Daß die Stärke der Schmierschicht vom Grunde der Vertiefungen der Schalenoberfläche aus gerechnet werden muß, wie schon auf Seite 619 ausgeführt wurde, berücksichtigt man bei den Rechnungen am einfachsten dadurch, daß man das Zapfen- oder Lagerspiel aus der Lagerbohrung D und dem Zapfendurchmesser d als $D - d$ ermittelt oder im Scheitel des im Lager ruhenden Zapfens mißt und dasselbe um den doppelten Betrag der Summe der Unebenheiten der aufeinanderlaufenden Flächen vermehrt, so daß das Zapfenspiel in den folgenden Rechnungen:

$$s = D - d + 2\,(\delta_1 + \delta_2) \tag{337}$$

zu setzen ist.

Berechnungsbeispiel 6. Das auf Seite 630 unter Voraussetzung völlig glatter Flächen durchgerechnete Beispiel ergibt bei Berücksichtigung der Unebenheiten von $\delta_1 = \delta_2 = 0{,}0005$ cm die Werte:

Zapfenspiel $s = D - d + 2\,(\delta_1 + \delta_2) = 10{,}02 - 10{,}0 + 2\,(0{,}0005 + 0{,}0005) = 0{,}022\,\text{cm}$ und:

$$\Phi = \frac{191\,000\,p \cdot s^2}{\eta \cdot n \cdot d^2}\left(\frac{d+l}{l}\right) = \frac{191\,000 \cdot 17{,}9 \cdot 0{,}022^2}{0{,}0025 \cdot 500 \cdot 10^2} \cdot \left(\frac{10+14}{14}\right) = 22{,}8\,.$$

Nach Abb. 1096 wird beim Ziehen des Strahles durch M und $\Phi = 22{,}8$:

$$h = 0{,}091 \cdot \frac{s}{2} = 0{,}091 \cdot \frac{0{,}022}{2} = 0{,}001 \text{ cm}.$$

Der Zapfen läuft mithin im Ausklinkzustand; flüssige Reibung ist gerade noch sichergestellt.

Zunächst sind die grundlegenden Beziehungen zur Bestimmung

1. des Lagerspiels und der Stärke der Schmierschicht an der engsten Stelle, 2. der Reibungsarbeit und 3. der Lagertemperatur entwickelt. Diesen Gesichtspunkten gegenüber tritt namentlich an kleinen Zapfen und bei mäßigen Belastungen die unter 4. kurz behandelte Berechnung der Zapfen auf Festigkeit zurück. Die auf Grund derselben ermittelten Durchmesser stellen oft Mindestwerte dar, die vergrößert werden müssen, um in das Gebiet der flüssigen Reibung zu kommen. Es empfiehlt sich daher häufig, den Durchmesser zunächst nach den unter 1. bis 3. entwickelten Gleichungen zu bestimmen und die Beanspruchungen auf Biegung und Drehung lediglich nachzuprüfen. Dagegen sind die unter 5. behandelten Wirkungen der Formänderungen der Zapfen äußerst wichtig; sie sind sorgfältig zu beachten.

1. Ermittlung des Lagerspiels und der Stärke der Schmierschicht an der engsten Stelle.

Die Stärke h der Schmierschicht an der engsten Stelle war auf Seite 629 an Hand der Größe Φ und der Abb. 1096 ermittelt worden. Trägt man nun Φ nach der Zusammenstellung 115 abhängig von dem Verhältnis $\frac{h}{s/2}$ in einem Liniennetz auf, so erhält man eine Kurve, die sich innerhalb des praktisch wichtigen Gebiets $\frac{h}{s/2} = 0{,}05$ bis $0{,}5$ genügend genau durch eine gleichseitige Hyperbel:

$$\frac{h}{s/2} \cdot \Phi = 2{,}08 \quad \text{oder} \quad \Phi = 1{,}04\,\frac{s}{h} \tag{338}$$

ersetzen läßt. Wird diese Beziehung in Gleichung (312) eingeführt, so folgt:

$$\text{a)}\quad s = \frac{\eta \cdot n \cdot d^2}{183600 \cdot h \cdot p} \cdot \frac{l}{d+l} \quad \text{oder} \quad \text{b)}\quad h = \frac{\eta \cdot n \cdot d^2}{183\,600 \cdot s \cdot p} \cdot \frac{l}{d+l} \tag{339}$$

(gültig für $h = 0{,}025 \;.\;.\;.\; 0{,}25\,s$).

