

Während die bisher erwähnten Zapfenarten die Drehung nur um ihre eigene Längsachse ermöglichen, gestattet der Kugelpapfen, Abb. 1084, auch ein seitliches Ausschweichen, also eine Bewegung im Raume. Er wird sowohl als Trag- wie als Stützapfen verwendet.

II. Allgemeine Gesichtspunkte.

Man unterscheidet ruhende und laufende Zapfen. Erstere haben lediglich den Zweck, die Einstellung der Teile, an denen sie sitzen, den Kräften entsprechend, zu ermöglichen — z. B. im Falle einer gelenkigen Aufhängung eines Stückes, Abb. 895 —; sie führen keine oder ganz geringe Bewegungen aus und können deshalb vielfach trocken mit dem Lager zusammengebaut werden. Alle laufenden Zapfen müssen dagegen zur Verminderung der Reibung und zur Einschränkung der Abnutzung geschmiert werden.

Die Zapfen sind auf Flächendruck, Festigkeit und, falls sie unter größerer Geschwindigkeit arbeiten, auf Sicherheit gegen Warmlaufen zu berechnen.

Laufende Zapfen dürfen von den Lagerschalen nicht fest umschlossen werden, sondern müssen, damit das Schmiermittel zur Wirkung kommen kann, Spiel, „Öluft“ haben.

In der Ruhe legt sich ein genau zylindrischer Zapfen in einer genau zylindrischen, aber dem Spiel entsprechend weiteren Scheitel längs der unteren Scheitellinie an, wie in Abb. 1085 strichpunktiert angedeutet ist. Wird er im Sinne des Pfeiles 1 in Drehung versetzt, so nimmt er das anhaftende Schmiermittel mit, bringt es in die Laufbahn, wird aber dabei angehoben, weil die mitgenommenen Schmiermittel-

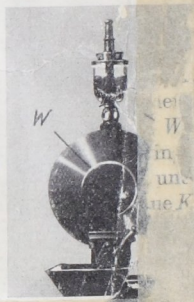


Abb. 1086. Zylindrischer Zapfen während des Laufens.

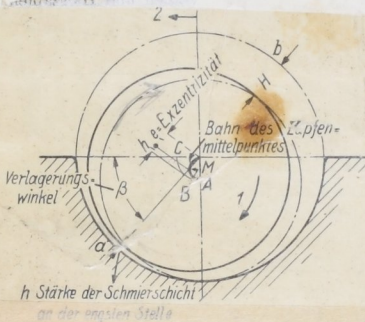


Abb. 1085. Stellung eines Zapfens in einer zu ihm anschließenden Lagerschale.

menge durch den Scheitelquerschnitt fließen muß. Dieses Anheben wird längs der senkrechten Mittellinie unter symmetrischer Ausbildung der Schmierschicht und der Druckverteilung beiderseits der genannten Linie erfolgen, wenn die Benetzung in der Schmierschicht verlustfrei wäre. Durch die unvermeidlichen Verluste kann aber der Druck auf der Austrittseite nicht so groß sein wie auf der anderen, mithin muß sich der Zapfen auch noch seitlich, und zwar im Sinne des Pfeiles 2 verschieben, z. B. vor A nach B (in entgegengesetzter Richtung also, wie beim Laufen des Zapfens in einer trockenen Schale zu erwarten wäre). Vergleiche hierzu Abb. 1086, eine Aufnahme des Studierendes Buchkremer, der ein Stück Welle W von 70 mm Durchmesser mittelst eines Elektromotors und einer biegsamen Drahtwelle in einem einige Zentimeter breiter Ring R im Sinne des Pfeils unter Öl laufen ließ und auf diese Weise das Verhalten des Zapfens mit bloßem Auge sichtbar machte.

Am stillstehenden Zapfen ist, da das Schmiermittel Zeit gehabt hat, auszuweichen, metallische Berührung mit der Schale vorhanden, beim Anlaufen also im ersten Augenblick die beträchtliche ruhende Reibung fester Körper zu überwinden. Wären die Oberflächen völlig glatt, so würden schon äußerst dünne Ölschichten von schätzungsweise $\frac{1}{100000}$ mm Stärke genügen, um die sehr niedrige flüssige Reibung herbeizuführen, bei der eine am Zapfen haftende Ölhaut mit der Laufgeschwindigkeit des Zapfens v auf einer in der Lagerschale ruhenden Schicht gleitet. Bei größerer Stärke bilden sich zahl-

reiche Schichten mit verschiedener, von 0 — v m/sek steigender Geschwindigkeit unter gegenseitigem Gleiten aufeinander.

