

DIE GASMASCHINE.

IHRE ENTWICKELUNG, IHRE HEUTIGE BAUART
UND IHR KREISPROCESS.

VON

R. SCHÖTTLER,

PROFESSOR AN DER HERZOGL. TECHNISCHEN HOCHSCHULE
ZU BRAUNSCHWEIG.

ZWEITE, GÄNZLICH UMGEARBEITETE AUFLAGE.

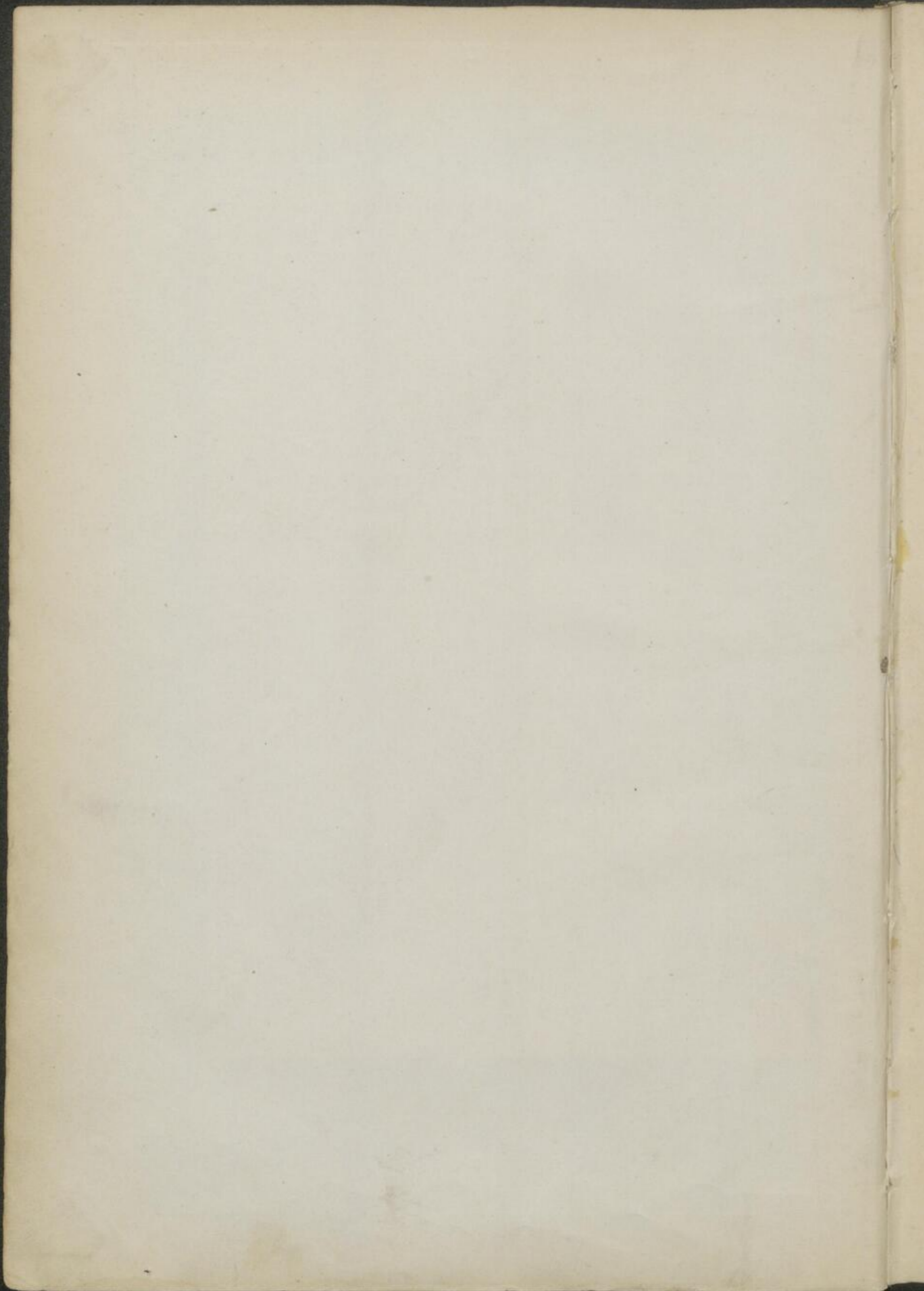
MIT 250 ABBILDUNGEN.



BRAUNSCHWEIG 1890.

VERLAG VON BENNO GOERITZ.

H.
622.



DIE GASMASCHINE.

IHRE ENTWICKELUNG, IHRE HEUTIGE BAUART
UND IHR KREISPROCESS.

VON

R. SCHÖTTLER,

PROFESSOR AN DER HERZOGL. TECHNISCHEN HOCHSCHULE ZU BRAUNSCHWEIG.

ZWEITE, GÄNZLICH UMGEARBETETE AUFLAGE.

MIT 250 ABBILDUNGEN.



2/7.
BRAUNSCHWEIG 1890.

VERLAG VON BENNO GOERITZ.

Alle Rechte, auch das der Uebersetzung in fremde
Sprachen vorbehalten. Jeder unerlaubte Nachdruck
einzelner Theile hieraus wird strafrechtlich verfolgt.

Technische Universität
Chemnitz
Universitätsbibliothek

WA

H 627

Buchdruckerei von Appelhans & Pfennigstorff in Braunschweig.

Vorwort.

Die erste Auflage dieser Schrift ist von der Kritik nicht ungünstig aufgenommen; ich bin daher der Aufforderung meines Verlegers, eine zweite zu bearbeiten, gern nachgekommen, obwohl ich mir sagen musste, dass ich meinen Lesern heute ebenso wenig, wie vor sieben Jahren, etwas vollkommenes und abgeschlossenes würde bieten können.

Der Gasmaschinenbau hat sich in dem gedachten Zeitraume stark entwickelt. Die Deutzer Gasmotorenfabrik hat mit vielem Geschicke und Erfolge die Ottosche Erfindung ausgebildet, indem sie ihr die verschiedensten Formen gab, um sie dem Bedürfnisse der Industrie möglichst allseitig anzupassen; zahlreiche andere Firmen haben theils die Ottosche Erfindung ihrerseits verwerthet, theils versucht, in anderer Richtung Fortschritte zu erzielen. Ist auch hier ein völlig befriedigendes Ergebniss noch nicht zu erzielen, so ist doch das Streben nach dem Besseren an sich fesselnd und lehrreich und auch die schon erreichten Erfolge sind beachtenswerth.

Auch die Wissenschaft hat sich mehrfach mit der Gasmaschine beschäftigt. Wenngleich auch hier ein Abschluss noch nicht erreicht ist, eine befriedigende Theorie noch ganz fehlt, so sind doch in der Erkenntniss des Wesens der Gasmaschine manche Fortschritte gemacht oder angebahnt und manche falsche Anschauung ist beseitigt worden.

Es durfte deshalb wohl angezeigt erscheinen, diese Fortschritte im Können und Wissen zusammenzufassen. Das war allerdings nur möglich durch eine vollständige Neubearbeitung des Gegenstandes. Bei dieser habe ich wieder die geschichtliche Entwicklung zugrunde gelegt, statt die Maschine zu zerlegen und in ihren einzelnen Theilen zusammenhängend zu erörtern, wie das z. B. bei einem Buche über die Dampfmaschine selbstverständlich

gewesen sein würde. Der Unterschied in der Behandlungsweise des Stoffes rechtfertigt sich durch das jugendliche Alter der Gasmaschine.

Sehr fraglich erschien mir, ob ich den Abschnitt, welcher die in der zweiten Hälfte des Buches vorausgesetzten Sätze der mechanischen Wärmetheorie enthält, wieder aufnehmen sollte. Ich habe mich dazu entschlossen, weil es für manche Leser bequem sein wird, diese Sätze übersichtlich und mit Rücksicht auf ihre spätere Verwendung zur Hand zu haben. Wer die Gesetze der mechanischen Wärmetheorie nicht nur kennt, sondern auch sie zu gebrauchen gewöhnt ist, wird den Abschnitt leicht überschlagen können und den kleinen Schaden, dass das Buch einen Bogen stärker ist, als nöthig gewesen wäre, leicht verwinden.

Bei Durchsicht nach dem Drucke bemerke ich, dass ich vergessen habe, anzuführen, dass die Spielsche Benzinmaschine von der Halleschen Maschinenfabrik und Eisengiesserei, die Benzsche Gasmaschine von der Rheinischen Gasmotorenfabrik Benz und Cie in Mannheim gebaut wird. Die Maschinen der im Buche genannten Gasmotorenfabrik Mannheim sind der letztgenannten ähnlich. Dass die Abbildungen 32 und 59 auf den Kopf gestellt sind, wird nicht allzu störend sein. Sinnentstellende Druckfehler sind mir nicht aufgefallen, einige leichtere wird der Leser unschwer selbst als solche erkennen.

Braunschweig, im Juli 1889.

Der Verfasser.



Inhalt.

	Seite
Einleitendes	1
Geschichtliche Uebersicht	3
Hautefeuille	3
Huyghens	4
Papin	4
Barber	4
Street	4
Lebon	5
Brown	5
Wright	6
Barnett	6
Johnston	8
Cheverton	8
Lenoir	8
Hugon	10
Reithmann	10
Kinder u. Kinsey	11
Langen u. Otto	11
Barsanti u. Matteucci	11
Gilles	12
Otto	12
Direkt wirkende Maschinen ohne Verdichtung der Ladung	16
Lenoir	16
Versuchsergebnisse	22
Hugon	23
Versuchsergebnisse	25
Bisschop	25
Versuchsergebnisse	30
Vergleich mit der Wassersäulenmaschine und menschlicher Arbeitskraft	31
Hock	32
Ravel, Maschine mit veränderlichem Schwerpunkt	37
Ravel, Maschine mit schwingendem Cylinder	40
Bénier u. Lamart	42
Ewins u. Newmann	44
Forest	45
Economic Motor Cie.	47

	Seite
Atmosphärische Maschinen	50
Barsanti u. Matteucci	50
Langen u. Otto, ursprüngliche Anordnung	53
Meidingers Bremsversuche	61
Neuere Anordnung	62
Gilles	66
Viertaktmaschinen	69
Der ursprüngliche Otto	72
Anlage und Betrieb	81
Versuchsergebnisse	84
Abmessungen	88
Vergleich der Betriebskosten mit Heissluft-, Dampf- und Wassersäulen- maschinen	89
Der Deutzer Zwilling	91
Die Deutzer Ventilsteuerung	93
Die Deutzer stehende Anordnung	93
Die Deutzer Zwergmaschine	97
Dowsongas	99
Bericht von Teichmann u. Böcking	102
Die Deutzer Benzinmaschine	104
Die Deutzer Anlasswinden	108
Körting-Lieckfeldt	109
Neuere Anordnung	113
Sombart	114
Adam	117
Dürkopp	119
Victoria	122
Spiel	124
Lenoir	128
Delamare-Debouteville u. Malandin	129
Versuche von Witz	130
Pendelregler	133
Verpuffungsmaschinen, welche mit verdichteter Ladung, aber nicht im Viertakt arbeiten	135
The Beck gas engine	135
The Griffin gas engine	139
Wittig u. Hees	143
Versuchsergebnisse	146
Benzinmaschine	147
Körting-Lieckfeldt	147
Clerk	151
Versuche von Garrett	155
Benz	156
Karlsruher Versuche	159
Verbundmaschine	160

	Seite
Köhlers Viertakt	160
Seraine	161
Sturgeon	163
Atkinson, Differentialmaschine	165
Versuche	168
Eincylindermaschine	170
Versuche	175
Verbrennungsmaschinen	177
Brayton	177
Simon	179
Hambruch	182
Von den Zustandsänderungen, welche die beständigen Gase durch die Wärme erfahren	186
Die Zustandsgleichung der beständigen Gase	186
Bestimmung der zur Herbeiführung einer Zustandsänderung erforder- lichen Wärmemenge	189
Die Aequivalenz von Wärme und Arbeit	192
Die isothermische, die adiabatische und die polytropische Kurve	197
Der umkehrbare Kreisprocess	201
Der Carnotsche Kreisprocess und der Wirkungsgrad	203
Der nicht umkehrbare Kreisprocess	207
Die Konstanten für Gemische von Leuchtgas und Luft	209
Die Kreisprocesse der Gasmaschinen	218
Der Kreisprocess der ohne Verdichtung arbeitenden direkt wirkenden Maschinen	219
Der Kreisprocess der mit verdichteter Ladung arbeitenden direkt wirkenden Maschinen unter Voraussetzung plötzlicher Verpuffung	227
Der Viertakt	231
Der Kreisprocess der mit Verdichtung arbeitenden direkt wirkenden Maschinen unter Annahme allmäliger Verbrennung	235
Der Kreisprocess der atmosphärischen Gasmaschinen	238
Die wärmemessende Untersuchung der Gasmaschine	242
Untersuchung nach Rankine	245
nach Weyrauch	246
nach Ayrton und Perry	247
nach Zeuner	249
Berücksichtigung der Abkühlung nach Witz	250
nach Ayrton und Perry	250
Wärmemessender Versuch von Slaby	253
Versuch von Brooks und Steward	258
Vergleich der verschiedenen Rechnungsarten am Diagramme von Brooks und Steward	264
Versuche von Kennedy	271

	Seite
Die Verbrennung in der Gasmachine	276
Schichtenweise Lagerung und verlangsamende Verbrennung	278
Dissociation	291
Einfluss der Wandung	291
Ausscheidung von Kohlenstoff	299
Einfluss des Zündkanales	300
Der Einfluss der Annahme veränderlicher specifischer Wärme	
auf die Rechnung	304
Verzeichniss der deutschen Patentschriften über Gasmachines	310
Zusammenstellung von Schriften und Aufsätzen, welche die Gas-	
maschine betreffen	327

Einleitendes.

Eine Mischung von Leuchtgas und Luft, welche sich in einem geschlossenen Gefässe befindet, verpufft mit grosser Heftigkeit, sobald man sie entzündet. Diese Verpuffung ist der Ausdruck einer sehr schnellen Verbrennung des Leuchtgases; der in ihm enthaltene Wasserstoff verbindet sich mit einem Theile des Sauerstoffes der Luft zu Wasser, der Kohlenstoff desselben aber bildet auf gleiche Weise Kohlensäure. Durch die Verbrennung wird eine grosse Menge Wärme frei; sie bewirkt, dass Temperatur und Spannung der Verbrennungsgase beträchtlich über den vorherigen Zustand des Gasgemisches hinaus steigen.

Die Verpuffung ist offenbar dann am heftigsten, wenn das Mischungsverhältniss zwischen Leuchtgas und Luft so gewählt wird, dass aller Kohlenstoff und Wasserstoff des ersteren vollständig verbrennt und dass dazu aller Sauerstoff der letzteren verbraucht wird. Denn ist Gas im Ueberschusse vorhanden, so muss ein Theil desselben unverbrannt bleiben und es wird weniger Wärme entwickelt, als zur Verfügung steht; findet das Gegentheil statt, so wird allerdings möglichst viel Wärme frei, aber sie vertheilt sich auf eine grössere Menge von Verbrennungsrückständen; in diesen findet sich, abgesehen von Nebenbestandtheilen, ausser Kohlensäure, Wasserdampf und Stickstoff noch überschüssige Luft vor.

Will man nun die mit der Entzündung eines solchen Gasgemisches verbundene Spannungssteigerung zum Betriebe von Kraftmaschinen benutzen, so muss man das Mischungsverhältniss natürlich derartig wählen, dass durch die frei werdende Wärme eine möglichst grosse Menge Arbeit erzeugt wird. Indessen hat man nicht nur hierauf Rücksicht zu nehmen, sondern es darf auch weder die Spannung noch die Temperatur nach der Verpuffung so

gross werden, dass die arbeitenden Theile der Maschine sich zu sehr abnützen. Dies tritt jedenfalls ein, wenn man das Gas ohne Luftüberschuss verbrennt; es erscheint also ein solcher stets nöthig. Indessen ist man auch nach der anderen Seite hin nicht unbeschränkt; wird das Gemisch zu gasarm genommen, so entzündet es sich gar nicht oder doch nur schwer, also bei der Kürze der für die Zündung zu Gebote stehenden Zeit nicht mit genügender Sicherheit. Nach A. Wagner¹⁾ sind Gemische, welche in hundert weniger als 7 Raumtheile Gas enthalten, bei Aussenluftspannung weder durch glühenden Platindraht, noch durch den Induktionsfunken, also wohl überhaupt nicht mehr, entzündbar.

Unter allen Umständen wird aber die Temperatur bei der Verpuffung so starker Gemische höher, als die Rücksicht auf Dauerhaftigkeit einer Maschine zulässt; man ist deshalb stets gezwungen, den Cylinder abzukühlen, d. h. einen Theil der soeben gebildeten Wärme möglichst rasch wieder abzuführen. Dieses bedingt einen ganz erheblichen Kraftverlust, welchen man würde vermeiden können, wenn ärmere Gemische verwendungsfähig wären; jedenfalls muss man bestrebt sein, diesen den Gasmaschinen wesentlich anhaftenden Uebelstand so viel als möglich zu beschränken, d. h. also, man soll so wenig, als zulässig erscheint, abkühlen.

Die durch die Verpuffung entstehende Spannung kann man nun entweder unmittelbar verwerthen, indem man die Gase sich arbeitsverrichtend ausdehnen lässt, oder es kann dies mittelbar geschehen, indem man ihre Ausdehnung ohne Verrichtung nützlicher Arbeit vor sich gehen lässt, sie alsdann abkühlt, und die nun entstehende theilweise Lere zur Arbeitsverrichtung benutzt. Beide Grundsätze sind bei dem Baue von Gasmaschinen zur Anwendung gekommen; die nach dem ersteren arbeitenden heissen direkt wirkende, die anderen atmosphärische Maschinen.

1) Bayr. Industrie- und Gewerbeblatt 1876, 185.

Geschichtliche Uebersicht.

Man pflegt heute nur diejenigen Kraftmaschinen als Gasmaschinen zu bezeichnen, in welchen die geleistete Arbeit aus der Wärme entsteht, welche durch die Verbrennung von Leuchtgas gebildet wird. Die älteren Schriftsteller fassten den Begriff meist weiter und bezeichneten mit demselben Namen alle Kraftmaschinen, in welchen überhaupt die Ausdehnung als beständig betrachteter Gase wirksam war; sie rechneten also besonders auch die Heissluftmaschinen zu denselben.

In diesem Sinne könnte man die erste Kanone die älteste Gasmaschine nennen; will man aber ein Geschütz nicht als Kraftmaschine gelten lassen, so müssen die Pulvermaschinen als die ersten Vorläufer unserer wichtigsten Kraftmaschinen für das Klein-
gewerbe angesehen werden.

Es scheint nun der Abbé Hautefeuille¹⁾ gewesen zu sein, welcher zuerst, und zwar im Jahre 1678, eine Pulvermaschine plante. In dessen vermischten Schriften findet sich nämlich ein Brief vom 4. August jenes Jahres abgedruckt, in welchem er auseinandersetzt, wie man durch Verpuffen von Pulver in einem geschlossenen, mit Ventilklappen versehenen Gefässe und darauf folgender Abkühlung der entstandenen Verbrennungsgase eine theilweise Lere erzeugen und diese zum Heben von Wasser werthen könne. Weiterhin beschreibt er eine zweite Einrichtung, die aus einem, mit mehreren über einander liegenden Rückschlagventilen versehenen Steigrohre besteht, an welches sich ein wage-

1) Tresca, sur l'invention et l'avenir des machines à gaz combustibles. Ann. du conserv. II (1861/62), 121. Gerland schreibt die erste Anordnung Huyghens zu: Gerland, Leibnizens und Huyghens Briefwechsel mit Papin. Berlin 1881. 42.

rechtes Rohr schliesst, das im Wasser liegt und in dessen Mitte ein offenes Ansatzrohr abzweigt; das Pulver befindet sich in der lothrechten Fortsetzung des liegenden Rohres. Hier wird das Wasser also durch die Ausdehnung der Pulvergase unmittelbar hochgetrieben, so dass Hautefeuille als Erfinder sowohl der atmosphärischen als auch der direkt wirkenden Gasmaschine bezeichnet werden kann.

