \frac{20600}{8,2 \cdot 900} = 2,8 \text{ cm.}$$

Beanspruchung der Stange im Restquerschnitt:

$$\sigma_z = \frac{P_0}{\frac{\pi}{4} \cdot d_3^2 - b \cdot d_3} = \frac{20600}{\frac{\pi}{4} \cdot 8,2^2 - 2,8 \cdot 8,2} = 692 \text{ kg/cm}^2. \quad \text{Zulässig.}$$

Durchmesser des Kreuzkopfbundes D , wenn Stangendurchmesser d_4 zu 91 mm, Abb. 302, geschätzt und $p = 700 \text{ kg/cm}^2$ gewählt wird (Formel 89)

$$D = \frac{P_0}{b \cdot p} + d_4 = \frac{20600}{2,8 \cdot 700} + 9,1 = 19,7 \text{ cm.}$$

Gewählt $D = 200$ mm.

Keilhöhe h bei $k_b = 1200 \text{ kg/cm}^2$, (Stahl von 7000 kg/cm^2 Festigkeit).

$$W = \frac{b h^2}{6} = \frac{P_0 \cdot D}{8 \cdot k_b}; \quad h^2 = \frac{6 \cdot 20600 \cdot 20}{8 \cdot 2,8 \cdot 1200} = 92 \text{ cm}^2; \quad h = 9,6 \text{ cm.}$$

Mit Rücksicht auf die Abrundung ausgeführt: $h = 100$ mm.

Bei einer Länge des überstehenden Kolbenstangenendes $h_1 = 60$ und einer Bundhöhe $h_2 = 70$ mm wird die Gesamtlänge des Kegels im Kreuzkopf

$$h_1 + h + h_2 = 60 + 100 + 70 = 230 \text{ mm.}$$

Daraus Kegelneigung

$$\text{tg } \alpha = \frac{d_1 - d_2}{2 \cdot (h_1 + h + h_2)} = \frac{98 - 77}{2 \cdot 230} = \frac{1}{21,9}.$$

Gewählt $\text{tg } \alpha = \frac{1}{20}$; $\alpha = 2^\circ 50'$.

Damit erhält d_2 endgültig das Maß von

$$d_2 = d_1 - 2 \text{ tg } \alpha (h_1 + h + h_2) = 98 - \frac{2}{20} \cdot 230 = 75 \text{ mm.}$$

Beanspruchung des Kreuzkopfhalses im Querschnitt I von 160 mm Außendurchmesser

$$\sigma_z = \frac{P_0}{F_1} = \frac{20600}{\frac{\pi}{4} (16^2 - 8,7^2) - 2,8 \cdot (16 - 8,7)} = 170 \text{ kg/cm}^2.$$

Mittlere Ringspannung infolge der Sprengwirkung des Stangenkegels in den beiden gestrichelten Querschnitten, Abb. 301, von je $f = 70 \text{ cm}^2$ Inhalt bei einem Reibungswinkel $\varrho = 9^\circ$ (Formel 91)

$$\sigma'_z = \frac{P}{2\pi \text{ tg } (\alpha + \varrho) \cdot f} = \frac{20600}{2 \cdot \pi \text{ tg } (2^\circ 50' + 9^\circ) \cdot 70} = 224 \text{ kg/cm}^2.$$

C. Längskeile.

Längskeile dienen zur Befestigung von Zahnrädern, Riemenscheiben, Schwungrädern, Hebeln, Kurbeln usw. auf Wellen und Achsen, sitzen in Nuten in den Wellen oder Naben und wirken beim Eintreiben durch ihren Anzug auf eine Verspannung der Teile hin. Die Nuten werden in den Wellen gleichlaufend zur Achse, also gleich tief,

eingehobelt oder mit Walzen- oder Stirnfräsern nach Abb. 241 und 242 eingefräst. In den Naben werden sie dem Anzug entsprechend geneigt gestoßen oder gezogen.

