

Zeitschrift: Schweizerische Bauzeitung
Herausgeber: Verlags-AG der akademischen technischen Vereine
Band: 15/16 (1890)
Heft: 22

Artikel: Ueber die Spurzapfen der Turbinen
Autor: [s.n.]
DOI: <https://doi.org/10.5169/seals-16413>

Nutzungsbedingungen

Die ETH-Bibliothek ist die Anbieterin der digitalisierten Zeitschriften auf E-Periodica. Sie besitzt keine Urheberrechte an den Zeitschriften und ist nicht verantwortlich für deren Inhalte. Die Rechte liegen in der Regel bei den Herausgebern beziehungsweise den externen Rechteinhabern. Das Veröffentlichen von Bildern in Print- und Online-Publikationen sowie auf Social Media-Kanälen oder Webseiten ist nur mit vorheriger Genehmigung der Rechteinhaber erlaubt. [Mehr erfahren](#)

Conditions d'utilisation

L'ETH Library est le fournisseur des revues numérisées. Elle ne détient aucun droit d'auteur sur les revues et n'est pas responsable de leur contenu. En règle générale, les droits sont détenus par les éditeurs ou les détenteurs de droits externes. La reproduction d'images dans des publications imprimées ou en ligne ainsi que sur des canaux de médias sociaux ou des sites web n'est autorisée qu'avec l'accord préalable des détenteurs des droits. [En savoir plus](#)

Terms of use

The ETH Library is the provider of the digitised journals. It does not own any copyrights to the journals and is not responsible for their content. The rights usually lie with the publishers or the external rights holders. Publishing images in print and online publications, as well as on social media channels or websites, is only permitted with the prior consent of the rights holders. [Find out more](#)

Download PDF: 21.02.2026

ETH-Bibliothek Zürich, E-Periodica, <https://www.e-periodica.ch>

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. — Concurrenten: 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 verichtet 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 Stupfplatte, 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 Zapfenreibungswerk in Meterkilogramm:

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

für die ringförmige Spurplatte und

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

für die vollen Zapfen.

Dabei bezeichnen:

f = Reibungscoefficient,

P = Gesammtbelastung in kg,

n = Anzahl Umdrehungen per Minute,

R = äusserer und r = innerer Radius der Spurplatte in Metern.

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

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

Dieses gleichmässige Abnutzen erfordert aber bei einem und demselben Material die gleiche Arbeit per Flächenelement. Es wird also in diesem Falle die specifische 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:

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

und für den vollen Spurzapfen:

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

*) Wir entnehmen nachfolgende werthvolle Abhandlung einer grösseren Arbeit, welche unser verehrter Mitarbeiter, Maschineningenieur J. J. Reiser 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 practischen 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 Versuchsresultate von S. Lamansky:

Bezeichnung des Schmieröles:	Reibungsarbeit per 1 Kilo-Belastung:
Walratöl	0,075 Meterkilogramm.
Oliventeröl	0,125 "
Oleoid	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 Maschinenteile, als: Laufad, Turbinenwelle und allfällige auf derselben sitzende Triebrad;

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 Wasserdruk. Derselbe soll mit etwa 75 % der über dem Leitrad stehenden Wassersäule in Rechnung gebracht werden.

Es wäre somit für diesen verticalen Wasserdruk 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 Leitraddiameter D_m und mit der radialen Leitradbreite b , rechnen:

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

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 solcher Minimalzapfen (Stahl auf Stahl) früher oder später 8 zusammenschweissen (anfressen).

Zur Berechnung der Stupfdurchmesser 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 Bruttosfläche $F = \frac{d^2 \pi}{4}$ ausmacht, so setzen wir:

$$p = \frac{P}{F} = 80,$$

woraus wird:

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot P}{\pi \cdot 80}} = 0,127 \sqrt{P} \text{ oder rund } 0,13 \sqrt{P}. \quad . . . (4)$$

Diese Formel gibt gute Resultate bis zu einer Umdrehungszahl von etwa 140 per Minute. Für grössere Umdrehungszahlen darf der Durchmesser der Spurplatte nicht mehr von der Belastung allein abhängig gemacht werden, es muss auch die Umdrehungszahl n in die Rechnung eingeführt werden, damit das Product $p \cdot v$, d. h. der specifische Druck multipliziert mit der grössten Umfangsgeschwindigkeit, nicht zu gross ausfalle.

Dies ist der Fall, wenn gesetzt wird:

$$d^{em} = 0,025 \sqrt{P} \cdot \sqrt[3]{n} \quad (5)$$

In einigen Handbüchern wird der Spurzapfendurchmesser einfach proportional der Umdrehungszahl gesetzt. Das gibt die unsinnigsten Resultate, sobald man in die höhern Umdrehungszahlen hineinkommt.

Mit Benützung der Formeln (4) und (5) ist folgende Tabelle für die Spurzapfendurchmesser berechnet:

Spurzapfendurchmesser in mm bei

Belastung in kg	Umdrehungen pro Minute					
	0 bis 140	150	200	300	400	500
1000	40	42	46	53	59	63
2000	58	60	65	75	83	88
4000	83	85	92	103	118	125
6000	100	102	112	130	143	152
8000	114	118	130	150	165	176
10 000	130	133	146	167	184	
12 500	145	150	165	190		
15 000	158	160	178			
17 500	172	175				
20 000	185					

Diese Durchmesser gelten für sogenannte Vollzapfen, d. h. für Stupfen, bei denen sowohl im Spurzapfen als in der Spurplatte im Centrum nur ein kleines Loch gebohrt ist.