Diese Formeln gestatten die wechselweise Berechnung von s und h an einem Zapfen vom Durchmesser d und der Länge l unter bestimmten, durch p, η und n gekennzeichneten Betriebsbedingungen, ohne Φ bestimmen zu müssen. (Liegt aber der betrachtete Fall außerhalb der angeführten Grenzen, so muß man die Größe Φ, wie auf Seite 630 angegeben, bei der Ermittlung heranziehen.) Sind s und h gegeben, so läßt sich je nach Umständen n oder p ermitteln.

Die geringste Zapfenreibungszahl $\mu_{1\,\min}$ und damit die kleinste Reibungsarbeit, die sowohl wegen Erhöhung des Wirkungsgrades des Getriebes wie auch wegen Beschränkung der Erwärmung des Lagers anzustreben ist, stellt sich nun, wie auf Seite 631 an Hand des Verlaufes von $\varkappa$ gezeigt wurde, bei $h = \frac{s}{4}$ ein. Indem man diesen Wert in Gleichung (339a) einsetzt, findet man das vorteilhafteste Spiel:

$$s_{best} = \sqrt{\frac{4 \cdot \eta \cdot n d^2}{183600\, p} \cdot \frac{l}{d+l}} \approx 0{,}00467\, d \sqrt{\frac{\eta \cdot n}{p} \cdot \frac{l}{d+l}}. \tag{340}$$

Hervorgehoben sei noch, daß nach Formel (339b) die Ölschichtdicke h um so größer wird, mithin um so mehr Sicherheit gegen Auftreten halbflüssiger Reibung bietet, je kleiner s ist. h nimmt nach der gleichen Beziehung verhältnisgleich der Drehzahl n und dem Quadrat des Durchmessers d zu, so daß größere Durchmesser die Ausbildung flüssiger Reibung unterstützen; mit zunehmender Pressung wird h geringer.

Dem Lagerspiel $D - d$ sind nun untere Grenzen durch die Ausführbarkeit, der Stärke der Schmierschicht h aber durch den Ausklinkzustand gezogen. Die Ausführung der Zapfen und Lager erfolgt in neuzeitlichen Betrieben nach den Passungen der Dinormen. Im allgemeinen Maschinenbau werden für Lager, an die höhere Ansprüche gestellt werden, in erster Linie die Lehren der Laufsitz-Feinpassung des Einheitsbohrungssystems benutzt. Das u. a. im Triebwerkbau angewandte Einheitswellensystem hat annähernd die gleichen Spiele. Seltener wird man an genügend kurzen Zapfen zum engen Laufsitz greifen. Dagegen muß man bei mehrfach gelagerten Wellen häufig wegen der Schwierigkeit, mehrere Lagerstellen genügend übereinstimmend herzustellen, leichten Laufsitz oder Schlichtlaufsitz ausführen. Auch bei großen Durchmessern kann es sich empfehlen, diese weiteren Sitze anzuwenden.

Neben dem Einhalten des Lagerspiels ist aber wichtig, daß die Flächen genau zylindrisch, die Achsen der Zapfen und Schalen also genau gerade sind. Nicht selten kommt es vor, daß sich die Werkzeuge infolge verschiedener Härte des Werkstoffes verlaufen und demzufolge z. B. die Mittellinien der Schalen unregelmäßig ausfallen. So lassen sich erfahrungsgemäß lange, ungeteilte Büchsen mit engem Laufsitz meist schwer und nicht ohne Klemmen mit ihren Zapfen zusammenstecken. Das richtige Spiel ist aber nicht allein bei der Herstellung einzuhalten, sondern auch beim Zusammenbau; dieser wird um so schwieriger, je mehr die Schalen unterteilt sind. Und schließlich verändern namentlich geteilte Schalen ihre Form durch die Wirkung der Belastung, falls sie nicht kräftig genug gehalten oder hinreichend unterstützt sind, oder sie werfen und verziehen sich infolge der Erwärmung beim Betriebe. Kleinere Verzerrungen können durch richtig geleitetes Einlaufen beseitigt, größere müssen durch besonderes Nacharbeiten ausgeglichen werden.

