

Zeitschrift: Schweizerische Bauzeitung
Herausgeber: Verlags-AG der akademischen technischen Vereine
Band: 69/70 (1917)
Heft: 1

Artikel: Beanspruchung eines Lokomotiv-Dampfzylinder-Deckels
Autor: Keller, Huldr.
DOI: <https://doi.org/10.5169/seals-33907>

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: 15.03.2025

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

Es ergibt sich dabei selbstverständlich die gewaltige Ueberlegenheit des eigentlichen elektrischen Betriebes über die elektrische Dampfkesselheizung.

Nun sollen die Kosten der Dampfkesselheizung mittels Kohle und mittels elektrischer Energie verglichen werden, wobei die Kohlenmengen aus Tafel I, die elektrischen Energiemengen aus Tafel II zu entnehmen sind. Als Einheitspreis seien gewählt Fr. 100.— pro Tonne Kohle und Rp. 1,5 pro kWh; dann entsteht Tafel III:

Tafel III: Kosten der Dampferzeugung mittels Kohle und mittels elektrischer Energie.

Bahnen	Kosten der Dampferzeugung in Rp./tkm	
	Heizung m. Kohlen	Elektrische Heizung
Rhätische Bahn	1,00	0,90
Gotthardbahn	0,80	0,72
S. B. B. Kreise I—4	0,75	0,675

} ohne Betriebskosten für
Leitungen und Lokomotiv-
Umbau

Die Tafel III ergibt für die angenommenen Einheitspreise eine um 10 % höhere Wirtschaftlichkeit der elektrischen Heizung gegenüber der Kohlenheizung.

Neben einer Begründung der angenommenen Einheitspreise muss auch eine Darlegung des Einflusses der bislang nicht berücksichtigten Betriebskosten für Leitungen und Lokomotivumbau im Falle der elektrischen Heizung gegeben werden. Was den Einheitspreis von 100 Fr. pro Tonne Kohlen angeht, so ist derselbe heute noch nicht erreicht; wir würden es jedoch als unverzeihlichen Optimismus betrachten, wenn an dem Eintreten dieses Einheitspreises innert Jahresfrist gezweifelt würde. Andererseits mag der Einheitspreis von Rp. 1,5 pro kWh ab Speisepunkt an der Fahrleitung als zu günstig angesehen werden, umso mehr als ja die Schweizer Studienkommission für elektrischen Bahnbetrieb in den Projekten für die S. B. B.-Kreise V und II, diesen Preis auf Rp. 2,61 pro kWh, bezw. auf Rp. 2,77 pro kWh ermittelte.¹⁾ Dazu ist aber zu bemerken, dass für die Heizstromlieferung die Kraftwerke nicht für ein Schwankungsverhältnis 3:1, bezw. für ein Leistungsmaximum, das dem dreifachen Leistungsmittel entspricht, bemessen werden müssen, da ja die Leistungsschwankung den Dampfkesseln der Lokomotiven überbunden wird und da es sich weiter um einen Notbehelf handelt, für den schon mit Rücksicht auf die hohen, konstanten Leistungen einzig und allein Grosslieferung aus Werken in Betracht fällt, die bislang für elektro-chemische Betriebe arbeiteten.²⁾ Trotz der heutigen Preissteigerung auf allen Gebieten dürfte aus den dargelegten Gründen der Energiepreis von 1,5 Rp./kWh für Heizstrom doch im Bereiche der Wirklichkeit liegen.

Ueber die bisher noch nicht berücksichtigten Betriebskosten von Fahrleitungen einschliesslich Anschluss- und Verstärkungsleitungen bis zu den sog. Hauptspeisepunkten der Energieversorgung mögen folgende Angaben orientieren: In den Projekten für den elektrischen Betrieb der Gotthardbahn und des S. B. B.-Kreises II sind die Betriebskostenrechnungen für solche Leitungen wie folgt enthalten:

Gotthardbahn: 0,043 Rp./tkm,
S. B. B.-Kreis II: 0,055 Rp./tkm.

Zum Unterschiede dieser, für die heutigen Verhältnisse angemessen etwas zu erhöhenden Kosten für die zwei Bahnkreise trägt vornehmlich die grössere Verkehrsdichtigkeit der Gotthardbahn bei. Die Betriebskosten, die aus dem Umbau der Dampflokomotiven auf elektrische Heizung folgen werden, schätzen wir auf etwa

0,015 bis 0,020 Rp./tkm.

Wir kommen deshalb zum Schluss, dass die in Tafel III mitgetheilten Kosten der Dampferzeugung durch elektrische Heizung bei Mitberücksichtigung der Betriebskosten für Leitungen und Lokomotivumbau ziemlich genau dieselbe Höhe erreichen dürften, wie die Kosten der Dampferzeugung durch

¹⁾ Vergl. die Tafel auf Spalte 1, S. 284 in Bd. LXVI (11. Dez. 1915).

²⁾ Auch die elektrochemische Industrie, die Wärmewirkungen der Elektrizität (Carbidbereitung) verwendet, ist bekanntlich nur im Grossbetrieb wirtschaftlich möglich.

Kohlen. Damit ist aber auch der Nachweis erbracht, dass die elektrische Dampfkesselheizung von Dampfbahnen allen Erntes als Notbehelf in Erwägung gezogen werden darf. Ob der dermassen wirtschaftlich als möglich erwiesene Notbehelf technisch leistungsfähig genug ist, lässt sich a priori nicht entscheiden. Eine solche Abklärung kann nur durch den praktischen Versuch erbracht werden, der insbesondere die richtige Bemessung der Kesselleistungen und im Zusammenhang dazu die Normen der Zugsbelastung und der Fahrgeschwindigkeit zu erbringen hätte. Hingegen möchten wir zu einem solchen Versuch, der am einfachsten auf einer bereits elektrifizierten Strecke möglich ist, ernstlich raten und befürworten, dass derselbe unverzüglich von autoritativer Seite aus — wir denken dabei an die Initiative und Mitwirkung des Schweiz. Eisenbahndepartementes — in die Wege geleitet werde.

