

Der Auflagdruck.

Im Allgemeinen wird das Oel zwischen zwei sich reibenden Flächen nicht ausgepresst, wenn der Druck geringer als $p = 4$ Kil. per $1 \text{ cm}^2 = 4 \text{ Atm.}$ verbleibt.

Langsam gehende Zapfen, welche so gering belastet sind oder derartig lange Schalen erhalten können, dass der Auflagdruck $p = 4 \text{ Atm.}$ nicht übersteigt, bedürfen, wenn sie einmal geölt wurden, keiner fortwährenden Nachschmierung, denn sie wälzen sich in der dauernd adhären den Hülle. Sie tropfen nicht ab und ihr Nachschmierer hat nur das sich verharzende und durch Staub trocknende Oel zu ersetzen.

Bei schneller gehenden derartigen Zapfen zieht eine gewisse Saugwirkung vom Schmierloch zu den Enden, an welchen ein theilweises Vacuum als Folge der Umdrehungen herrscht. Ein Bund zieht wegen der größeren Umfangsgeschwindigkeit und Fliehkraftwirkung in der umgebenden Luft mehr Oel an, als ein glatt auslaufender Rand.

Die Wirkung des Nachschmierens schnellgehender Zapfen erstreckt sich aus diesem Grunde hauptsächlich nur auf die Länge zwischen Schmierloch und Zapfenende und dieses verlangt als Regel das Schmierloch in der halben Länge der Schale. Schnellgehende Zapfen bedürfen daher eines dauernden Nachschmierens, welches aber bei geringer Belastung (bis 4 Atm.) höchst mäßig zusein braucht. Aerostatische Schmierapparate, welche viele Wochen an einer einmaligen Füllung zehren, sind hier wohl bewährt.

Bei solch gering belasteten Zapfen ist das Schalenmaterial gleichgiltig; denn die Oelhülle, welche die Oberflächen dick umkleidet, verhindert die directe Berührung. Abnützung tritt hierbei nicht ein und ihr geringer Widerstand gegen die Drehung begründet sich mehr in der Cohäsion des Oeles als einer eigentlichen Reibung.

Solche Zapfen kommen aber fast nur in kleinen Arbeitsmaschinen und Zweigtransmissionen vor.

Die Zapfen von schwereren Wellen gehen mit $p = 12\text{--}15$ Atm. Auflagdruck sicher gut. Unter gewissen Verhältnissen, wenn nämlich die Achsen sehr stark construirt sind und sich daher nur wenig und dazu noch in Folge constanter Krafrichtung in gleichbleibender Richtung biegen, wobei also die Zapfen zu vollem Einlaufen kommen und dauernd auf der ganzen Länge und nicht nur an den Rändern der Schale anliegen, kann der Auflagdruck selbst bis $p = 30$ Atm. steigen. Dies gilt aber nicht von den Lagerzapfen der Dampfmaschinenschwungradwellen, welche durch den Dampfdruck stets hin- und zurückgebogen werden, und daher nie vollkommen einlaufen und aufliegen können. (Vergl. Anhang XVII).

Bei solchen höheren Belastungen haftet das Oel nicht mehr dauernd am Zapfen, sondern wird stetig ausgepresst. Es wird nur aus der Schmierspinnne an der unbelasteten Schale mitgenommen aber unter Mitwirkung der Saugwirkung dauernd zum Rande gedrängt, wo es abtropft. Eine fortwährende und reichliche Schmierung mittelst Dochtapparaten ist daher nun am Platze.

Hier ist das Schalenmaterial nicht mehr gleichgiltig, denn die dünnere Oelhülle wird von den molecularen Erhöhungen und Spitzen, welche selbst an den polirten Oberflächen vorkommen, örtlich durchbrochen, und schleifen sich beständig ab. Gusseisen mit seiner krystallinischen Structur ist hier nimmer, sondern nur Bronze oder Weißmetall verwendbar. Letzteres läuft sich leichter ein, und bietet daher bei gleicher Größe mehr thatsächlich tragende Flächeneinheiten als die härtere Bronze. Daher kann der mittlere Auflagedruck bei Weißmetall mindestens gleichhoch und selbst höher gehalten werden als bei Bronze.

Eisenbahnfahrzeuge. Gute Erhebungen über die zulässigen Auflagedrücke gestatten die Zapfen der Eisenbahnfahrzeuge. Die Beanspruchungsgrenzen liegen hier, abgesehen von der Luftkühlung, wegen dem stets möglichen Einschaukeln der Schalen zum Aufliegen auf der vollen Länge und auch aus dem Grunde höher, als die Schalen schmal gehalten sind und den Durchmesser nur zu $\sim 0.6-0.7$ überdecken.

Eisenbahnzapfen sind nun mit $p \sim 20$ Atm. Auflagedruck bei Personenwagen und mit $p \sim 30$ Atm. bei Lastwagen beansprucht. $p = 40$ Atm. ist äußerste Grenze für sicheren Lauf. Es gibt wohl auch solche, welche bis 50 Atm. belastet sind, aber die Schmierung muss reichlicher erfolgen, und Anstände sind häufig.

Stationäre Dampfmaschinen. Die Lagerzapfen von stationären Dampfmaschinen gehen, wie erwähnt, mit $p = 12$ bis höchstens $p = 15$ Atm. sicher gut.