Die Wirkung des Spiels werde zunächst an einigen Zahlenbeispielen der Laufsitzpassung nach der Einheitsbohrung gezeigt.

Beispiel 7. Bei Durchmessern von 32 bis zu 50 mm beträgt nach DIN 777 und 773 das Kleinstspiel 0,025, das Größtspiel 0,075 mm. Sorgfältige Bearbeitung des Zapfens durch Schleifen und der Schale durch Aufreiben vorausgesetzt, darf man die Unebenheiten mit $\delta_1 = \delta_2 = 0{,}005$ mm annehmen und muß daher in die Rechnungen:

als Kleinstspiel

$$s_{\min} = (D - d)_{\min} + 2\,(\delta_1 + \delta_2) = 0{,}025 + 0{,}02 = 0{,}045 \text{ mm},$$

als Größtspiel

$$s_{\max} = (D - d)_{\max} + 2\,(\delta_1 + \delta_2) = 0{,}075 + 0{,}02 = 0{,}095 \text{ mm}$$

einführen. Aus der Mindeststärke der Schmierschicht an der engsten Stelle läßt sich nun bei gegebener Pressung p und Zähigkeit des Schmiermittels η die **Mindestdrehzahl** berechnen, die ein Zapfen haben muß, wenn flüssige Reibung auftreten soll, sofern die später besprochenen Formänderungen der Zapfen und der Schale unberücksichtigt bleiben können. Löst man die Gleichung (339) nach n auf, so erkennt man an:

$$n = \frac{183\,600 \cdot s \cdot h \cdot p}{\eta \cdot d^2} \cdot \frac{d + l}{l},$$

daß die erforderliche Drehzahl um so höher liegt, je größer p ist.

Des leichteren Vergleichs wegen sei p durchweg mit $10\ \mathrm{kg/cm^2}$, $\eta = 0{,}003\,\frac{\mathrm{kg/sek}}{\mathrm{m^2}}$ und $h = \delta_1 + \delta_2 = 0{,}001$ cm angenommen. Damit wird die Mindestdrehzahl für den Zapfen von $d = 32$ mm Durchmesser bei $l = 1{,}5\,d = 48$ mm Länge, für den Fall, daß Kleinstspiel vorliegt:

$$n' = \frac{183\,600 \cdot 0{,}0045 \cdot 0{,}001 \cdot 10}{0{,}003 \cdot 3{,}2^2} \cdot \frac{3{,}2 + 4{,}8}{4{,}8} = 448,$$

im zweiten Grenzfall, beim Größtspiel:

$$n'' = \frac{183\,600 \cdot 0{,}0095 \cdot 0{,}001 \cdot 10}{0{,}003 \cdot 3{,}2^2} \cdot \frac{3{,}2 + 4{,}8}{4{,}8} = 946 \text{ Umdrehungen in der Minute.}$$

Dieser beträchtliche, durch die Spielgrenzen gegebene Unterschied in den Drehzahlen wird dadurch gemildert, daß die angenommenen äußersten Fälle, bei denen ein **dickster** Zapfen mit einer **engsten** Bohrung oder umgekehrt zusammentrifft, kaum vorkommen werden, sowie dadurch, daß das Einlaufen des Zapfens ausgleichend wirkt.

Zur Beurteilung des Einflusses verschiedener Zapfendurchmesser kann daher das **mittlere** Spiel von 0,070 mm und der entsprechende Wert $n_m = 697$ dienen.