Es möge noch bemerkt werden, dass die Zahl von Bahnstrecken, auf denen der vorgeschlagene Notbehelf bei Bewährung des empfohlenen Versuchs einzurichten wäre, immerhin eine beschränkte bleiben müsste. Von vornherein sollten keine Strecken in Aussicht genommen werden, für die gemäss bereits getroffenen Massnahmen in kürzerer Zeit der eigentliche elektrische Betrieb eingeführt wird (Gotthardbahn). Hingegen können mit Nutzen solche Strecken auserlesen werden, für die, wenn auch in etwas späterer Zeit, der eigentliche elektrische Betrieb ebenfalls in sicherer Aussicht steht (Zufahrtstrecken zum Gotthard, zum Simplon und zum Lötschberg), und für die wohl ein verhältnismässig rascher Bau der Fahrleitungen und Speisepunkte, dagegen kein verhältnismässig rascher Bau der eigentlichen elektrischen Lokomotiven und der eigentlichen Bahnkraftwerke zu erwarten ist, während beschlagnehmbare Kraftwerke der elektrochemischen oder anderer Industrien in günstiger Lage zu diesen Strecken schon vorhanden sind. Die für elektrische Heizung umgebauten Dampflokomotiven würden, wenn sie in nicht zu grosser Zahl vorliegen werden, nach Ablauf von etwa drei Jahren, während welcher, von jetzt an gerechnet, die akuteste Kohlennot dauern dürfte, als Reservemaschinen immerhin einen gewissen Wert behalten. Wir stellen uns dabei vor, dass übrigens auch nur geeignete Sattdampfmaschinen nebst zugehörigen Tendern die Abänderung auf elektrische Heizung zu erleiden hätten; die eingangs wohl mitberücksichtigte Dampfüberhitzung auf elektrischem Wege scheint uns ohne vorgängige praktische Bestätigung durch massgebende Versuche nicht ohne weiteres empfehlenswert.

Zusammenfassung.

Es ist gezeigt worden, dass bei Kohlenpreisen von 100 Fr. pro Tonne einerseits und bei elektrischen Energiepreisen von Rp. 1,5 pro kWh andererseits, die elektrische Dampfkesselheizung sehr wohl als Notbehelf für schweizerische Dampfbahnen in Berücksichtigung gezogen werden darf. Der Verfasser macht deshalb die Anregung, es möge von autoritativer Seite aus für einen, auf einer unserer elektrischen Bahnen vorzunehmenden Versuch eine Dampflokomotive probeweise auf elektrische Heizung umgebaut werden.

Beanspruchung eines Lokomotiv-Dampfzylinder-Deckels.

Von Ing. Dr. Huld. Keller, Zürich.

Im Jahresbericht 1913 des „Schweizerischen Vereins von Dampfkessel-Besitzern“ wird von dessen Obergeringieur E. Höhn daran erinnert, dass „seinerzeit an einer ganzen Anzahl etwas schwach konstruierter, gusseiserner Deckel von Lokomotivzylindern die mittlere Partie fast kreisförmig ausbrach, oft ohne Radialrisse nach dem Rande hin aufzuweisen.“ Es handelt sich dort um die Hochdruckdeckel der Dreizylinder-Verbund-Lokomotiven Typ B³/₄ der Jura-Simplon-Bahn. Gerne ergriff ich die mir gebotene Gelegenheit, mein, im Forschungsheft Nr. 124 des „Vereins Deutscher Ingenieure“ vollständig, und in der „Schweiz

Bauzeitung“ vom 1., 8., 22. und 29. März 1913 auszugsweise veröffentlichtes Verfahren für „die Berechnung gewölbter Platten“ der Praxis dienstbar zu machen.

Die Abbildung 1 zeigt einen Meridianschnitt sowie einen Grundriss des zu untersuchenden Deckels im Masstab 1:10. Derartige Lokomotiv-Zylinder-Deckel wurden zu Anfang dieses Jahrhunderts wohl ausnahmslos aus Guss-eisen hergestellt. Von der Symmetrieaxe Z-Z in Abb. 1 aus gesehen, zeigt der Meridianschnitt vorerst ein bis zum Radius $x = 6,5 \text{ cm}$ reichendes, ebenes Plattenstück (B—C) von der mittlern Dicke $h = 2,4 \text{ cm}$. In einer verhältnismässig scharfen Krümmung geht sodann die Form über in einen Kegel von angenähert gleichbleibender Wandstärke, der bis zu D, das ist bis zum Radius $x = 20 \text{ cm}$ reicht. Dasselbst biegt der Deckel in ein kurzes Zylinderstück E—F über, um alsdann ganz unvermittelt rechtwinklig in eine Ebene (F—G) umzubiegen und mit dieser zu endigen. Die Auflage auf dem Zylinder findet auf einer Ringfläche (H—J) vom mittlern Radius $x = 26 \text{ cm}$ und von der Breite 17 mm statt. Der Schraubenkreis hat einen Radius $x = 29 \text{ cm}$, der also um 3 cm grösser ist, als der mittlere Radius des Auflageringes.

Eine einfache Ueberlegung zeigt das Schädliche dieser Befestigungsweise: Wäre der Schraubenkreis gleich dem mittlern Auflageradius, so müsste der Deckel berechnet werden als im Radius $x = 26 \text{ cm}$ frei aufliegend. In diesem Radius würde der Querschnitt der Meridianfläche eine Verdrehung nach Aussen erfahren, wenn der Deckel von der konkaven Seite vom Dampfdruck belastet wird. Weil nun aber in Wirklichkeit die Schrauben noch ausserhalb des Auflageringes angreifen, so vergrössern sie diese Verdrehung und damit die Beanspruchung des Deckels.