Der Kurbelzapfen der stationären Maschine verträgt einen weitaus höheren Druck als ein Lagerzapfen. Die Ursache ist in seiner originellen Arbeitsweise zu suchen, welche von der aller anderen Zapfen abweicht. Der Kurbelzapfen wechselt nämlich beim Hin- und beim Rückgange völlig die Schalen, auf welche er drückt. Die Schale saugt bei jedesmaliger Entlastung Oel zwischen sich und dem Zapfen, und wenn dies auch bei der wiederkehrenden Belastung unter einem hier zulässigen Auflagedruck von $p \sim 60$ Atm. schnell gegen den Rand zu gedrückt wird, so ist doch der Hub vollbracht, ehe die Flächen trocken gepresst sind. Auch wird der Zapfen stets nach der gleichen Richtung beansprucht und gebogen, was das Einlaufen sichert. Die gleichsam „athmenden“ Schalen verbrauchen wohl mehr Oel als ruhig belastete, an welch' letzteren das Oel in steten Spiralen vom Schmierloch zum Rande zieht, aber der hohe gefahrlose Auflagedruck ist ein positiver Gewinn. Centrifugalschmierung ist hier bewährt.

Der Kreuzkopfzapfen arbeitet ähnlich dem Kurbelzapfen mit wechselnden Schalen. Der Auflagedruck kann daher hier ebenso hoch oder noch etwas höher steigen (auf $p = 70-80$ Atm.); denn unter dem kleineren Ausschlagwinkel hält das Oel länger an. Hier ist aber im Allgemeinen Weißmetall nicht zu verwenden, nachdem dies der Oscillation nur selten Stand hält.

Die Excenter arbeiten ähnlich wie die Kurbelzapfen. Die Schmiervase muss hier an jener Seite des Ringes sitzen, an welcher das Excenter nach aufwärts streift.

Locomotive. In den Locomotivmaschinen herrschen die größten specifischen Auflagedrücke auf die Zapfen; sie erscheinen im Mittel doppelt so groß als in den Stationärmaschinen. Dies wird aber hauptsächlich dadurch erklärlich, als alle Theile der Maschine andauernd in einer rüttelnden Bewegung arbeiten, wobei in den Momenten, in welchen sich die Schalen vom Zapfen abheben, jenes Einathmen von Oel, welches bereits beim Kurbelzapfen der stationären Maschinen erwähnt wurde, wieder, u. zw. in viel häufigerer Folge, eintritt als dort. Auch die rege Luftkühlung trägt daran Theil.

Schiffsmaschinen. Die Zapfen der Schiffsmaschinen zeigen sämmtlich die gleichen oder noch kleinere Auflagedrücke als jene der Stationärmaschinen. Dies ist aber durch die gekröpften Wellen erklärlich, welche aus Festigkeitsgründen größere Auflageflächen bieten können.

Das Zapfenlängenverhältniss berechnet sich nun bekanntlich für Festigkeit und Auflagedruck aus den Formeln:

$$\text{aus } P \cdot \frac{l}{2} = S \cdot \frac{\pi}{32} d^3 \quad \text{und} \quad P = d \cdot l \cdot p$$

$$\text{mit } \frac{l}{d} = \sqrt{\frac{\pi}{16}} \sqrt{\frac{S}{p}} = 0.45 \sqrt{\frac{S}{p}} \quad \dots (x)$$

wobei S die Materialspannung und p den Auflagedruck bedeuten.

Für Stirnzapfen mit $\left\{ \begin{array}{l} S = 2-4-6 \text{ Kil. per } 1 \text{ mm}^2 \\ p = 16-30-50 \text{ Atm.} \end{array} \right.$
 (Schmiedeeisen, constanter Druck)
 und Kurbelzapfen mit $\left\{ \begin{array}{l} S = 5-6-8 \text{ Kil.} \\ p = 70-80-110 \text{ Atm.} \end{array} \right.$
 (Gusstahl, wechselnder Druck)
 wird das Zapfenverhältniss $\frac{l}{d} = 1.6$ und $\frac{l}{d} = 1.2$.

Die Reibungsarbeit.

Die Zapfenreibungsarbeit setzt sich in Wärme um, und diese muss theils im Querschnitte des Zapfens gegen die übrige Welle zu, und theils von den Oberflächen des Lagers an die Umgebung in jener Menge abgeführt werden als sie erwächst, wenn keine Ansammlung dieser Wärme und kein Heißgehen der Zapfen eintreten soll.

Ein gewöhnliches niederes Wellenlager, welches in ruhiger Luft und außen mit einer Oelkruste behaftet liegt, wird bestimmt heiß, wenn die Reibungsarbeit andauernd per Secunde und per 1 cm^2 Zapfenprojection einen Betrag von $a = 1.0$ Kil. Meter erreicht. (Vergl. Anhang XVII.)

Kurbellagerzapfen können für die Rechnung mit $a = .7$ bis 1.0 mk per 1 cm^2 und Secunde mit Sicherheit beansprucht werden, indem sie nicht dauernd den vollen Dampfdruck zu ertragen haben und wegen ihres höheren Baues, wegen der Luftströmung durch das nahe Schwungrad, und wegen der größeren Reinhaltung auch der Abkühlung besser ausgesetzt sind als gewöhnliche Wellenlager.

Kurbelzapfen vertragen rechnungsmäßig spezifische Reibungsarbeiten von $a = 1.5$ bis selbst 1.8 mk per Secunde, des nur zeitweiligen vollen Dampfdruckes, der völlig wechselnden Schalen und des Fegens in der Luft wegen.

Für Locomotivmaschinen rechnen sich die Abnütz-
 arbeiten für die Kurbelzapfen mit $a = 4$ bis 6.5 mk per 1 cm^2