Längskeile bestehen aus Stahl und haben normalerweise $\frac{1}{100}$ Anzug. Nach der Querschnittform unterscheidet man: Hohl-, Flach- und Nutenkeile, Abb. 303—305, ferner nach der Art ihres Einbaues: Einleg-, Treib- und Nasenkeile. Auf die in einer Nut gehaltenen Einlegkeile, Abb. 305, werden die zu befestigenden Stücke getrieben, während umgekehrt Treib- und Nasenkeile von der Seite her in die Nut eingeschlagen werden, die zu dem Zwecke im Falle der Abb. 306, in dem die linke Nabenfläche an einem Wellenabsatz anliegen soll, hinreichend lang sein oder im Falle der Abb. 307a in einer Ver-

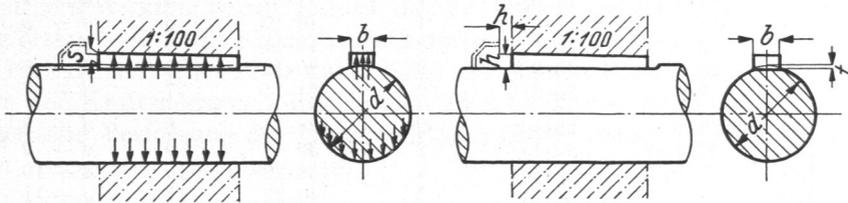


Abb. 303. Hohlkeil.

Abb. 304. Flachkeil.

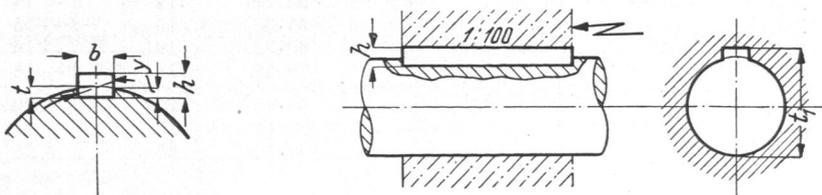


Abb. 305. Nutenkeile.

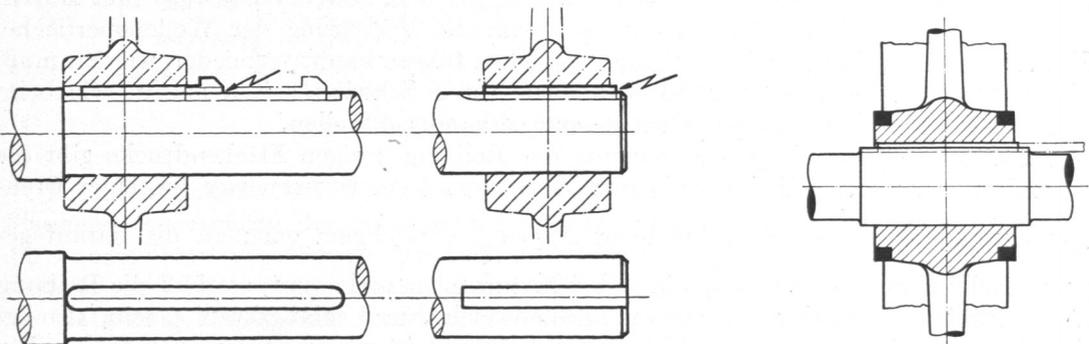


Abb. 306 und 307. Treibkeile.

Abb. 307a. In Rücksicht auf das Eintreiben des Keils abgesetzte Welle.

stärkung der Welle liegen muß. Nasenkeile, am besten aus einem Stück Stahl vom Querschnitt der Nase ausgeschmiedet, werden da verwendet, wo das schwächere Keilende zwecks Heraustreibens des Keils nicht zugänglich ist. Zur Verhütung von Unfällen sind die Enden und Nasen rasch laufender Keile durch Kappen, Schutzbleche oder in sonst geeigneter Weise einzuhüllen.

Die üblichen Keilformen sind durch die DIN 141 bis 143 und 490 bis 500 einheitlich festgelegt worden, vgl. Zusammenstellung 56. Dabei bezieht sich die Höhe h bei den Treib- und Einlegkeilen auf das dickere Keilende und wird an den Nasenkeilen in der Entfernung h von der Naseninnenfläche gemessen. Die Kanten können nach dem Belieben der Hersteller abgeschragt, die Nuten ausgeschragt oder ausgerundet werden.

Hohlkeile, Abb. 303, sind entsprechend der Oberfläche der kleinsten Welle, für die sie verwendet werden sollen, ausgehöhlt, wirken lediglich durch die Reibung, die sie beim Eintreiben an der Anlagefläche des Keils und auf der Gegenseite in der Nabe er-

Zusammenstellung 56. Längskeile nach DIN 141, 142 und 143. Paß- und Gleitfedern nach DIN 269.

Wellendurchmesser <i>d</i>	Hohlkeile			Flachkeile		Nutenkeile und Federn		Nabennutttiefe für	
	Breite · Stärke <i>b</i> · <i>s</i>		Breite · Höhe <i>b</i> · <i>h</i>	Scheitel- höhe <i>t</i>	Breite · Höhe <i>b</i> · <i>h</i>	Wellen- nutttiefe <i>t</i> ¹⁾	Nutenkeile <i>t</i> ₁ ¹⁾	Federn <i>t</i> ₁	
über 10 bis 12	—	—	—	—	4 · 4	2,5	<i>d</i> + 1,5	<i>d</i> + 1,7	
12 „ 17	—	—	—	—	5 · 5	3	<i>d</i> + 2	<i>d</i> + 2,2	
„ 17 „ 22	—	—	—	—	6 · 6	3,5	<i>d</i> + 2,5	<i>d</i> + 2,7	
„ 22 „ 30	8 · 3	8 · 4	1	8 · 7	4	<i>d</i> + 3	<i>d</i> + 3,2	<i>d</i> + 3,2	
„ 30 „ 38	10 · 3,5	10 · 5	1,5	10 · 8	4,5	<i>d</i> + 3,5	<i>d</i> + 3,7	<i>d</i> + 3,7	
„ 38 „ 44	12 · 3,5	12 · 5	1,5	12 · 8	4,5	<i>d</i> + 3,5	<i>d</i> + 3,7	<i>d</i> + 3,7	
„ 44 „ 50	14 · 4	14 · 5	1	14 · 9	5	<i>d</i> + 4	<i>d</i> + 4,2	<i>d</i> + 4,2	
„ 50 „ 58	16 · 5	16 · 6	1	16 · 10	5	<i>d</i> + 5	<i>d</i> + 5,2	<i>d</i> + 5,2	
„ 58 „ 68	18 · 5	18 · 7	2	18 · 11	6	<i>d</i> + 5	<i>d</i> + 5,3	<i>d</i> + 5,3	
„ 68 „ 78	20 · 6	20 · 8	2	20 · 12	6	<i>d</i> + 6	<i>d</i> + 6,3	<i>d</i> + 6,3	
„ 78 „ 92	24 · 7	24 · 9	2	24 · 14	7	<i>d</i> + 7	<i>d</i> + 7,3	<i>d</i> + 7,3	
„ 92 „ 110	28 · 8	28 · 10	2	28 · 16	8	<i>d</i> + 8	<i>d</i> + 8,3	<i>d</i> + 8,3	
„ 110 „ 130	32 · 9	32 · 11	2	32 · 18	9	<i>d</i> + 9	<i>d</i> + 9,3	<i>d</i> + 9,3	
„ 130 „ 150	36 · 10	36 · 13	3	36 · 20	10	<i>d</i> + 10	<i>d</i> + 10,3	<i>d</i> + 10,3	
„ 150 „ 170	—	40 · 14	3	40 · 22	11	<i>d</i> + 11	<i>d</i> + 11,3	<i>d</i> + 11,3	
„ 170 „ 200	—	45 · 16	4	45 · 25	13	<i>d</i> + 12	<i>d</i> + 12,3	<i>d</i> + 12,3	
„ 200 „ 230	—	50 · 18	4	50 · 28	14	<i>d</i> + 14	<i>d</i> + 14,3	<i>d</i> + 14,3	
„ 230 „ 260	—	—	—	55 · 30	15	<i>d</i> + 15	<i>d</i> + 15,3	<i>d</i> + 15,3	
„ 260 „ 290	—	—	—	60 · 32	16	<i>d</i> + 16	<i>d</i> + 16,4	<i>d</i> + 16,4	
„ 290 „ 330	—	—	—	70 · 36	18	<i>d</i> + 18	<i>d</i> + 18,4	<i>d</i> + 18,4	
„ 330 „ 380	—	—	—	80 · 40	20	<i>d</i> + 20	<i>d</i> + 20,4	<i>d</i> + 20,4	
„ 380 „ 440	—	—	—	90 · 45	23	<i>d</i> + 22	<i>d</i> + 22,4	<i>d</i> + 22,4	
„ 440 „ 500	—	—	—	100 · 50	25	<i>d</i> + 25	<i>d</i> + 25,4	<i>d</i> + 25,4	