Cylinder und Kolben aber hat zuerst Huyghens¹⁾ angewendet, er giebt in den Schriften der Pariser Akademie von 1680 eine mit diesen versehene Pulvermaschine an, während Papin dieselbe Maschine, nun bereits mit ordentlichen Ventilen versehen, in den Akten der Leipziger Akademie 1688, als von ihm erdacht, beschreibt¹⁾.

Die Bestrebungen der genannten waren aber nicht vom Erfolge gekrönt, und mehr als hundert Jahre ruhte der Gedanke der Gasmaschine, wenn man ihn in den Pulvermaschinen überhaupt schon finden will. Erst gegen das Ende des vorigen Jahrhunderts zeigen sich wieder Bestrebungen zur Anwendung der Ausdehnungskraft beständiger Gase in Kraftmaschinen. Im Jahre 1791 nimmt John Barber in England ein Patent²⁾, um Kraft durch Verbrennung von Kohlenwasserstoffen in Luft zu erzeugen. Aus seiner Beschreibung geht hervor, dass er in einer Retorte mit äusserer Feuerung Holz, Köhle, Oel oder andere Brennstoffe vergasen, das Gas in einem zweiten Gefässe, welches er exploder nennt, mit Luft mischen, und das Gemisch beim Ausströmen aus letzterem entzünden will, so dass der austretende Feuerstrahl ein Schaufelrad umtreibt. Er spricht auch davon, dass es zweckmässig sei, etwas Wasser in den exploder zu spritzen, um die Kraft des Feuerstrahles zu verstärken. In einem weiteren Patent, welches Robert Street³⁾ 1794 nimmt, wird eine Kolbenmaschine beschrieben, in deren Cylinder Theeröle oder Terpentin zunächst vergast und dann durch ein Licht entzündet werden, welches ausserhalb des Cylinders brennt und zu geeigneter Zeit in Verbindung mit dem zu entzündenden Gase gesetzt werden kann. Durch die Verpuffung wird der Kolben hochgeworfen und ein

1) Tresca a. a. O. 2) Specif. 1791, No. 1833. 3) Specif. 1794, No. 1983.

Hebel, an dem die Arbeitsmaschine hängt, bewegt. Das Ganze ist indessen noch höchst unvollkommen eingerichtet.

Den genannten folgt der Franzose Lebon. In einem Zusatzpatente von 1801¹⁾ zu seinem früheren Patente über Einrichtung eines Ofens zur Leuchtgaserzeugung beschreibt derselbe eine Maschine, welche mit solchem Gas getrieben werden kann, und ganz unseren heutigen Gasmaschinen entspricht. Er drückt nämlich mittels zweier Pumpen Gas und Luft getrennt in eine Vorlage; hier vereinigen sich die Bestandtheile, das Gemisch wird entzündet, die Verbrennungsgase treiben, indem sie sich ausdehnend in einen doppelwirkenden Cylinder übertreten, den Kolben desselben arbeitverrichtend hin und her. Zur Zündung aber empfiehlt der Erfinder eine elektrische Maschine, welche, wie die beiden Pumpen, durch die Kraftmaschine selbst getrieben werden soll.

Von nun an mehrt sich die Anzahl der neu auftretenden Anordnungen. Es würde zu weit führen, sie sämmtlich zu beschreiben; es werden deshalb auch nur die wichtigsten Erwähnung finden.

1823²⁾ giebt Samuel Brown die Einrichtung einer atmosphärischen Gasmaschine an. Unter dem Kolben eines mit Wassermantel versehenen, oben offenen Cylinders mündet ein Gaszuführungsrohr. Befindet sich jener in seiner tiefsten Stellung, so strömt das Gas aus dem Zuführungsrohre und entzündet sich an einer ausserhalb des Cylinders brennenden Flamme, welche durch eine Oeffnung in das Innere desselben schlagen kann. Es wird nun diese Oeffnung, während sich der Kolben durch die lebendige Kraft des Schwungrades aufwärts bewegt, geschlossen, so dass zunächst im Cylinder eine starke Flamme brennt; diese dehnt die Luft in demselben aus, so dass ein Theil derselben durch im Kolben angebrachte Ventile entweicht. Letztere schliessen sich, sobald der Kolben seinen höchsten Standpunkt erreicht hat. Da infolge der Wasserkühlung die Spannung hinter dem Kolben schnell sinkt, so treibt der äussere Luftdruck den letzteren arbeitverrichtend nieder; ist aber der Spannungsunterschied ausgeglichen, so öffnen sich die Kolbenventile wieder, die Verbrennungs-

1) Description des Machines et Procédés V 123, No. 356. 2) Specif. 1823, No. 4874 u. 1826, No. 5350. Dingler 15, 129. 16, 179. 46, 321. 47, 341.

gase entweichen und frische Luft kann eintreten. Die Maschine ist doppelt wirkend, da zwei Cylinder vorhanden sind, deren Kolben durch einen Balancier in Verbindung stehen, also abwechselnd arbeiten. Eine solche Maschine ist ausgeführt worden und im Betriebe gewesen, ohne jedoch Erfolg zu haben.

Eine direkt und zwar doppelt wirkende Maschine, in welcher, nach des Erfinders Ausdruck, ein Gemisch von brennbarem Gas und Luft wie der Dampf in einer Dampfmaschine wirken soll, wurde dem Engländer Wright 1833¹⁾ patentirt. Dieselbe zeigt gegenüber den älteren Entwürfen wesentliche Fortschritte; sie ist den neueren Anordnungen schon ziemlich nahestehend, hat Wassermantel und Flammzündung und ist mit einem Fliehkraftregler versehen, welcher den Gaszutritt dem Arbeitsbedarfe anpasst.

Einen Schritt nach vorwärts that Barnett im Jahre 1838. In seiner Patentschrift²⁾ beschreibt er drei verschiedene Maschinen. Die erste ist einfach wirkend; sie besteht aus einem Arbeitcylinder mit abgetrenntem Laderaume, einer Luft- und einer Gaspumpe. Die beiden Pumpen fördern in den Laderaum, welcher gefüllt ist, wenn der Arbeitskolben im unteren Totpunkte steht; wird er nun durch einen Schieber mit dem Cylinder verbunden und sein Inhalt entzündet, so treibt die Verpuffungsspannung den Kolben aufwärts. Darauf schliesst der Schieber die Verbindung mit dem Laderaume wieder ab; der Kolben kehrt um und treibt die Verbrennungsrückstände aus dem Cylinder. Dieses Austreiben wird entweder durch die Saugwirkung der Rückseite der Luftpumpe befördert oder es geschieht auch ohne weiteres durch ein Ausblaseventil. Ziemlich vollkommen ist die Zündvorrichtung: In dem mit zwei Schlitzen versehenen Küken eines Hahnes brennt eine Gasflamme. Deckt sich der eine Schlitz mit einer zum Laderaume führenden Oeffnung, so findet die Zündung statt; dabei erlischt aber die Kükenflamme infolge der Verpuffung. Deshalb geht das Küken nun in eine solche Stellung, dass der zweite Schlitz die Verbindung mit dem Freien herstellt; eine beständig brennende äussere Gasflamme entzündet dann die im Küken wieder.

Die zweite der im Patente beschriebenen Maschinen deckt sich mit der ersten, nur ist sie doppelt wirkend.

1) Specif. 1833, No. 6525. Dingler 55, 173. 2) Specif. 1838, No. 7615.

Der dritten, gleichfalls doppelt wirkenden Maschine fehlt der Laderaum. Hier machen die Pumpen die doppelte Anzahl der Spiele des Arbeitscylinders und wirken einmal auf die obere, das andere Mal auf die untere Kolbenseite. Das Ausblasen oder Absaugen der Verbrennungsgase geschieht hier durch ein in der Mitte des Kolbenhubes in den Cylinder mündendes Rohr. Steht also der Kolben in höchster Stellung, so befinden sich die Verbrennungsgase des letzten Spieles unter ihm; sie werden während der ersten Hälfte des Niederganges durch das erwähnte Rohr ausgetrieben. Hat aber der Kolben den Rohranschluss überschritten, so wird, was unter ihm ist, verdichtet. Jetzt drücken auch die Pumpen über, so dass also Verdichtung der noch vorhandenen Rückstände, des einströmenden Gases und der einströmenden Luft stattfindet. Ist der Kolben unten angelangt, so wird die fertige, verdichtete Ladung entzündet und die Verpuffung treibt den Kolben aufwärts. Das Abblasen oder Absaugen der Verbrennungsgase beginnt selbstredend, sobald der Kolben die Mitte seines Hubes überschreitet und den Austrittskanal freilegt.

Diese Maschine Barnett's ist aus zwei Gründen besonders fesselnd: einmal wird hier das Gemisch vor seiner Entzündung verdichtet und zweitens bleiben erhebliche Mengen von Verbrennungsgasen in der Maschine zurück. Das sind aber Umstände, welche in den neuesten Anordnungen eine sehr grosse Rolle spielen. Merkwürdig bleibt, dass Barnett die Vortheile, welche die Verdichtung der Ladung darbietet, nicht hervorhebt. Die Verdichtung ist in den Patentansprüchen gar nicht erwähnt, so dass man annehmen muss, er habe diesem so ungemein wichtigen Punkte gar keine besondere Bedeutung beigelegt, sondern dieselbe gewissermassen beiläufig, ohne zu wissen, was er that, benutzt. Ebenso wenig spricht er von den Verbrennungsrückständen, deren Unschädlichkeit ihm wohl selbstverständlich erscheint, während spätere sie äusserst fürchteten. Von einer Ausführung dieser Anordnungen ist nichts bekannt geworden; die Patentschrift war völlig vergessen und wurde erst durch einen Rechtsstreit wegen Patentungiltigkeit, in welchem sie als Beweismittel diente, wieder bekannt.

Eine ganze Reihe von englischen und französischen Patenten, welche sich namentlich auf Wasserstoffmaschinen beziehen, ist

weniger erwähnenswerth. Nur eine solche, von Johnston 1841¹⁾ angegeben, mag hier genannt werden, weil dieser beabsichtigt, sowohl die Verpuffungswirkung eines Gemisches von Sauerstoff und Wasserstoff, als auch die Wirkung der nach der Vereinigung entstehenden Luftere zu benutzen. Er will also eine Maschine bauen, welche gewissermassen als Gasmaschine dasselbe bedeutet, wie eine Kondensationsmaschine als Dampfmaschine. An eine besondere Anordnung bindet er sich nicht, sondern verlangt Patentirung des Grundgedankens.

Wie richtig übrigens im Gegensatze zu späteren Uebertreibungen der Werth der Gasmaschine schon sehr früh erkannt wurde, beweist ein Brief des Engländers Cheverton, welcher 1826 schreibt²⁾: „Es ist seit lange ein Wunsch der praktischen Mechaniker, in den Besitz einer Kraftmaschine zu gelangen, welche stets zur Arbeit bereit, ohne allzu grosse Kosten zu betreiben ist, und keine Zeitverluste durch Vorbereitungen erfordert. Diese Eigenschaften würden sie in allen den Fällen verwendbar machen, wo man nur geringer Kraft in unregelmässigen Zeiträumen bedarf. Diese Fälle sind so zahlreich und die Vermeidung der Inanspruchnahme von Menschenkräften ist so wichtig, dass die Vortheile, welche der Gesellschaft aus einer solchen Maschine erwachsen könnten, noch unberechenbar sein würden, selbst wenn die Kosten viel grösser als die bei Anwendung von Dampf sein sollten.“

Alle diese Maschinen, wie die zahlreichen Anordnungen der folgenden beiden Jahrzehnte, welche nicht viel neues zeigen, blieben aber dem grossen Kreise der Techniker fremd; erst im Jahre 1860 gelang es dem Franzosen Lenoir, eine Gasmaschine zu bauen, welche von vornherein sich als ziemlich brauchbar erwies. Das Patent ist am 24. Januar 1860 ausgefertigt, und schon kurze Zeit darauf sehen wir mehrere solche Maschinen, von dem Fabrikanten Marinoni gebaut, in Paris in Thätigkeit. Dieselben machten ganz ungewöhnliches Aufsehen, und mit Recht; gewöhnlicher allerdings war die Marktschreierei, mit welcher sie angepriesen wurden. In fast allen technischen Zeitschriften dieses Jahres findet man die fabelhaftesten Berichte über die neue Erfindung. Dass die letzte Stunde der Dampfmaschine geschlagen hatte, war zweifellos; denn

1) Specif. 1841, No. 8841. 2) The Mechanics Magazine 5, 385.

die angestellten Rechnungen und Versuche ergaben ja, dass die Gasmaschine, abgesehen von allen anderen Annehmlichkeiten, um vieles billiger arbeitete, als jene. So wird angegeben, dass, während sich die Betriebskosten einer 4pferdigen Dampfmaschine in Berlin, bei 4,5 kg Kohlenverbrauch für die Pferdekraft in der Stunde, auf 6,57 \mathcal{M} täglich stellen, die neue Maschine nur 3,42 \mathcal{M} für die gleiche Leistung beanspruche, wenn 1 cbm Gas 17 Pfg. koste¹⁾, und ähnliche, vortrefflich in das einzelne gehende Uebertreibungen sind häufig.

Richtig ist, dass die Maschine von Anfang an verhältnissmässig gut ging, weil sie gut erdacht und ausgeführt war; durch diese guten Eigenschaften bestochen, liessen sich viele ohne Prüfung der Betriebskosten zu Bestellungen verleiten, so dass diese sich häuften und eine besondere Gesellschaft, die Société Lenoir, gegründet wurde, welche sich lediglich mit dem Baue dieser Maschinen befassen sollte. Als nachher die Maschinen in Betrieb kamen und darauf die Gasrechnungen einliefen, liess die Begeisterung bedeutend nach, und während man anfangs auf gut Glück $\frac{1}{2}$ cbm Gasverbrauch für die Pferdekraft in der Stunde annahm, wies nunmehr der Bremszaum mit tödtlicher Sicherheit nach, dass 3 cbm im Mittel mindestens erforderlich waren, bei schlechter Wartung aber noch mehr. Deshalb musste der grössere Theil der in Betrieb gesetzten Maschinen in das alte Eisen wandern, und die neue Erfindung wurde nun nach allen Richtungen hin schlecht gemacht. Grob genug sagt ein Zeitgenosse: „Sie gebraucht zwar keinen Heizer, aber einen Oelgiesser“²⁾.

Wie so häufig, lag auch hier die Wahrheit in der Mitte. Die Maschine war weder so gut, wie sie anfangs, noch so schlecht, wie sie später gemacht wurde. Als erste in den Werkstättenbetrieb eingeführte war sie sogar recht gut zu nennen; sie arbeitete bei sorgfältiger Behandlung ruhig und ziemlich sicher, nur im allgemeinen viel zu theuer. Ihre guten Seiten bewirkten denn auch, dass sie sich mancherorts halten konnte, nämlich überall da, wo die örtlichen Umstände oder die Unregelmässigkeit im Arbeitsbedarfe die Anlage einer Dampfmaschine verboten und

1) Dingler 157, 323; aus dem Breslauer Gewerbeblatte 1860, No. 15.

2) Dingler 159, 165; aus dem Breslauer Gewerbeblatte 1861, No. 2.

der Kostenpunkt nicht allzusehr inbetracht kam, wie das Cheverton mehr als 30 Jahre zuvor schon behauptet hatte. Sie wurde ihres geräuschlosen Ganges wegen von manchem noch lange der um 1867 aufkommenden atmosphärischen Maschine vorgezogen, und war noch 1873 in Wien ausgestellt.

Das Vorrecht Lenoirs als Erfinders der Gasmachine wurde übrigens lebhaft bestritten, namentlich von dem Pariser Gasanstaltsleiter Hugon und dem Münchener Uhrmacher Reithmann. Ersterer berief sich auf sein Patent vom 11. September 1858¹⁾, letzterer wollte im selben Jahre bereits eine Gasmachine betrieben haben, in welcher sogar schon das Gemisch vor der Entzündung verdichtet wurde²⁾. Indessen scheint es, als ob Lenoir unabhängig von beiden gearbeitet habe. Spricht man ihm aber die Eigenschaft des Erfinders der Gasmachine ab, so steht dieselbe doch weder Hugon noch Reithmann zu, sondern vielleicht schon Barber oder Street, ganz sicher aber Lebon. Lenoirs Verdienst besteht nicht darin, dass er zuerst eine Gasmachine erdachte, sondern darin, dass er sie machte, und zwar so machte, dass sie ging.

Neben der Maschine Lenoirs that sich eine spätere Anordnung Hugons bald hervor. Sie unterschied sich von jener wesentlich in zwei Punkten. Einmal wurde die elektrische Zündung, welche doch öfter, als zulässig war, versagte, beseitigt und durch eine Flammenzündung ersetzt. Dieser Gedanke war nicht neu, denn schon Street und Brown hatten sie angewendet, wie oben erwähnt; er war aber gut und hat sich denn auch bis heute behauptet. Dann spritzte er, statt den Cylinder, wie Lenoir und andere vor ihm gethan, zu kühlen, Wasser in denselben; dies wurde in Dampf verwandelt, nahm also einen Theil der durch die Verpuffung entstehenden Wärme auf, schützte so die bewegten Theile vor zu grosser Erhitzung und wirkte nun, als Dampf sich ausdehnend, treibend auf den Kolben. Gleichzeitig wurde so der Oelverbrauch wesentlich vermindert. Dieser Gedanke ist in neuerer Zeit wiederholt aufgenommen; Nachtheile und Vorzüge solcher Einrichtung werden weiterhin besprochen werden. Hugon erreichte

1) Description des Machines et Procédés LXX 55, No. 21435. 2) Bayr. Kunst- und Gewerbeblatt 1860, 448.

durch seine Verbesserungen eine Ermässigung des Gasverbrauches auf etwa $2\frac{1}{2}$ cbm für die Pferdekraft in der Stunde.

Die sonst auftauchenden Maschinen dieses Zeitabschnittes können wenig Aufmerksamkeit beanspruchen; die Engländer Kinder und Kinsey wollen mit ihrer, der Lenoirschen sehr nahe stehenden, Maschine bis auf 2 cbm Gasverbrauch herabgekommen sein ¹⁾.

Der zweite Zeitabschnitt in der Entwicklung des Gasmachine beginnt mit der zweiten Pariser Weltausstellung von 1867. Hier stellte die Firma Langen und Otto in Deutz ihre neuerfundene atmosphärische Gasmachine aus. Wie der Name besagt, wurde bei dieser die Verpuffungswirkung des Gases gar nicht unmittelbar zur Arbeitsleistung benutzt; sie diente vielmehr nur dazu, den Kolben des stehend angeordneten, einfach wirkenden Cylinders empor zu schleudern, während derselbe ausser Verbindung mit der Welle der Maschine war, um so Platz für die Verbrennungsgase zu schaffen. Die Spannung der letzteren sank infolge äusserer Kühlung sehr rasch, und die entstehende Lere zog in Verbindung mit seinem Eigengewichte den nun mit der Welle in Verbindung gesetzten Kolben nieder. — Der Erfolg dieser Maschine war nicht so plötzlich wie derjenige der Erfindung Lenoirs, aber nachhaltiger. In der That hatte sie manches Abschreckende. Einmal war sie verhältnissmässig sehr gross, ein Uebelstand, der ihre Verwendungsfähigkeit für grösseren Arbeitsbedarf sehr beschränkte, dann zeigte sie eine Reihe von Einzelheiten, welche inbezug auf Dauerhaftigkeit gerechte Bedenken erregen konnten; und endlich machte sie ein ganz abscheuliches Geräusch, das dem Ohre um so unangenehmer wurde, weil es ganz unregelmässig war. Indessen hatte die Maschine einen grossen Vorzug, welcher alle ihre schlechten Eigenschaften vergessen liess: sie gebrauchte sehr wenig Gas, anfänglich 1,2 cbm, zuletzt aber nur noch 0,8 cbm für die Pferdekraft in der Stunde — ein Ergebniss, das bisher kaum übertroffen wurde. Sie war also wirklich für das Kleingewerbe brauchbar, sie konnte hier nicht nur mit der Dampfmaschine in Wettstreit treten, sondern diese in vielen Fällen aus dem Felde schlagen.

