

**Zeitschrift:** Schweizerische Bauzeitung  
**Herausgeber:** Verlags-AG der akademischen technischen Vereine  
**Band:** 33/34 (1899)  
**Heft:** 18

**Artikel:** Theorie der Dampf-Turbinen  
**Autor:** Fliegner, A.  
**DOI:** <https://doi.org/10.5169/seals-21334>

### **Nutzungsbedingungen**

Die ETH-Bibliothek ist die Anbieterin der digitalisierten Zeitschriften. 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. [Siehe Rechtliche Hinweise.](#)

### **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. [Voir Informations légales.](#)

### **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. [See Legal notice.](#)

**Download PDF:** 07.01.2025

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

cient auch nach Ueberschreitung der Elasticitätsgrenze konstant bliebe.

Zu bemerken ist, dass für kleine Excentricitätshebel und grössere Werte von  $l:i$  Elasticitätsgrenze und Bruch unter gleicher Kraft erreicht werden. Bei grösserer Excentricität dagegen tritt ein solches eigentliches Knicken nicht ein: bei steigender Belastung wächst nach und nach die Maximalspannung im Stabe bis zur Elasticitätsgrenze und hiernach bis zum Bruch.

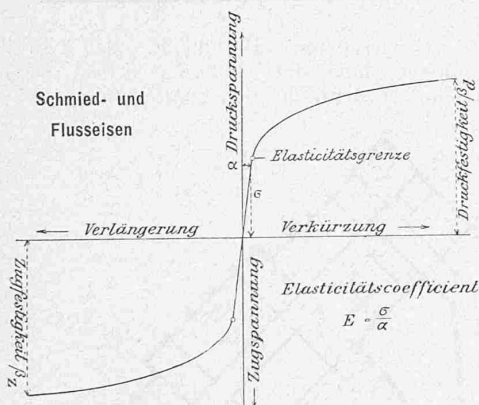
Wenn also bei reiner Druck-, Zug- oder Biegungsbeanspruchung die Maximalspannung in einem Stabe proportional zur wirkenden Kraft wächst, so ist dies bei Knickung nicht der Fall.

Da aber die zulässige Spannung als  $\frac{1}{n}$  ( $n$  Sicherheit) der Bruchgrenze gewählt wird, so muss für die Berechnung die mittlere Spannung  $\sigma_1 = \frac{P}{F}$  gesucht werden, bei welcher die Maximalspannung  $\sigma_D =$  der Bruchspannung ist. Bei Ueberschreitung der Elasticitätsgrenze können aber diese Formeln nicht ohne weiteres angewandt werden, weil der Elasticitätskoefficient variiert, d. h. das Verhältnis zwischen Spannung und Längenänderung nicht mehr konstant bleibt.

Um den Einfluss dieser Variation für die verschiedenen Materialgattungen zu untersuchen, ist es nötig, das Spannungsdiagramm derselben, d. h. die Kurve welche die Verlängerungen (bezw. Verkürzungen) in Funktion der Spannungen angiebt, zu betrachten.

Die Figuren 3, 4 und 5 geben das Schema der Diagramme von Schmied- und Flusseisen, Gusseisen und Holz.

Fig. 3.



Aus dem Verlauf dieser Diagramme lassen sich folgende Schlüsse ziehen:

1. Nach Ueberschreitung der Elasticitätsgrenze (welche bei Holz nur wenig, bei Gusseisen sozusagen gar nicht ausgesprochen ist) werden die Verlängerungen (bezw. Verkürzungen) grösser als diejenigen  $\alpha = \frac{\sigma}{E}$ , welche man unter Annahme des konstanten Elasticitätskoefficienten  $E$  berechnet. Infolgedessen wird die Pfeilhöhe  $f$  grösser sein als die nach Formel (1<sub>b</sub>) berechnete. Die für  $\sigma_1 = \frac{P}{F}$  gefundenen Werte sind daher zu gross, und zwar um so mehr, als die Pfeilhöhe  $f$  gegenüber der Excentricität  $m = \frac{p}{K}$  (Formel 3<sub>a</sub>) in Betracht kommt, d. h. um so mehr  $\frac{f}{m}$  und  $l:i$  wachsen.

Bei Gusseisen und Holz ist die Variation des Elasticitätskoefficienten  $E$  eine stetige und viel geringere als für Eisen und man kann daher für  $E$  einen Mittelwert annehmen.

2. Ist im mittleren Stabquerschnitt in der äussersten Faser die Bruchspannung  $\beta_d$  erreicht, so verlaufen die

Spannungen im Querschnitt gegen die neutrale Achse nicht mehr geradlinig (Fig. 6,  $A O B$ ), sondern nach einer Kurve  $A' O' B$ , welche, unter Annahme, dass die Querschnitte eben bleiben, nichts anderes als das

Spannungsdiagramm des Materials darstellt (vergl. Ritter, Anwendungen der graph. Statik 1888, § 29). Hierdurch wird das Tragvermögen eines Stabes ( $\Sigma \sigma' \Delta F$ ) erhöht und zwar um so mehr, als mehr Material zwischen äusserster Faser und neutrale Achse konzentriert ist. Es wird aus dem Grunde bei sonst gleichen  $l:i$  und gleicher Belastung ein runder voller Querschnitt mehr tragen als ein Kreisring, ein Kreisring mehr als ein **I**. Die Form des Querschnittes spielt also bei Knicken noch mehr als bei reiner Biegung eine gewisse Rolle. Diese Erhöhung des Tragvermögens wirkt der unter 1. betrachteten Erniedrigung etwas entgegen.