zeugen und sind deshalb nur zur Übertragung mäßiger Umfangskräfte geeignet, wie sie denn auch in der Zusammenstellung nur für Wellen von äußerstenfalls 150 mm Durchmesser angeführt sind. Man benutzt sie, wenn die Verletzung der Wellenoberfläche, die z. B. an komprimierten Wellen zum Verziehen führen kann, vermieden werden muß, oder wenn das Anarbeiten von Flächen oder Nuten Schwierigkeiten macht, wie beim nachträglichen Aufsetzen von Scheiben auf vorhandene Wellen.

Einen Begriff über die zur Erzeugung der Reibung nötigen Flächendrucke gibt die folgende Rechnung. Soll das von einer Welle von *d* cm Durchmesser bei einer Drehspannung *k_a* übertragbare Drehmoment $M_a = \frac{\pi}{16} d^3 \cdot k_a$ kgcm ganz an die darauf gesetzte Nabe abgegeben werden, wie es bei Kupplungen vorkommt, so muß die Reibung an den zwei oben erwähnten Stellen mindestens gleich der Umfangskraft *U* sein, also bei einer Breite *b*, einer Länge *l* des Keils, einer Reibungsziffer μ und einem Flächendruck *p* die Reibung

$$2p \cdot b \cdot l \cdot \mu = U = \frac{2M_a}{d} = \frac{\pi}{8} d^2 \cdot k_a,$$

oder

$$p = \frac{\pi}{16} \cdot \frac{d^2 \cdot k_a}{\mu \cdot b \cdot l}$$

sein. Setzt man für *k_a* den bei der Berechnung von Triebwerkwellen üblichen Wert von 200 kg/cm² und $\mu = 0,15$ ein, so erhält man

$$p = \frac{\pi}{16} \cdot \frac{200}{0,15} \cdot \frac{d^2}{b \cdot l} \approx 260 \cdot \frac{d^2}{b \cdot l}$$

und schließlich mit einem Durchschnittswert von $l = 1,3 d$

$$p \approx 200 \frac{d}{b}.$$

1) Vgl. Abb. 305.

Die normalen Abmessungen nach der Zusammenstellung 56

$$\begin{aligned}
 d &= 30 \quad 50 \quad 100 \text{ mm} \\
 b &= 10 \quad 14 \quad 28 \text{ mm,} \\
 p &= 600 \quad 715 \quad 715 \text{ kg/cm}^2,
 \end{aligned}$$

Zahlen, die als Mindestwerte angesehen, ziemlich hoch erscheinen und an einem längeren Hohlkeil nur bei sehr genauem Passen zu erreichen sein werden. Sie kennzeichnen andererseits die großen Kräfte, die die Naben aushalten müssen.

Der Flachkeil, Abb. 304, liegt längs einer ebenen, an der Welle angebrachten Fläche an. Seine günstigere Wirkung beruht darauf, daß er fester eingeklemmt wird, wenn die durch den Anzug erzeugte Reibung nicht ausreicht und eine Verschiebung zwischen der Welle und dem Keil eintritt, welche letzterer dabei längs der ebenen Fläche nach außen rückt. Ein Wechsel in der Krafrichtung würde freilich zum Lockerwerden der Verbindung führen. Die rechnerische Verfolgung der Klemmwirkung bietet wenig Aussicht, da sie von sehr unsicheren Annahmen ausgehen muß.