Uebrigens ist diese Maschine auch nicht ohne Vorläufer. Die Italiener Barsanti und Matteucci hatten bereits einige Jahre früher

1) The Mechanics Magazine, New Series 19, 277.

Aehnliches erdacht; doch scheint es, als ob Langen und Otto unabhängig von diesen gearbeitet haben ¹⁾. Jedenfalls hatten die Deutschen den Erfolg für sich, sie setzten ihre Maschine durch, während diejenige der Italiener nicht aufkam. Die Firma beherrschte das Feld 10 Jahre lang und baute mehr als 4000 von ihren Maschinen, welche trotz aller ihrer Mängel sich mehr und mehr als ein wahrer Segen für das Kleingewerbe erwiesen und für städtische Verhältnisse die beste Lösung der Kleinkraftmaschinenfrage ergaben. Dass die Erfinder ununterbrochen thätig waren, die Mängel ihrer Maschine zu beseitigen, beweisen die vielen im Laufe der Zeit vorgenommenen Aenderungen; völlig gelang es ihnen aber nie.

Gerade als durch die Anordnung von Gilles in Köln es schien, als ob eine geräuschlose atmosphärische Maschine die Alleinherrschaft der Deutzer infrage stellen wollte, um die Zeit der dritten Pariser Weltausstellung, warf dieselbe Firma, welche mit ihrer atmosphärischen die erste Revolution in der Geschichte unserer Maschine gemacht und die sich seither in die „Deutzer Gasmotorenfabrik“ umgewandelt hatte, die Ergebnisse der ganzen Umwälzung kurz bei Seite und ging auf die unmittelbare Wirkung zurück. Das war natürlich nur dann möglich, wenn die Uebelstände der älteren unmittelbar wirkenden Anordnungen gründlich beseitigt wurden, und dazu gehörten erhebliche Neuerungen. In der That unterscheidet sich die neue, ihrem Erfinder zu Ehren „Otto“ genannte Maschine sehr zu seinem Vortheile von ihren Vorgängern. Aeusserlich ist dies der Fall durch ein sehr gefälliges Aussehen, ruhigen, regelmässigen Gang und zierliche Abmessungen; dem Wesen nach in drei Punkten, nämlich erstens durch die Verdichtung des Gasgemisches vor der Zündung behufs Verkleinerung der Abmessungen, zweitens durch die Zündung im Totpunkte, welche den Stoss beseitigte und damit grössere Kolbengeschwindigkeit zur Erleichterung der Umsetzung von Wärme in Arbeit zulies, drittens durch Anwendung des Viertaktes, d. h. der abwechselnden Benutzung desselben Cylinders als Pumpe und Arbeitscylinder, wodurch die Anordnung einfach wurde.

1) Rühlmann in den Mittheilungen des Hannoverschen Gewerbevereines 1867, 218.

Nun sind diese drei Grundgedanken nicht von Otto zuerst ausgesprochen. Es ist schon erwähnt, dass Barnett die Verdichtung der Ladung bereits 1838, wenn auch vielleicht, ohne ihren Werth zu erkennen, anwenden wollte. Es wird ein Franzose Degrand genannt, welcher sie 1858 empfahl¹⁾, es soll der Münchener Uhrmacher Reithmann im selben Jahre sie bereits angewendet haben²⁾. Jedenfalls aber hat Gustav Schmidt ihre Vortheile in einem Aufsatze hervorgehoben, welcher im Jahre 1861 veröffentlicht wurde³⁾; ferner liegt ein englisches Patent von Million⁴⁾ von 1861 vor, nach welchem Luft- und Gaspumpe in einen Behälter verdichten, aus dem die Ladung für den Cylinder entnommen wird, und endlich empfiehlt sie der Franzose Beau de Rochas in seinem höchst merkwürdigen Buche⁵⁾ von 1862.

Ebenso ist die Zündung im Totpunkte bereits von Barnett angegeben, sie findet sich wieder in der Patentschrift Millions, wo gesagt wird, man könne den Cylinder auch länger machen, als er des Kolbenhubes wegen zu sein brauche, in diesen Raum die Ladung aus dem Behälter übertreten lassen, bevor der Kolben seinen Totpunkt erreicht und in diesem zünden. Auch Beau de Rochas will Totpunktzündung haben.

Endlich ist der Viertakt genau so, wie ihn Otto ausführt, von Beau de Rochas beschrieben. Nun ist es zwar wohl sicher, dass Otto ihn unabhängig von diesem Schriftsteller erfunden hat; nichtsdestoweniger aber muss diesem das Vorrecht des Gedankens bewahrt bleiben.

Aus allem diesem hat man nun wohl folgern wollen, dass Otto überhaupt keine Erfindung gemacht habe, dass er nur als geschickt im Entwerfen die Gedanken früherer Erfinder in eine brauchbare Form gegossen habe. Wer da weiss, wie weit es von einem hingeworfenen Gedanken bis zur Ausführung einer Maschine ist, wird diese Ansicht nicht theilen. Die Patente Barnetts und Millions waren tief in den Sammlungen der englischen Patentschriften vergraben, die Schrift Beau de Rochas kaum bekannt

1) Witz, *Traité théorique et pratique des moteurs à gaz*, Paris 1886, E. Bernard & Cie. 2) Bayr. Kunst- und Gewerbeblatt 1860, 448. 3) Z. d. V. d. J. 1861, 217. 4) *Specif.* 1861, No. 1840. 5) *Nouvelles Recherches sur les conditions pratiques de la plus grande utilisation de la chaleur et en général de la force motrice*. Paris 1862, Lacroix.

geworden und längst vergessen, als Otto mit seiner Maschine die Bewunderung der Welt herausforderte. Erst dem eifrigen Spüren solcher, die an dem Erfolge Ottos theilnehmen wollten und dazu der Erlaubniss der Benutzung seiner Erfindung bedurften, welche sie nur durch Vernichtung seiner Patente erlangen konnten, ist es gelungen, diese vergessenen Schriften wieder an das Tageslicht zu fördern. Gewiss haben sie der Wissenschaft damit einen Dienst geleistet, gewiss ist es billig, dass man der Männer gedenkt, welche schon so frühe die grundlegenden Gedanken einer so grossen Erfindung fassten, aber die Erfindung selbst haben diese nicht gemacht; nicht ihnen, die ihre Gedanken nicht auszuführen wussten, welche fast fünfzehn Jahre, in denen doch gewiss eifrig nach der brauchbaren Gasmachine gesucht wurde, verstreichen liessen, ohne dass irgend ein Erfolg sich zeigte, ist unsere heutige Gasmachine zu verdanken, sondern allein dem Scharfsinne und der Ausdauer Ottos verdanken wir sie. Ehre, dem Ehre gebührt! In der That hat denn auch keiner der Vorgänger Ottos, so weit sie zur Zeit seiner Erfindung noch unter den Lebenden weilten, ihm sein Erfinderrecht streitig zu machen gesucht.

In der That ist der „Otto“ eine der schönsten Erfindungen im Gebiete des Maschinenbaues, ein glänzendes Zeugnis eisernen Fleisses und tiefsten Nachdenkens; seinem Erfinder aber wird die Anerkennung der Nachwelt nicht fehlen, wie ihm diejenige der Gegenwart in vollem Masse bereits gezollt wird.

Es ist wirklich nicht leicht, sich eine angenehmere Betriebsmaschine zu denken, als diese. Kein Heizer, aber auch kein Oelgiesser, kein Lärm, grösste Reinlichkeit; jederzeit ist sie bereit zur Thätigkeit, und ihre saubere Ausführung fordert schon von vorn herein zu sorgfältiger Wartung, welche indessen nur in geringem Masse erforderlich ist, auf. Was aber den Kostenpunkt anbetrifft, so steht der Gasverbrauch nur wenig höher, als derjenige der atmosphärischen Maschine; die kleinen Nummern gebrauchen im Mittel 1 cbm für das Stundenpferd, während für die grösseren Ausführungen — es giebt deren bis zu 100 e — dieser Satz sich auf $\frac{3}{4}$ cbm ermässigt.

Deshalb war auch der Erfolg der Maschine ein ganz ausserordentlicher und nachhaltiger; in 10 Jahren wurden über 20000 Stück davon verbreitet, und ihr Gebiet wächst täglich; im Aus-

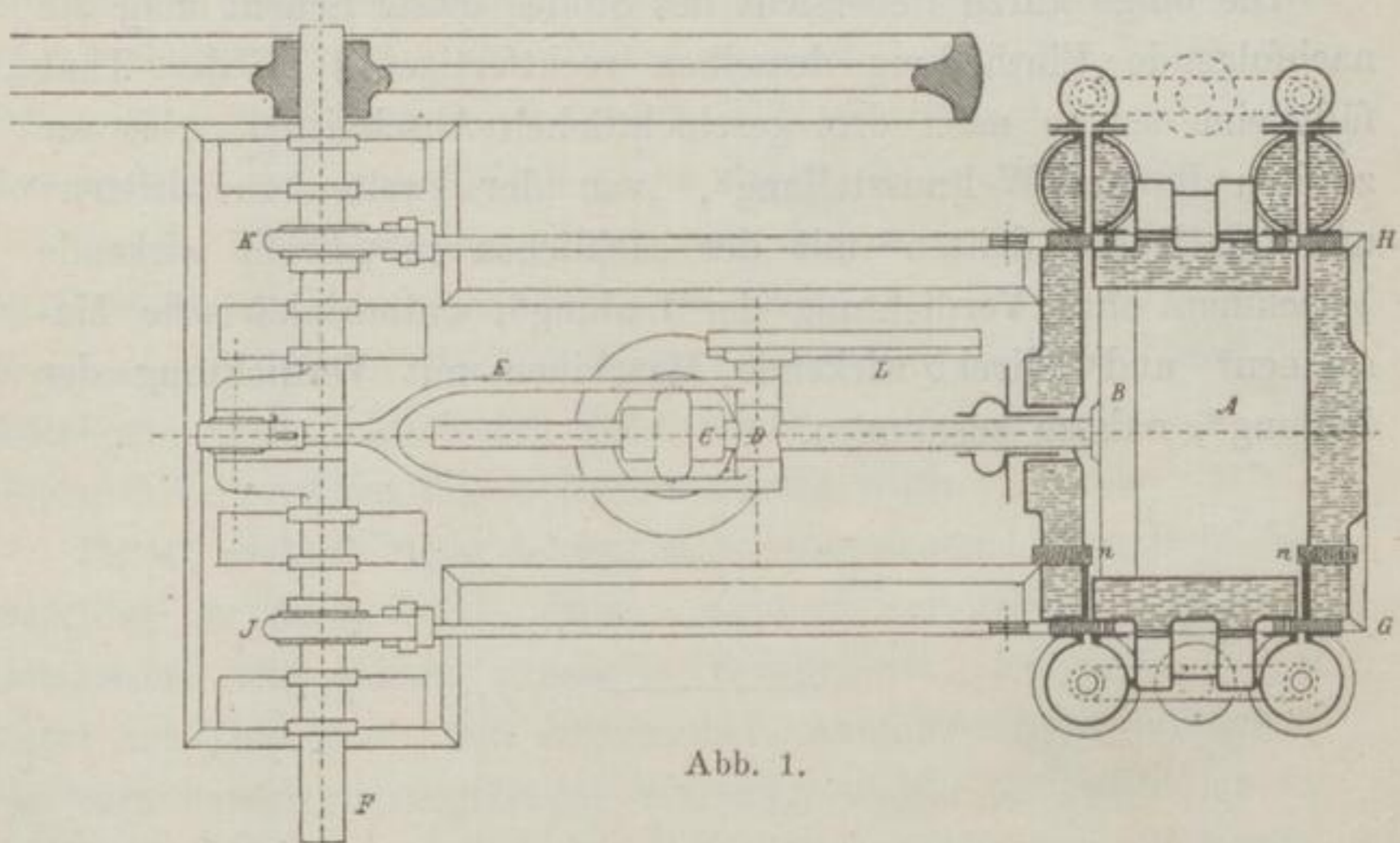
lande ist sie dem Gewerbe ein gleich hilfreicher Freund geworden, wie in unserem Deutschland; denn diesmal gilt der Prophet etwas in seinem Vaterlande!

Es ist nun nicht zu verwundern, dass die Lorbeeren der Deutzer Gasmotorenfabrik die Erfinder nicht schlafen liessen, sondern lebhaft zur Nachfolge aufforderten, und in der That sehen wir denn auch in neuester Zeit eine ganze Reihe häufig sehr sinnreich ausgedachter Anordnungen erscheinen. Indessen bestätigen alle diese, dass es jedenfalls nicht ganz leicht ist, etwas besseres als den „Otto“ zu geben, denn keine derselben hat ihn übertroffen, ja kaum ist er erreicht. Nichtsdestoweniger haben diese Neuerungen viel fesselndes für den Techniker, da sich noch manches aus ihnen entwickeln kann und einige sich auch ganz gut zu behaupten vermögen; sie werden deshalb im folgenden gebührend berücksichtigt werden.

Die obige kurze Uebersicht des Stoffes dieser Schrift mag die nachfolgende Eintheilung desselben rechtfertigen. In der That fällt eine solche nach drei geschichtlichen Abschnitten: „bis zur zweiten Pariser Weltausstellung“, „von der zweiten zur dritten“ und „nach der dritten“ mit der sachlichen in „direkt wirkende Maschinen ohne Verdichtung der Ladung“, „atmosphärische Maschinen“ und „direkt wirkende Maschinen mit Verdichtung der Ladung“, nahezu zusammen.

Direkt wirkende Maschinen ohne Verdichtung der Ladung.

Diese Gruppe von Maschinen hat fast nur noch geschichtlichen Werth. Sie enthält die ersten Anordnungen, welche für den Betrieb von einiger Wichtigkeit waren und die allgemeine



Aufmerksamkeit auf die Gasmaschine lenkten. Diese Erstlinge verschwanden im Laufe weniger Jahre; von den neueren Anordnungen für sehr kleinen Kraftbedarf hat sich nur eine, die von de Bisschop, einigermaßen einbürgern können, und auch ihre Tage sind gezählt. Es sind deshalb die neuesten Erscheinungen auf diesem Gebiete nur flüchtig und theilweise gar nicht berücksichtigt: es sind Eintagsfliegen. Die Verdichtung der Ladung ist heute eine unabweisbare Bedingung für die Gasmaschine.

Lenoir. Die Maschine, wie sie von der Fabrik von Marinoni in Paris ausgeführt wurde ¹⁾, zeigt äusserlich viel Aehnlichkeit mit einer liegenden Dampfmaschine älterer Anordnung, welcher sie offenbar nachgebildet ist. In Abb. 1 ist sie im Grundrisse im Gerippe

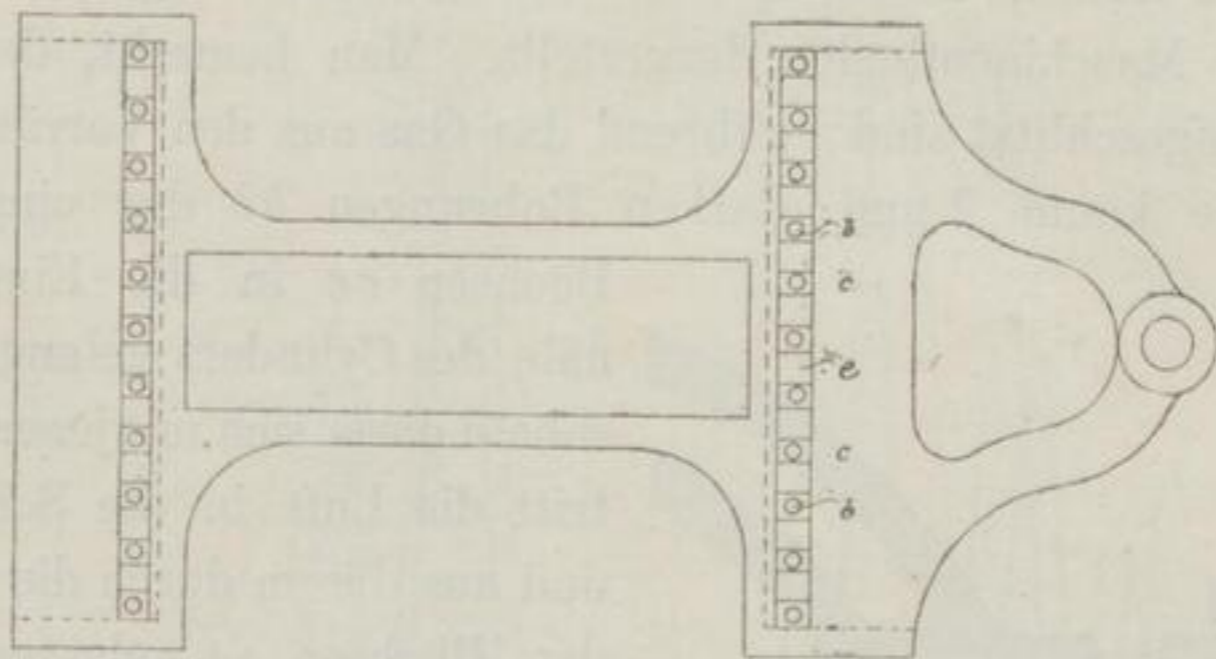


Abb. 2.

