

Objekttyp: **TableOfContent**

Zeitschrift: **Schweizerische Bauzeitung**

Band (Jahr): **15/16 (1890)**

Heft 22

PDF erstellt am: **20.09.2024**

### **Nutzungsbedingungen**

Die ETH-Bibliothek ist Anbieterin der digitalisierten Zeitschriften. Sie besitzt keine Urheberrechte an den Inhalten der Zeitschriften. Die Rechte liegen in der Regel bei den Herausgebern.

Die auf der Plattform e-periodica veröffentlichten Dokumente stehen für nicht-kommerzielle Zwecke in Lehre und Forschung sowie für die private Nutzung frei zur Verfügung. Einzelne Dateien oder Ausdrucke aus diesem Angebot können zusammen mit diesen Nutzungsbedingungen und den korrekten Herkunftsbezeichnungen weitergegeben werden.

Das Veröffentlichen von Bildern in Print- und Online-Publikationen ist nur mit vorheriger Genehmigung der Rechteinhaber erlaubt. Die systematische Speicherung von Teilen des elektronischen Angebots auf anderen Servern bedarf ebenfalls des schriftlichen Einverständnisses der Rechteinhaber.

### **Haftungsausschluss**

Alle Angaben erfolgen ohne Gewähr für Vollständigkeit oder Richtigkeit. Es wird keine Haftung übernommen für Schäden durch die Verwendung von Informationen aus diesem Online-Angebot oder durch das Fehlen von Informationen. Dies gilt auch für Inhalte Dritter, die über dieses Angebot zugänglich sind.

INHALT: Ueber die Spurzapfen der Turbinen. — Die Klärbecken-Anlage zu Frankfurt a. M. — Miscellanea: Grosse Eisenbahn-Güterwagen. Verband deutscher Architekten- und Ingenieur-Vereine. Versuche über den Bewegungswiderstand der Dampfstrassenwalzen. Ueber

die Widerstandsfähigkeit der Monierdecken im Feuer. Dem eidgenössischen Polytechnikum. — Concurrenzen: Segel- oder Lastschiff. — Necrologie: † August Schmid. — Berichtigung. — Vereinsnachrichten: Stellenvermittlung.

### Ueber die Spurzapfen der Turbinen.\*)

Der Spurzapfen (Stupfen) ist das Herz der Turbine. Functionirt dieser nicht gut, so wird auch eine sonst richtig berechnete Turbine werthlos. Je kälter dieses Herz bleibt, um so besser. Je weniger Reibungsarbeit in seinem Innern verrichtet wird, um so kleiner ist die Gefahr, dass das empfindliche Ding, der Spurzapfen, sich erwärme.

Erfahrungsgemäss ist nun diese Reibungsarbeit nicht gleich bei neuen und bei eingelaufenen, schon einige Zeit sich im Betriebe befindenden Spurzapfen.

Bei neuen Zapfen vertheilt sich der Gesamtdruck gleichmässig über die ganze Stupffläche, so dass der spezifische Druck  $p$  constant wird, nämlich:

$$p = \frac{P}{F}$$

wenn wir mit  $P$  die totale Belastung und mit  $F$  den Flächeninhalt der Stupfplatte bezeichnen.

Unter dieser Voraussetzung ergibt sich durch Integration des Differenzials der Arbeit für die gesammte Zapfenreibungsarbeit in Meterkilogramm:

$$A = \frac{f \cdot P \cdot \pi \cdot n \cdot (R^3 - r^3)}{45 (R^2 - r^2)}$$

für die ringförmige Spurzplatte und

$$A = \frac{f \cdot P \cdot \pi \cdot n \cdot R}{45} \quad (1)$$

für die vollen Zapfen.

Dabei bezeichnen:

- $f$  = Reibungscoefficient,
- $P$  = Gesamtdruck in  $kg$ ,
- $n$  = Anzahl Umdrehungen per Minute,
- $R$  = äusserer und  $r$  = innerer Radius der Spurzplatte in Metern.

Sobald nun die Abnützung beginnt, gestaltet sich die Sache anders. Zuerst wird sich die Abnützung am äusseren Umfang zeigen, wo die grösste Umfangsgeschwindigkeit vorkommt. Dadurch findet eine momentane Entlastung der äusseren Peripherie und eine Zunahme des spezifischen Druckes gegen das Centrum hin statt. Dies dauert nur so lange, bis die innern Partien so tief abgenützt sind als die äusseren, worauf das Spiel von neuem beginnt.

Dass dem so ist, zeigt die gleichmässige Abnützung von Spurzplatten, welche Jahre lang in Thätigkeit waren.