Scheiben- durchmesser	Geteilte Riemscheiben zum Klemmen geböhrt. Scheibenbreite mm						Ungeteilte Riemscheiben Scheibenbreite mm			
	bis 100	über 100 bis 200	über 200 bis 300	über 300 bis 400	über 400 bis 500	über 500 bis 600	bis 100	über 100 bis 200	über 200 bis 300	über 300
bis 500					Flachkeil					
über 500 bis 630	Ohne Keil						Hohlkeil			
" 630 " 800										
" 800 " 1000							Flachkeil			
" 1000 " 1250		Flachkeil							Treibkeil	
" 1250 " 1600				Treibkeil						
" 1600 " 2000										
" 2000 mm										

Abb. 308. Verwendungsgebiete der Keilarten.

Beim Nutenkeil, Abb. 305, wird die Wirkung der Reibung und Klemmung durch den Flankendruck ergänzt, der bei seitlichem Schluß oder nach eingetretener Verschiebung die unmittelbare Überleitung der Umfangskräfte ermöglicht. Vernachlässigt man die Reibung und Klemmung vollständig und nimmt an, daß die Umfangskraft an den in die Welle eingelassenen Flanken von der Höhe y übertragen wird, so entsteht ein Flächendruck

$$p = \frac{U}{l \cdot y} = \frac{\pi d^2 \cdot k_a}{8 \cdot l \cdot y} = 78,5 \frac{d^2}{l \cdot y}$$

oder mit $l = 1,3 d$

$$p \approx 60 \cdot \frac{d}{y}$$

Bei $d = 30 \quad 50 \quad 100 \quad 150 \text{ mm}$
 und $y = 3,5 \quad 4 \quad 6 \quad 7,75 \text{ mm}$
 ergeben sich Drucke von $p = 515 \quad 750 \quad 1000 \quad 1160 \text{ kg/cm}^2$.

Die Werte sind zahlenmäßig höher als bei den Hohlkeilen, sind aber keine Mindestwerte und zulässig, weil sie noch genügende Sicherheit gegen bleibende Formänderungen und Zerstörungen bieten.

Die Verwendungsgebiete der behandelten drei Keilarten gibt Abb. 308 wieder.

Roemmele, Freiburg i. Br., versieht die Keile mit Rillen längs der Druckflächen, Abb. 308a, bekommt dadurch eine bessere Anlage der Kanten und kann zum Lösen angerosteter Keile Petroleum einflößen.

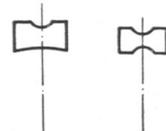


Abb. 308a. Rinnenkeile von Roemmele, Freiburg i. Br.

Bei stoßweisem Betrieb und wechselnder Drehrichtung werden an ungeteilten Naben zweckmäßigerweise zwei um 120° versetzte Nutenkeile verwendet, um Dreipunktauflage zu erreichen.

Was die Anordnung der Keile an geteilten Naben betrifft, so hat diejenige nach Abb. 309a, senkrecht zur Fuge, den Vorzug, ein kräftiges Verspannen der Teile durch das Eintreiben zu ermöglichen, freilich unter Belastung der Verbindungsschrauben, die deshalb reichlich stark gehalten werden müssen. Der in der Fuge liegende Keil, Abb. 309b, findet ein wesentlich ungünstigeres Widerlager in der Nabe, die er auf Biegung beansprucht. Auf das seitliche Fassen des Keils beim Anziehen der Schrauben, das manche durch diese Stellung des Keils erreichen wollen, ist keinesfalls mit Sicherheit zu rechnen, da man von dem Schluß zwischen der Welle und der Nabenbohrung abhängig ist. Verwendet man an Stelle eines Nutenkeils nur einen Hohlkeil, so besteht bei der Anordnung desselben senkrecht zur Fuge, Abb. 309a, die Gefahr, daß sich die Schrauben beim Laufen verlängern, weil sie durch die Fliehkraft der Radhälften belastet werden, daß sie dann den Keil nicht mehr kräftig genug gegen die Welle pressen und die Nabe zu rutschen beginnt! Bei schweren Trieben findet man oft einen Nuten- und einen Hohlkeil gleichzeitig verwendet, die unter 90° zueinander liegen.

Die bisher besprochenen Keile verspannen wohl die Teile in radialer, nicht aber in tangentialer Richtung, wie es für die Übertragung von Umfangskräften erwünscht wäre.