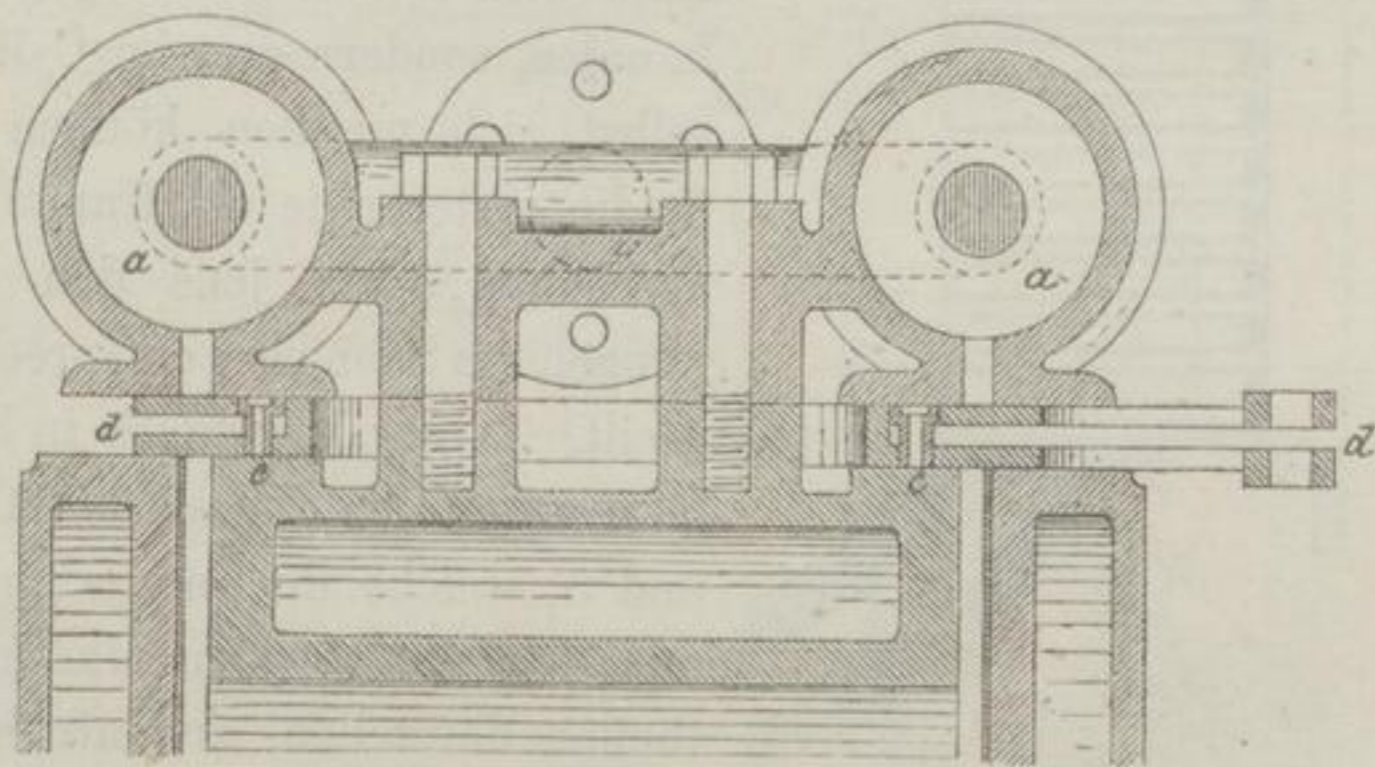


Abb. 3.

dargestellt. Sie ist doppelt wirkend; in dem Cylinder *A*, welcher der Kühlung wegen mit Wassermantel und doppelwandigen Deckeln versehen ist, bewegt sich der Kolben *B*; dessen Stange wird in dem Lager *C* geführt und trägt den Kreuzkopf *D*; diesen ergreift die Pleuelstange *E*, um die Bewegung auf die gekröpfte Welle *F* zu übertragen. Gas- und Luftzuführung bewirkt der Einlasschieber *G*, die Abfuhr der Verbrennungsgase der Auslasschieber *H*; beide, ganz in Rothguss ausgeführt, werden durch

1) Armengaud, Publ. ind. XIII, 230.
Schöttler, Gasmachine.

die Excenter *I* und *K* bewegt. Während der Auslassschieber nur mit zwei Schlitz versehen ist, die zu rechter Zeit mit den Ausgangskanälen des Cylinders zusammentreffen, ist der Einlassschieber nicht ganz so einfach eingerichtet. Abb. 2 zeigt eine Ansicht desselben, in Abb. 3 ist er im Schnitte in Verbindung mit den anliegenden Maschinentheilen dargestellt. Man bemerkt, dass seine Enden aufgeschlitzt sind; während das Gas aus den Vorräumen *aa*

durch die kaum 2 mm starken Bohrungen *bb* der eingesetzten Büchsen *cc* in die Eingangskanäle des Cylinders gelangen kann, sobald diese sich mit jenen decken, tritt die Luft in die Schlitze *dd* und aus diesen durch die zwischen den Büchsen *cc* gelassenen Oeffnungen *ee*. Damit aber Gas und Luft nicht schon in den Eingangskanälen, sondern erst im Cylinder selbst sich mischen können, ist in die ersteren je ein Kamm eingeschoben, der jene den Oeffnungen des Schiebers entsprechend theilt. Dieser, gleichfalls in Rothguss ausgeführt, ist aus den Abb. 4 und 5, welche ihn in Verbindung mit den umgebenden Maschinentheilen darstellen, zu entnehmen. So treten also Gas und Luft in

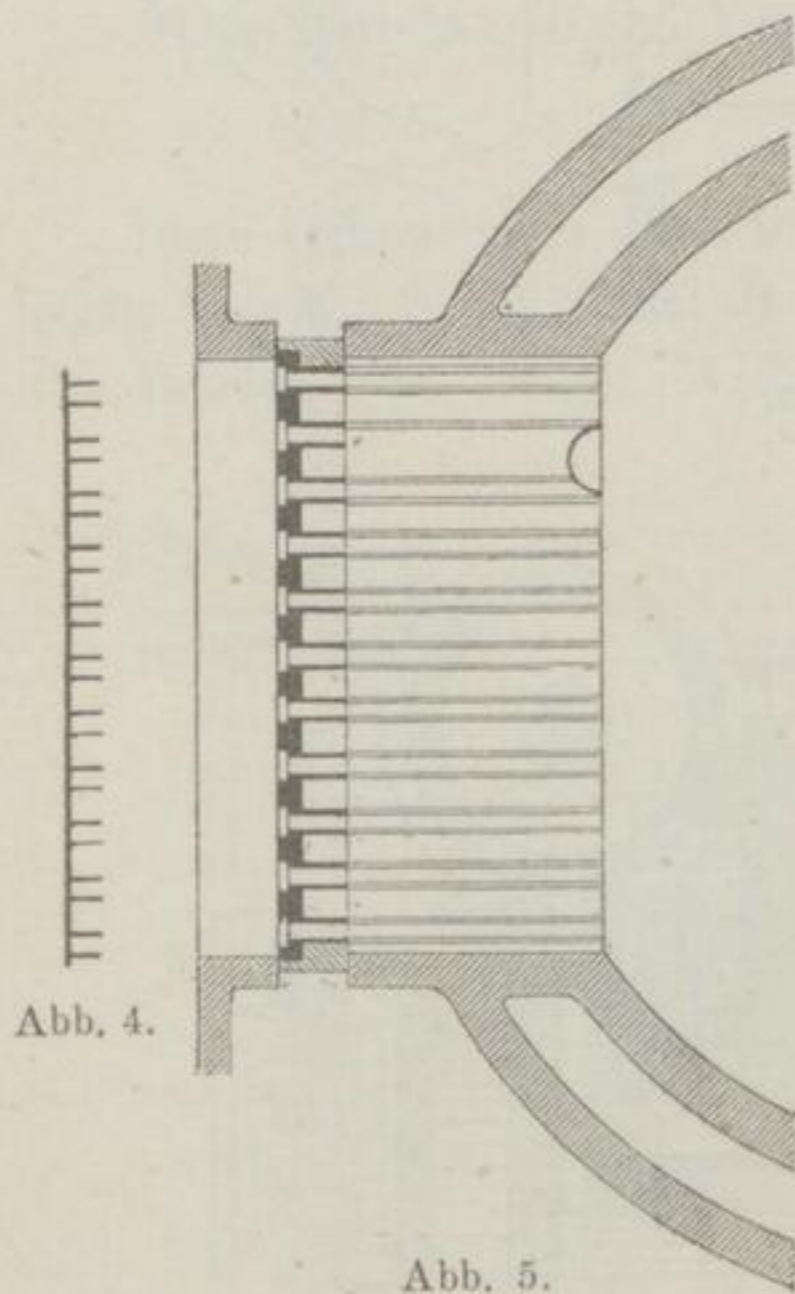


Abb. 4.

Abb. 5.

zahlreichen getrennten Strahlen in den Cylinder. Es sollte auf diese Weise eine ungleichartige Beschaffenheit des Gemisches und leichtere Entzündbarkeit desselben bewirkt werden: man stelle sich das wohl so vor, dass der zündende Funke von Gas- zu Gas-schicht eilend die trennenden Luftschichten durchspringen würde, während bei gleichartiger Mischung das Ganze zu gasarm sein möchte, um sichere Entflammung zu gewährleisten. Indessen muss die wirkliche Ungleichartigkeit des Gemisches billig bezweifelt werden; die Absicht, eine solche herzustellen, findet sich aber bei neueren Anordnungen wieder, und es erscheint hier ihre Thatsächlichkeit wahrscheinlicher.

Die beschriebene Maschine arbeitet nun so: In der Totpunktstellung ist der Ausgangskanal eben abgeschlossen worden, während der Eingangsschieber sich unmittelbar darauf zu öffnen begann. Während der Kolben durch die lebendige Kraft der Welle

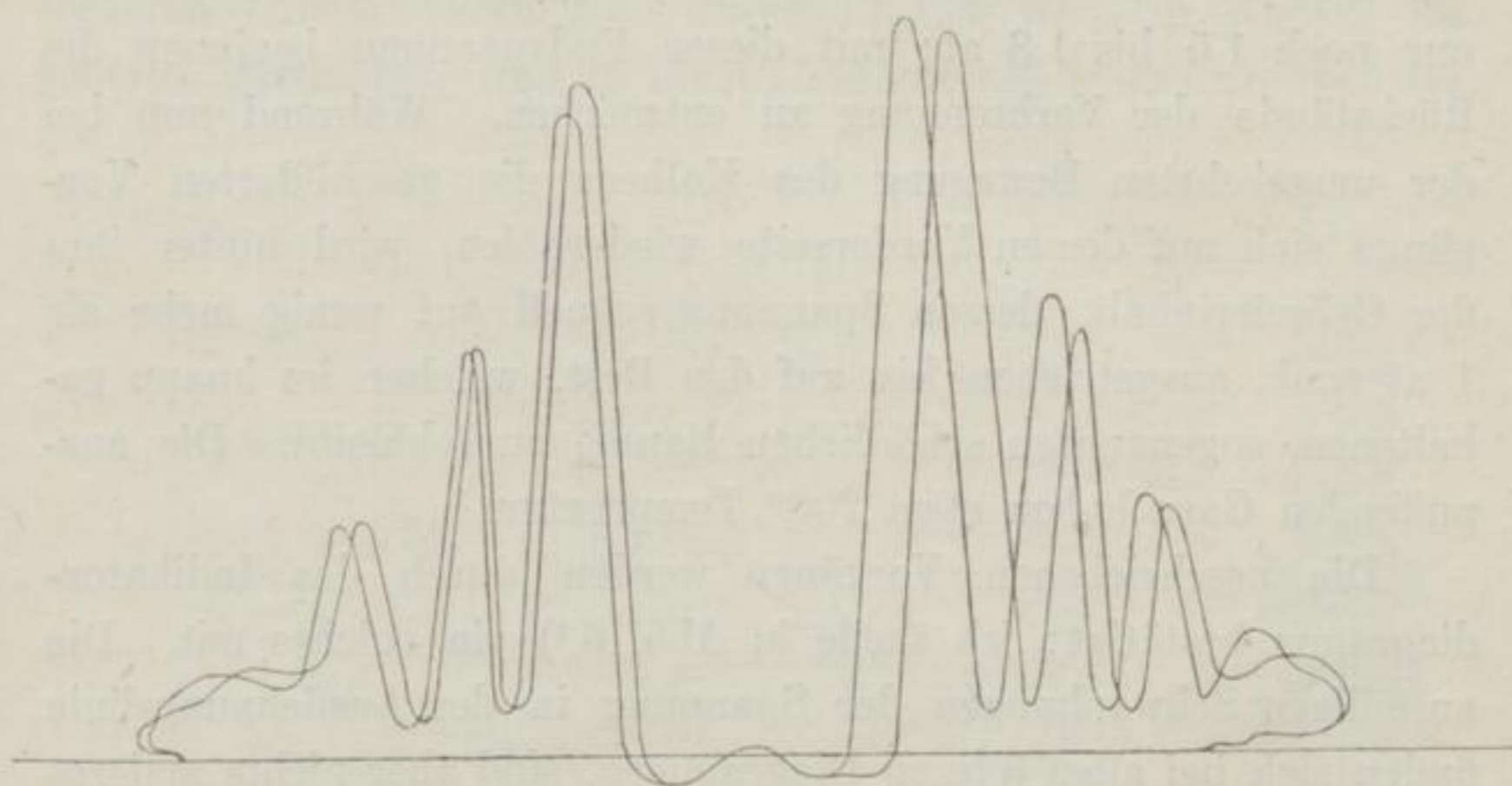


Abb. 6.

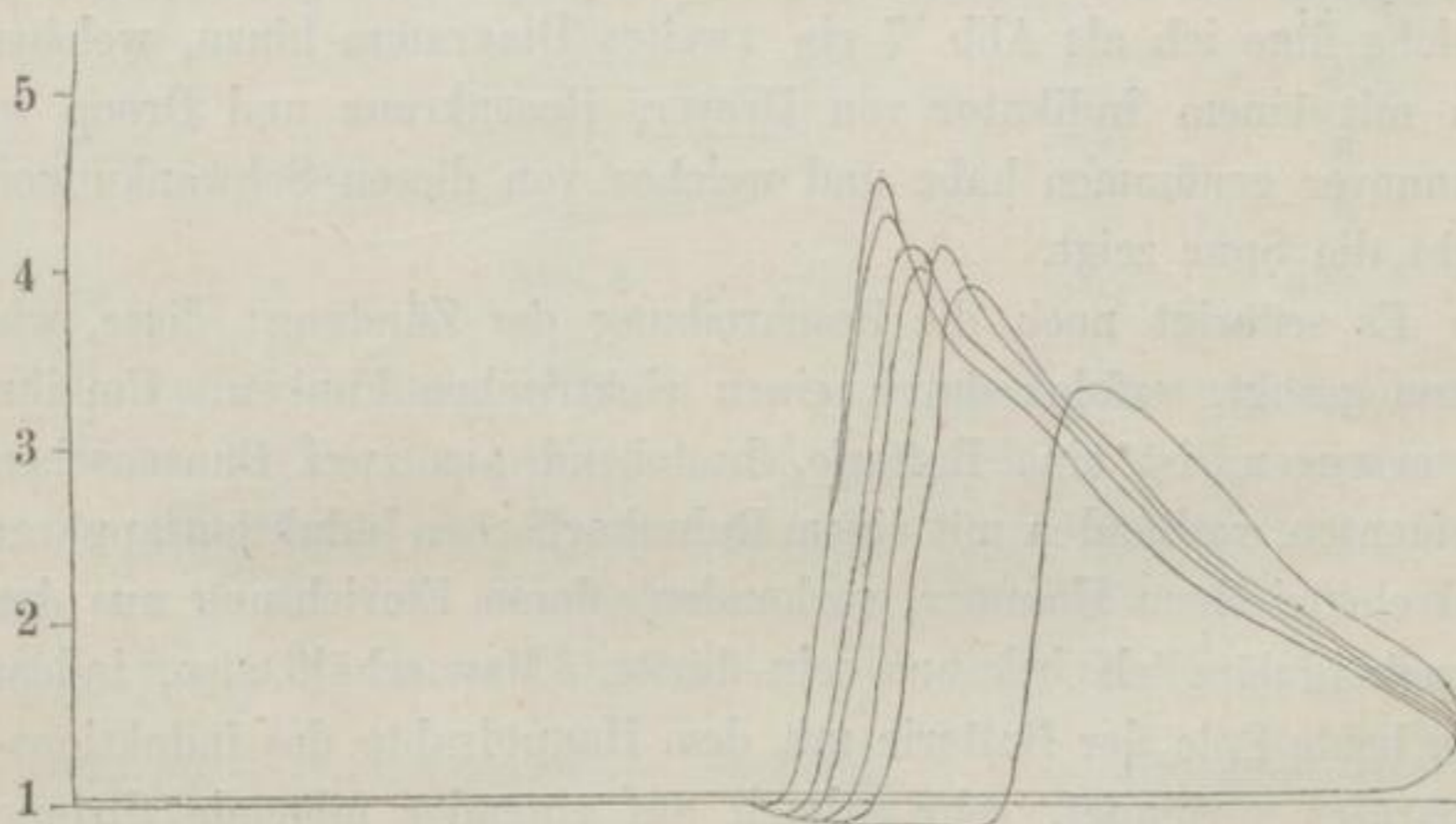


Abb. 7.

vorwärts getrieben wird, saugt er das brennbare Gemisch an; der Eingangsschieber schliesst ab, wenn etwa die Hälfte des Hubes zurückgelegt ist — zuweilen etwas früher, zuweilen um wenig später. Die Spannung hinter dem Kolben sinkt dabei, weil die Kanäle genügend weit sind, nur wenig unter 1 at. Nun erfolgt die Zündung durch einen elektrischen Funken; sobald dieser durch

2*

das Gemisch schlägt, verpufft dasselbe und es steigt die Spannung sehr schnell auf 5—6 at. Da der Cylinder stark gekühlt wird, fällt die Spannung der den Kolben vorwärts treibenden, sich ausdehnenden Verbrennungsgase sehr schnell; sie beträgt kurz vor dem Ende des Hubes, wenn der Ausgangskanal eröffnet wird, nur noch 1,5 bis 1,8 at; mit dieser Endspannung beginnen die Rückstände der Verbrennung zu entweichen. Während nun bei der umgekehrten Bewegung des Kolbens die geschilderten Vorgänge sich auf dessen Vorderseite wiederholen, wird hinter ihm der Cylinderinhalt, dessen Spannung schnell auf wenig mehr als 1 at sank, ausgetrieben bis auf den Rest, welcher im knapp gehaltenen, sogenannten schädlichen Raume zurückbleibt. Die auspuffenden Gase haben etwa 200° Temperatur.

Die beschriebenen Vorgänge werden durch das Indikator-diagramm bestätigt; ich theile in Abb. 6¹⁾ ein solches mit. Die auffälligen Schwankungen der Spannung in der Ausdehnungslinie finden sich bei allen älteren Diagrammen, sind aber nichts anderes als Folgen unvollkommener Einrichtung des Indikators. Zum Vergleiche füge ich als Abb. 7 ein zweites Diagramm hinzu, welches ich mit einem Indikator von Dreyer, Rosenkranz und Droop in Hannover genommen habe und welches von diesen Schwankungen nicht die Spur zeigt.

Es erübrigt noch die Beschreibung der Zündung; diese, wie schon gesagt, erfolgt durch einen elektrischen Funken. Um ihn zu erzeugen, ist eine Batterie, bestehend aus zwei Bunsenschen Elementen, verbunden mit einem Ruhmkorffschen Induktionsapparat und elektrischem Hammer, vorhanden, deren Einrichtung aus der Physik hinlänglich bekannt sein dürfte. Man erhält also, indem man beide Pole der Batterie mit dem Hauptdrahte des Induktionsapparates verbindet, sehr schnell auf einander folgende Ströme im Nebendrahte desselben. Nun steht auf der Grundplatte der Maschine der Elektrizitätsvertheiler *L*, welchen die Abb. 8 in Ansicht zeigt. Derselbe trägt zwei isolirte Stäbe *fg* und *hi*; letzterer ist in der Mitte unterbrochen. *fg* steht mit dem positiven Ende des Nebendrahtes in Verbindung, das negative Ende dieses aber

1) Tresca, Ann. du cons. I (1860/61), 849. Bull. d'encouragement 1861, 577. Ann. des mines 5 Serie 19, 415. Dingler 163, 161. Zeitschr. d. V. d. J. 1862, 407.

mit der Stütze k des Vertheilers, also durch Vermittelung der Grundplatte mit dem Cylinder. Der Kreuzkopf trägt die isolirte, als Kommutator dienende Scheibe l ; der Stift m derselben verbindet die Streifen fg und hi ; h ist mit dem hinteren, i mit dem vorderen Zünder verknüpft. Diese Zünder nn , in Abb. 9 im Schnitte gezeichnet, sind in die Cylinderdeckel eingeschraubt; sie

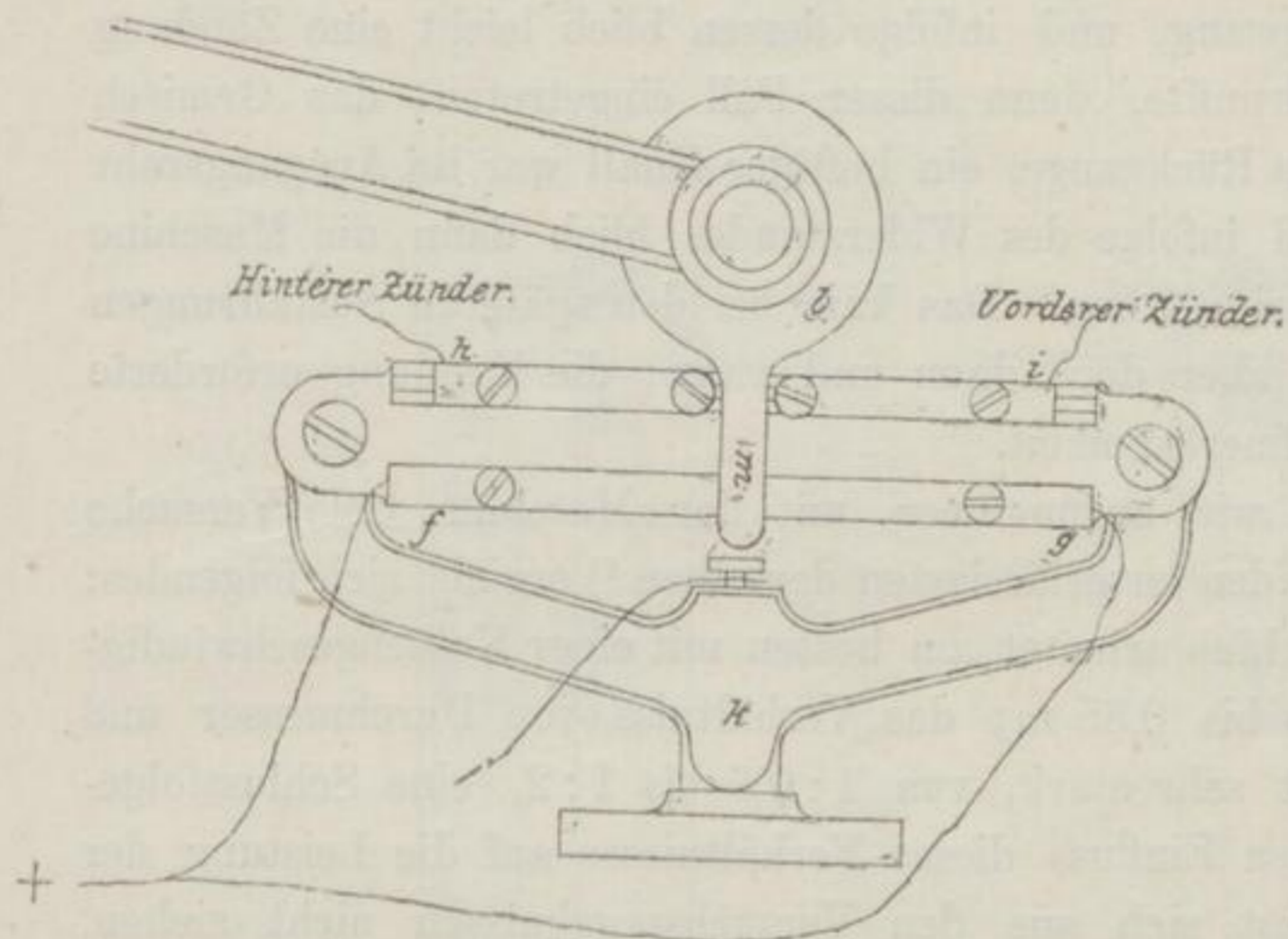


Abb. 8.