Dieses Loch in der Mitte ist unerlässlich, weil bei eingelaufenen Stupfen nach der Gleichung

$$p \cdot v = \text{constant}$$

einer unendlich kleinen Umfangsgeschwindigkeit, wie sie in der Nähe des Centrums vorkommt, ein unendlich grosser specifischer Druck p entspricht. Ein Loch von 5 bis 10 mm genügt, um einen zu gross werdenden specifischen Druck zu verhüten.

In jedem einzelnen Fall lässt sich leicht analytisch oder graphisch bestimmen, wie gross der Radius des Mittelloches zu nehmen ist, damit bei der gegebenen Umdrehungszahl der specifische Druck p eine bestimmte Grenze, sagen wir 1000 kg per cm^2 nicht überschreite.

Ergibt die Rechnung für den Spurzapfen mehr als 180 mm Durchmesser, so greift man zum Ring- oder Kammlager.

Bei demselben darf erfahrungsgemäss der specifische Druck nicht über 50 kg per cm^2 angenommen werden.

Ferner ist darauf zu halten, dass:

$A = p \cdot v_1 \cdot f < 2$ Kilogramm-Meter bleibt, wobei

A = Reibungsarbeit in Kilogrammeter.

$$p = \text{Druck per cm.} = \frac{P}{F}.$$

v_1 = Umdrehungsgeschwindigkeit im Mittel des Ringes
in m per Secunde.

f = Reibungskoeffizient (hier = 0,2 zu setzen).

Der innere Ringdurchmesser ergibt sich aus der erforderlichen Minimaldimension der betreffenden Welle, welche entweder auf Zug allein oder auf Zug und Torsion zu berechnen ist.

Der äussere Ringdurchmesser ist das anderthalbfache des Innern zu nehmen.

Am gebräuchlichsten ist jetzt der in einer hohlen gusseisernen Welle placirte Oberwasserstupfen, wie ihn untenstehende Figuren zeigen.

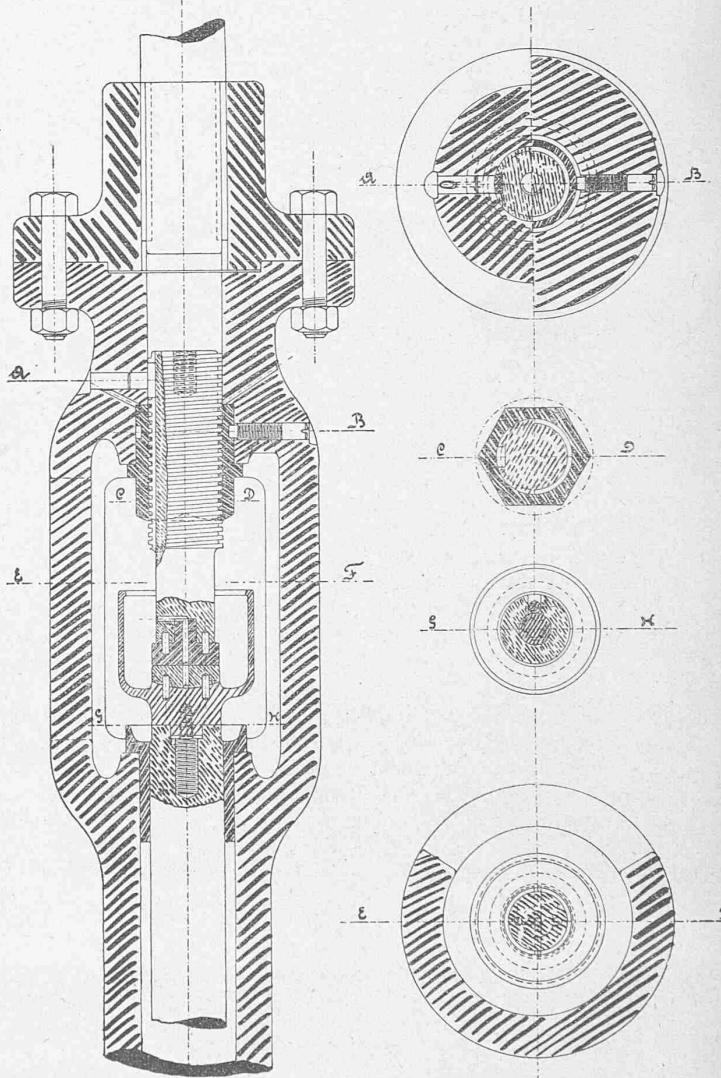
Als Material für die beiden reibenden Theile ist zu empfehlen:

Obertheil (Stupf): Bronze, Bronze, Gusseisen.

Untertheil (Platte): Stahl, Gusseisen, „.

Zu vermeiden ist: Stahl auf Stahl. Bei Verwendung von Gusseisen ist auf einen reinen, compacten Guss zu halten, wie er für Dampfcylinder gebraucht wird. Für die hohle gusseiserne Welle ist ein besonders zäher Guss an-

Spurzapfen und Welle.



zuwenden, und es ist zu empfehlen, deren Durchmesser an der schwächsten Stelle:

$$D = 20 \cdot \sqrt[3]{\frac{N}{n}} \text{ zu machen.} \quad . . . (6)$$

wobei:

D = Wellendurchmesser in cm.

N = Anzahl Pferdekräfte.

n = Anzahl Umdrehungen per Minute.

Dabei ist der innere Durchmesser der hohlen Welle $d = 0,6 D$ angenommen.

Wir erhalten somit für:

$$\frac{N}{n} = 0,2 \cdot 0,3 \cdot 0,5 \cdot 1 \cdot 1,5 \cdot 3 \cdot 5.$$

$$\frac{\text{Wellendurchm.}}{D} = 12,5 \cdot 14,5 \cdot 17 \cdot 20 \cdot 24 \cdot 28 \cdot 33 \text{ cm.}$$