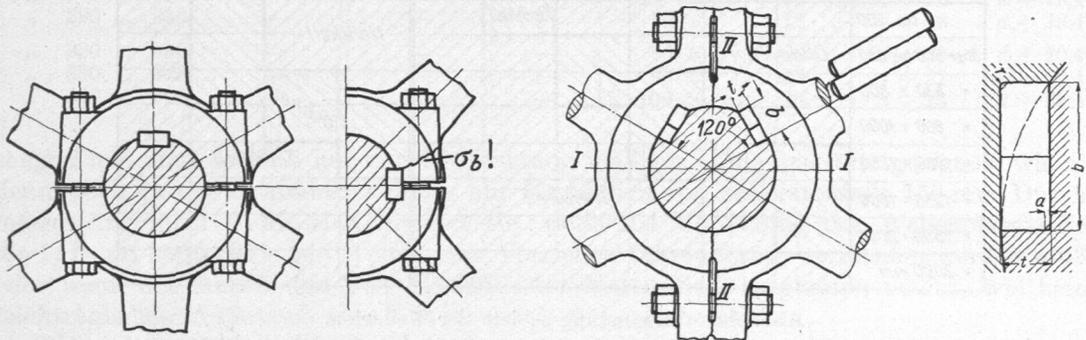


Abb. 309a und 309b. Anordnung der Keile an geteilten Naben.

Abb. 309c. Tangentkeile.

Das gestatten Tangentkeile, Abb. 309c, die deshalb für große und namentlich für wechselnde Kräfte zu empfehlen sind. Die Anlageflächen in der Welle und in der Nabe laufen parallel zueinander; zwischen sie werden auf jeder Seite zwei Keile eingetrieben, durch die die Nabe gewissermaßen um die Welle herumgezogen und auf einem großen Teil des Umfanges zum Anliegen gebracht wird. An der Welle gemessen pflegt man die Keile unter 120° gegeneinander zu versetzen. Die Nabenteilfuge findet man sowohl in Ebene I wie in Ebene II angeordnet. Im ersten Falle wird die Schrauben- oder Keilverbindung der Nabe gleichmäßig und symmetrisch in Anspruch genommen; bei der Anordnung II, die übrigens in den Abbildungen auf den DIN 268 und 271 benutzt ist, wird nur eine der Verbindungsstellen, aber bei der Richtung der durch die Keile erzeugten Kräfte doch nur in mäßigen Grenzen belastet, die andere dagegen entlastet.

In den Dinormen sind zwei Reihen von Tangentkeilen festgelegt worden:

a) für gewöhnliche Betriebsverhältnisse in DIN 271. Die Keilstärken und damit die Nutentiefen t sind nach Millimetern abgestuft, während sich die zugehörigen Nutenbreiten und Keilhöhen b aus der Formel

$$b = \sqrt{t(d-t)} \quad (91a)$$

ergeben;

b) für stoßartigen Wechseldruck in DIN 268. Die Keile haben größere Abmessungen; die Nutentiefen $t = 0,1 D$ und -breiten $b = 0,3 D$ sind Maße in ganzen Millimetern, vgl. Zusammenstellung 57.

Bei Wellendurchmessern, die von den aufgeführten abweichen, sind im Fall *a* die Nuttiefen des nächstgrößern aufgeführten Wellendurchmessers zu wählen und die Nutbreiten nach Formel (91a) zu berechnen; in Gruppe *b* gelten ebenfalls $t = 0,1 D$ und $b = 0,3 D$. In der Kehle sind die Nuten gemäß Abb. 309c rechts nach dem Halbmesser *r* ausgerundet, die Keile an den entsprechenden Kanten um *a* mm abgeschragt.

Als normaler Anzug der Keile der Gruppe *a* ist 1:100 festgelegt; im Falle *b* ist 1:60 bis 1:100 zugelassen.

Zusammenstellung 57. Tangentkeilnuten nach DIN 271 und 268.