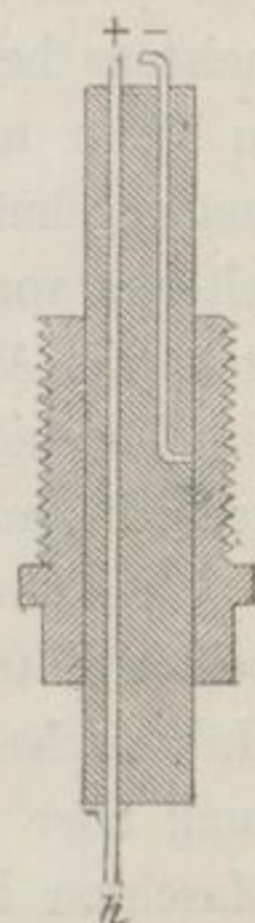


Abb. 9.

enthalten einen Porzellancyylinder, durch welchen zwei Drähte gehen. Von diesen endet der positive in h , bezüglich in i , der negative in der Wandung des Cylinderdeckels. Wir haben also, so lange der Stift des Commutators die Stäbe hi und fg verbindet, folgenden Stromschluss: Positives Ende des Nebendrahtes — Stab fg — Commutator — Stabende $\begin{Bmatrix} h \\ i \end{Bmatrix}$ — positiver Draht des $\begin{Bmatrix} \text{hinteren} \\ \text{vorderen} \end{Bmatrix}$ Zünders — negativer Draht der Zünder — Cylinderdeckel bis Stütze k — negatives Ende des Nebendrahtes. Da nun infolge des elektrischen Hammers in der Richtung dieses Stromschlusses dicht auf einander folgende Ströme laufen, deren jeder einen Funken erzeugt, so wird offenbar, so lange der Commutator fg mit h verbindet, am hinteren Zünder, so lange er fg mit i verbindet, am vorderen Zünder eine Reihenfolge von Funken überspringen. Wenn also z. B. der Kolben vorwärts geht, so ist

anfangs fg mit i verknüpft; es wird also am vorderen Zünder eine Funkenfolge überspringen. Dies hat nichts zu bedeuten, denn vor dem Kolben haben wir ja Verbrennungsgase. Wenn aber nach etwas mehr als halbem Hube fg mit h verbunden ist, so tritt der hintere Zünder in Thätigkeit und die Verpuffung erfolgt. Bei den älteren Maschinen dieser Art fehlte der elektrische Hammer; es war die Einrichtung so getroffen, dass jedesmal nur ein einziger Funke übersprang, und infolge dessen blieb leicht eine Zündung aus. Nun verpuffte, wenn dieser Fall eingetreten, das Gemisch meistens beim Rückgange, ein heftiger Knall war im Ausgangsrohr zu hören und infolge des Widerstandes blieb dann die Maschine fast regelmässig stehen. Das kam bei den späteren Ausführungen seltener vor, aber doch dann und wann; die Zündung erforderte stets viel Aufmerksamkeit.

Es sind, wie anzunehmen, mit der Maschine viele Versuche gemacht, aus den zuverlässigsten derselben ¹⁾ ergibt sich folgendes:

Die Maschine arbeitet am besten mit einer Kolbengeschwindigkeit von 0,8 bis 0,85 m; das Verhältniss von Durchmesser und Hub wechselt sehr stark, von 1:0,6 bis 1:2, eine Schlussfolgerung über den Einfluss dieses Verhältnisses auf die Leistung der Maschine lässt sich aus den Versuchsergebnissen nicht ziehen. Der Gasverbrauch beträgt etwa 3 cbm für die Pferdekraft in der Stunde; an Kühlwasser sind bei 30—40° Erwärmung etwa 120 l für dieselbe Einheit erforderlich; ein Einfluss der Temperatur desselben auf den Gasverbrauch ist nicht sicher nachzuweisen. Der Gang ist nicht sehr, aber doch ziemlich gleichmässig, die Zündung versagt gelegentlich, dann bleibt die Maschine stets stehen. Stets muss reichlich geschmiert werden, der Bedarf ist mindestens $\frac{1}{2}$ kg Oel täglich, die Kosten der Batterie betragen 15—20 ₰. Die Mischung war anfangs etwa 5 (?), später bis 10hundertstel gashaltig; ein erheblicher Einfluss des Luftüberschusses auf den Gasverbrauch ist nicht nachzuweisen; deshalb erscheint mit Rücksicht auf die Abmessungen das letztere Verhältniss zweckmässiger. Beispielweise mag ange-

1) Tresca in den Ann. du conserv. I, 849, daraus Dingler 163, 161. Le Bleu im Bull. de Mulhouse 35, 289; daraus Dingler 178, 322. Eyth, Civilingenieur 1861, 214; daraus Ztschr. d. V. d. I. 1861, 404. Auscher, Portef. économ. 1864, 172.

führt werden, dass die von Tresca untersuchte Maschine 160 mm Durchmesser und 300 mm Hub hatte und 1,02 *e* leistete; die von Auscher gebremste hatte 260 mm Durchmesser, 480 mm Hub und ergab 2,82 *e*.

Hugon. Die Maschine von Hugon unterscheidet sich von derjenigen Lenoirs, wie schon in der geschichtlichen Uebersicht

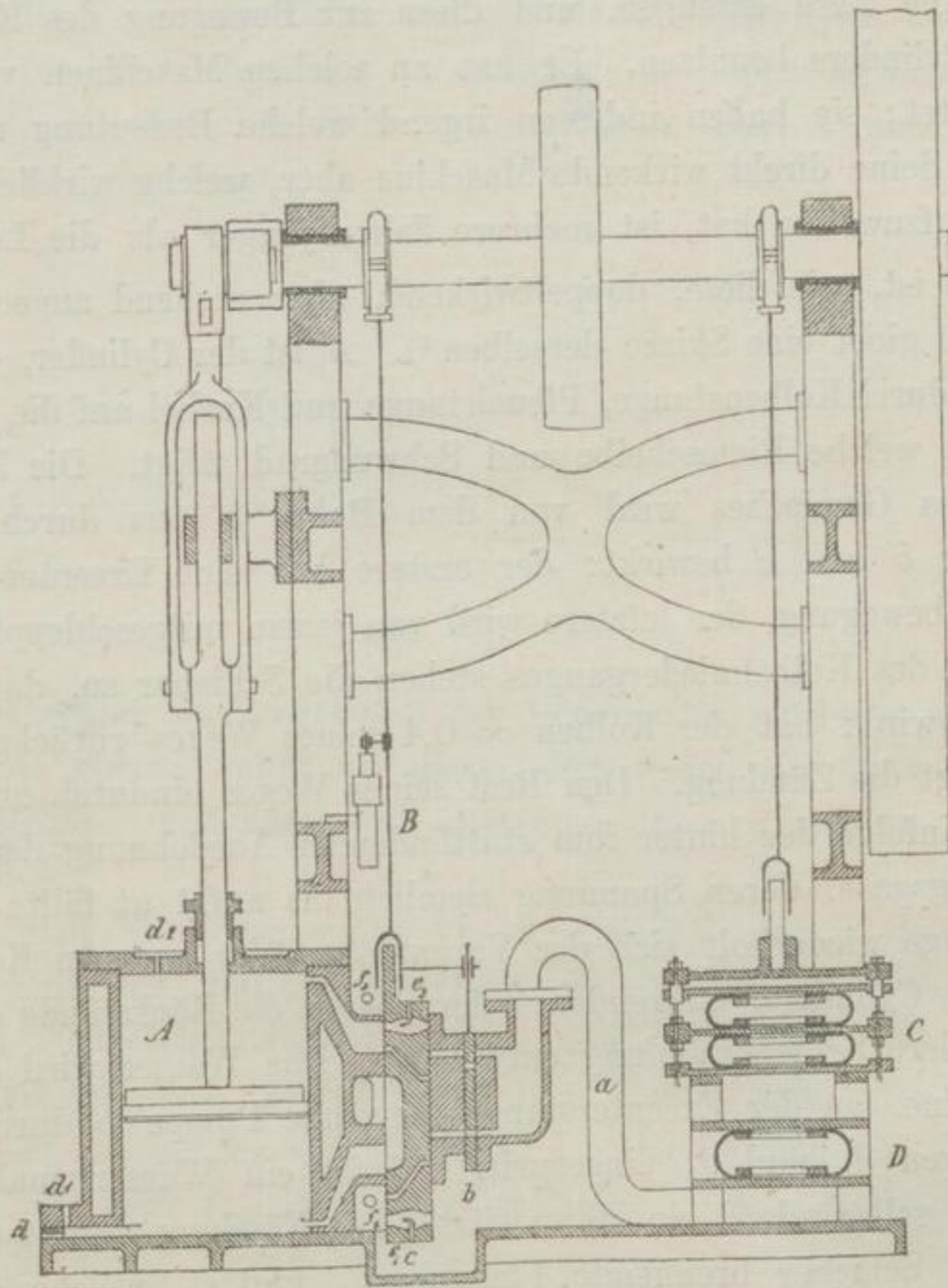


Abb. 10.

bemerkt, grundsätzlich in zwei Punkten. Einmal wird Wasser in den Cylinder gespritzt; dieses Wasser ist dazu bestimmt, einen Theil der bei der Verpuffung plötzlich gebildeten Wärmemenge aufzunehmen, zu verdampfen und bei der Ausdehnung mitzuhelfen, gleichzeitig aber eine Verminderung des Schmierbedarfs zu be-

wirken. Zweitens aber ist an die Stelle der elektrischen eine Flammenzündung getreten.

Wie die Maschine in die Oeffentlichkeit trat, war sie das Erzeugniss langwieriger Arbeit Hugons. Derselbe beabsichtigte Anfangs die Anordnung einer atmosphärischen Maschine ¹⁾. Er wollte nämlich durch die Verpuffung des Gasgemisches eine Wassersäule verdrängen, durch nachfolgende Abkühlung der Verbrennungsgase eine Lere erzeugen, und diese zur Bewegung des Kolbens eines Cylinders benutzen. Er hat an solchen Maschinen vielfach gearbeitet; sie haben indessen irgend welche Bedeutung nie erlangt. Seine direkt wirkende Maschine aber, welche wirkliche Erfolge aufzuweisen hat, ist mehrere Jahre jünger als die Lenoirs.

Sie ist, wie diese, doppelwirkend, aber stehend angeordnet, Abb. 10 giebt eine Skizze derselben ²⁾. *A* ist der Cylinder, dessen Kolben durch Kolbenstange, Pleuelstange und Kurbel auf die Welle arbeitet, welche Riemscheibe und Schwungrad trägt. Die Zuführung des Gemisches wird von dem Rohre *a* aus durch zwei Schieber *b* und *c* bewirkt; der erstere hat eine Excenter- oder Daumenbewegung, der letztere wird von jenem mitgeschleppt. Im Anfange des Kolbenniederganges stehen die Schieber so, dass angesaugt wird; hat der Kolben $\infty 0,4$ seines Weges zurückgelegt, so erfolgt die Zündung. Den Rest seines Weges hindurch arbeitet er nun infolge der hinter ihm stattfindenden Ausdehnung der Verbrennungsgase, deren Spannung ziemlich bis auf 1 at fällt; beim Rückgange wiederholt sich der Vorgang auf der unteren Kolben-seite des Cylinders, während auf der oberen die Rückstände durch die mittlere Schieberhöhle entweichen. Das Wasser wird durch eine kleine, an der Excenterstange hängende Pumpe *B* durch die Oeffnungen *d*₁ und *d*₂ eingespritzt; *d* ist ein Wasserkanal, vor welchem selbstredend ein Hahn sitzt. Die Zündung erfolgt durch zwei im Schieber brennende Flammen *e*₁ und *e*₂, welche durch Gummischläuche gespeist werden. Da diese Flammen bei jedem Hube infolge der Verpuffung erlöschen, so sind noch zwei feste

1) Brevet d'inv. No. 21435 vom 11./9. 1858. Gérondeau in der Revue univ. des Mines XIV, 463. 2) Tresca in den Ann. du conserv. VII, 68, daraus Dingler 187, 1. Engineer 23, 216. Oesterreichischer Bericht über die zweite Pariser Weltausstellung IV, 142.

Zündflammen f_1 und f_2 vorhanden, an denen sich die ersteren wieder entzünden können. Um die Speisung von dem in der Gasleitung herrschenden, wechselnden Drucke unabhängig zu machen, wird das Luft- und Gasgemisch durch ein stellbares Kautschukgebläse C zubereitet. Ein zweites kleineres, hinter demselben befindliches, also in der Abbildung nicht sichtbares, Gebläse dient zur Füllung des Behälters D , aus dem die vier Zündflammen gespeist werden; es ist auslösbar und von Hand zu bewegen, um die Flammen vor Inbetriebsetzung der Maschine entzünden zu können; diese wird, wie bei allen Kleinkraftmaschinen, durch Drehen des Schwungrades eingeleitet.

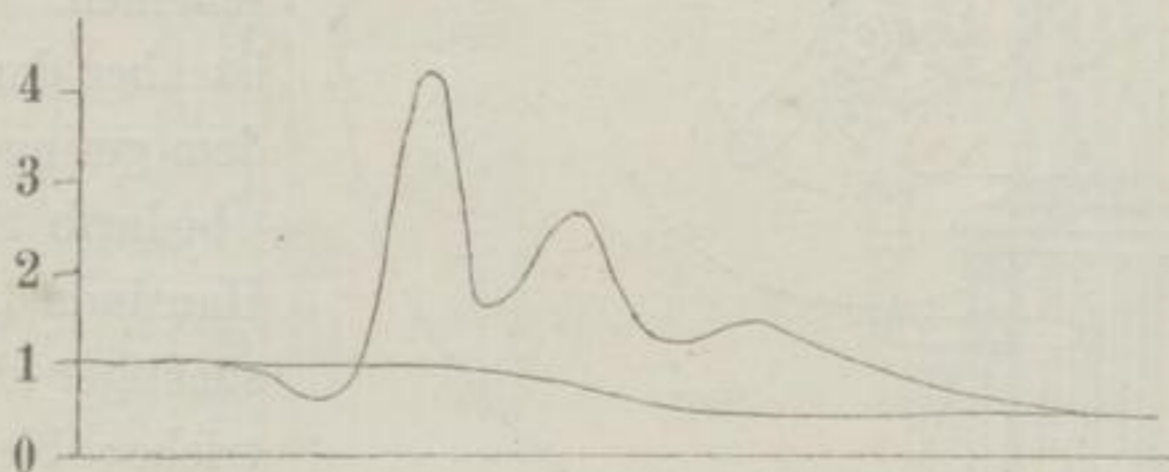


Abb. 11.

Die Maschine war gegenüber der Lenoirschen ein Fortschritt; sie arbeitete ebenso ruhig als diese, aber wegen der Flammenzündung sicherer und ausserdem sparsamer in bezug auf Oel- und Gasverbrauch.

Auch über sie liegen einige Versuche vor¹⁾, so z. B. leistete eine Maschine von 330 mm Durchmesser und 320 mm Hub bei 0,55 m Kolbengeschwindigkeit 2,07 e und gebrauchte für die Pferdestärke stündlich 2445 l Gas; von diesem verzehrten die Zündflammen im ganzen stündlich 264 l. Der mechanische Wirkungsgrad war 0,58, das Mischungsverhältniss 1 : 13,5, die höchste Spannung im Mittel 3,8 at, an Wasser wurden 6 l für jede Pferdekraft stündlich eingespritzt, die Gase entwichen mit ∞ 190°. In der Abb. 11 ist ein Indikator-Druckdiagramm²⁾ wiedergegeben.