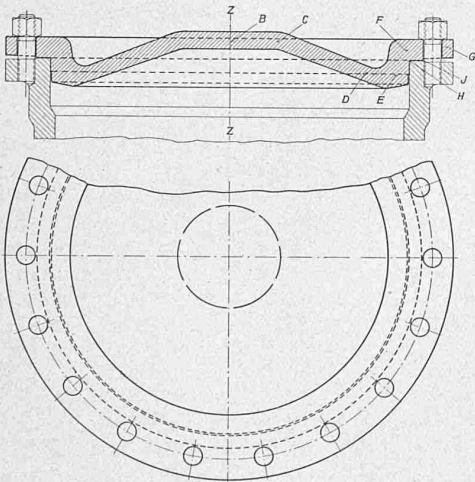


Abb. 1. Querschnitt und Grundriss des zu untersuchenden Lokomotiv-Dampfzylinder-Deckels. — 1:10.

Die bisher von mir für die Berechnung gewölbter Platten aufgestellten Formeln berücksichtigen aber eine solche, in einem Parallelkreis angreifende, zusätzliche Belastung nicht und müssen vorerst auf diesen allgemeineren Fall erweitert werden.

Berechnung einer gewölbten Platte, die ausser durch auf die ganze Oberfläche noch durch je längs eines Parallelkreises gleichmässig verteilte Kräfte belastet ist.

Meine bisherigen Formeln für die Beanspruchung und die Formänderung einer symmetrisch gebauten Platte wurden unter der Voraussetzung aufgestellt, dass die Platte bis zum Aussenradius x_a von einer Seite auf der ganzen Oberfläche gleichmässig belastet sei mit einer spezifischen Belastung p , gemessen in kg/cm^2 . Die heutige Erweiterung dieser Arbeit soll ermöglichen, eine Platte zu berechnen, wenn sie ausserdem noch belastet ist durch eine oder mehrere Kräfte P_1, P_2, P_3, \dots , die jeweils längs eines Parallelkreises vom Radius x_1, x_2, x_3, \dots gleichmässig verteilt sind. Die neuen, gegenüber den frühern ergänzten

Gleichungen gelten sodann ohne Weiteres auch für den Fall, dass an der Platte nur längs der Parallelkreise und nicht zugleich auch über die ganze Oberfläche verteilte Kräfte wirken. In den neuen Gleichungen braucht man dann nur $p = 0$ zu setzen. Auf diese Weise liessen sich z. B. die durch die sogenannte Montagespannung der ausserhalb des Auflagekreises befindlichen Schrauben, oder durch eine in der Plattenmitte angreifende Einzellast hervorgerufenen Spannungen berechnen.

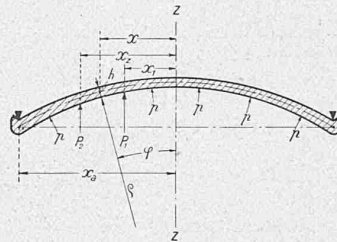


Abb. 2.

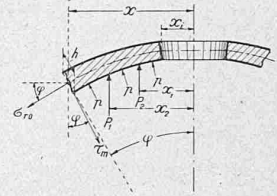


Abb. 3.

Von den längs je eines Parallelkreises gleichmässig verteilten Kräften P , in kg gemessen, wollen wir die für die Rechnung etwas vereinfachende und auch der Wirklichkeit meist entsprechende Bedingung machen, dass sie alle zur Symmetrieaxe Z-Z parallel gerichtet seien. Abbildung 2 zeigt den Meridianschnitt einer derartig belasteten Platte. Sie hat den äusseren Radius x_a , einen veränderlichen Krümmungsradius ρ und eine veränderliche Dicke h , je in cm gemessen. Die in dieser Zeitschrift (Bd. LXI, S. 112, 113 u. 123, März 1913) aufgestellten Gleichungen 1 bis 9 sind auch für die neue Belastungsart gültig, wenn ein Körperelement (C bis K der damaligen Abbildung 3) betrachtet wird, in dem nicht gerade eine der Kräfte P angreift. Dagegen kommen zu der in der damaligen Abbildung 6 dargestellten Belastungsweise noch die innerhalb des Zentriwinkels φ befindlichen Kräfte P , und zwar entfällt von allen diesen Kräften P auf das Winkelelement $d\alpha$ (siehe damalige Abbildung 5) der Betrag

$$\left(\frac{d\alpha}{2\pi}\right) \sum_{x_i}^x P$$

Aus der aus der frühern Abbildung 6 hervorgehenden neuen Abbildung 3 der heutigen Arbeit lassen sich in Anlehnung an die damalige Ableitung der Gleichung (10) die Beziehungen ablesen:

$$\begin{aligned} (x^2 - x_i^2) \pi \left(\frac{d\alpha}{2\pi}\right) p + \frac{d\alpha}{2\pi} \sum_{x_i}^x P &= x da h (\tau_m \cos \varphi + \sigma_{r_0} \sin \varphi) \\ (xh) \tau_m &= \frac{p}{2} \left(\frac{x^2 - x_i^2}{\cos \varphi}\right) + \frac{1}{2\pi \cos \varphi} \sum_{x_i}^x P - (xh) \frac{\sin \varphi}{\cos \varphi} \sigma_{r_0} \dots (10^*) \end{aligned}$$

Um anzudeuten, dass diese Gleichung lediglich eine Ergänzung ist gegenüber der alten Gleichung (10), haben wir sie mit (10^{*}) bezeichnet. In gleicher Weise verfahren wir in der Bezeichnung der nachfolgenden Gleichungen.

Die rechte Seite dieser Gleichung (10^{*}) werde in die frühere Gleichung (9) eingesetzt, und es werde wiederum berücksichtigt, dass $d\varphi = \frac{ds}{\rho} = \frac{dx}{\rho \cos \varphi}$. Man erhält dann:

$$\begin{aligned} (xh) \cdot d\sigma_{r_0} + \sigma_{r_0} \cdot d(xh) &= \frac{p}{2} \left(x^2 - x_i^2\right) \frac{dx}{\rho \cos^2 \varphi} + \\ &+ \frac{1}{2\pi} \frac{dx}{\rho \cos^2 \varphi} \sum_{x_i}^x P - (xh) \cdot \sigma_{r_0} \sin \varphi \cdot \frac{dx}{\rho \cos^2 \varphi} + \\ &+ \frac{p}{2} \frac{dx^2}{\rho \cos^2 \varphi} \left(x + \frac{dx}{2}\right) + h \cdot dx \cdot \sigma_{t_0}. \end{aligned}$$

Hieraus findet man für die neue Belastungsweise:

$$\begin{aligned} d\sigma_{r_0} &= -\sigma_{r_0} \left[\frac{d(xh)}{xh} + \sin \varphi \frac{dx}{\rho \cos^2 \varphi} \right] + \sigma_{t_0} \frac{dx}{x} + \\ &+ \frac{p}{2} \frac{1}{(xh)} \cdot \frac{dx}{\rho \cos^2 \varphi} \left[x^2 - x_i^2 + dx \left(x + \frac{dx}{2}\right) \right] + \\ &+ \frac{1}{2\pi} \cdot \frac{1}{(xh)} \cdot \frac{dx}{\rho \cos^2 \varphi} \sum_{x_i}^x P \dots \text{Hauptgleichung (I}^*) \end{aligned}$$

Auch diese Hauptgleichung hat die Form

$$d\sigma_{r_0} = -\sigma_{r_0} (15) + \sigma_{t_0} (16) + (24^*),$$

worin sich der Ausdruck (24^{*}) vom frühern Ausdruck (24)

unterscheidet durch den neu hinzugekommenen Betrag

$$\frac{1}{2\pi} \cdot \frac{1}{(xh)} \cdot \frac{dx}{Q \cos^2 \varphi} \sum_{x_i}^x P,$$

während die übrigen Ausdrücke in den Doppelklammern keine Aenderung erfahren. Von hier ab gelten die frühern, an die I. Hauptgleichung anschliessenden Ueberlegungen. Es ist jedoch zu berücksichtigen, dass die Werte Sch und M_{Sch} sich um die von den neuen Kräften P herrührenden Beträge vermehrt haben in die Werte:

$$Sch^* = (xh) \tau_m^* \cdot da$$

$$Sch^* = da \left[\frac{p}{2} \left(\frac{x^2 - x_i^2}{\cos \varphi} \right) + \frac{1}{2\pi \cos \varphi} \sum_{x_i}^x P - (xh) \sigma_{r_0} \operatorname{tg} \varphi \right]$$

$$M_{Sch}^* = Sch^* \cdot ds, \quad \text{wo } ds = \frac{dx}{\cos \varphi}$$

$$M_{Sch}^* = da \left[\frac{p}{2} (x^2 - x_i^2) \frac{dx}{\cos^2 \varphi} + \frac{1}{2\pi \cos^2 \varphi} \sum_{x_i}^x P - (xh) \sigma_{r_0} \sin \varphi \cdot \frac{dx}{\cos^2 \varphi} \right] \dots (18^*)$$

Demnach enthält die dritte Hauptgleichung die neue Form:

$$\frac{d^2\psi}{dx^2} = \frac{1}{m x h^3 \cos \varphi} \left\{ - \frac{d\psi}{dx} \cdot \frac{d(m x h^3 \cos \varphi)}{dx} + \psi \left(- \frac{d(h^3 \cos \varphi)}{dx} + \frac{m h^3}{x} \cos \varphi \right) + \sigma_{r_0} \frac{12}{c} \frac{xh}{\cos^2 \varphi} \left(\frac{dx}{\rho} + \sin \varphi \right) + \sigma_{t_0} \frac{12}{c} \cdot \frac{h}{2} \cdot \frac{dx}{\cos^2 \varphi} \sin \varphi - \frac{p}{2} \frac{12}{c} \frac{1}{\cos^2 \varphi} \left[x^2 - x_i^2 + \left(x + \frac{dx}{2} \right) dx \right] - \frac{1}{2\pi} \cdot \frac{12}{c} \cdot \frac{1}{\cos^2 \varphi} \sum_{x_i}^x P \right\} \dots \text{Hauptgleichung (III}^*)$$

Auch sie hat ihre frühere schematische Form:

$$\frac{d^2\psi}{dx^2} = \frac{1}{(40)} \left\{ (32) \sigma_{r_0} + (36) \sigma_{t_0} - (42) \frac{d\psi}{dx} + (49) \psi - (51^*) \right\}$$

beibehalten. Gegenüber früher hat einzig der letzte Summand im Klammerausdruck eine Aenderung erfahren.

Es ist nämlich:

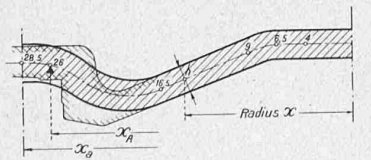
$$(51^*) = \frac{12}{c \cdot 2 \cos^2 \varphi} \left\{ p \left[x^2 - x_i^2 + \left(x + \frac{dx}{2} \right) dx \right] + \frac{1}{\pi} \sum_{x_i}^x P \right\}$$

Die II. Hauptgleichung hat gar keine Aenderung erfahren. Sie lautet wie früher:

$$d\sigma_{t_0} = \left(\sigma_{r_0} - \sigma_{t_0} \right) \left(1 + \frac{1}{m} \right) \frac{dx}{m} - E \operatorname{tg} \varphi \frac{dx}{x} \cdot \psi + \frac{d\sigma}{m} \dots \text{Hauptgleichung (II)}$$

Anwendung der erweiterten Formeln auf den zu berechnenden Lokomotiv-Zylinderdeckel.

Bei der Ableitung der frühern und damit auch der heutigen drei Hauptgleichungen ist zur Voraussetzung gemacht worden, dass der Meridianschnitt nur ganz allmähliche Aenderungen in der Dicke und im Krümmungsradius zeige, und dass letzterer im Verhältnis zur Plattendicke gross sei. Diesen fundamentalen Bedingungen genügt der zu untersuchende Lokomotiv-Zylinderdeckel keineswegs. Wir müssen uns damit begnügen, einen Deckel zu berechnen, dessen Meridianschnitt unter Wahrung jener zwei Grundbedingungen ihm möglichst formähnlich ist. Als solcher wurde der in Abbildung 4 mit dicken Umrisslinien dargestellte Meridianschnitt gewählt, in dem



Dünn ausgezogen: die wirkliche Deckelform.
Dick " " : die in Rechnung eingesetzte Form

Abb. 4.

des Vergleiches wegen der eigentliche Zylinderdeckel-Schnitt dünn eingezeichnet ist. Es wurde also ein Deckel rechnerisch untersucht mit folgenden Eigenschaften:

Von der Symmetrieaxe bis zum Radius $x = 5,5 \text{ cm}$ ist er eben, geht dann bis zum Radius $x = 9 \text{ cm}$ in einen Kegel über, der bis zum Radius $x = 16,5 \text{ cm}$ reicht. Von da an hat der Meridianschnitt eine S-Form bis zum äusseren Radius $x_a = 28,5 \text{ cm}$. Bis zum Radius $x = 25 \text{ cm}$ ist der Deckel von Innen belastet mit einem auf die ganze

Innenoberfläche gleichmässig verteilten Dampfüberdruck $p = 14 \text{ kg/cm}^2$. Die Auflage findet bei $x_A = 26 \text{ cm}$ statt. In dem Ringstück vom Radius $x = 25$ bis $x = 28,5 \text{ cm}$ fehlt die planmässig verteilte Belastung. Der Einfluss der Schrauben wurde in der Rechnung berücksichtigt durch eine auf dem Parallelkreis mit dem Radius $x_a = 28,5 \text{ cm}$ gleichmässig verteilte Kraft (P).

Der Dampfüberdruck $p = 14 \text{ kg/cm}^2$ übt auf eine Kreisfläche vom Radius $x = 25 \text{ cm}$ eine Kraft aus:

$\Sigma P_{\text{Dampf}} = x^2 \cdot \pi \cdot p = 25^2 \cdot 3,14 \cdot 14 = 27500 \text{ kg}$. Der Deckel wird aufgedrückt durch 18 Schrauben mit 1 Zoll-Gewinde. Wenn jede der 18 Schrauben mit 2000 kg beansprucht wird, so üben sie auf den Deckel eine Kraft aus

$\Sigma P_{\text{Schrauben}} = 18 \cdot 2000 = 36000 \text{ kg}$. Im Auflagekreis vom Radius $x = 26 \text{ cm}$ resultiert ein Auflagedruck

$$P = \Sigma P_D - \Sigma P_{\text{Schr}} = 8500 \text{ kg}$$

Für die Durchrechnung gilt also folgendes Belastungsschema: Vom Radius $x = 0$ bis zum Radius $x = 25 \text{ cm}$ ist der Deckel gleichmässig belastet mit $p = 14 \text{ kg/cm}^2$, von $x = 25$ bis $x = 26$ soll keine äussere Kraft einwirken. Im Parallelkreis mit dem Radius $x = 26$ setzt plötzlich der resultierende Auflagedruck $P = 8500 \text{ kg}$ ein. Von $x = 26$ bis $x = 28,5 \text{ cm}$ wirkt wiederum keine Aussenkraft. Unter Anwendung dieses in Abbildung 5 bildlich dargestellten Belastungsschemas kann der Deckel berechnet werden, als ob er im Radius $x = 28,5 \text{ cm}$ frei aufliegen würde. Wir wollen diesen *Berechnungsfall* mit I bezeichnen.

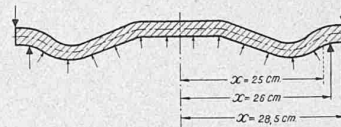


Abb. 5.

Einspannungsfall I.
Befestigungsschrauben ausserhalb des Auflage-Kreises.

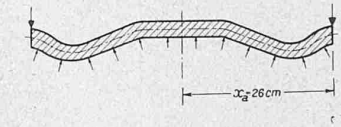


Abb. 6.

Einspannungsfall II
am Rand frei aufliegend.

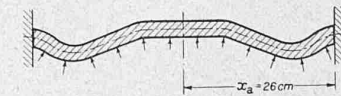


Abb. 7.

Einspannungsfall III
am Rand nachgiebig eingespannt.

Interessant ist nun die Untersuchung, wie sich diesem ersten Fall gegenüber die Beanspruchung stellen würde, wenn der Schraubenkreis nicht grösser wäre als der mittlere Auflagekreis ($x = 26 \text{ cm}$). Für diesen *Berechnungsfall II* fällt die Parallelkreis-Belastung $P = 8500 \text{ kg}$ ausser Betracht. Der Deckel liegt im Radius $x = 26 \text{ cm}$ frei auf und hört dort auf, wie dies in Abbildung 6 schematisch ausgedrückt ist.

Als *III. Berechnungsfall* werde der Deckel durchgerechnet unter der Bedingung, dass er wiederum nur bis zum mittlern Auflagekreis $x = 26 \text{ cm}$ reiche, dort aber so eingespannt sei, dass sich der Aussenquerschnitt zwar in Richtung senkrecht zur Symmetrieaxe parallel verschieben, nicht aber verdrehen kann. Bei der frühern Arbeit wurde für diese Randbedingung der Ausdruck „am Aussenrand nachgiebig eingespannt“ gewählt. Dieses Belastungsschema zeigt Abbildung 7.

Die rechnerischen Endresultate für diese drei verschiedenen Randbedingungen I, II und III sind in den Abbildungen 8 bis 13 dargestellt. Diese axonometrischen Bilder lassen den Verlauf der Radial- und der Tangentialspannungen über den ganzen Meridianschnitt erkennen. Es können an Hand derselben mit Leichtigkeit die beiden Spannungen für jeden beliebigen Punkt des Meridianschnittes durch graphische Interpolation ermittelt werden.

Axonometrische Darstellung der Beanspruchung eines Lokomotiv-Dampfzylinder-Deckels.

Links: Radialspannungen σ_r in kg/cm^2 .

Rechts: Tangentialspannungen σ_t in kg/cm^2 .

Masstab der Längen 1:5.
 Masstab der Spannungen
 1 cm = 500 kg/cm^2 .

Abb. 8 und 9.
 Einspannungsfall I.

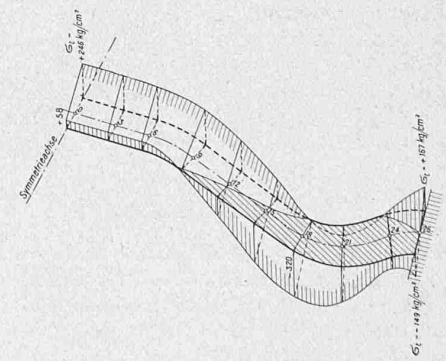
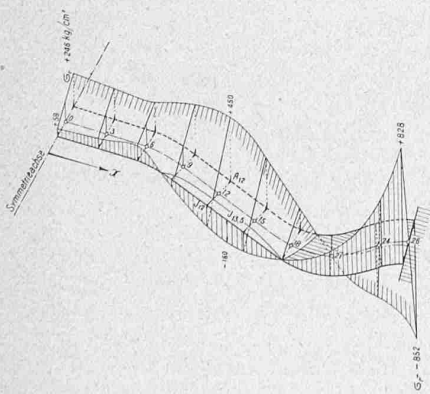
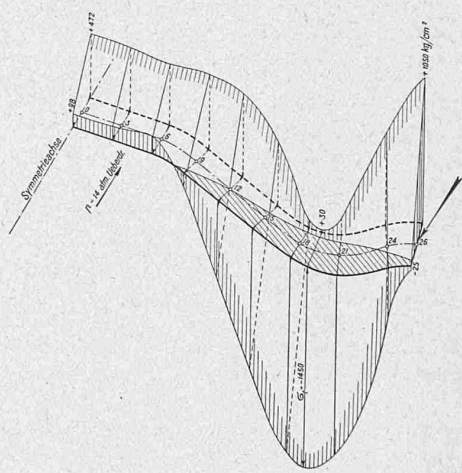
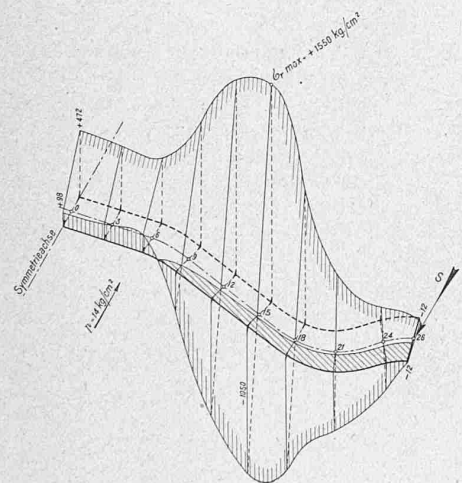
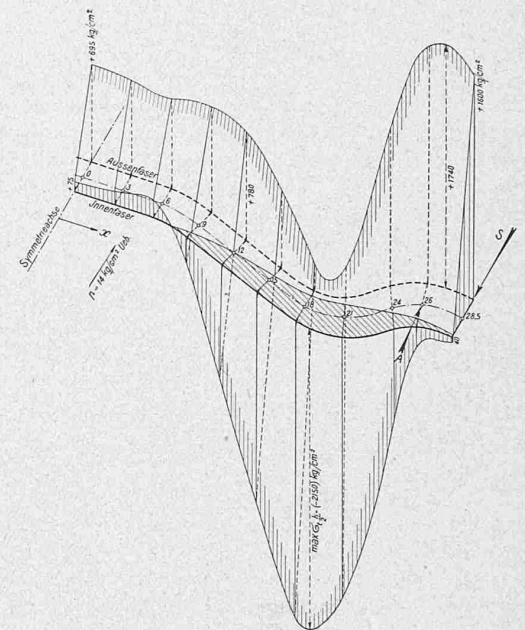
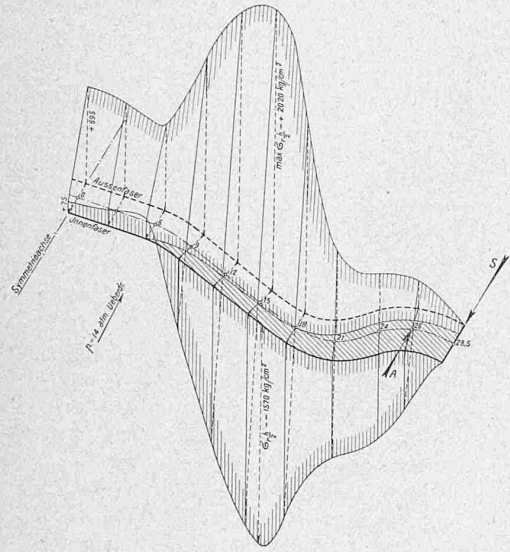
Platte im Radius
 $x = 26$ cm aufliegend
 und mittels Schrauben
 befestigt, die im
 Abstand $x = 28,5$ cm
 angeordnet sind.

Abb. 10 und 11.
 Einspannungsfall II.

Platte im Radius
 $x = 26$ cm
 frei aufliegend.

Abb. 12 und 13.
 Einspannungsfall III.

Platte im Radius
 $x = 26$ cm
 „nachgiebig eingespannt“.



Diskussion der Rechnungsergebnisse.

Es war nach blosser Ueberlegung vor auszusehen, dass die in Abbildung 5 skizzierte Belastungsweise I, bei der also die Befestigungsschrauben ausserhalb des Auflagekreises liegen, die grösste, die in Abbildung 7 schematisch dargestellte Belastungsart III die kleinste Beanspruchung des Deckels liefert und dass der in Abbildung 6 skizzierte Deckel (Fall II) bezüglich Beanspruchung dazwischen liege. Wie stark verschieden aber die Beanspruchungen seien,

und wie sehr sich die Einspannweise II dem einen oder andern Grenzfall näherte, war nicht ohne weiteres vor auszusehen. Ueber diese Fragen geben die in den Abbildungen 8 bis 13 gegebenen Diagramme interessante Aufschlüsse und eine wertvolle Wegleitung für betriebssichere Neukonstruktionen. Die Diagramme 8, 10 und 12 für die Radialspannungen σ_r lassen erkennen, wie sehr ungünstig die für den erwähnten Lokomotiv-Zylinderdeckel gewählte Befestigungsweise ist und wie sie hätte verbessert werden können.

Es ergeben sich:

Für die Einspannfälle laut Diagramm Abb. max. Radial-Zug-Beanspruchungen	I	II	III
	8	10	12
und zwar im Radius	$x = 15$	15	26 cm.

Diese Maximalwerte

verhalten sich wie
oder wie

1,3	:	1
2,44	:	1,87 : 1

Durch die Verlegung der Schrauben in einen Kreis vom rechnerischen Radius 28,5 cm, der also um nur 2,5 cm = etwa 10% grösser ist, als der Radius (26 cm) des Auflagekreises, hat sich die Beanspruchung um 30% erhöht gegenüber dem Fall, in dem der Schrauben- mit dem Auflagekreis zusammenfallen würde.

Es zeigen ferner:

Für die Einspannfälle die Diagramme max. Tangential-Druck-Beanspruchungen	I	II	III
	9	11	13
und zwar etwa in Abständen v. d. Axe	$x = 19$	19	18 cm

Diese Maximalwerte

verhalten sich wie
oder wie

1,47	:	1
6,7	:	4,5 : 1

Nach diesem Vergleich erzeugt also das Hinausrücken des Schraubenkreises über den Auflagekreis um nicht ganz 10% (von Fall II auf Fall I) eine maximale Mehrbeanspruchung in tangentialer Richtung um 47%!

Geradezu überraschend viel niedriger als in dem Einspannfall I liegen die Maximal- und die Mittelwerte sowohl der Radialspannungen (Abbildung 12), als auch der Tangentialspannungen (Abbildung 13) für den III Einspannfall, in dem der Deckel laut Schema (Abbildung 7) am Rand eingespannt ist. Im kegelförmigen Teil des Deckels steigt die Radialspannung mit $+460 \text{ kg/cm}^2$ nur auf 22,5% des Maximalwertes $+2020 \text{ kg/cm}^2$ von Fall I. Die höchste Tangentialspannung beträgt sogar nur -320 kg/cm^2 , das ist nur noch 15% des Maximalwertes vom Einspannfall I.

Gehen wir umgekehrt von einem am Rand eingespannten Deckel (Fall III) aus und lösen die Einspannung, sodass der Deckel am Rande gerade frei aufliegt, indem die Befestigungsschrauben im Auflagekreis sitzen (Fall II), so erhöhen wir hiedurch die maximale Radialzugspannung auf den 1,87-fachen, die maximale Tangential-Druckspannung auf den 4,5-fachen Betrag. Rücken wir nun die Schrauben um 2,5 cm weiter über den Auflagekreis hinaus (Fall I), so steigen hiedurch die Maximalwerte auf das 2,44- bzw. gar das 6,7-fache! Das sind Ergebnisse, die dem Konstrukteur zu denken geben müssen und andererseits nach eingetretenen Brüchen und Sachbeschädigungen der Untersuchungsbehörde den Weg zeigen, dem Sitz des wahren Uebels nachzugehen und nicht alle Brüche auf das Konto des „unsichern“ Gusseisens im besondern und des „Materials“ im allgemeinen Fall zu schreiben. (Schluss folgt.)

Miscellanea.

Zerstörung von Beton durch Gaswasser. Bei einem längere Zeit dicht gebliebenen Gaswasserbehälter aus bewehrtem Beton zeigten sich, wie wir einer von den „Z. d. V. D. I.“ wiedergegebenen Mitteilung von Dr. E. Ott in der „Chemischen Zeitung“ entnehmen, plötzlich undichte Stellen. Die Auswitterung enthielt etwas freies und gebundenes Ammoniak, viel Kalzium, Rhodanwasserstoff und Thioschwefelsäure, dagegen weder Schwefelwasserstoff noch Schwefel- oder Salzsäure. Daraus erklärten sich die Ursachen der Zerstörung. Die beiden erstgenannten Säuren sind zum Teil im Gaswasser von Anfang an enthalten oder bilden sich aus dem Schwefelwasserstoff durch Oxydation mit dem Wasserstoff der Luft. Die Säuren zind zunächst an Ammoniak gebunden, doch lässt sich dieses schon bei gewöhnlicher Temperatur durch Aetzkalk austreiben. Da der Beton Aetzkalk enthält, so können derartige Erscheinungen namentlich dann leicht eintreten, wenn das Ammoniak leicht verdunsten kann, wie dies an den benetzten Innen-

wandungen der Behälter, in Rissen usw. der Fall ist. Damit tritt dann eine Korrosion der Behälter ein.

Als Abhilfe gegen diese Schäden können gute Innenanstriche angesehen werden. Gänzlich werden sich aber Schädigungen des Betons auch hierdurch nicht verhüten lassen, da stets Verletzungen der Anstrichhaut und Haarrissbildungen des Betons vorkommen, die dann zur Korrosion führen.

Verwertung der elektrischen Nachtkraft für die Brotbäckerei. In einer Eingabe an das Schweiz. Volkswirtschaftsdepartement nimmt der Schweiz. Elektrotechnische Verein gegen die beabsichtigte Einschränkung der Nachtarbeit in Bäckereien Stellung, da dadurch die Möglichkeit der Verwendung der billigen Nachtkraft und damit zum grossen Teil auch der elektrischen Energie überhaupt zum Betrieb von Backöfen dahin falle. Nach vorläufigen Aufstellungen dürften in den sich etwa auf 6000 Stück belaufenden Bäckerei-Oefen der Schweiz jährlich mindestens $1\frac{1}{4}$ Millionen, wahrscheinlich selbst gegen 2 Millionen Kilozentner Kohle verfeuert werden, was vor dem Krieg einem Wert von 6 bis 7 Millionen Franken, jetzt einem solchen von 12 bis 15 Millionen Franken jährlich entspricht. Durch Einführung des elektrischen Betriebs mit Nachtkraft, was nach einer überschlagsweisen Rechnung bei der verhältnismässig sehr geringen Ausnützung unserer Wasserkräfte bei Nacht schon mit den heute bestehenden Werken durchführbar wäre, liessen sich, neben der erwähnten Ersparnis an Nationalvermögen, für die schweizerischen Bäckereien selbst bei den heutigen Kohlenpreisen eine solche von 2 bis 3 Millionen, vielleicht von 4 Millionen Franken jährlich erreichen.

Schweizer. Acetylen-Verein. Am Samstag den 23. Juni hielt der Schweizerische Acetylen-Verein im Zunfthaus zur Schmieden in Zürich seine Generalversammlung ab. Eingeleitet wurde die Tagung durch einen öffentlichen Vortrag von Dr. P. Schlaepfer, Direktor der Eidgen. Prüfanstalt für Brennstoffe, über „Entzündungs- und Verbrennungs-Erscheinungen des Acetylens“. Der einstündige, von Experimenten begleitete, lehrreiche Vortrag erntete reichen Beifall. Nach einem gemeinsamen Bankett fand unter dem Vorsitz des Vereinspräsidenten, Direktor A. Gandillon, Genf, der geschäftliche Teil der Tagung statt. Dem Jahresbericht entnehmen wir, dass der Verein Ende 1916 509 Mitglieder zählte, gegenüber 320 am Ende des Vorjahrs. Die Mitglieder sind hauptsächlich Besitzer von Acetylen-Apparaten für Schweiß- und Beleuchtungszwecke. Während des Berichtjahres hat der Verein sechs Schweisserkurse veranstaltet, an denen 108 Personen teilnahmen. Die Zahl der vorgenommenen Inspektionen belief sich auf 241. An Explosionen wurden sieben gemeldet, die jedoch nur Sachschaden zur Folge hatten.

Techniker als Verwaltungsbeamte. Die deutschen Städte Königshütte (Oberschlesien) und Tangermünde haben vor kurzem das Amt des Bürgermeisters je einem Techniker anvertraut, was von der Fachpresse als ein besonderes Ereignis gedeutet wird, da diese Stellen bisher ausschliessliche Domäne der Juristen waren. Es mag bei dieser Gelegenheit daran erinnert werden, dass die Zulassung der akademisch gebildeten Techniker zum höhern Verwaltungsdienst vom Verein Deutscher Ingenieure schon wiederholt angeregt und vor etwa einem Jahre in einer Eingabe an die Regierung neuerdings gefordert wurde.

Eidgenössische Technische Hochschule. Der Bundesrat wählte zum Professor für technische Chemie und chemische Technologie (organische Richtung), als Nachfolger von Prof. Dr. M. Cérésolle, Dr. Hans Eduard Fierz aus Zürich, bisher Chemiker bei J. R. Geigy in Basel; ferner zum Professor für Pharmazie (Pharmakognosie, pharmazeutische Chemie und Toxikologie) als Nachfolger von Prof. Dr. K. Hartwich, Dr. Robert Eder von Fisingen (Thurgau), bisher Privatdozent an der E. T. H.

Schweizerische Fabrikinspektorate. Ueber die neue Gliederung der schweizerischen Fabrikinspektorate in vier Kreise haben wir seinerzeit in Band LXIX, S. 82 (20. Januar 1917) Näheres mitgeteilt. Im Anschluss daran geben wir noch die Namen der diesen vier Kreisen vorstehenden Inspektoren: I. Kreis (Sitz in Lausanne) Jules Maillard; II. Kreis (Sitz in Aarau) Dr. Heinrich Rauschenbach; III. Kreis (Sitz in Zürich) Dr. Heinrich Wegmann; IV. Kreis (Sitz in St. Gallen) Dr. Ernst Isler.

Schweizerische Nationalbank Basel. In seiner Sitzung vom 30. Juni gab der Bankrat der Schweizerischen Nationalbank seine Einwilligung zum Ankauf eines Bauplatzes in Basel für den später zu erstellenden Neubau der dortigen Zweiganstalt.