Völlig glatte Oberflächen aber lassen sich praktisch nicht herstellen. Nach Messungen von Prof. Berndt muß man mit den folgenden Unebenheiten an bearbeitetem, ungehärtetem Siemens-Martinstahl rechnen.

Zusammenstellung 113. Höhe der Unebenheiten bearbeiteter Oberflächen bei ungehärtetem Siemens-Martinstahl.

1.	Gedreht	0,03 — 0,04 mm
2.	Gedreht und mit Halbschlichtfeile geschlichtet	0,02 — 0,03 „
3.	Gedreht und mit Schlichtfeile geschlichtet	0,01 — 0,02 „
4.	Geschlichtet und mit Schmirgelleinen Nr. 1 abgezogen	0,006 — 0,007 „
5.	Mit Schmirgelscheibe geschliffen	0,004 — 0,005 „
6.	Geschlichtet und mit Schmirgelleinen Nr. 00 abgezogen oder gehärtet und geschliffen	0,003 — 0,004 „
7.	Auf Gußplatte sauber abgezogen (nur für ebene Flächen)	0,001 — 0,003 „
8.	Gehärtet und bes. sauber auf Gußplatte abgezogenrd.	0,0001 „

Zapfen sollen sorgfältig, wie unter 4 bis 6 angegeben, hergestellt werden, so daß man als Mittelwert für die Unebenheiten $\delta_1 = 0,005$ mm annehmen darf. Die gleiche Zahl $\delta_2 = 0,005$ mm gilt für genau bearbeitete Lagerschalen mit verdichteter Oberfläche, während man bei sauber gebohrten im Falle von Weißmetall etwa 0,015, im Falle von Bronze sogar 0,02 mm wird ansetzen müssen.

Da nun während der Ruhe an der einen oder anderen Stelle eine größte Erhöhung des einen Teils in einer größten Vertiefung des andern liegt, wird, muß der Zapfen beim Laufen, wenn flüssige Reibung eintreten und metallische Berührung ausgeschlossen sein soll, an der engsten Stelle a , Abb. 1085, mindestens um die Summe der Unebenheiten z. B. unter sorgfältiger Bearbeitung beider Teile um 0,01 mm angehoben werden. Wenn die Unebenheiten verschieden groß, etwa im Falle eines geschliffenen Zapfens in einer sauber ausgebohrten Bronzeschale $\delta_1 = 0,005$ und $\delta_2 = 0,02$ mm sind, würde das gegenseitige Ineinanderdringen während der Ruhe und das Anheben beim Laufen allerdings nur 2 δ_1 betragen, wohl aber müßte die Schmierschicht im Ausklinkzustand in dem die Unebenheiten gerade übereinander hinweggleiten, die Mindeststärke:

$$h = \delta_1 + \delta_2$$

haben. Die Menge des vom Zapfen mitgenommenen Öls und damit die Stärke der Schmierschicht an der engsten Stelle, durch die ja jene Menge hindurchgepreßt werden muß nimmt mit der Umfangsgeschwindigkeit zu; es wird also an einem gegebenen, unter bestimmten Betriebsverhältnissen laufenden Zapfen eine ganz bestimmte Drehzahl geben bei der jene Schmierschichtstärke erreicht wird und damit flüssige Reibung einsetzt. Arbeitet der Zapfen mit geringerer Geschwindigkeit, so wird ein Teil der Belastung durch das in die Vertiefungen eingedrungene Öl aufgenommen, die Bildung einer zusammenhängenden Ölschicht, auf der der Zapfen schwimmt, aber noch unmöglich sein, weil sie durch die Erhöhungen zerrissen wird. Die letzteren werden noch stellenweise in metallische Berührung kommen; ein Betriebszustand, der durch die halbflüssige Reibung gekennzeichnet ist, bei der der entstehende Widerstand zwischen dem bei ruhender Reibung und dem bei flüssiger liegt. Wird die oben erwähnte Drehzahl erreicht, so greifen die Erhöhungen nicht mehr ineinander ein; der Zapfen beginnt auf dem Schmiermittel unter Vermeidung jeglicher Abnutzung zu schwimmen.