Bisschop. Wie schon in der geschichtlichen Uebersicht hervorgehoben wurde, ist man von den direkt wirkenden Gasmaschinen

1) Tresca in den Ann. du conserv. VII, 69; etwas günstigere Ergebnisse in der Revue de l'Exposition de 1867, I, 508. 2) Nach Slaby, Sitzungsbericht d. V. z. B. d. G. i. Pr. v. 3. 3. 1879.

ohne Verdichtung der Ladung fast ganz abgekommen, weil der Gasverbrauch derselben den neueren Ausführungen gegenüber sehr

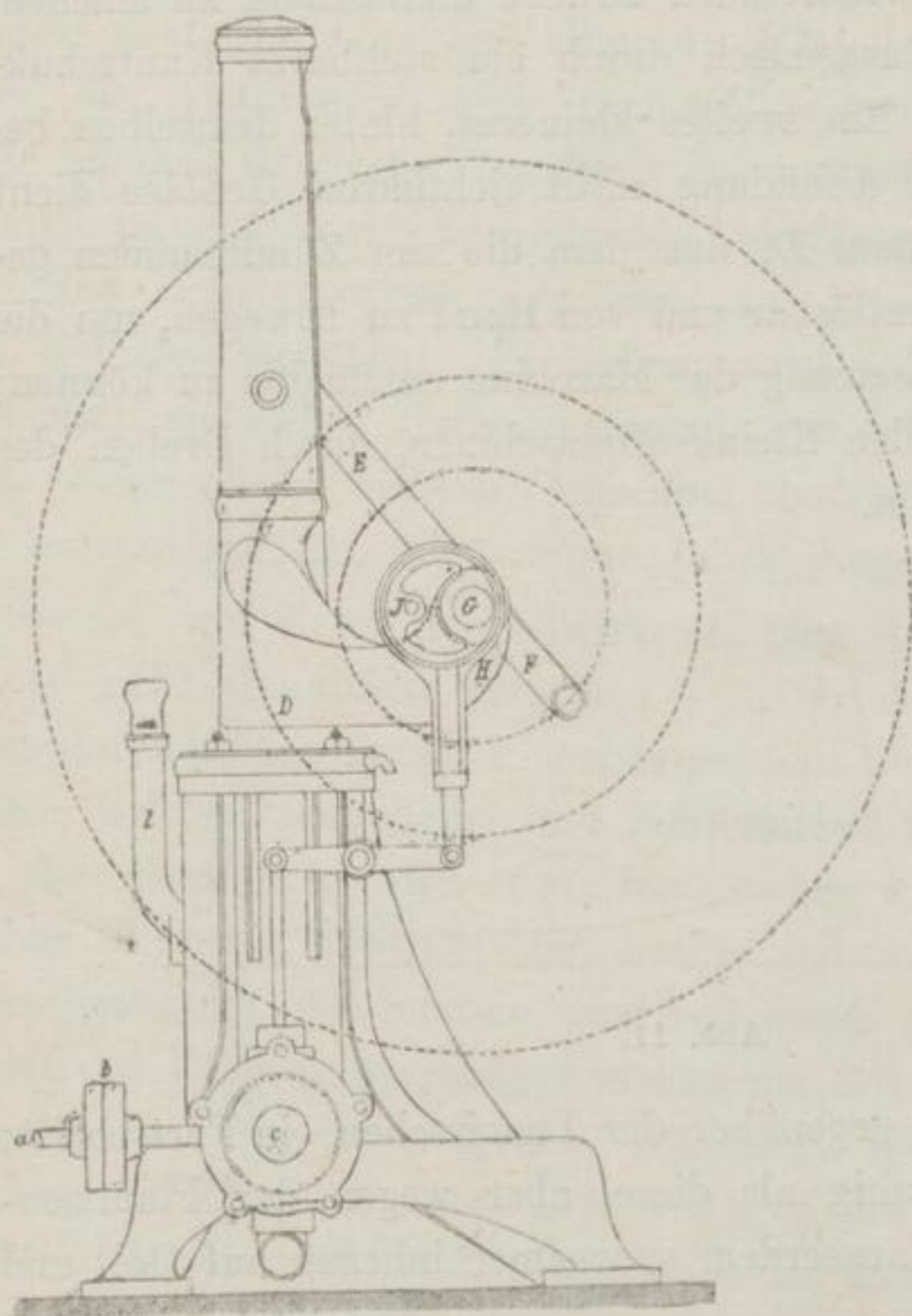


Abb. 12.

hoch ist. Nur da, wo dieser erst die zweite Rolle spielt, Einfachheit und Billigkeit der Anordnung dagegen Hauptsache sind, kann die Gattung etwa noch gerechtfertigt erscheinen. Solches ist aber der Fall bei dem geringen Kraftbedarfe mancher Hausindustrie und sonstiger kleiner Betriebe; hier, wo es sich um die Leistung nur weniger Meterkilogramme bis zu etwa 0,5 e handelt, braucht die Gasmaschine den Vergleich mit der Dampf- und Heissluftmaschine nicht auszuhalten, da diese von vornherein ausgeschlossen sind; hier hat sie nur mit der

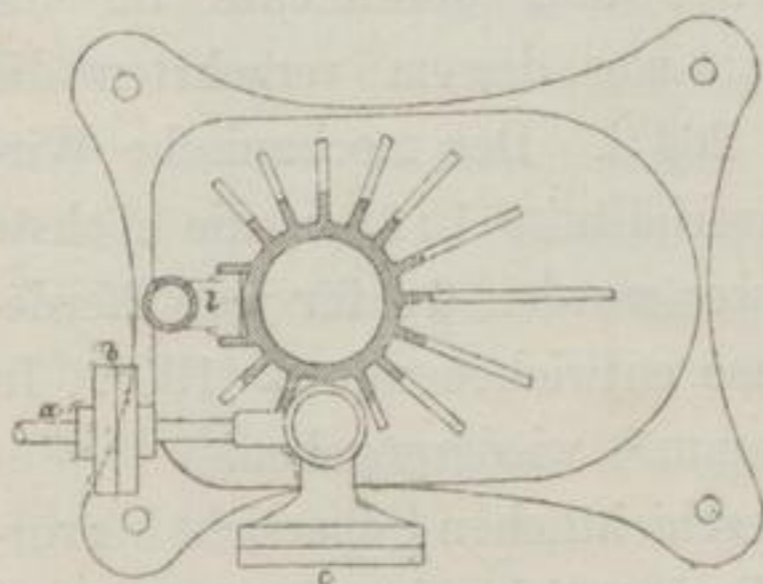


Abb. 13.

Menschenkraft und etwa den bekannten kleinen Wassersäulenmaschinen in Wettbewerb zu treten, und da bietet sie trotz des sehr hohen Gasverbrauches doch noch einige Vortheile. Allerdings sind die kleinen Wassersäulenmaschinen von Schmid, Haag u. A. die denkbar bequemsten und sichersten Kleinkraftmaschinen; aber ihre Anwendung wird durch den Preis des Betriebswassers, welches ja gewöhnlich den städtischen Wasserleitungen entnommen werden muss, sehr beschränkt.

hier, wo es sich um die Leistung nur weniger Meterkilogramme bis zu etwa 0,5 e handelt, braucht die Gasmaschine den Vergleich

mit der Dampf- und Heissluftmaschine nicht auszuhalten, da diese von vornherein ausgeschlossen sind; hier hat sie nur mit der Menschenkraft und etwa den bekannten kleinen Wassersäulenmaschinen in Wettbewerb zu treten, und da bietet sie trotz des sehr hohen Gasverbrauches doch noch einige Vortheile. Allerdings sind die kleinen Wassersäulenmaschinen von Schmid, Haag u. A. die denkbar bequemsten und sichersten Kleinkraftmaschinen; aber ihre Anwendung wird durch den Preis des Betriebswassers, welches ja gewöhnlich den städtischen Wasserleitungen entnommen werden muss, sehr beschränkt.

In diesem Sinne ist die Maschine von Alexis de Bisschop entworfen, welche, von der Firma Mignon und Rouart in Paris in

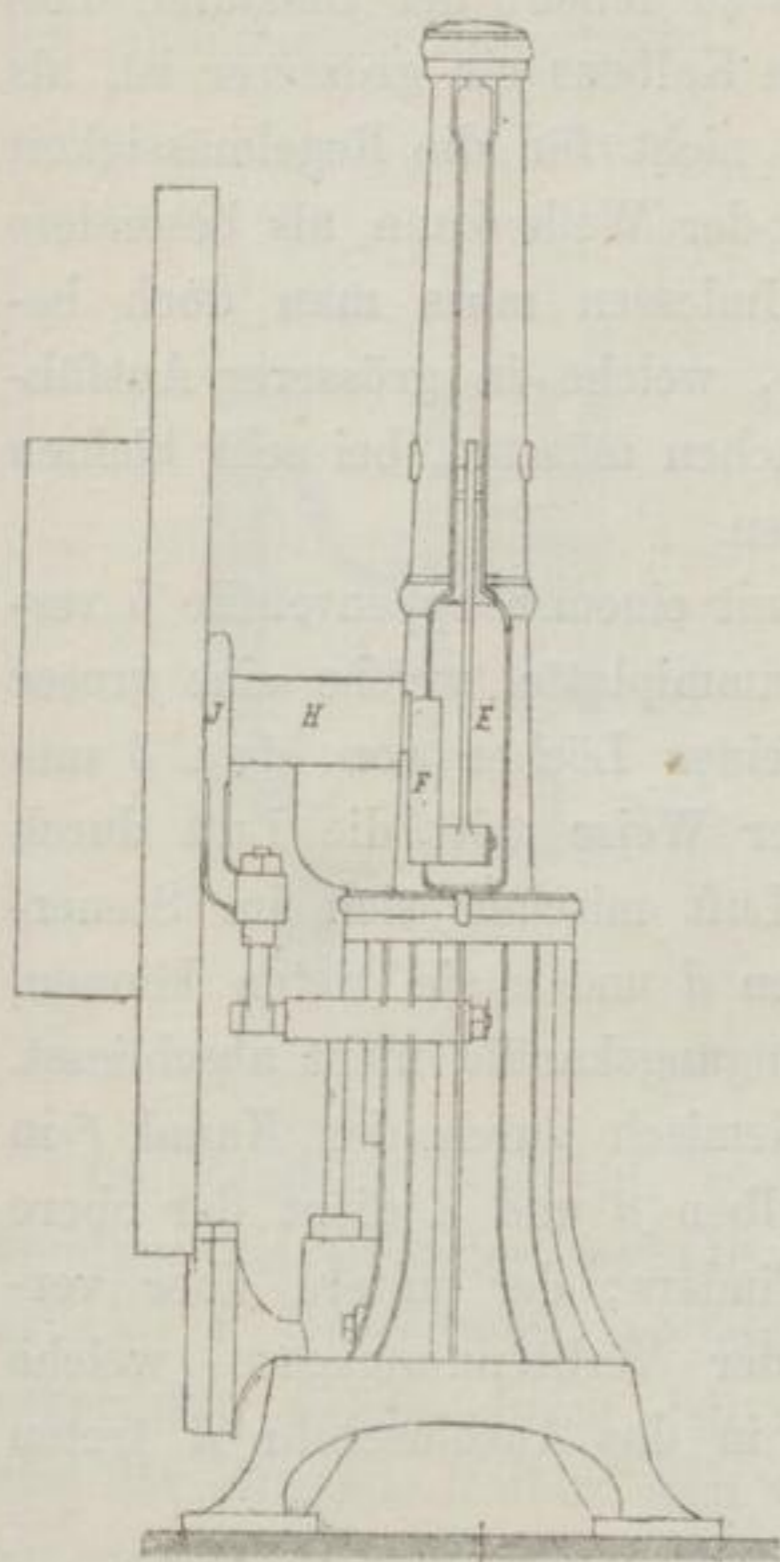


Abb. 14.

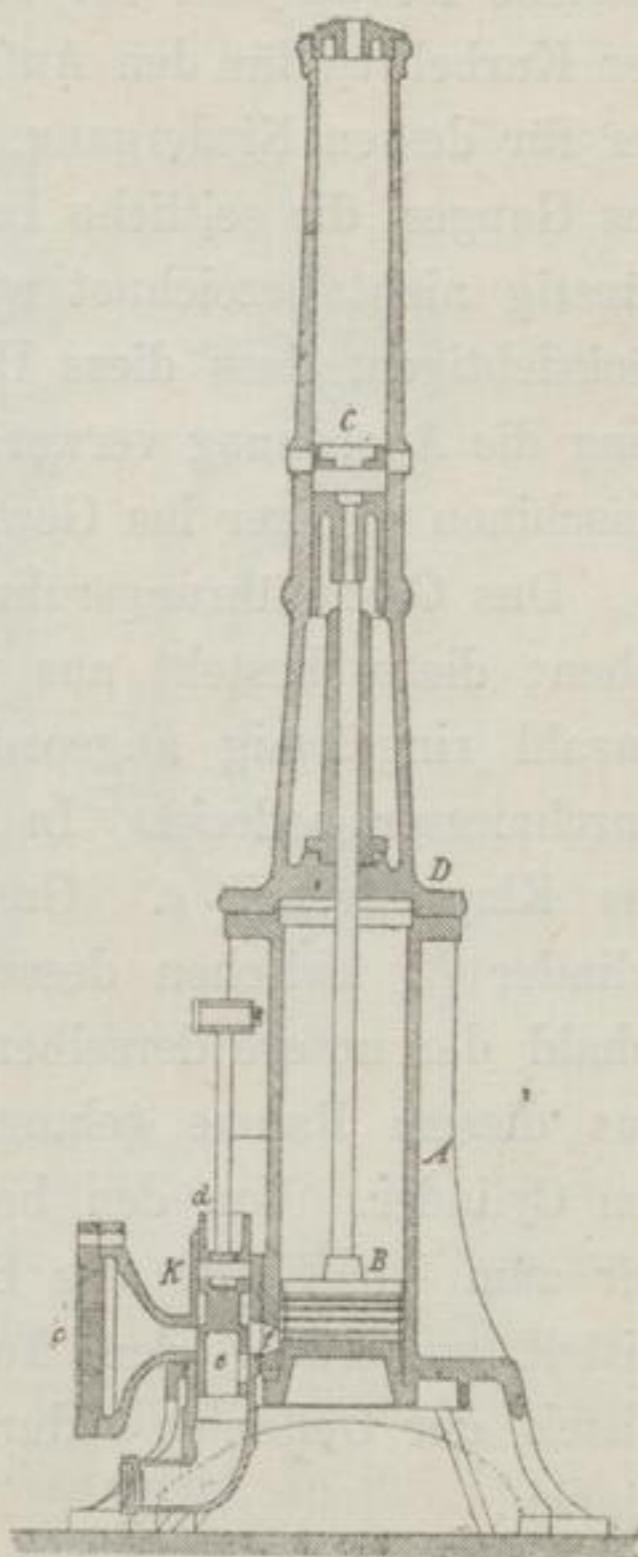


Abb. 15.

3 Nummern zu 3, 6 und 25 mkg sekundlicher Arbeitsleistung gebaut, sich in Frankreich scheinbar ziemlicher Verbreitung erfreut. In Deutschland wurde sie von der Firma Buss, Sombart und Cie. in Magdeburg-Friedrichstadt gefertigt; diese hat jedoch ihre Patente neuerdings verfallen lassen.

Die Abb. 12—15 stellen die kleine Maschine dar, wie sie die Magdeburger Firma bisher lieferte. In dem einfach wirkenden Cylinder *A* bewegt sich der Kolben *B*; die Stange desselben trägt den Kreuzkopf *C*, welcher in einer hohen Säule, die mit dem oberen Cylinderdeckel *D* aus einem Stücke gefertigt ist, geführt wird. Diese Säule ist lang aufgeschlitzt; durch den Spalt tritt die gekröpfte Pleuelstange *E*, welche auf die Kurbel *F* arbeitet. Die Welle *G*, mit letzterer aus einem Stücke geschmiedet, ist in einem seitlichen

Angusse *H* des Cylinderdeckels gelagert; Excenter *I*, Schwungrad und Riemscheibe sitzen vor Kopf. Ein solches geschränktes Kurbelgetriebe ist an und für sich nicht zu loben; der Umstand, dass der Kurbelweg für den Aufgang des Kolbens ein grösserer ist, als der für dessen Niedergang, spricht nicht für die Regelmässigkeit des Ganges, die seitliche Lagerung der Welle kann als besonders günstig nicht bezeichnet werden. Indessen muss man doch berücksichtigen, dass diese Umstände, welche in grösserer Ausführung die Anordnung verwerflich machen müssten, bei sehr kleinen Maschinen weniger ins Gewicht fallen.

Das Gaszuführungsrohr *a* ist mit einem Klappenventile *b* versehen; dieses besteht aus einer Gummiplatte, welche eine grosse Anzahl ringförmig angeordneter feiner Löcher von etwa 3 mm Durchmesser bedeckt. In ähnlicher Weise tritt die Luft durch das Klappenventil *c*. Gas und Luft mischen sich im Steuer-cylinder *K*, zwischen dessen Kolben *d* und *e* sie treten können, sobald der untere derselben die Eingangskanäle nicht abschliesst. Aus diesem Raume gelangt das Gemisch durch den Kanal *f* in den Cylinder. Von den beiden Kolben *d* und *e* dient der obere nur zum Abschlusse des Steuer-cylinders; der untere aber vermittelt ausserdem den Ausfluss der Verbrennungsgase, welche mittels der Oeffnung *g* durch ihn in das Ausblaserohr *h* treten können.

Die Maschine arbeitet nun so, dass der Kolben aus seinem unteren Totpunkte durch die lebendige Kraft der Welle aufwärts gezogen wird und dabei die Ladung ansaugt. Nachdem er etwas mehr als den dritten Theil seines Hubes zurückgelegt hat, erfolgt die Zündung durch das in der Cylinderwandung befindliche Loch *i*. Weil der untere Steuerkolben *e* noch nicht hoch genug gekommen ist, um den Kanal *f* völlig abzuschliessen, müssen die erwähnten Klappenventile *b* und *c* vorhanden sein, welche durch die Verpuffung zugeworfen werden. Sobald die Zündung erfolgt ist, treiben die stark gespannten Verbrennungsgase den Kolben bis an das Ende seines Hubes; dieser kurze Zeitraum ist die Arbeitszeit der Maschine; sie empfängt in diesem die nöthige Anregung, um bei dem nun folgenden Kolbenniedergange die Rückstände austreiben und bei dem neuen Spiele wieder frisches Gemisch ansaugen zu können. Es muss also das Excenter *I* so aufgekeilt sein, dass der

Steuerkolben *e* mit seiner Oberkante im Niedergehen eben an der Oberkante des Kanales *f* vorbeigeht, wenn der Treibkolben im unteren Totpunkte steht. In dieser Stellung ist die Maschine in den Abbildungen aufgefasst.

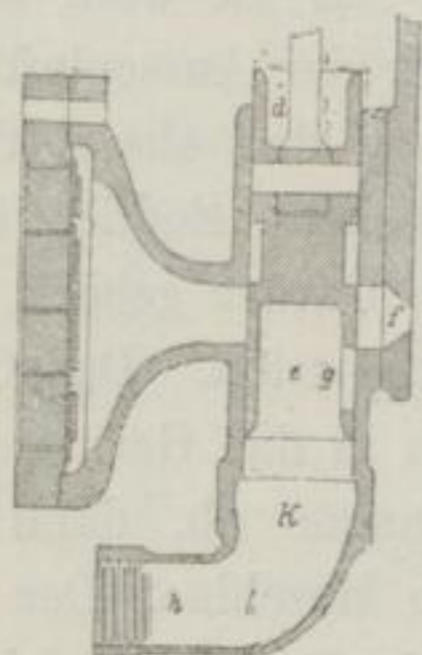


Abb. 16.

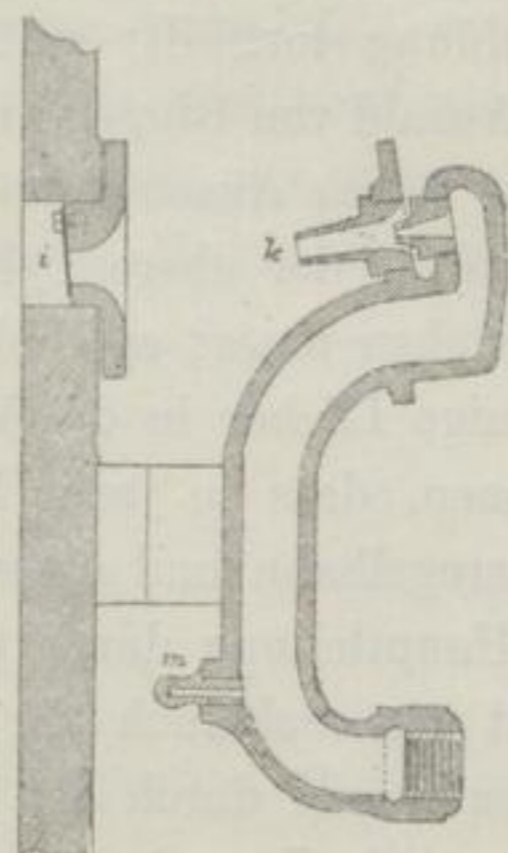


Abb. 17.

Die Zündung geschieht, wie schon erwähnt, durch das in der Wandung des Cylinders befindliche Loch *i*. Es ist dieses, wie aus der Abb. 17 hervorgeht, mit einer kleinen Klappe aus Stahlblech ausgerüstet, welche durch den äusseren Luftdruck geöffnet wird, wenn der saugende Kolben, sich aufwärts bewegend, an ihm vorbeigegangen ist. Nun brennt vor dem Loche *i* eine Gasflamme *k* unter dem Schornstein *l*; der Brenner ist für Luftzuführung eingerichtet, weil eine gewöhnliche Gasflamme fast bei jedem Hube erlischt. Bisschop, welcher eine solche anordnete, sah sich deshalb gezwungen, unterhalb derselben eine zweite anzubringen, deren einziger Zweck war, die erste jedesmal, wenn sie erlosch, wieder zu entzünden; eine ganz kleine Flamme *m* für denselben Zweck findet sich allerdings auch an dem neuen Brenner, sie wirkt aber hier nicht regelmässig, sondern nur im Nothfalle. Noch ein anderer Vortheil wird durch den neuen Brenner erzielt; die Flamme der gewöhnlichen Anordnung ist nicht kräftig genug, um die Entzündung zu bewirken, so lange die Maschine noch kalt ist. Deshalb musste die ältere Bisschopsche Maschine, bevor sie in Betrieb kommen konnte, erst einige Minuten lang angewärmt werden; zu dem Zwecke war unter dem Cylinder eine besondere

Flamme angeordnet. Diese Unbequemlichkeit fällt jetzt weg, die Maschine ist stets betriebsfertig.