3. Bei Gusseisen kann infolge der im Verhältnis zur Druckfestigkeit kleinen Zugfestigkeit der Bruch entweder durch Erreichung der Bruchspannung für Druck in der gepressten Faser oder durch Erreichung der Bruchspannung für Zug in der gezogenen Faser eintreten. Für letzteren Fall muss, ähnlich wie bei der Berechnung auf Biegung, die in den Formeln einzuführende Festigkeit auf Zug (Biegungsfestigkeit) etwas grösser als die reine Zugfestigkeit gewählt werden (dementsprechend ist hier  $\beta_z = 2000 \text{ kg}$

Fig. 6.

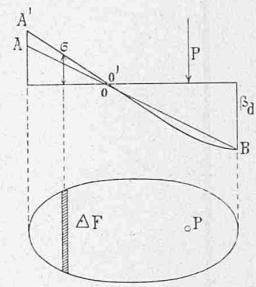


Fig. 4.

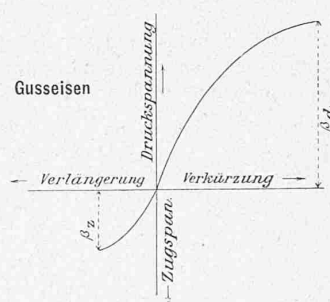
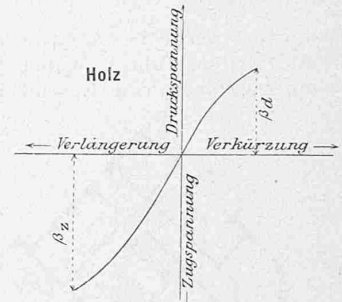


Fig. 5.



per  $\text{cm}^2$  statt  $1400 \text{ kg}$  angenommen worden).

Auch bei Holz wäre, wegen der Unsymmetrie des Spannungsdiagrammes, die einzuführende Festigkeit etwas grösser als die reine Druckfestigkeit anzunehmen. Die nachfolgende graphische Tabelle ist aber mit der reinen Druckfestigkeit berechnet worden, so dass die für  $\sigma_1 = \frac{P}{F}$  gefundenen Werte eher etwas niedriger sind, als sie sich nach Versuchen ergeben. (Schluss folgt.)

### Theorie der Dampf-Turbinen.

Von Professor A. Fliegner.

V. (Schluss.)

#### § 10. Innenschlächtige mehrstufige Reaktions-Turbinen.

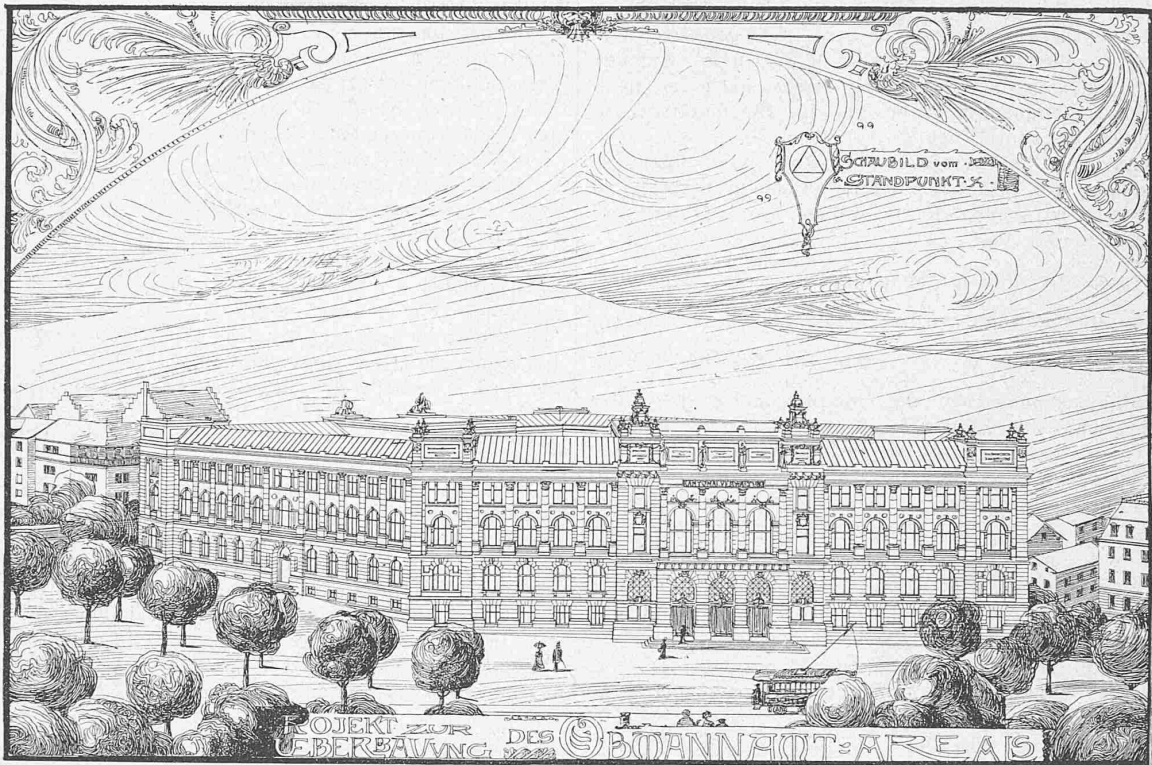
Wenn man bei den innenschlächtigen Turbinen auch die Bedingung stellen wollte, dass sich die ganze Arbeit zu gleichen Teilen auf alle Laufradkränze verteilt, so würde man zu durchaus unförmlichen Verhältnissen gelangen.

Bei der Berechnung einer solchen Turbine geht man daher am besten von den Winkeln aus, die man auch ähnlich wählen wird, wie bei Wasser. Dabei erscheint es am richtigsten, auch allen Kränzen die gleichen Winkel zu geben.

Aus der verlangten Leistung der Turbine und dem durch die Erfahrung festgestellten verhältnismässigen

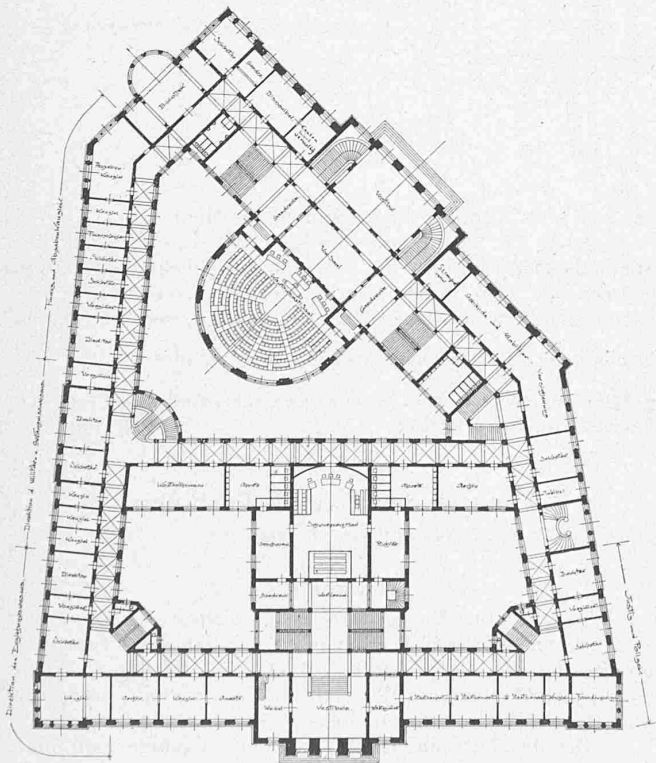
Ideenkonkurrenz für ein kant. Verwaltungs- und Gerichtsgebäude auf dem Obmannamt-Areal in Zürich.

Entwurf Nr. 4. Motto: Dreieck im Kreis. — Verfasser: Kuder & Müller, Architekten in Zürich und Strassburg i. E.



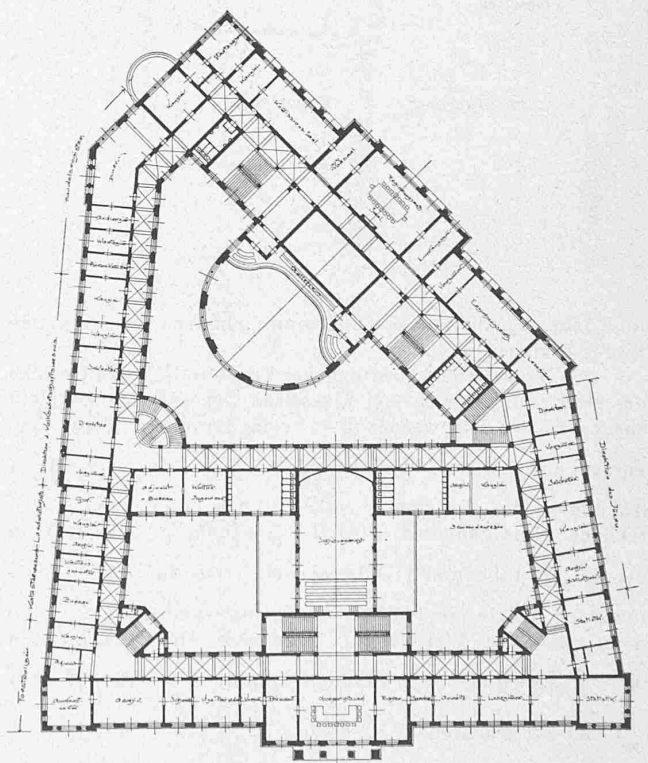
Dampfverbrauche bestimmt sich dann der Durchmesser des Dampfzuleitungsrohres, wobei man, wie bei den anderen Dampfmaschinen, eine Geschwindigkeit von rund 30 m/Sek.

durchmesser. Die übrigen Halbmesser der Leit- und Laufräder müssen dann der Reihe nach so bestimmt werden, dass eine ordentliche Schaufelform möglich wird.



Grundriss vom Obererdgeschoss.

1 : 1000.



Grundriss vom I. Stock.

wird zu Grunde legen dürfen. Damit ist auch der innere Durchmesser des ersten Leitrades als gegeben anzusehen; er muss etwas grösser genommen werden, als der Rohr-

Dazu sollte die radiale Kranzbreite nach aussen zu wachsen. Die Stufenzahl geht erst später festzustellen.