Zusammenfassend sei hervorgehoben, daß also beim Inbetriebsetzen die im ersten Augenblick auftretende Reibung fester Körper zunächst in die halbflüssige übergeht, weil das Schmiermittel, das sich auch während der Ruhe noch in dem Spielraum zwischen Zapfen und Schale gehalten hat, oder das dem Zapfen zugeführt wird, infolge seiner Haftfähigkeit zwischen die bewegten Flächen gebracht wird. Mit steigender Drehzahl nimmt die Stärke der Schmierschicht an der Lauffläche unter rascher Abnahme des Reibungswiderstandes zu, bis bei einer bestimmten Drehzahl die Schicht so die

wird, daß die Unebenheiten ausklinken, also übereinander hinweggleiten und eine zusammenhängende Ölschicht zustande kommt. Damit setzt der für den Betrieb vorteilhafte Zustand der flüssigen Reibung ein, in welchem der Zapfen unter sehr geringem Widerstand auf der Schmierschicht schwimmt. Wird die erwähnte Drehzahl nicht erreicht, so ist dauernd mit halbflüssiger Reibung und mit Verschleiß zu rechnen.

Die vorstehenden Betrachtungen gelten für ständig in einer Richtung belastete und laufende Zapfen, wie sie vorwiegend bei Triebwerken, Wasser- und Dampfturbinen, Elektromotoren usw. vorkommen. Wesentlich ist dabei die Entstehung einer keiligen Schmierschicht, deren Stärke auf der Eintrittseite des Schmiermittels von H an der Stelle b in Abb. 1085 stetig auf h an der engsten Stelle a abnimmt.

Anders liegen die Verhältnisse, wenn die Zapfen zwar ständig im selben Sinne umlaufen, aber der Richtung nach wechselnden Kräften ausgesetzt sind oder häufig wechselnder Drehrichtung unterliegen oder nur schwingende Bewegungen ausführen. Der erste Fall findet sich z. B. bei doppeltwirkenden Kolbenmaschinen, an den Kurbel- und den Wellenzapfen, die durch die Triebkräfte bald an der einen, bald an der anderen Schale zum Anliegen gebracht werden. Zur dritten Gruppe gehören die Kreuzkopfzapfen. Unter den genannten Umständen ist die Ausbildung zusammenhängender, keiliger, tragfähiger Schichten nicht nur schwierig, sondern vielfach überhaupt nicht möglich; das Schmiermittel hat insbesondere im ersten Falle eine völlig andere Aufgabe, nämlich die Stöße, die an einem ungeschmierten Zapfen beim Wechsel der Krafttrichtung durch das Zapfenspiel gegeben wären, zu dämpfen. Beim Laufen führt der Zapfen das an ihm haftende Öl der unbelasteten Schale zu; das Öl fängt bei dem genannten Wechsel den Stoß auf, wird dabei aber weggequetscht. Ist es nun möglich, die Schmierschicht so dick zu halten, daß die Unebenheiten der Oberflächen nicht in metallische Berührung kommen — und das kann durch Zufuhr frischen Öls unter genügendem Druck, durch Preßschmierung, ganz wesentlich unterstützt werden —, so tritt auch in diesem Falle kein Verschleiß ein. Meistens wird man aber mit halbflüssiger Reibung, also auch mit Abnutzung rechnen müssen. Das trifft auch für die meisten schwingenden Zapfen zu, bei denen es naturgemäß noch schwieriger ist, größere Ölmengen an die Auflagestelle durch die Zapfen selbst zu führen.

Sollen an Stützzapfen die Vorteile der flüssigen Reibung: geringer Laufwiderstand und Vermeidung des Verschleißes, ausgenutzt werden, so gilt es wiederum, keilige und dadurch tragfähige Schmierschichten zu erzeugen, wie es Michell zuerst gelungen ist.

III. Grundlagen der Berechnung der Zapfen.

A. Verteilung des Flächendruckes.

Bezeichnet df ein Element der Zapfenoberfläche, Abb. 1074 und 1075, das unter dem Winkel α gegen die senkrechte Ebene bzw. Achse geneigt ist und p den Flächendruck, der dort herrscht, so ist die Kraft, der dieses Element ausgesetzt ist, $p \cdot df$. Die Gleichgewichtsbedingung in Richtung der Zapfenbelastung P fordert:

$$P = \int p \cdot df \cdot \cos \alpha,$$

nämlich daß P gleich der Summe der parallel zu P gerichteten Komponenten von sämtlichen Elementarkräften ist.

Das Integral läßt sich ohne weitere Annahmen über die Größe und Verteilung von p nicht lösen. Am einfachsten ist es, p für alle Elemente gleich groß anzunehmen, eine zwar nicht zutreffende Voraussetzung, die aber doch den Vergleich und damit die Berechnung neuer Zapfen ähnlicher Form gestattet. Mit diesem „mittleren Flächendruck“ geht die Gleichung über in:

$$P = p \int df \cdot \cos \alpha.$$