Zu dieser Beschreibung mag noch ergänzend bemerkt werden, dass, wie aus der Abbildung ersichtlich, die sonst gebräuchliche Wasserkühlung fortfällt; statt deren sind um den Cylinder eine grössere Anzahl von Rippen angeordnet, welche die nöthige Wärmeabführung durch Ausstrahlung besorgen. Es ist wohl selbstverständlich, dass der obere Cylindertheil mit der Aussenluft in Verbindung stehen muss; es sind deshalb unter dem oberen Cylinderdeckel einige Löcher in die Wandung gebohrt. Endlich ist noch zu erwähnen, dass zu jeder Maschine ein Gerüst gehört, welches einen Gasregelhahn und einen Gummibeutel trägt. Das Gas tritt aus der Hauptleitung durch den Schlauch in das Gerüstrohr; von hier geht ein Schlauch für die Zündflamme ab, dann in den Gummibeutel und durch den Hahn in die Maschine. Der Gummibeutel dient als Sammler und Druckregler für die Gasleitung, er gehört zu jeder Gasmaschine; fehlt er, so macht sich jeder Hub der Maschine durch Zucken der von der Leitung abhängigen Gasflammen auf weite Entfernung zurück bemerklich.

Die Maschine wurde von Buss, Sombart und Cie. laut Preisliste folgender Tafel gemäss geliefert:

Anzahl der Pferdestärken	$\frac{1}{24}$	$\frac{1}{8}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{2}$	1
Beste Umdrehungszahl	150	120	100	80	70
Gasverbrauch in der Stunde cbm	0,30	0,60	0,80	1,10	1,80
Preis vollständig und verpackt M	300	400	600	800	1200.

Die beiden grössten Nummern wurden auch mit selbstthätiger Regelung versehen.

Mit solchem, $\frac{1}{6} e$ genannten Motor haben Frese und ich einige Bremsversuche vorgenommen, welche ergaben, dass die Maschine bei etwa 90 Umdrehungen in der Minute thatsächlich $\frac{1}{6} e$ leistete und dabei stündlich über 700 l Gas verbrauchte. Bei etwas stärkerer Leistung von $\frac{1}{5} e$ bei etwa 100 Umdrehungen stieg der Gasverbrauch auf fast 900 l. Meidinger¹⁾ bremste eine $\frac{1}{2} e$ Maschine und fand bei 81 Umdrehungen 0,45 e ; der Gasverbrauch berechnete sich für h und e auf 2118 l.

1) Badische Gewerbezeitung 1882, 285.

Dieser Verbrauch ist in der That sehr gross; man kann mit derselben Gasmenge bequem eine 2 e Maschine anderer neuerer Bauart betreiben — es könnte also die in Rede stehende Maschine höchstens dann empfohlen werden, wenn eine Gasmaschine anderer Art zu theuer ist, Platzmangel deren Aufstellung nicht erlaubt, oder wenn sie täglich nur ganz kurze Zeit gebraucht wird; Gründe, die aber auch nicht mehr zutreffend sind, seit man ganz kleine und billige, mit Verdichtung arbeitende, Maschinen kennt, welche viel besser arbeiten.

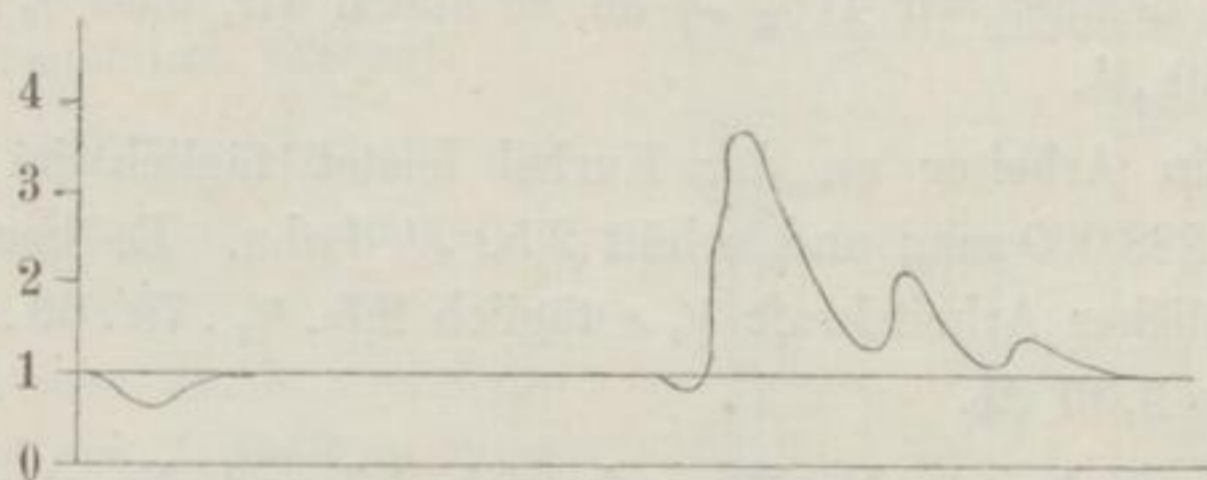


Abb. 18.

Uebrigens geht die kleine Maschine ganz gut, nur die Zündungsvorrichtung erfordert etwas Aufmerksamkeit; das Geräusch derselben ist zwar nicht ganz angenehm, aber doch nicht sehr störend, mit dem einer atmosphärischen Maschine nicht entfernt zu vergleichen. Die Regelmässigkeit aber lässt viel zu wünschen übrig. Ein Diagramm solcher Maschine ¹⁾ ist in Abb. 18 wiedergegeben.

Gegenüber der Menschenkraft oder einer kleinen Wassersäulenmaschine arbeiten so kleine Maschinen unter gewöhnlichen Verhältnissen recht günstig, wie folgende Rechnung beweist:

1. Eine Gasmaschine von $\frac{1}{6} e$ kostet 600 \mathcal{M} ; davon 15 % auf 300 Arbeitstage vertheilt, ergibt für Verzinsung, Abschreibung und Erhaltung täglich 30 \mathcal{S} . Es werden stündlich verbrannt ∞ 750 l Gas, dieses wird mit Berücksichtigung eines von der Gasanstalt meist gewährten Abschlages 15 $\mathcal{S} = 1$ cbm kosten, in 10 Arbeitsstunden wird also verbrannt für 112,5 \mathcal{S} . Wartung ist fast gar nicht nöthig, Schmiere wird wenig verbraucht; man wird eher zu viel als zu wenig annehmen, wenn man dafür täglich 47,5 \mathcal{S} setzt. Demnach kostet $\frac{1}{6} e$ täglich 1,90 \mathcal{M} .

1) Nach Slaby, Sitzungsbericht d. V. z. B. d. G. i. Pr. v. 3. 3. 1879.

2. Eine Wassersäulenmaschine von $\frac{1}{6} e$ kostet 250 \mathcal{M} ; davon 10 % auf 300 Arbeitstage vertheilt, ergibt für Verzinsung, Abschreibung und Erhaltung täglich $8\frac{1}{3} \mathcal{S}$. Nimmt man 75 % Nutzleistung an, so würde man zum Betriebe $\frac{1}{6} \cdot \frac{4}{3} = \frac{2}{9} e$, d. h. täglich $\frac{2}{9} \cdot 75 \cdot 60 \cdot 60 \cdot 10 = 600000$ mkg Arbeit gebrauchen, oder bei 20 m Druckhöhe $600000 : 20 = 30000$ kg = 30 cbm Betriebswasser. Von diesem möge 1 cbm mit 10 \mathcal{S} bezahlt werden; dann ergibt sich für Wasserverbrauch täglich 300 \mathcal{S} . Wartung und Schmierung ist sehr gering, noch geringer als bei der Gasmaschine; nehmen wir $41\frac{2}{3} \mathcal{S}$ an, so finden wir, dass $\frac{1}{6} e$ täglich kostet **3,50 \mathcal{M}** .

3. Ein Arbeiter an der Kurbel leistet täglich im Durchschnitt ¹⁾ 288 000 mkg und erhält 2,50 \mathcal{M} Lohn. Es kostet also in menschlicher Arbeitskraft $\frac{1}{6} e$ täglich $2,5 \cdot \frac{1}{6} \cdot 75 \cdot 60 \cdot 60 \cdot 10 : 288000 \approx$ **3,90 \mathcal{M}** .

Demnach kostet der Wasserbetrieb 1,5 und die menschliche Arbeitskraft 2mal so viel als die Gasmaschine. Dass diese Zahlen nur für ganz bestimmte Verhältnisse richtig sind, dass sie sich für andere Grundlagen, als Wasserpreis und Lohn, ganz anders stellen können, braucht wohl kaum betont zu werden. Andererseits stellt sich das Ergebniss bei Verwendung einer Gasmaschine neuerer Bauart noch beträchtlich günstiger.

Hock. Das Bestreben, die Gasmaschine von dem Vorhandensein einer Gasanstalt unabhängig zu machen, sie also an jedem beliebigen Orte anwenden zu können, hat frühe darauf geführt, flüssige Kohlenwasserstoffe zum Betriebe von Kraftmaschinen zu verwenden. Wenn man diese Petroleummaschinen nennt, so ist diese Bezeichnung mehr der Ausdruck dafür, was man anstrebt, als für das, was man erreicht hat. Denn thatsächlich kann man bisher keine Maschinen mit Petroleum betreiben; dasselbe verdunstet zu schwer und ist zu schwer zündbar. Vielmehr verwendet man stets leichte Kohlenwasserstoffe von der Dichte $\approx 0,7$, man würde also besser Benzinmaschinen sagen, und in der That haben neuere Schriftsteller, wie z. B. Knoke, diese Bezeichnung eingeführt und auch die Deutzer Gasmotorenfabrik bedient sich dieses Ausdrucks.

1) Rühlmann, Allgemeine Maschinenlehre I, 287.

Alle die Maschinen unterscheiden sich grundsätzlich gar nicht von der Gasmachine; durch Zerstäubung des flüssigen Kohlenwasserstoffes in Luft oder durch Schwängerung von Luft mit solchem, indem man erstere durch einen mit letzterem gefüllten Behälter saugt oder drückt, wird ein brennbares Gasgemisch erzeugt.

Die ältesten Versuche mit solchen Maschinen scheinen in Amerika gemacht zu sein; weiteren Kreisen wurde zuerst die Maschine von J. Hock in Wien bekannt, welche mehrfach ausgeführt, heute aber ganz verlassen ist.

Die Anordnung derselben ist ziemlich umständlich. Im Grundrisse Abb. 19¹⁾ ist *A* ein Cylinder, in dem sich ein Tauchkolben bewegt, welcher mittels Pleuelstange auf eine gekröpfte Welle arbeitet. Hinter diesem Cylinder steht der Benzinbehälter *B*; dieser ist mit dem Flüssigkeitsstandzeiger *a* (Abb. 20) und einem hohlen stellbaren Blechcylinder *b* ausgerüstet; letzterer dient zur Einstellung des Flüssigkeitsspiegels zur Regelung der Ausflussgeschwindig-

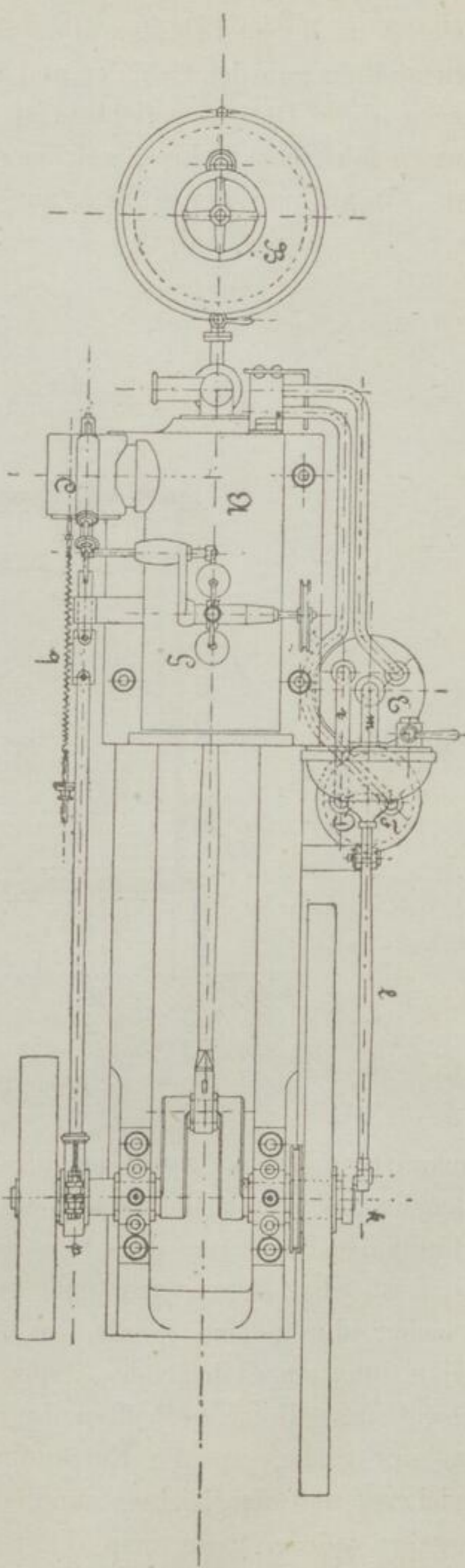


Abb. 19.

1) Zeitschrift d. V. d. I. 1875, 107. Dingler 212, 198.

Schöttler, Gasmachine.

keit. Von diesem Behälter führt das mit einem Absperrhahn versehene Rohr *c* in den Cylinder und endet hier in die Düse *d*. Schräg gegen diese Düse *d* gerichtet ist eine zweite Düse *e* eines nach aussen führenden Rohres, welches durch die Klappe *f* abschliessbar ist. Wenn nun der Kolben aus einer inneren Totpunktstellung

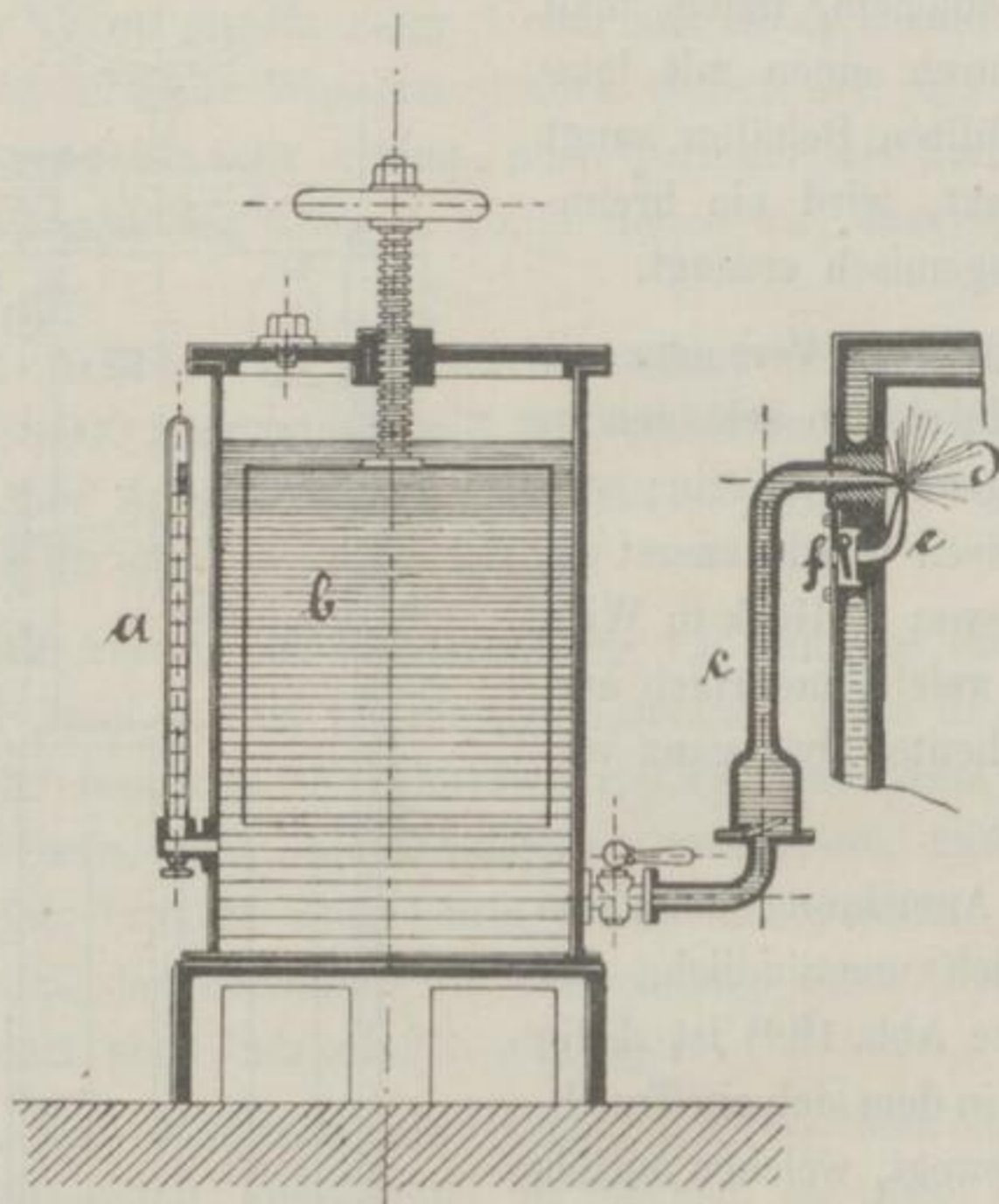


Abb. 20.

auswärts geht, so saugt er durch die Düse *d* einen Strahl von Benzin und durch die Düse *e* einen Luftstrahl an; letzterer zerstäubt das Benzin, so dass sich ein brennbares Gas bildet. Dieses Gas ist aber sehr reich und bedarf noch eines Luftzuschusses, welcher durch eine zweite, in dem am Cylinder angebrachten Klappenkasten *C* liegende Klappe *g* (Abb. 21) eingelassen wird. Der Grund dieser getheilten Luftversorgung ist wohl, dass man an der Stelle, wo die Entzündung eingeleitet werden soll, ein reicheres und also leichter zündbares Gemisch haben will, als sich ergeben würde, wenn man die sämtlich zuzuführende Luft zur Zerstäubung benutzte.