Wählt man jetzt, den Umständen entsprechend, die

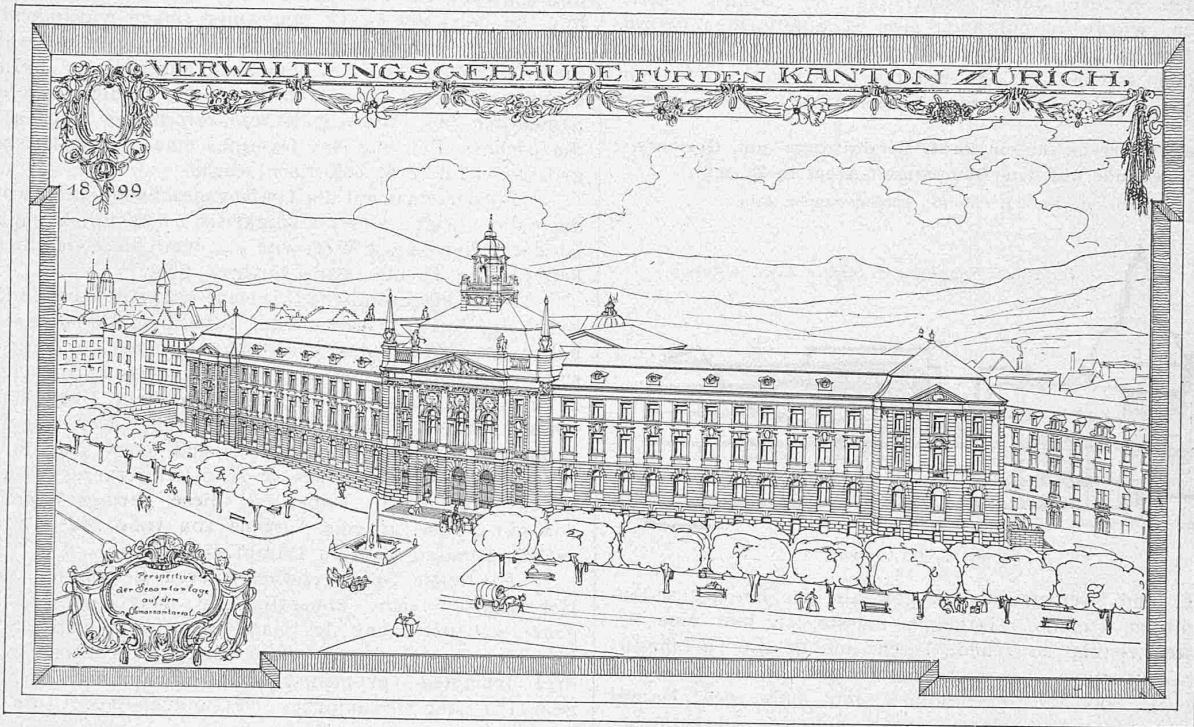


Umdrehungszahl, so sind damit sämtliche Umfangsgeschwindigkeiten  $u$  gegeben, und mit diesen folgen dann alle Dampfgeschwindigkeiten  $w$  und  $c$  nach den Bedingungen

dieser Pressungen ergibt sich nun einfach die Stufenzahl; man muss so viel Stufen nehmen, dass  $p_{2,m}$  dem verfügbaren Enddrucke  $p_{2,s}$  möglichst gleich wird. Vollkommene

Ideenkonkurrenz für ein kant. Verwaltungs- und Gerichtsgebäude auf dem Obmannamt-Areal in Zürich.

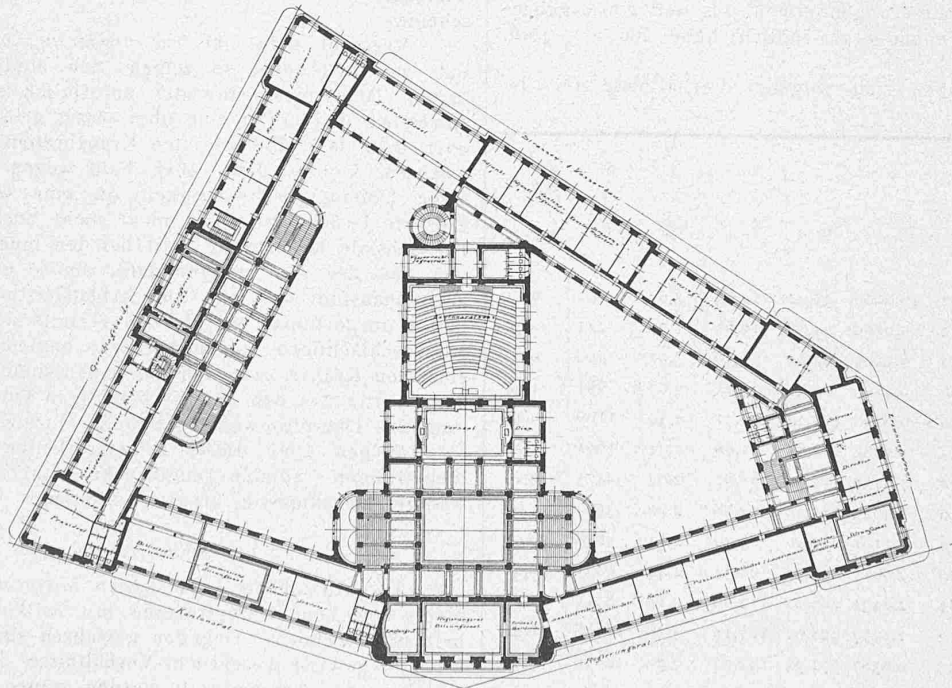
Entwurf Nr. 24. Motto: Zürcherwappen 1899. — Verfasser: *Pfleghard & Häfeli*, Architekten in Zürich.



günstigsten Ein- und Austrittes des Dampfes, Glchg. (36) und (37). Da aber hier die  $u$  für die verschiedenen Kränze verschiedenen sind, so ist das Gleiche auch mit den  $w$  und  $c$  der Fall. Mit den Halbmessern, den Winkeln und der Umdre-

Uebereinstimmung wäre nur nach mühseligem Probieren erreichbar, unter verschiedenen Annahmen über die Zunahme der Halbmesser.