Für den größten Durchmesser $d = 500$ mm, bis zu dem die Laufsitzpassung genormt worden ist, gelten die folgenden Spiele:

$$(D - d)_{\min} = 0{,}06, \quad s_{\min} = 0{,}08 \text{ mm};$$
$$(D - d)_{\max} = 0{,}18, \quad s_{\max} = 0{,}20 \text{ mm}.$$

Nimmt man ferner, da die Länge solcher starken Zapfen verhältnismäßig kleiner gehalten zu werden pflegt, $l = d = 500$ mm an, so werden die Grenzdrehzahlen, bei denen flüssige Reibung einsetzt:

$$n' = \frac{183\,600 \cdot 0{,}008 \cdot 0{,}001 \cdot 10}{0{,}003 \cdot 50^2} \cdot \frac{50 + 50}{50} = 3{,}9,$$

$$n'' = \frac{183\,600 \cdot 0{,}020 \cdot 0{,}001 \cdot 10}{0{,}003 \cdot 50^2} \cdot \frac{50 + 50}{50} = 9{,}7 \text{ in der Minute.}$$

Die Werte zeigen deutlich, daß, gleiche Zähigkeit der Schmiermittel und gleiche spezifische Belastung vorausgesetzt,

a) kleine Zapfen erst bei großen Umdrehzahlen, große dagegen schon bei sehr niedrigen so weit angehoben werden, daß die Unebenheiten ausklinken und somit flüssige Reibung eintritt,

b) daß die durch die Toleranzen der Laufsitzpassung gegebenen Grenzwerte von n an größeren Zapfen näher beieinander liegen. Zapfen größeren Durchmessers bieten mithin eine viel sichere Gewähr für die Entstehung flüssiger Reibung. Manchmal sind bei ihnen sogar größere Spiele, als der genannten Passung entsprechen, möglich und sogar zweckmäßig, wie Berechnungsbeispiel 13 zeigt.

In Abb. 1117 sind die Grenzdrehzahlen n für die normalen Durchmesser von 32 bis 500 mm dargestellt, indem über den Durchmessern als Abszissen die Kleinst- und Größtspiele unter Berücksichtigung der Unebenheiten und die zugehörigen Drehzahlen als Ordinaten aufgetragen wurden. Dabei ist angenommen, daß die Zapfenlänge $l = 1{,}5\,d$ bei kleinen Durchmessern auf $1{,}0\,d$ bei großen nach folgender Reihe sinkt:

$d =$	32—50	52—80	82—120	125—180	185—260	270—360	370—500 mm
$l =$	$1{,}5d$	$1{,}5d$	$1{,}4d$	$1{,}3d$	$1{,}2d$	$1{,}1d$	$1d$

wie auch über den einzelnen Durchmessergruppen angegeben ist. Übrigens gestatten die Kurven auch, die Grenzdrehzahlen n' bei beliebig anderem Flächendruck p' und anderer Zähigkeit η' nach:

$$n' = \frac{0{,}003 \cdot n_{\min} \cdot p'}{10 \cdot \eta'} = 0{,}0003\,\frac{n_{\min} \cdot p'}{\eta'} \qquad (341)$$

zu bestimmen und lassen sich daher namentlich bei Überschlagrechnungen vorteilhaft verwenden. Läuft beispielweise ein Zapfen von 150 mm Durchmesser und $l = 1{,}3\,d$ $= 195$ mm Länge unter $p' = 12$ kg/cm² Flächendruck oder 3510 kg Belastung bei Schmierung mit Normalöl 16 (schwerem Maschinenöl) und einer Temperatur von 50°, so wird nach der Zusammenstellung 114, Seite 626, $\eta' = 0{,}0107$, während die Drehzahlen für den Ausklinkzustand:

beim kleinsten Spiel $(D - d)_{\min} = 0{,}04$ mm von 29 auf

$$n' = \frac{0{,}0003 \cdot 29 \cdot 12}{0{,}0107} = 9{,}8$$

und beim Größtspiel $(D - d)_{\max} = 0{,}12$ mm von 67 auf

$$n'' = \frac{0{,}0003 \cdot 67 \cdot 12}{0{,}0107} = 23 \text{ in der Minute}$$

sinken.