Wellendurchmesser <i>D</i> mm	Für gewöhnliche Betriebsverhältnisse, DIN 271		Für stoßartigen Wechseldruck, DIN 268		Wellendurchmesser <i>D</i> mm	Für gewöhnliche Betriebsverhältnisse, DIN 271		Für stoßartigen Wechseldruck, DIN 268	
	Tiefe <i>t</i> mm	errechnete Breite <i>b</i> mm	Tiefe <i>t</i> mm	Breite <i>b</i> mm		Tiefe <i>t</i> mm	errechnete Breite <i>b</i> mm	Tiefe <i>t</i> mm	Breite <i>b</i> mm
60	7	19,3	—	—	420	30	108,2	42	126
70	7	21,0	—	—	440	30	110,9	44	132
80	8	24,0	—	—	460	30	113,6	46	138
90	8	25,6	—	—	480	34	123,1	48	144
100	9	28,6	10	30	500	34	125,9	50	150
110	9	30,1	11	33	520	34	128,5	52	156
120	10	33,2	12	36	540	38	138,1	54	162
130	10	34,6	13	39	560	38	140,8	56	168
140	11	37,7	14	42	580	38	143,5	58	174
150	11	39,1	15	45	600	42	153,1	60	180
160	12	42,1	16	48	620	42	155,8	62	186
170	12	43,5	17	51	640	42	158,5	64	192
180	12	44,9	18	54	660	46	168,1	66	198
190	14	49,6	19	57	680	46	170,8	68	204
200	14	51,0	20	60	700	46	173,4	70	210
210	14	52,4	21	63	720	50	183,0	72	216
220	16	57,1	22	66	740	50	185,7	74	222
230	16	58,5	23	69	760	50	188,4	76	228
240	16	59,9	24	72	780	54	198,0	78	234
250	18	64,6	25	75	800	54	200,7	80	240
260	18	66,0	26	78	820	54	203,4	82	246
270	18	67,4	27	81	840	58	213,0	84	252
280	20	72,1	28	84	860	58	215,7	86	258
290	20	73,5	29	87	880	58	218,4	88	264
300	20	74,8	30	90	900	62	227,9	90	270
320	22	81,0	32	96	920	62	230,6	92	276
340	22	83,6	34	102	940	62	233,2	94	282
360	26	93,2	36	108	960	66	242,9	96	288
380	26	95,9	38	114	980	66	245,6	98	294
400	26	98,6	40	120	1000	66	248,3	100	300

Für gewöhnliche Betriebsverhältnisse, DIN 271	{ Wellendurchmesser	60 ... 150	160 ... 240	250 ... 340	360 ... 460	480 ... 680	700 ... 1000
	{ Ausrundung der Nut <i>r</i>	1	1,5	2	2,5	3	4
	{ Abschrägung am Keil <i>a</i>	1,5	2	2,5	3	4	5
Für stoßartigen Wechseldruck, DIN 268	{ Wellendurchmesser	100 ... 220	230 ... 360	380 ... 460	480 ... 580	600 ... 860	880 ... 1000
	{ Ausrundung der Nut <i>r</i>	2	3	4	5	6	8
	{ Abschrägung am Keil <i>a</i>	3	4	5	6	7	9

Auch durch den Spießkantkeil, Abb. 310, einen Keil von quadratischem Querschnitt, der auf eine Längskante gestellt ist, läßt sich, gute Einpassung vorausgesetzt, eine Verspannung nach beiden Richtungen erzielen.

Das gleiche sucht v. Bechtolsheim durch den Alfakeil, Abb. 311, zu erreichen. Aus Rundstahl von $b = \frac{d}{4}$ mm Stärke hergestellt, besitzt derselbe zwei schräge, unter 60° gegeneinander geneigte Flanken mit $\frac{1}{100}$ Anzug gegenüber der Achse und ist oben und unten abgeflacht. Die Verspannung wird beim Ein-

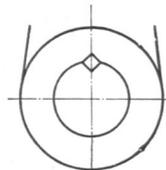


Abb. 310. Spießkantkeil.

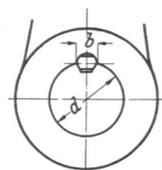


Abb. 311. Alfakeil.

treiben dadurch erreicht, daß die halbrunde Nut in der Nabe dem Anzug entsprechend geneigt ist, während diejenige in der Welle parallel zur Wellenmittellinie läuft.