Die Kranzbreiten  $b_m$  und  $b_{2,m}$  lassen sich unter Ver-



Grundriss vom Hauptgeschoss 1:1000.

hungszahl berechnen sich dann nach Glchg. (41) und (39) die Pressungsverhältnisse  $p_{1,m}/p_{1,m+1}$  und  $p_{1,m}/p_{2,m}$ , und mit diesen finden sich, von dem angenommenen  $p_{1,s}$  ausgehend, die Werte der einzelnen Pressungen selbst. Aus der Reihe

nachlässigung der Schaufeldicken berechnen nach  $G = 2 r_{1,m} \pi \sin \alpha b_{1,m} c_m \gamma_m = 2 r_{2,m} \pi \sin \alpha_2 b_{2,m} w_{2,m} \gamma_{2,m}$  (49)

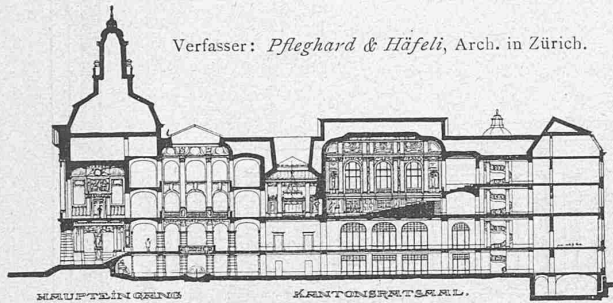
Dabei finden sich die  $\gamma$  nach der Beziehung  $p/\gamma = p v = (p v) = \text{const.}$  (50)

Zur Berechnung der vom Dampfe in den einzelnen Laufrädern verrichteten Arbeitsleistung verwendet man am einfachsten den ersten Ausdruck von Glchg. (30). Aus ihm ist wegen des Faktors  $u_1^2$  sofort ersichtlich, dass, wenn man in allen Kränzen gleiche Winkel anwendet,  $L/G$  nach aussen zu stark zunehmen muss. Ein Versuch, die Leistung der einzelnen Kränze durch Aenderung der Winkel auszugleichen, würde zu unbrauchbaren Schauffelformen führen.

Um zu zeigen, welche Verhältnisse sich schliesslich bei einer solchen Turbine ergeben, habe ich wieder ein Zahlenbeispiel nachgerechnet. Dabei habe ich die gleichen

**Ideenkonkurrenz für ein kant. Verwaltungs- und Gerichtsgebäude auf dem Obmannamt-Areal in Zürich.**

Entwurf Nr. 24. Motto: Zürcherwappen 1899.



Verfasser: *Pflegard & Häfeli*, Arch. in Zürich.

Schnitt C-D 1:1000.

Winkel und Grenzpressungen gewählt, wie bei der seitenschlächtigen Turbine. Dagegen musste ich hier eine bestimmte Leistung zu Grunde legen, und da die Turbine für kleine Leistungen gar nicht herstellbar ist, so habe ich gleich  $N=1000 MP$  angenommen, mit auch  $10 kg$  Dampf stündlich für  $1 MP$ . Dafür ergab sich der Durchmesser des Dampfzuleitungsrohres zu  $0,153 m$ . Ich bin daher von einem inneren Halbmesser des ersten Leitrades von  $0,080 m$  ausgegangen und habe eine Kranzbreite von  $20 mm$  vorausgesetzt, so dass  $r_{1,a} = 0,100 m$  wurde. Weiter habe ich, ziemlich willkürlich, jeden folgenden Lauf- oder Leitradkranz je  $2 mm$  breiter angenommen, als den vorhergehenden. Die Umdrehungszahl endlich habe ich  $n = 3000$  gewählt.

Damit ergaben sich folgende Verhältnisse für die Turbine:

1.	2.	3.	4.	5.	6.	7.	8.	9.
$m$	$r_{1,m}^m$	$r_{2,m}^m$	$p_{1,m}^{Atm}$	$u_{1,m}$	$c_{2,m}$	$b_m^{mm}$	$\frac{L}{G}$	$\frac{\sum L/G}{\sum L/G}$
1	0,100	0,122	10,0000	31,42	13,95	7,62	101	0,14
2	0,146	0,172	9,9166	45,87	19,67	5,27	214	0,43
3	0,200	0,230	9,7565	62,83	26,30	3,91	402	0,99
4	0,262	0,296	9,4806	82,31	33,85	3,07	691	1,94
5	0,332	0,370	9,0450	104,30	42,31	2,54	1109	3,47
6	0,410	0,452	8,4086	128,81	51,68	2,21	1691	5,79
7	0,496	0,542	7,5458	155,82	61,97	2,04	2475	9,20
8	0,590	0,640	6,4623	185,35	73,18	2,00	3502	14,02
9	0,692	0,746	5,2101	217,40	85,30	2,11	4818	20,66
10	0,802	0,860	3,8915	251,96	98,34	2,44	6471	29,56
11	0,920	0,982	2,6431	289,03	112,29	3,14	8515	41,29
12	1,046	1,112	1,5977	328,61	127,15	4,56	11008	56,44
13	1,180	1,250	0,8387	371,34	142,93	7,70	14056	75,79
14	1,322	1,396	0,3720	415,32	159,62	15,50	17583	100,00
15	—	—	0,1351	—	—	—	—	—