Dieses gleichmässige Abnutzen erfordert aber bei ein und demselben Material die gleiche Arbeit per Flächenelement. Es wird also in diesem Falle die spezifische Reibungsarbeit constant, d. h.

$$p \cdot V = \text{constant} = C$$

Es ist somit der Druck per Flächeneinheit an einer beliebigen Stelle der Stupfplatte der zugehörigen Umfangsgeschwindigkeit umgekehrt proportional.

In diesem Falle wird die Reibungsarbeit für den ringförmigen Spurzapfen:

$$A = \frac{f \cdot P \cdot \pi \cdot n}{60} \cdot \frac{(R^2 - r^2)}{(R - r)}$$

und für den vollen Spurzapfen:

$$A = \frac{f \cdot P \cdot \pi \cdot n \cdot R}{60} \quad (2)$$

\*) Wir entnehmen nachfolgende werthvolle Abhandlung einer grösseren Arbeit, welche unser verehrter Mitarbeiter, Maschineningenieur J. J. Reifer in Winterthur, demnächst im Verlag von Meyer & Zeller in Zürich erscheinen lassen wird und auf die wir uns vorbehalten später zurückzukommen. Der Verfasser hat uns in verdankenswerther Weise zur Wiedergabe dieses Capitels ermächtigt.

Nach diesen Formeln verhält sich die Reibungsarbeit bei neuen Zapfen zu derjenigen der eingelaufenen wie 4 : 3.

Das stimmt mit der praktischen Erfahrung und erklärt die Thatsache, dass oft Stupfen in den ersten Tagen mehr oder weniger warm laufen, bis sie etwas eingelaufen sind, und dann Jahre lang nicht die geringste Erwärmung mehr zeigen.

Der Reibungscoefficient  $f$  liegt zwischen 0,06 und 0,1 und wird im Mittel zu 0,08 angenommen.

Wie sehr dieser Coefficient von der Qualität des Schmieröles abhängt, zeigen folgende Versuchsergebnisse von S. Lamansky:

Bezeichnung des Schmieröles:	Reibungsarbeit per 1 Kilo-Belastung:
Walratöl	0,075 Meterkilogramm.
Olivenöl	0,125 „
Oleonid	0,150 „
Oleonaphta I.	0,202 „
Naphtarückstände	0,196 „
Maschinenöl	0,250 „

Die Belastung  $P$  setzt sich zusammen:

1) aus dem Gewicht der auf dem Spurzapfen ruhenden Maschinentheile, als: Laufrad, Turbinenwelle und allfällig auf derselben sitzendes Triebbad;

2) bei vorhandenem conischem Getriebe: Aus der von der Kraft am Umfang herrührenden Verticalcomponente, welche bei gut construirten Rädern klein ausfällt und bei bekannter Zahnform leicht graphisch ermittelt werden kann;

3) aus dem verticalen Wasserdruck. Derselbe soll mit etwa 75 % der über dem Leitrad stehenden Wassersäule in Rechnung gebracht werden.

Es wäre somit für diesen verticalen Wasserdruck zu setzen:

$$P_w = \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) \cdot H \cdot 1000 \cdot 0,75$$

oder wenn wir für practische Zwecke genügend genau mit dem mittleren Leitradradius  $D_m$  und mit der radialen Leitradbreite  $b$ , rechnen:

$$P_w = \pi D_m b_1 \cdot H \cdot 1000 \cdot 0,75, \quad (3)$$

wobei  $H$  das totale Gefälle in  $m$  bedeutet.

Nur wenn zwingende Gründe vorhanden sind, den Stupfdiameter auf ein Minimum zu reduciren, darf man von 75 % des erwähnten Wassergewichtes bis auf 50 % hinuntergehen.

Wer sich für genaue Bestimmung des von durchfliessendem Wasser verursachten Zapfendruckes interessirt, dem empfehle ich, die Abhandlung von Professor Albert Fliegner in Band XIV 1881 der „Eisenbahn“ nachzulesen.

Sowohl aus Formel (1) als aus (2) ergibt sich, dass wenn Druck und Tourenzahl gegebenem sind, die Reibungsarbeit mit dem Radius  $R$  der Stupfplatte wächst. Um diesen Arbeitsverlust möglichst klein zu halten, sind daher die Constructeurs bestrebt, den Durchmesser des Spurzapfens herunterzudrücken, wobei einige so weit gehen, dass ihnen unter 10 solcher Minimalzapfen (Stahl auf Stahl) früher oder später 8 zusammenschweissen (anfressen).

Zur Berechnung der Stupfdiameter nehmen die Einen die Belastung allein als massgebend an, während Andere auch die Tourenzahl mit berücksichtigen.

Ich halte folgendes Vorgehen für richtig:

Der auf die effective Fläche vertheilte Druck soll nicht über 100  $kg$  per  $cm^2$  steigen. Da nun die effective Fläche, der Oelrinnen wegen, nur etwa 80 % der Bruttofläche

$$F = \frac{d^2 \pi}{4}$$

ausmacht, so setzen wir: