

Der Uebergang der Wärme zwischen Dampf und den Wandungen der Dampfzylinder

Autor(en): **Fliegner, A.**

Objektyp: **Article**

Zeitschrift: **Schweizerische Bauzeitung**

Band (Jahr): **29/30 (1897)**

Heft 11

PDF erstellt am: **17.05.2024**

Persistenter Link: <https://doi.org/10.5169/seals-82453>

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.

angesichts der minder guten Wartung, welche sich diese Maschinengattung gefallen lassen muss, angemessen erscheint.

Der zugehörige Kessel besteht aus einem Aussencylinder von 1370 mm Durchmesser, 2910 mm Länge, einem gewellten Flammrohr von 750 . 850 mm Weite, dessen vorderes Ende, um den Ausschnitt im Boden zu verkleinern, bis auf 620 mm eingeschnürt ist, und dessen hinteres Ende in eine mit dem zweiten Stirnboden durch ein Mannloch zusammenhängende Feuerbüchse mündet. Von hier führen 20 etwa 80 mm weite Rauchrohre von 2500 mm mittl. Länge zur vorne gelegenen Rauchkammer und zum Kamin. Gesamte Heizfläche etwa 22 m².

Der Abdampf durchströmt in üblicher Weise einen Röhrenvorwärmer. Eine Speisepumpe, ein Injector vervollständigen die Einrichtung. Auch hier sind die Gestelle von grosser Formenschönheit, und eignen sich durch ihre Gabelgestalt sehr gut dazu, die Ausdehnung des Kessels von derjenigen der Maschine unabhängig zu machen. Zu diesem Behufe sind mit dem Hauptkessel zwei vertikal stehende Blechstreifen vernietet, welche die Hauptlager stützen. Die Verschiedenheit in der Ausdehnung von Kessel und Maschine bewirkt eine für beide Teile unschädliche Durchbiegung dieser Bleche.

Gebrüder Sulzer haben die Tüchtigkeit ihrer Giesserei durch den ausgestellten Rohguss eines gewaltigen Dampfcylinders dokumentiert, dessen tadellose Sauberkeit die Bewunderung aller Fachbeschauber erregte. Ebenso tadellos waren die Rohgüsse und Schnitte der bekannten Schlangenheizkörper, an denen man sich von der Gleichmässigkeit der nur 4—5 mm betragenden Wandstärke überzeugen konnte. Bekanntlich bilden diese Heizkörper, ferner Ventilatoren und Centrifugalpumpen einen namhaften Fabrikations-Zweig des Winterthurer Geschäftes, sie traten aber an der Ausstellung gegenüber dem Motorenbau in den Hintergrund.

Einen gewaltigen Eindruck machte die grosse Doppelbohrmaschine, System Brandt, für Tunnelbauwerke. Nähere Angaben über dieselbe findet man in einer sehr lesenswerten Broschüre der Herren Sulzer selbst.

(Fortsetzung folgt.)

Die neue protestantische Matthäuskirche in Basel.

Architekt: *Felix Henry* in Breslau.

Architekten für die Ausführung: *G. & J. Kelterborn* in Basel.

(Mit einer Tafel.)

I.

Nachdem sich infolge der starken baulichen Entwicklung des nördlichen Teils Klein-Basels schon seit einigen Jahren in hohem Masse das Bedürfnis einer neuen protestantischen Kirche gezeigt hatte, wurde von den Behörden im November 1888 ein von vier Strassen begrenzter rechteckiger Platz an der mit der Johanniterbrücke korrespondierenden Feldbergstrasse für die Summe von 85845 Fr. erworben und es erfolgte hierauf im April 1889 die Ausschreibung einer internationalen Konkurrenz zur Erlangung von Entwürfen für den Kirchenbau.¹⁾

Nach dem Programm waren 1200 Sitzplätze von 55 cm Breite und 85 cm Tiefe verlangt. Die Wahl des Stiles war freigegeben. Als Baukosten waren ohne innere Ausstattung 350000 Fr. in Aussicht genommen.

Das Resultat der Konkurrenz, bei welcher die HH. alt Ratsherr Dr. Carl Burckhardt-Burckhardt, Pfarrer Th. Barth, Prof. F. Bluntschli, Architekt H. v. Geymüller, Dombaumeister A. Hartel (†), Architekt Ed. Vischer und Architekt G. Kelterborn als Preisrichter funktionierten, war ein recht erfreuliches, indem 42 Projekte, von welchen 25 in gothischem, 8 in romanischem oder romanisierendem und 9 im Renaissance-Stil, rechtzeitig eingesandt wurden.

¹⁾ «Schweiz. Bztg.» Bd. XIII S. 109.

Mit Preisen gekrönt wurden die Entwürfe von Felix Henry in Breslau (gothisch mit bis zu einem gewissen Grade freier Detailbehandlung), Hermann Pfeiffer in München (romanisch), C. W. Th. Doflein in Berlin (gothisch), Joh. Vollmer in Berlin (gothisch).¹⁾

Der erste Preis wurde vom Preisgerichte Herrn Felix Henry zuerkannt, vornehmlich seines klaren Grundrisses wegen. Das Preisgericht war ferner der Ansicht, dass der Entwurf des Herrn Henry besonders auch den praktischen und ästhetischen Anforderungen an eine *Gemeindekirche* entspreche und für die Ausführung keine allzuhohe Baukostensumme beanspruche.

Nachdem von einer vom Regierungsrat ernannten Kommission der Henry'sche Entwurf nochmals durchberaten und infolge dieser Beratung mit Herrn Henry einige Modifikationen des Projektes (Stellung der Kanzel in die Mittelachse mit Reduktion des Chores, Reduktion der Turmhöhe, bequemere Treppenanlagen etc.) vereinbart und durch Herrn Henry von einzelnen Seiten laut gewordene Bedenken hinsichtlich der Akustik in beruhigendster, eingehender und von Sachkenntnis mit einer Reihe von Erfahrungen an ähnlichen Bauten zeugender Weise gehoben worden waren, wurde Herr Henry mit der Ausarbeitung der definitiven Pläne beauftragt.

Wohl infolge der freudigen Begeisterung über den Erfolg ging indessen Herr Henry in der architektonischen Ausstattung der Kirche etwas weiter, als der Kostenpunkt es erlaubte und es musste daher das Projekt in vereinfachter Weise noch einmal umgearbeitet werden.

Die nunmehr vorgenommene genauere Kostenberechnung zeigte aber, dass selbst nach der Vereinfachung die in Aussicht genommene Bausumme bei weitem nicht genügte, und als bei der Ausschreibung der Maurer- und Steinhauerarbeiten sich nochmals gegenüber dem Kostenanschlag ein ganz bedeutender Mehrbetrag ergab, erhöhte der Grosse Rat, der sich nicht zu einer weitem Vereinfachung des Projektes entschliessen konnte, den schon erhöhten Kredit von 570000 Fr., den er im November 1891 bewilligt hatte, nochmals, auf 700000 Fr. für den Bau einschliesslich der inneren Ausstattung, welche Summe dem Kirchen- und Schulgut entnommen werden sollte. Es sei hier gleich erwähnt, dass besonders die Maurer- und Steinhauerarbeit, u. a. auch die Fundamentierung die erheblichsten Kosten verursacht haben.

Da es bei der grossen Entfernung von Breslau nicht wohl thunlich war, Herrn Henry auch die Bauleitung zu übertragen, wurden die HH. Architekten G. & J. Kelterborn mit derselben betraut und zwar unter der künstlerischen Oberleitung des Herrn Henry und mit Beihülfe des Architekten M. W. Mund aus Hannover für die spezielle Bauführung. (Fortsetzung folgt.)

Der Uebergang der Wärme zwischen dem Dampf und den Wandungen der Dampfcylinder.

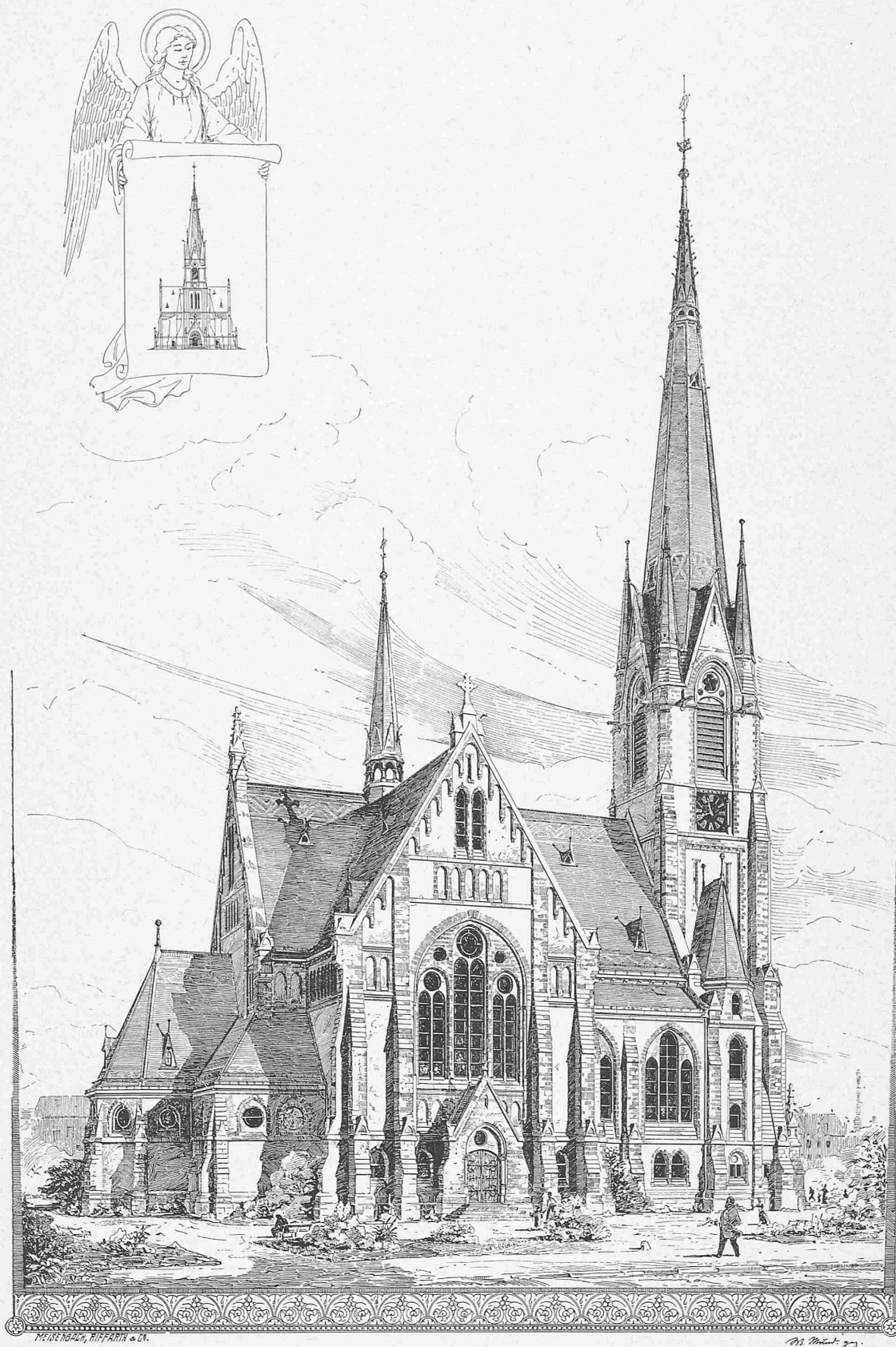
Von Prof. A. Fliegner.

III. (Schluss.)

Zum Abschlusse dieser Entwicklungen komme ich noch einmal auf das Indikatordiagramm zurück, aus dem ich vorhin einen Grenzwert von α für gesättigte Dämpfe berechnet hatte.

Bei diesem, in dieser Zeitschrift 1888, Band XII, Seite 81 rechts unter II^b abgebildeten Diagramme hatte ich den Wärmeaustausch zwischen Dampf und Wandungen eingehender für kleinere Drehwinkel der Kurbel untersucht, und zwar auch für die Einströmungs- und Ausströmungsperiode, indem ich die während jedes Intervalles ein- und ausgeströmte Dampfmenge nach der *Napier'schen* Formel für Mittelwerte

¹⁾ «Schweiz. Bztg.» Bd. XIV S. 54, 74, 83, 88, 92, 96, 101.



Neue protestantische Mathäus-Kirche in Basel.

Architekt: *Felix Henry* in Breslau.

Architekten für die Ausführung: *G. & J. Kellerborn* in Basel.

Seite / page

74 (3)

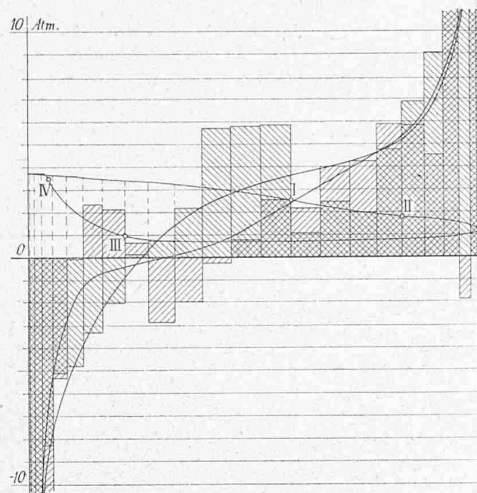
leer / vide /
blank

der Pressungen und der Schieberöffnungen berechnet hatte. Die Ergebnisse sind dort auf Seite 86 in der Tabelle II zusammengestellt.

Der so gefundene Wärmeaustausch entsprach im wesentlichen durchaus dem erwarteten. Allerdings zeigten sich einige Unregelmässigkeiten, die ich aber damals glaubte hauptsächlich auf Ungenauigkeiten bei der Interpolation und Ausmessung des Indikatordiagrammes zurückführen zu sollen. Inzwischen habe ich Veranlassung gehabt, diese Frage noch weiter zu verfolgen und bin dabei zu Ergebnissen gelangt, die mir bemerkenswert genug erscheinen, um ihre Mitteilung an dieser Stelle zu rechtfertigen.

In Fig. 4 ist dieses Diagramm in anderen Massverhältnissen wiedergegeben. Darin bedeuten die vertikalen

Fig. 4.



Geraden die Kolbenstellungen, welche den benutzten 48 gleichförmig verteilten Kurbelstellungen angehören. Die vier Hauptpunkte der Dampfverteilung sind angeringelt und mit I bis IV bezeichnet; davon fallen I bis III zufällig auf die eingezeichneten Vertikalen.

Es bezeichne nun:

F_s das vom Kolben bei einem Hube zurückgelegte Volumen, $\delta\xi$ den Teil des ganzen Kolbenhubes, den der Kolben bei $\frac{1}{48}$ Umdrehung der Kurbel zurücklegt,

Q den gleichzeitigen Wärmeaustausch zwischen Dampf und Wandungen. Man kann dann diesen Wärmeaustausch durch eine äquivalente Arbeitsfläche darstellen und dazu

$$Q = AqF_s\delta\xi$$

setzen. Dann bedeutet q einen Druck, der während $\delta\xi$ auf den Kolben wirken müsste, um die Q äquivalente Arbeit zu verrichten.

Diese Werte von q habe ich berechnet und in der Figur durch Horizontale zwischen den zugehörigen Vertikalen eingetragen, die für einen Wärmeübergang vom Dampf an die Wandungen nach abwärts, die anderen nach aufwärts. Der Masstab für diese Pressungen ist der gleiche wie beim Indikatordiagramme. Damit aber der Hauptteil der Figur hinreichend deutlich ausfiel, musste ich diesen Masstab so gross wählen, dass die Horizontalen in der Nähe der Kolbenwechsel nicht mehr auf die Zeichnung fielen. Dort steigt nämlich der Wert von q bis auf über 200 Atm. Durch den so entstandenen staffelförmigen Linienzug werden Flächen begrenzt, die für den Hingang des Kolbens von links oben nach rechts unten, für den Rückgang von rechts oben nach links unten schraffiert sind.

Der Wärmeaustausch verläuft hiernach folgendermassen:

Vom Anfange des Kolbenhinganges an wird dem Dampfe zunächst viel Wärme entzogen. Schon bald nach dem ersten Drittel des Einströmens geht aber die Wärmeentziehung in eine Mitteilung über, die im letzten Drittel des Einströmens ziemlich konstant bleibt und verhältnismässig sehr gross wird. Nach I sinkt die Wärmemitteilung

stark, um weiterhin stetig, wenn auch nicht ganz gleichförmig zu wachsen, jedoch nicht ganz bis zum Kolbenwechsel, da im letzten Intervalle q wieder einen ziemlich grossen negativen Wert annimmt. Beim Rückgange des Kolbens findet während der grösseren Hälfte des Hubes eine ziemlich stetig abnehmende Wärmemitteilung statt, nur im dritten Intervalle durch einen kleinen negativen Wert unterbrochen. Auf der zweiten Hälfte des Hubes wechselt aber der Wärmeübergang mehrfach seinen Sinn. Zunächst wird Wärme entzogen, dann zu beiden Seiten von III wieder mitgeteilt und schliesslich bis zum Kolbenwechsel wieder immer mehr entzogen.

Der Vorzeichenwechsel von q in der Nähe des rechten Endpunktes des Diagrammes kann der Wirklichkeit unmöglich entsprechen; dort muss vielmehr ununterbrochen Wärme entzogen werden. Diese Abweichungen erkläre ich mir auch jetzt noch wie damals durch eine ungenaue Interpolation des Diagrammes. Bei der dortigen scharfen Krümmung ist es sehr schwierig, die Kurve richtig zu zeichnen.

Anders steht es mit den beiden Wellen in der Nähe von I und III. Die bei I ist bei diesem Diagramme mindestens sehr unwahrscheinlich, während die bei III mit ihrem Vorzeichenwechsel sogar unbedingt als unmöglich bezeichnet werden muss. Die Schwankungen von q sind aber verhältnismässig so gross, die dortigen Krümmungen der Indikatorkurve dagegen so schwach, dass diese Abweichungen doch nicht mehr aus einer Ungenauigkeit bei der Zeichnung und Ausmessung des Diagrammes erklärt werden können.

Das führt auf die Vermutung, dass die Angaben des Indikators selbst ungenau sind. Es muss aber noch untersucht werden, ob sich die gefundenen Abweichungen aus solchen Ungenauigkeiten erklären lassen.

Bei der früheren Untersuchung des vorliegenden Diagrammes habe ich auf Seite 87 für die dem Dampfe mitzuteilende Wärmemenge den mit (16) bezeichneten Ausdruck hergeleitet:

$$dQ = d[G(q + xq)] - (q_a + x_a r_a) dG + AdL_k \quad (48)$$

Darin bedeutet:

G das im Cylinder befindliche, beim Ein- und Ausströmen veränderliche Dampfgewicht,

q, q_a, r Flüssigkeits-, innere und ganze Verdampfungswärme, x die spezifische Dampfmenge,

q_a, r_a, x_a dieselben Grössen für den äusseren Dampf, beim Einströmen im Schieberkasten, beim Ausströmen im Kondensator oder der Atmosphäre; diese Grössen sind also je konstant,

L_k die vom Dampfe auf den Kolben übertragene Arbeit. Das in irgend einem Augenblicke vom Dampfe eingenommene Gesamtvolumen ist bekanntlich

$$V = G(xu + \sigma) \approx Gxu. \quad (49)$$

Setzt man den angenäherten Wert von Gx aus (49) in (48) ein, so folgt:

$$dQ = d(Gq) + d\left(\frac{Vq}{u}\right) - (q_a + x_a r_a) dG + AdL_k,$$

oder wenn man gleich zwischen zwei Grenzen 1 und 2 integriert:

$$Q = G_2 q_2 - G_1 q_1 + V_2 \frac{q_2}{u_2} - V_1 \frac{q_1}{u_1} - (q_a + x_a r_a)(G_2 - G_1) + AL_k. \quad (50)$$

Für die folgende Betrachtung soll nun vorausgesetzt werden, am Anfange, bei 1, stehe der Indikator noch genau richtig, und es seien auch alle übrigen dortigen Grössen genau bekannt. Es soll dann eine Volumenänderung bis zu dem gewählten Werte V_2 untersucht werden, aber unter der ausdrücklichen Annahme, dass der Indikator der Druckänderung nicht mehr richtig folgt.

Bei einer Zunahme von V mit gleichzeitigem Einströmen von Dampf, wie vor I im untersuchten Diagramme, verlaufe

*) In der dortigen Entwicklung ist das zweite Glied $\mp (q_a + x_a r_a) dG$ geschrieben, weil unter dG der absolute Wert des ein- oder ausgeströmten Dampfgewichtes verstanden ist. In dieser Formel (48) dagegen bedeutet dG die Änderung des Cylinderinhalts.

nun zunächst die Indikatorkurve *zu flach*. Dann ergibt die Ausmessung den Enddruck p_2 zu gross. Das dabei eingeströmte Gewicht berechnet sich damit zu klein, und daher wird auch G_2 zu klein. In den Gliedern in (50), die vom Endzustande abhängen, ist dann in:

$G_2 q_2$ G_2 zu klein, q_2 zu gross, so dass das Verhalten dieses Gliedes unentschieden bleibt, jedenfalls ist es aber auch mit q_2 verhältnismässig klein,

$V_2 q_2 / u_2$ q_2 / u_2 zu gross,

$-(q_a + x_a r_a) G_2$ G_2 zu klein, das ganze Glied also zu gross, L_k zu gross.

Hieraus ist aber zu schliessen, dass sich, wenn der Indikator beim Hingange des Kolbens der Druckabnahme nicht ordentlich folgt, die mitgeteilte Wärmemenge Q *zu gross* ergeben muss. Wenn der Indikator dagegen infolge grösser gewordenen Druckunterschiedes rascher sinkt, als der Dampfdruck, wenn also die Indikatorkurve *zu steil* verläuft, so muss umgekehrt Q zu klein ausfallen. Würde kein Einströmen mehr stattfinden, also während der eigentlichen Expansionsperiode, so wäre in (50) $G_2 = G_1$ zu setzen, was aber die weiteren Schlussfolgerungen nicht ändern würde. Es müsste also auch dann bei *zu flacher* Indikatorkurve die mitgeteilte Wärmemenge zu gross, bei *zu steiler* Kurve zu klein gefunden werden.

Nimmt man hiernach an, der Indikator habe vor *I* in Fig. 4 dem allmählich rascher abnehmenden Drucke zunächst nicht mehr folgen können, er sei aber umgekehrt nach *I* durch den grösser gewordenen Ueberdruck nach abwärts beschleunigt worden, so lässt sich die dortige Unstetigkeit im Wärmeaustausch leicht erklären. Und diese Abweichungen des Indikators sind auch durchaus wahrscheinlich.

Wenn beim Rückgange des Kolbens unter gleichzeitigem Ausströmen von Dampf die Indikatorkurve *zu flach* verläuft, so ergibt sich p_2 aus dem Diagramme zu klein. Dann wird auch das ausgeströmte Gewicht zu klein, G_2 also zu gross. Von den verschiedenen Gliedern in (50) bleibt daher $G_2 q_2$ auch unentschieden; das positive Glied $V_2 q_2 / u_2$ wird zu klein und gleichzeitig das negative $(q_a + x_a r_a) G_2$ zu gross. L_k dagegen erhält bei der Volumenabnahme das negative Vorzeichen und wird dem absoluten Werte nach zu klein. Von den drei Gliedern, deren Einfluss überhaupt nur bestimmt werden kann, ziehen also zwei die berechnete Wärmemittelung herunter, das dritte erhöht sie dagegen. Daher lässt sich hier die Frage aus der Formel allein nicht so unmittelbar entscheiden, wie vorhin. Denkt man sich aber beide Kurven über den Schnittpunkt nach rechts zu stetig verlängert und geht auf diesen Verlängerungen von rechts nach links bis zum Schnittpunkte vor, so fallen die Endpunkte zusammen. Dann sind also in (50) die mit 2 bezeichneten Werte für beide Kurven gleich, während am Anfange der Druck p_1 zu gross abgelesen wird. Daher ergibt die Rechnung das ausgeströmte Gewicht zu gross und G_1 zu klein. In (50) bleibt dann die Aenderung des Produktes $G_1 q_1$ wieder unentschieden. Die übrigen Glieder dagegen werden: Das negative $V_1 q_1 / u_1$ zu gross, das positive $(q_a + x_a r_a) G_1$ zu klein, das negative AL_k zu gross. Und das hat zur Folge, dass eine mitgeteilte Wärmemenge zu klein, eine entzogene zu gross ausfällt. Das gleiche Verhalten wird man auch auf der linken Seite des Schnittpunktes beider Kurven erwarten müssen. Ist das Ausströmen zu Ende, so lässt sich für die eigentliche Kompression auf dem nämlichen Wege auch der gleiche Zusammenhang herleiten. Nur ist er noch sicherer, weil das unbestimmte Glied $G_1 q_1$ fortfällt.

Beim Rückgange des Kolbens ergibt also ein zu flacher Verlauf der Indikatorkurve eine zu kleine Wärmemittelung oder eine zu grosse Entziehung, umgekehrt ein zu steiler Verlauf, eine zu grosse Mitteilung oder zu kleine Entziehung. Es ist das das entgegengesetzte Verhalten, wie beim Hingange des Kolbens.

Hiernach lässt sich nun auch die Unstetigkeit des berechneten Wärmeaustausches bei *III*, Fig. 4, ganz ungenügend erklären. Wenn der Gegendruck infolge der be-

ginnenden Verengung des Ausströmungsquerschnittes zu steigen anfängt, bleibt der Indikator zunächst wegen seiner Bewegungswiderstände zurück, so dass die Indikatorkurve *zu flach* verläuft. Noch vor *III* wird der Indikator kolben aber durch den zunehmenden Ueberdruck beschleunigt in die Höhe getrieben und die Kurve muss daher *zu steil* ausfallen.

Dass der berechnete Verlauf des Wärmeaustausches mit dem wirklichen nicht genau übereinstimmen kann, hat allerdings seinen Grund auch in den verschiedenen Annäherungen, die bei der ganzen Rechnung nicht vermieden werden konnten. Es handelt sich dabei namentlich um die Anwendung der *Napier'schen* Ausflussformeln für nahezu trockenen gesättigten Dampf und um die Annahme, dass der Dampf im Cylinder während der ganzen Zeit im gesättigten Zustande bleibe. Solche Annäherungen können aber doch unmöglich zur Folge haben, dass die Rechnung, anstatt einer stetigen Aenderung der gesuchten Grösse in stets gleichem Sinne, so starke Wellen ergiebt.

Man könnte auch versucht sein, solche Wellen aus einer Undichtheit des Schiebers erklären zu wollen. Das ist aber hier gleichfalls nicht zulässig. Würde der Schieber bei *I* das Einströmen, bei *III* das Ausströmen noch nicht vollkommen dicht abgeschlossen haben, so müsste die Indikatorkurve nach *I* und *III* *zu flach* verlaufen. Die Berechnung der Wärmeübergänge liess aber erkennen, dass die Kurve umgekehrt an beiden Stellen *zu steil* verläuft.

Für die Auffassung, dass die Angaben des Indikators an gewissen Stellen verhältnismässig sehr ungenau sein müssen, spricht auch noch ein anderer Umstand, das ist der Verlauf der Diagrammkurve nach der Stellung *IV*. Mit dem Beginne des Voreinströmens sollte nämlich der Gegendruck noch rascher wachsen, als vorher. Statt dessen hat die Kurve in der Nähe von *IV* einen Wendepunkt und geht mit einer angenähert stetigen Krümmung in die Horizontale über. Dieser Verlauf liess sich allerdings auch aus einer Undichtheit des Kolbens in der Nähe seiner äussersten Stellung erklären, veranlasst durch eine dort fehlerhafte Beschaffenheit des Cylinders. Nun habe ich aber die gleiche Maschine wiederholt und bei verschiedenen Pressungen an *beiden* Seiten des Cylinders indiciert, während sie mit der *Stephenson'schen* Steuerung arbeitete, und habe dabei stets auf beiden Seiten unter sich und mit dem eben besprochenen übereinstimmende Diagramme erhalten. Und da ist es doch kaum wahrscheinlich, dass der Cylinder *an beiden Enden gleichartig fehlerhaft* beschaffen sein sollte. Vergleicht man ausserdem das hier besprochene Diagramm *II^b* mit den damals ¹⁾ gleichzeitig veröffentlichten *I^a* und *I^b*, so zeigen diese beim Voreinströmen einen ähnlichen Wendepunkt, der aber bedeutend früher liegt, als in *II^b*. Wäre also wirklich eine solche fehlerhafte Stelle im Cylinder vorhanden, so müsste sie sich im Diagramme *II^b* schon vor der Stellung *IV* in irgend einer Art bemerklich machen. Ebenso wenig kann ich annehmen, dass der Kolben im allgemeinen undicht sei. Denn wenn eine so bedeutende Undichtheit vorhanden wäre, dass der Druck nach *IV* trotz geöffnetem Voreinströmen immer *langsamer* ansteigt, so müsste so viel Dampf nach der anderen Cylinderseite abströmen, dass die Indikatorkurve vor dem Ende des Kolbenhubes verhältnismässig *langsamer* sinken oder gar wieder ansteigen sollte. Die Kurve verläuft dort aber ganz normal. Ich kann daher den Wendepunkt in der Gegendrucklinie nur dadurch erklären, dass ich annehme, es liege eine *Schwingung* des Indikators vor, bei der sich die gezeichnete Kurve sogar verhältnismässig weit von der richtigen entfernt. Diese Schwingung wäre eine Fortsetzung der vorhin beim Wärmeaustausch nachgewiesenen.

Die gefundenen Ergebnisse bilden in meinen Augen eine praktische Bestätigung des Urteils, zu dem ich schon bei der Entwicklung der dynamischen Theorie des Indikators ²⁾ auf theoretischem Wege gekommen bin, dass

¹⁾ Schweiz. Bauzeitung 1888, Bd. XII Seite 81.

²⁾ Schweiz. Bauzeitung 1891, Bd. XVIII Seite 27.

nämlich ein Indikatordiagramm durchaus *kein* genaues Bild der beobachteten Druckänderung giebt, und dass man daher bei eingehenderen Untersuchungen, die man auf Indikatordiagramme stützt, stets grösste Vorsicht beobachten muss, wenn man nicht Gefahr laufen will, gelegentlich zu ganz unrichtigen Schlüssen zu gelangen.

Der Wärmeaustausch zwischen dem Dampfe und den Cylinderwandungen, dargestellt als q in Funktion des Kolbenweges, ist natürlich als eine *stetige* und ohne eigentliche Wellen verlaufende Kurve zu erwarten. Will man eine solche aus dem staffelförmigen Linienzuge interpolieren, so muss man zunächst beachten, dass der Wärmeaustausch in den toten Punkten der Kurbel in Funktion der Zeit und des Drehwinkels der Kurbel, also dQ/dt und $dQ/d\phi$, endlich bleibt, während der zugehörige Kolbenweg $ds/d\phi$ verschwindet. Daher wird dort

$$\frac{dQ}{ds} = \infty.$$

Die gesuchten Kurven legen sich also *asymptotisch* an die beiden vertikalen Grenzkordinaten des Diagrammes an. Daraus folgt aber, dass eine Interpolation in der Darstellungsweise der Fig. 4 zu unsicher sein würde. Es ist besser, dazu $Q = f(\phi)$ aufzutragen, so dass alle Ordinaten endlich bleiben.

Ich habe das gemacht und daraus dann die beiden in Fig. 4 eingezeichneten Kurven hergeleitet. Von diesen gilt die in der Mitte höher, an beiden Seiten tiefer liegende für den Hingang, die andere für den Rückgang des Kolbens. Da aber eine solche Interpolation doch viele Willkürlichkeiten und Unsicherheiten enthält, so unterlasse ich ausführlichere Mitteilungen darüber. Es kam mir auch hier nur darauf an, an diesem besonderen Beispiele die Unge nauigkeit der Indikatordiagramme nachzuweisen.

Berechnungen der Monier-Träger (System Hennebique).

Erwiderung.

In Nr. 10 dieser Zeitschrift wird der in Nr. 9 gemachte Kostenvoranschlag für das Monier-System als falsch hingestellt.

Der Kostenvoranschlag in Nr. 9 betrifft ein ideelles Bauwerk, bei dem sämtliche Druckglieder aus Beton hergestellt werden. Würde man in einem Fachwerksystem sämtliche gedrückten Glieder aus Beton herstellen, so ersparen wir Eisen, das nicht 200 Fr. die Tonne, sondern inkl. Montage 450 Fr. kostet und das nicht mit 900 kg beansprucht werden darf, sondern nur mit 600 kg. Unter dieser Voraussetzung ist die dort gefundene Ersparnis von 40% richtig. — Müsstens wir noch, um Verbindungen herzustellen, die Zugglieder einbetonieren und teuren Beton verwenden und haben wir es mit Fällen zu thun, wo die Spannung im Eisen mit 900 kg zulässig erscheint und wo wir mit Profil- und Belag-Eisen, das nur 200 Fr. die Tonne kostet, auskommen können, so wird das Kostenverhältnis viel ungünstiger. Damit hört aber auch jede weitere Diskussion auf, da sich dann schwerlich jemand entschliessen würde, ein bewährtes System zu verlassen und ein neues noch nicht erprobtes zu adoptieren.

Im Uebrigen war es die Aufgabe des Aufsatzes in Nr. 9 nicht, den Monier-Balken in Misskredit zu bringen, sondern gewisse Bedenken gegen das System von berufenen, unbefangenen Männern zur Diskussion zu bringen, um hierdurch selber Aufklärung zu erhalten. Erweist es sich als Baufortschritt, dann „Ehre, dem Ehre gebührt“, und ich wäre sicherlich nicht der letzte, der dieses System, in den Fall gekommen, zur Anwendung bringen würde.

St. Gallen, den 10. März 1897: S. Rappaport, Ing.

Miscellanea.

Verrostung von Fluss- und Schweisseisen. In den letzten Jahren wurde vielfach die Behauptung aufgestellt, dass Flusseisen stärker roste als Schweisseisen und dass die Dampfkessel aus Flusseisenblech in verhältnismässig kurzer Zeit durchrosten und unbrauchbar werden. Neuerdings glaubte man auch das Flusseisen für das Abrosten der Kondenswasserrohre verantwortlich machen zu können. Die kürzlich in «Stahl und Eisen» von H. Otto veröffentlichten Ergebnisse der im Auftrage der Gusstahlfabrik von Friedrich Krupp in den Jahren 1882–94 angestellten Versuche liefern den Beweis, dass der dem Flusseisen gemachte Vorwurf durchaus nicht berechtigt ist. Für die Versuche kamen 150 mm lange, 100 mm breite und 10 mm dicke Probestücke von Kessel- und Schiffsblechen aus Flusseisen, weichen und federharten Blechen aus Martinsstahl und Kesselblechen aus Schweisseisen zur Verwendung. Sie wurden leicht zugänglich auf dem Dach eines Fabrikgebäudes im Oktober 1882 aufgehängt und nach 722 trockenen und 567 feuchten bzw. regnerischen Tagen im Mai 1886 abgenommen, besichtigt und gewogen. Vom August 1887 bis März 1894 wurden sie wiederum wie zuvor der Aussenluft ausgesetzt. Nach dieser Zeit stellte es sich heraus, dass das weichste Flusseisenschiffsblech — gegläht wie ungegläht — am wenigsten und zwar 2,80 bis 2,93% abgerostet war, Flusseisen-Kesselblech bis 4,4% und Schweisseisenblech bis 4,6%. Hiernach ist ein merklicher Unterschied zwischen Fluss- und Schweisseisenblechen beim Abrosten in der atmosphärischen Luft nicht erkennbar. Im ungeglähten Zustand rostete Schweisseisen mehr, von den geglähten Blechen hat eine Flusseisenprobe etwas mehr verloren als Schweisseisen. Bei den Versuchen in *warmer, feuchter Luft* ergaben sich wesentlich höhere Unterschiede. Am meisten (7,91–8,43%) rostete der federharte Stahl, Flusseisen-Kesselblech nur zwischen 4,17 und 4,31%, Flusseisen-Schiffsblech zwischen 4,35 und 6,45%, dagegen Schweisseisenblech zwischen 5,65 und 7,30%. Sämtliche Proben zeigten in diesem Falle unverkennbar ein höheres Abrosten beim Schweisseisen als beim Flusseisen. Ein dritter Versuch bezog sich auf das Verhalten in erwärmtem Speisewasser. Bei diesem Versuche zeigte sich das Schweisseisen etwas überlegen; während Flusseisenblech bis zu 1,20 bzw. 1,22% verloren hatte, ging der Verlust beim Schweisseisen nur bis 1,05%; besonders ungeglähte Schweisseisenbleche zeigten sich im Vorteil. Ein vierter Versuch, bei dem die Probestücke in einen im Betrieb befindlichen Kessel gehängt wurden, ergab noch geringere Abrostungen. Geglähtes Flusseisenblech hatte bis 0,44% abgerostet, Flusseisen-Schiffsblech bis 0,25% und Schweisseisenblech bis 0,23%. Nennenswerte Unterschiede sind hier also nicht zu verzeichnen. Bei einem letzten Versuche wurden die Stücke abwechselnd dem Einflusse künstlichen Seewassers und der atmosphärischen Luft ausgesetzt. Auch hier zeigte sich Flusseisen widerstandsfähiger als Schweisseisen. Ob der Gehalt an Mangan, Kohlenstoff oder Silicium das Abrosten beeinflusst, liess sich nicht feststellen. Zweifelloso ergaben aber die Versuche, dass Flusseisen nicht mehr rostet als Schweisseisen.

Die XX. Hauptversammlung des Vereins deutscher Portland-Cement-Fabrikanten hat am 24. und 25. Februar d. J. in Berlin getagt. Dem Verein gehören gegenwärtig 81 Mitglieder an mit einer Jahresproduktion von 14 550 000 Fass, die grösste Zahl, die bisher erreicht wurde. Dem neugegründeten Deutschen Verbands für die Materialprüfung der Technik ist der Verein als Mitglied beigetreten. Aus den Verhandlungen ist hervorzuheben, dass der Verein beschlossen hat, sich an der Pariser Weltausstellung zu beteiligen und in einer gemeinsamen Gruppe eine Darstellung der deutschen Portland-Cement-Industrie und des Cementprüfungswesens vorzuführen. Ein besonderer Ausschuss ist an der Arbeit, um die Frage der Beschaffung einheitlichen Normalsandes für die Cementprüfung zu regeln. Sämtliche Ausschüsse arbeiten Hand in Hand mit der kgl. Materialprüfungsanstalt in Charlottenburg. Bemerkenswerte Vorträge hielten Generalmajor Prof. *Schulatschenko* aus Petersburg über die «Widerstandsfähigkeit des Cementbetons im Meere», Herr *Schiffner* aus Oberkassel über «Einwirkung der Kohlensäure auf Portlandcement», und Herr *H. Hüser* aus Oberkassel über «Mischungsverhältnisse und Vorschriften für Cementbeton». Die Erörterungen des Herrn Professor Schulatschenko gingen in Anknüpfung an die von Dr. Michaelis veröffentlichte Arbeit über Einwirkung von Meerwasser auf Cementmörtel dahin, dass die Resultate derartiger Laboratoriumsversuche den Erscheinungen der Praxis nicht entsprechen. Ausgangspunkt für die Ausführungen des Herrn Schiffner war die im Cementputz grosser Wasserbehälter mehrerer rheinischer Städte hervorgetretene Zerstörung, welche die Einwirkung des stark kohlesäurehaltigen Wassers im Laufe der Jahre verursacht hatte. Das Weglassen des Putzes oder die Härtung des Putzes durch Fluorsilikate wurde zur Vermeidung solcher Schäden vorgeschlagen. Der letztgenannte Vortragende wandte sich gegen die viel-