Es zeigt sich, dass der Druck anfangs sehr langsam abnimmt, erst später rascher. Beim Ausströmen aus dem 15. Leitrade würde er auf  $0,1351$  Atm. gesunken sein

müssen. Da ein so kleiner Druck nicht mehr herstellbar ist, so müsste man der Turbine 14 Stufen geben. Nach Spalte 5 würden aber die letzten Stufen eine Umfangsgeschwindigkeit erfordern, wie sie mit Rücksicht auf Festigkeitsverhältnisse nicht mehr zulässig erscheint. Ein Versuch, diese Schwierigkeit durch Verkleinerung der Umdrehungszahl zu beseitigen, hätte keinen wesentlichen Erfolg, da dann der Druck langsamer sinken würde und eine grössere Stufenzahl nötig wäre. Wirkungsvoller wäre in dieser Richtung eine Verkleinerung der radialen Breite der einzelnen Kränze, nur würde dadurch die Schaufelung, namentlich der äusseren Kränze, erschwert werden, weil die sichere Führung des Dampfes eine unverhältnismässig grosse Schaufelzahl erfordern würde.

Proportional mit der Umfangsgeschwindigkeit wachsen auch die übrigen Geschwindigkeiten; namentlich ungünstig ist dabei der grosse Wert von  $c_{2,s}$ , weil diese Geschwindigkeit für die Turbine ganz verloren geht.

Einen eigentümlichen Verlauf zeigt die achsiale Kranzbreite  $b_m$ , Spalte 7, die in der Tabelle in *Millimetern* angegeben ist. Weil das spezifische Volumen anfangs langsamer wächst, als der Halbmesser, muss  $b_m$  zunächst abnehmen; es wächst erst später nach dem Ueberschreiten eines kleinsten Wertes von nur  $2 mm$ . Der zugehörige Kranz hat einen Halbmesser von rund  $0,6 m$ , und da dürfte doch die Herstellung eines so schmalen Kranzes Schwierigkeiten verursachen. Dabei gilt diese geringe Kranzbreite von nur  $2 mm$  für eine Turbine von  $1000 MP$  mit einem verhältnismässig grossen Dampfverbrauche.

Die letzte Spalte endlich, deren Bedeutung aus der Ueberschrift leicht ersichtlich ist, zeigt, dass sich die ganze Arbeitsleistung des Dampfes äusserst ungleichmässig über die verschiedenen Kränze verteilt. Während z. B. die drei innersten Turbinen zusammen genommen noch nicht ganz  $1\%$  der Gesamtarbeit verrichten, leistet die letzte Turbine allein über  $24\%$ .

Eine ähnliche Tabelle, wie die vorstehende, hat schon *Klein* veröffentlicht\*), nur nimmt er als Expansionskurve die Adiabate an. Dagegen unterlässt er die Berechnung der achsialen Kranzbreiten  $b$ , so dass ihm die durch ihre Kleinheit verursachte Schwierigkeit entgangen zu sein scheint.

Versucht man eine *aussenschlächtige* mehrstufige Turbine nachzurechnen, so zeigen sich ähnliche Schwierigkeiten. Man muss entweder unförmlich schmale Kränze anwenden und erhält eine übermässig grosse Schaufelzahl, oder man lässt die radialen Kranzbreiten nach aussen zu wachsen, kommt dann aber bald wegen der noch zulässigen Umfangsgeschwindigkeit an eine Grenze, so dass grössere Druckgefälle gar nicht mehr auszunutzen gehen. Die achsiale Kranzbreite fällt bei den innern Rädern günstig aus, bei den äusseren dafür um so ungünstiger, weil auch unausführbar klein. Die Arbeitsleistung des Dampfes bleibt proportional mit  $u_{1,m}^2$ , sie verteilt sich also bei den aussenschlächtigen Turbinen ebenso ungleichmässig auf die einzelnen Kränze, wie bei den innenschlächtigen. Ausserdem würde bei den aussenschlächtigen Turbinen die Zuleitung des Dampfes weniger bequem anzuordnen gehen.

Wegen aller dieser Schwierigkeiten erscheinen die mehrstufigen radialen Dampfreaktionsturbinen im ganzen weniger zweckmässig, als die achsialen.

§ 11. *Schlussbemerkungen.*

Die vorstehend entwickelten Formeln gestatten noch nicht, eine neue Dampfturbine mit vollkommener Sicherheit zu berechnen. Dagegen gewähren sie doch einen Einblick in gewisse wesentliche Verhältnisse, die hier noch einmal kurz zusammengestellt werden mögen.