II. Federn.

Federn haben durchweg gleichen rechteckigen Querschnitt, also keinen Anzug. Dadurch wird das mittliche Aufsetzen der Scheiben erleichtert unter Vermeidung des beim Eintreiben von Keilen leicht auftretenden Schiefziehens oder des aus der Mitteleinschraubung und Unrundlaufens und, wenn notwendig, eine Verschiebung der Teile auf der Welle ermöglicht (Gleitfedern). Andererseits ist man bei der Übertragung der Umfangskräfte lediglich auf den Flankendruck angewiesen und muß deshalb die Federn seitlich besonders gut einpassen.

Nach DIN 269 erhalten Paß- und Gleitfedern die gleichen Querschnitte wie die Nutenkeile der Zusammenstellung 56, Seite 198. Nur für Werkzeuge und Werkzeugmaschinen sind Sondermaße für die Federn und Nuten in den DIN 138 und 144 festgelegt. Auch die Federn können nach Belieben des Herstellers abgeschrägt, die Nuten ausgeschrägt oder ausgerundet werden, falls dies erforderlich ist.

Zu verschiebende Teile führt man entweder längs einer mit der Welle verstemmten oder nach DIN 145 verschraubten Feder, Abb. 312, oder unter Vermeidung von vor-

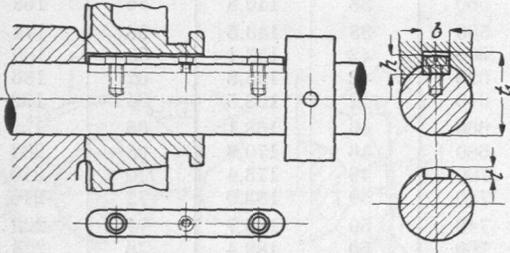


Abb. 312. Gleitfeder.

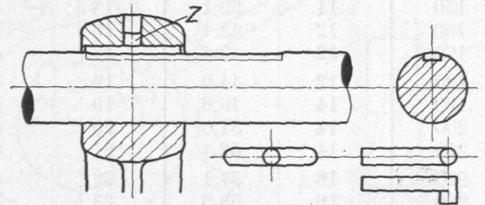


Abb. 313. In einer Nut gleitende Feder.

springenden Teilen durch eine in der Nabe sitzende Feder auf der genuteten Welle, wobei die Feder durch einen Zapfen *Z* in der (geteilten) Nabe gehalten sein kann, Abb. 313, — Konstruktionen, die beim Schalten von Zahnrädern oder Kupplungen ausgedehnte Verwendung finden. Je nach der Genauigkeit, mit der die Teile auf der Welle geführt sein sollen, werden sie mit Gleit- oder Schiebesitz zusammengepaßt. An den häufig und hoch beanspruchten Schaltgetrieben von Kraftwagen haben sich Federn nicht bewährt; an ihrer Stelle werden Vierkantwellen und aus dem Vollen

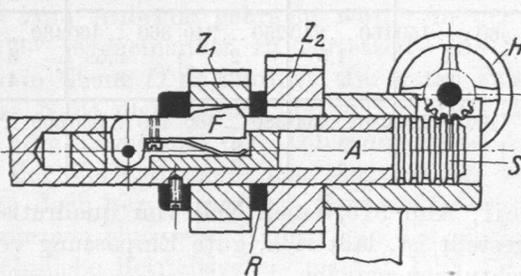


Abb. 314. Ziehkeil.

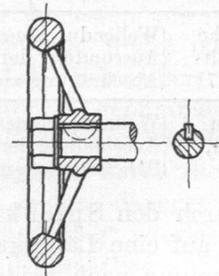


Abb. 315. Scheibenfeder.

gefräste mehrfach genutete Naben und Wellen benutzt. Eine konstruktiv andere Lösung der Umschaltung von Zahnrädern bietet der an Werkzeugmaschinen häufig verwandte Ziehkeil, Abb. 314. Die Zahnräder Z_1 und Z_2 können durch die Feder *F* abwechselnd mit der Welle gekuppelt werden. Diese liegt zu dem Zwecke in einem besonderen Stück *A* im Innern der Welle und wird bei der Verschiebung mittels der Zahnstange *S*