Mit der Schmierschichtstärke h an der engsten Stelle bei dauerndem Laufen an den Grenzwert im Ausklinkzustand $\delta_1 + \delta_2$ heranzugehen, ist betriebstechnisch bedenklich, weil bei Störungen sofort halbflüssige Reibung mit rasch steigendem Widerstand eintritt. Zugunsten einer größeren Sicherheit, im Gebiet der flüssigen Reibung zu sein, empfiehlt es sich, größere Schmierschichtstärken anzustreben, selbst unter Inkaufnahme von etwas mehr Reibung. Nach Falz soll man, frei einstellbare Lager vorausgesetzt, bei dünnen raschlaufenden Wellen mindestens $h = 0{,}02$, bei mittleren 0,025, bei starken 0,03 bis 0,035 mm fordern. Nur an langsam laufenden Wellen wird man auf geringere Werte gehen müssen.

Ist das Spiel gegeben, so kann die Berechnung der Zähigkeit des geeigneten Schmiermittels in Frage kommen.

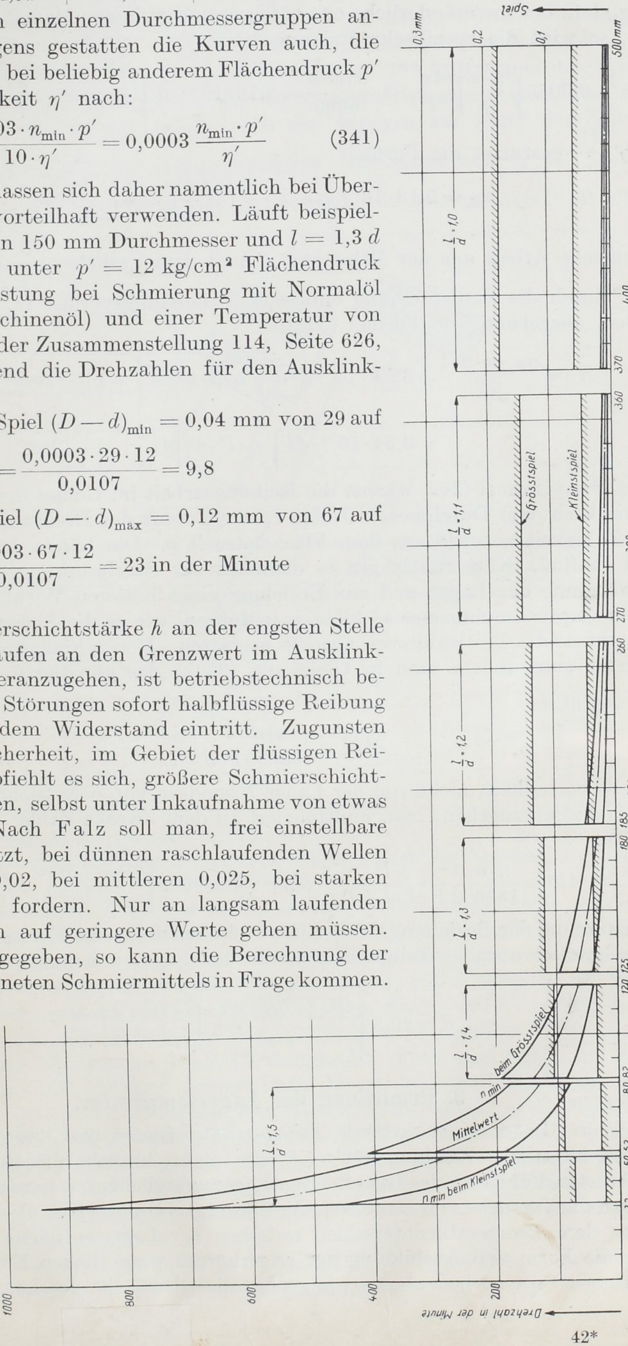

Abb. 1117. Grenzdrehzahlen von Zapfen mit Laufsitz-Feinpassung des Einheitsbohrungssystems von 32 bis 500 mm Durchmesser bei $p = 10$ kg/cm² mittlerem Flächendruck und $\eta = 0{,}003\,\frac{\text{kg.sek}}{\text{m}^2}$ Zähigkeit des Schmiermittels.

2. Berechnung der Reibungsarbeit.

Setzt man in der Grundgleichung (322)

$$a_{R_0} = \frac{p_m \cdot \mu_1 \cdot v}{\pi}$$

$v = \dfrac{\pi \cdot d \cdot n}{6000}$ (der Nenner ist 6000,