Dampfdruckturbinen zeigen den Uebelstand, dass sie eine sehr grosse Umdrehungszahl erfordern, wenn sie nicht einen unverhältnismässig grossen Durchmesser erhalten sollen. Dagegen gehen sie beliebig, innen-, seiten- oder

\*) Ztschrift. d. Ver. deutscher Ing. 1895, S. 1190 u. folgd.



aussenschlächtig anzuordnen und können allen beliebigen, grossen und kleinen Leistungen angepasst werden.

*Einstufige Dampfreaktionsturbinen* erscheinen unmöglich, wenigstens, wenn man sie mit günstigstem Ein- und Austritte des Dampfes arbeiten lassen wollte.

Bei *mehrstufigen seitenschlächtigen Reaktionsturbinen* kann die Umdrehungszahl durch Vergrösserung der Stufenzahl auf einen unmittelbar verwertbaren Betrag hinuntergebracht werden, wenn sie auch immer noch sehr gross bleibt. Sonst sind sie nur für grössere Leistungen geeignet; für kleinere werden die Kranzbreiten *b* schliesslich unausführbar klein.

Der gleiche Umstand tritt bei *mehrstufigen innenschlächtigen* oder *aussenschlächtigen Reaktionsturbinen* noch störender hervor, weil bei diesen die Radhalbmesser im Mittel grösser ausfallen, als bei seitenschlächtigen. Dazu kommt noch die Schwierigkeit der Schaufelung, wenn ein grösseres Druckgefälle mit zulässiger Umfangsgeschwindigkeit der äusseren Kränze ausgenützt werden soll. Solche Reaktionsturbinen dürften daher kaum eine Zukunft haben.

## Ideenkonkurrenz

### für ein kant. Verwaltungs- und Gerichtsgebäude auf dem Obmannamt-Areal in Zürich.

#### II.

Auf Seite 161—163 der heutigen Nummer finden sich Darstellungen der prämierten Entwürfe von HH. Architekten *Pflegbard & Häfeli* in Zürich (Motto: Zürcherwappen 1899), und *Kuder & Müller* in Zürich und Strassburg i. E. (Motto: Dreieck im Kreis). — Wie schon früher berichtet wurde, hat der erstgenannte Entwurf einen Preis von 1200 Fr., der letztere, welchen das Preisgericht als Variante zum Projekt „Hirsebrei“ derselben Verfasser (siehe Nr. 17 S. 146 u. 151) beurteilte, einen Preis von 500 Fr. erhalten.

### Simplon-Tunnel<sup>1)</sup>.

Nachdem im Juli letzten Jahres unter der Firma Brandt, Brandau & Cie., Baugesellschaft für den Simplontunnel, sich in Winterthur eine Kommandit-Gesellschaft mit den Herren Alfred Brandt in Hamburg, Karl Wilhelm Brandau in Kassel, den Firmen Gebrüder Sulzer in Winterthur, Locher & Cie. in Zürich und der Bank in Winterthur als Kommanditären gebildet, und nachdem der schweizerische Bundesrat am 11. August, gemäss dem Artikel 11 des Staatsvertrages mit Italien, die Bewilligung zum Beginn der Bauarbeiten erteilt hatte, konnte im gleichen Monat die Inangriffnahme dieses bedeutendsten Werkes der Tunnelbaukunst erfolgen.

Schon vor Jahren waren fast alle Einzelheiten der Bauweise sorgfältig studiert und auf Grundlage eines Bauvertrages mit der Jura-Simplon-Bahn-Gesellschaft festgesetzt worden. Die wichtigsten Daten hierüber finden sich in dieser Zeitschrift zusammengefasst<sup>2)</sup>. Die Baumethode ist eine vollständig neue. Statt eines zweiseitigen Tunnels werden zwei einspurige, parallel zu einander, in einem Abstand von 17 m in gleicher Höhe liegende Tunnel hergestellt. Gleich von Anfang an werden auf jeder Seite zwei Richtstollen als Sohlstollen der beiden Tunnel vorgetrieben und in Entfernungen von etwa 200 m durch Querstollen mit einander verbunden. Der Tunnel I wird ausgebaut, während vom Paralleltunnel II nur der Sohlstollen vorgetrieben und der Tunnel erst dann vollendet wird, wenn der Bahnverkehr im Tunnel I nicht mehr bewältigt werden kann. Der Ausbau des Tunnel I geht auf die gewöhnliche, bekannte Art vor sich. Vom Sohlstollen aus werden Aufbrüche und Firststollen getrieben, dann folgen Ausweitung und Mauerung. Zum Betrieb der hydraulischen Bohrmaschinen nach System Brandt, zur Ventilation und Kühlung des Tunnels und zur elektrischen Beleuchtung sind vor beiden Tunnelmündungen Installationen vorgesehen, die durch hinreichende Wasserkräfte betrieben werden.

Das Tunneltracé ist das schon im Jahre 1882 für einen Basistunnel gewählte. Die Tunnelrichtung weicht vom Meridian  $51^{\circ} 11' 42''$  (bezw.  $128^{\circ} 48' 18''$ ) ab. Mit Ausnahme der beiden Mündungen, die zum An-

schluss an die offene Strecke Krümmungen von 350 m (Nordseite) und 400 m (Südseite) erhalten, liegt die Tunnelachse in einer vertikalen Ebene. Das Nordportal befindet sich 685,83 m, das Südportal 633,60 m ü. M. (Schwellenhöhe). Der Absteckung wegen wurde auf beiden Seiten die geradlinige Tunnelachse durch besondere Basis-Richtstollen weitergeführt; der nördliche ist 134, der südliche 273 m lang. Die zwischen diesen beiden Richtstollen befindliche geradlinige Tunnelstrecke hat eine Länge von 19322 m, so dass der für die Absteckung in Betracht kommende Tunnel rund 19729 m lang ist. Die aus der Triangulation berechnete Länge beträgt 19728,70 m. Betrachten wir den Tunnel I, wie er für den Betrieb hergestellt wird, so haben wir, vom Nordportal beginnend, zuerst einen Bogen von 140 m, dann die gerade Strecke von 19322 m, dann wieder einen Bogen von 185 m, woran sich eine Gerade von 123 m Länge anschliesst, so dass die Gesamtlänge des fertigen Tunnels zwischen den beiden Portalen 19770 m beträgt. Der Tunnel steigt, vom Nordportal aus gerechnet, auf eine Länge von 9184 m um  $2\text{‰}$ ; daran schliesst sich, auf Kote 704,1 m, eine horizontale 500 m lange Strecke, worauf bis zum Südportal ein Gefälle von  $7\text{‰}$  und 10086 m Länge folgt.

Am 1. August letzten Jahres wurden die Tunnelarbeiten mit dem nördlichen Richtstollen begonnen, der bereits nach 69 Tagen, d. h. am 8. Oktober von Hand vorgetrieben und am 31. Dezember provisorisch auf eine Länge von 81 m verkleidet war. Vom 8. Oktober bis zum 21. November wurde die Handarbeit im Sohlstollen des definitiven Tunnels I weitergeführt, am 22. traten die Brandt'schen Bohrmaschinen in Betrieb, die Ende März 803 m in den Berg eingedrungen waren. An der Südseite begannen die Tunnelarbeiten am 16. August mit Hand- und am 21. Dezember mit Maschinenbetrieb. Am 3. März war der provisorische Richtstollen durchgeschlagen und am 31. März war man 364 m weit eingedrungen. Im Ganzen waren somit Ende März 1167 m vom Sohlstollen vorgetrieben. Auch im Paralleltollen arbeiten jetzt beiderseits Brandt'sche Bohrmaschinen, die im Ganzen bis Ende März 741 m tief in den Berg eingedrungen sind. Mit der Maschinenbohrung wurde nordseits am 18. Februar, südseits am 15. März begonnen. Vom Firststollen waren Ende März nordseits 12, südseits 109, zusammen 121 m vorgetrieben. Von den Querstollen waren auf diesen Zeitpunkt nordseits vier vollendet und südseits einer in Angriff genommen.

Ueber den Stand der Arbeiten am 31. März d. J. giebt nachstehende, dem vierteljährlichen Berichte der Jura-Simplon-Bahn entnommene Tabelle übersichtliche Auskunft:

#### Simplon-Tunnel. — Vierteljahrsbericht.

Gesamtlänge des Tunnels 19729 m	Nordseite-Brigg		Südseite-Iselle		Total
	Dez. 1898	März 1899	Dez. 1898	März 1899	
Stand der Arbeiten Ende . . . . .					März 1899
Sohlstollen . . . . . m	333	803	76	364	1167
Paralleltollen . . . . . m	206	533	25	208	741
Firststollen . . . . . m	0	12	0	109	121
Gesamtausbruch . . . . . m <sup>3</sup>	4165	11630	1088	5800	—
Verkleidung . . . . . m	0	17	0	0	17

Leider hat der Bau des gewaltigen Werkes bereits mehrere Opfer gefordert. Der erste Arbeiter, der beim Tunnelbau sein Leben lassen musste, war der Mineur Martino Ernesto Formento, der am 24. Oktober beim südlichen Voreinschnitt durch einen herabfallenden Block getötet wurde. In ähnlicher Weise kam am 4. März im Steinbruch der Massa auf der Nordseite ein Arbeiter ums Leben und am 7. März wurde ein solcher zwischen zwei Wagen erdrückt.

Die Rechnungen der Triangulation für die Absteckung der Tunnelachse sind vollendet und wir hoffen, über diese interessante geodätische Arbeit bald Näheres mitteilen zu können.

## Miscellanea.

**Die schweizerischen Eisenbahnen i. J. 1898.** Dem vor kurzem erschienenen Berichte des Bundesrates an die Bundesversammlung über die Geschäftsführung des Eisenbahndepartementes i. J. 1898 entnehmen wir auszugsweise die folgenden Mitteilungen:

**Organisation und Personal.** Im Interesse der intensiven Ueberwachung sowohl der elektrischen Bahnen als auch der dieselben kreuzenden Starkstromleitungen wurde ein Elektrotechniker als zweiter Kontrollingenieur berufen. Ferner erschien es unerlässlich, eine besondere Amtsstelle (Inspektor) zur speciellen Ueberwachung der Arbeiten am Simplontunnel, ähnlich wie s. Z. beim Gotthardtunnel zu schaffen; der Inspektor, welchem noch ein Gehilfe (Kanzlist) zugeteilt ist, hat seine Funktionen im Oktober angetreten.

<sup>1)</sup> S. a. Seite 165 dieser Nummer: Die schweiz. Eisenbahnen i. J. 1898.

<sup>2)</sup> Schweiz. Bauzeitung Bd. XXII Nr. 14 vom 7. Oktober 1893, Bd. XXIV Nr. 18, 19, 20 und 21 vom 3., 10., 17. und 24. Nov. 1894.