Nachdem der Kolben $\frac{1}{3}$ bis $\frac{1}{2}$ seines Hubes zurückgelegt hat, wird die Ladung entzündet. Das geschieht so: im Boden des

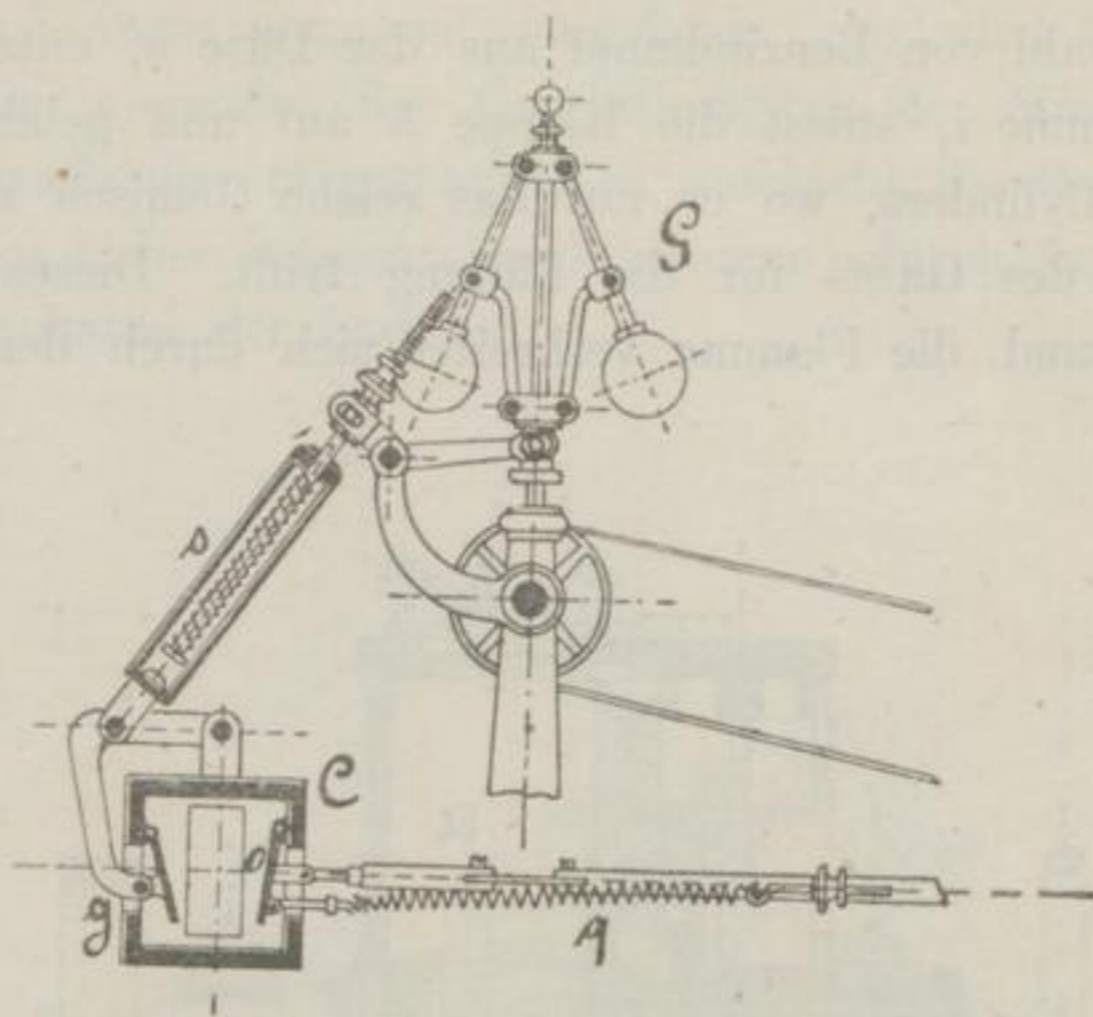


Abb. 21.

Cylinders ist eine zweite Klappe h (Abb. 22) angebracht, vor der die Zündflamme i brennt. Durch die Kurbel k und die Druck-

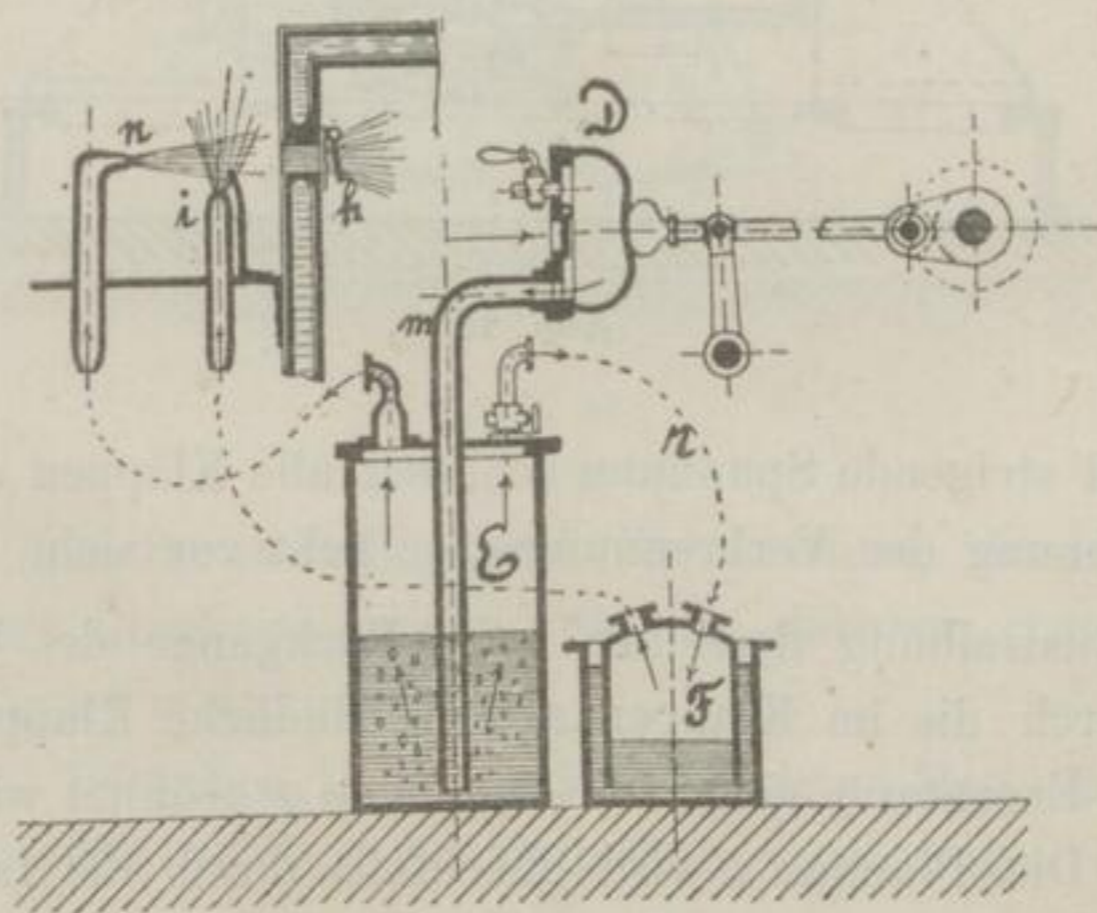


Abb. 22.

stange l wird nun die Gummiballpumpe D bewegt, deren Druckleitung m in das Benzingefäß E führt. Die durch das Benzin

3*

tretende Luft schwängert sich hier mit Brennstoff und gelangt durch die Düse *n*, welche der Zündklappe *h* gegenüberliegt, zum Austritte. Sobald also der Gummiball zusammengedrückt wird, tritt ein Strahl von Benzindampf aus der Düse *n*, entzündet sich an der Flamme *i*, stösst die Klappe *h* auf und gelangt in das Innere des Cylinders, wo er auf das reiche Gemisch an der Bildungsstelle des Gases für die Füllung trifft. Dieses entzündet sich leicht und die Flamme verbreitet sich durch den Cylinder.

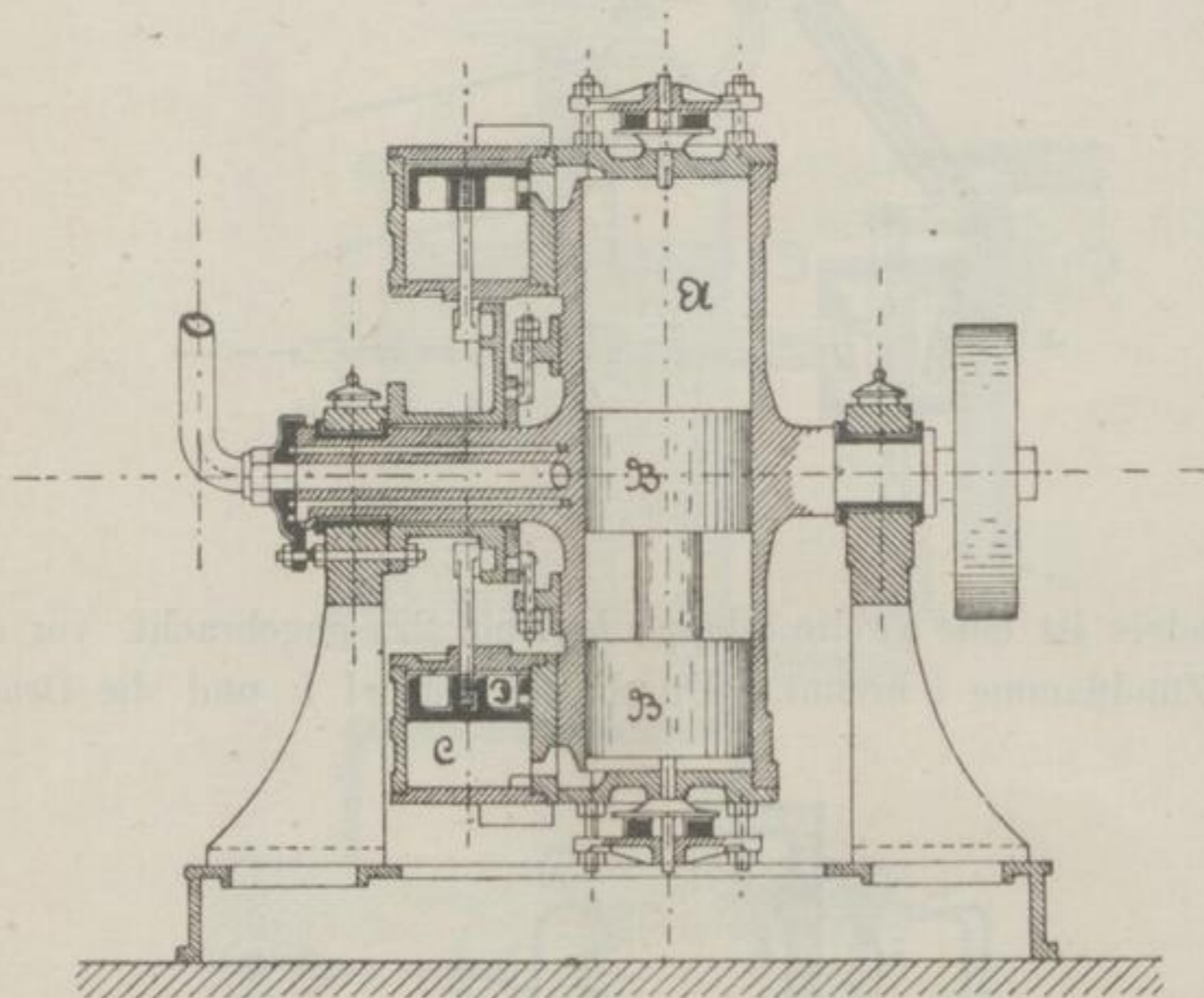


Abb. 23.

Die schnell steigende Spannung schliesst alle Klappen selbstthätig: die Ausdehnung der Verbrennungsgase geht vor sich.

Die Austreibung derselben beim Rückgange des Kolbens geschieht durch die im Klappenkasten befindliche Klappe *o*, welche durch das Excenter *p* gegen die Zugfeder *q* geöffnet wird (Abb. 19 und 21). Die Flamme *i* wird gleichfalls durch die Luftpumpe *D* gespeist; damit sie beständig brennt, ist in die Speiseleitung *r* aber noch ein Windkessel *F* geschaltet.

Die Regelung der Maschine wird mit Hilfe der Luftklappe *g*, welche durch die Feder *s* belastet ist, bewirkt. Je nachdem diese

Feder mehr oder weniger gespannt ist, wird sich die Klappe schwerer oder leichter öffnen und also weniger oder mehr Luft in den Cylinder lassen. Je mehr Luft aber eintritt, desto weniger Benzin wird angesaugt, und umgekehrt. Es wird nun die Belastungsfeder s gemäss der Geschwindigkeit der Maschine durch den Fliehkraftregler G gespannt, es geschieht die Regelung also, wie bei den bisher betrachteten Maschinen, durch Aenderung des Brennstoffgehaltes der Ladung.

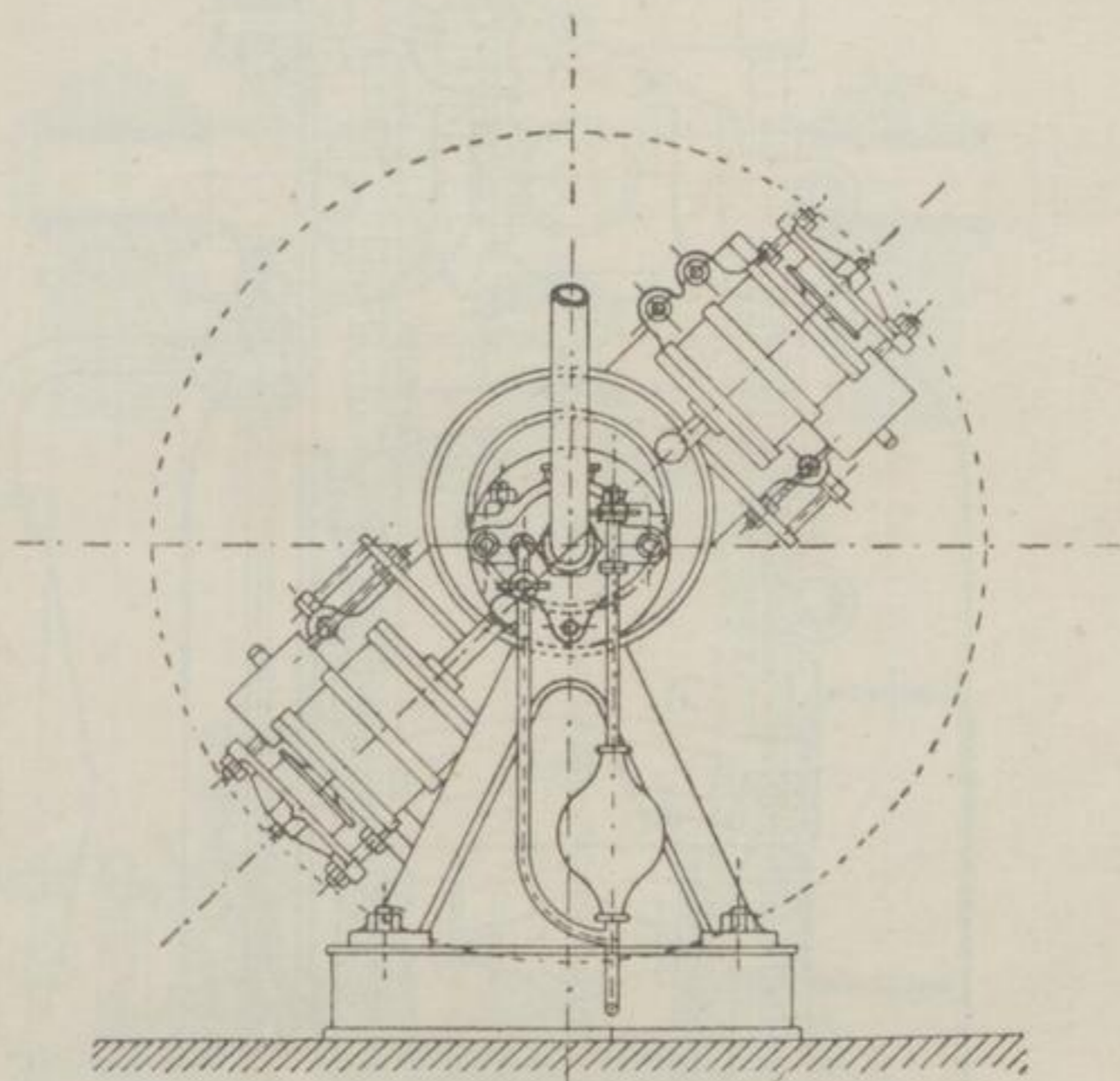


Abb. 24.

Ueber den Benzinbedarf und die Leistung dieser Maschine liegen sichere Ergebnisse nicht vor; die darüber gemachten Angaben sind ganz unwahrscheinlich.

Ravel. Im Jahre 1878 wurde eine kleine Maschine bekannt, welche ihres ganz eigenartigen Gedankenganges wegen Erwähnung verdient. Sie ist durch die Skizzen Abb. 23 und 24¹⁾ erläutert. Wir haben einen Cylinder A , welcher sich um eine Querachse

1) Maschinenbauer 1878, 13, 257 aus Oppermann, Portef. des machines.

dreht. In diesem Cylinder befindet sich ein durch eine Stange
verbundenes Kolbenpaar *BB*; Buffervorrichtungen verhindern ein

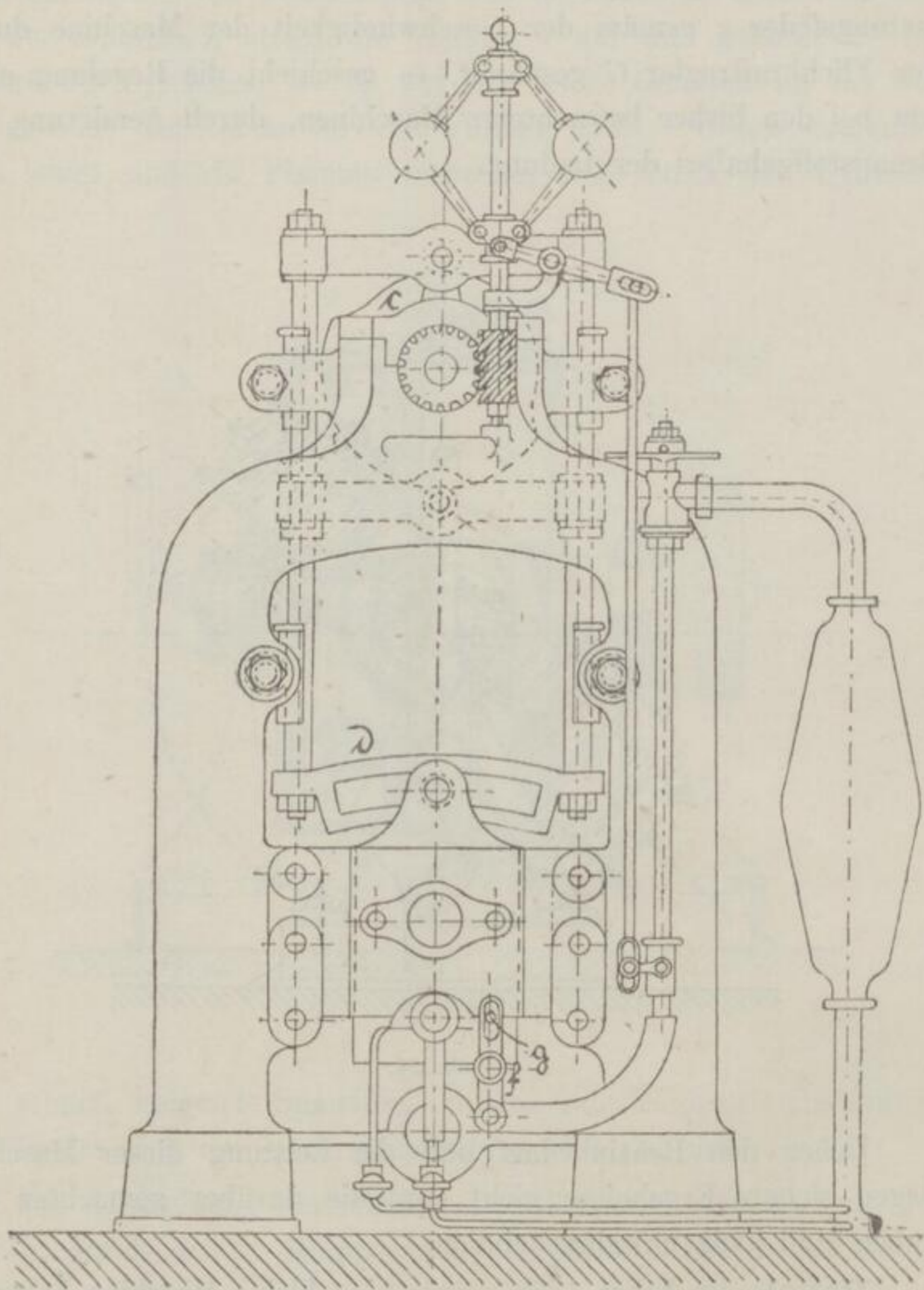


Abb. 25.

heftiges Anschlagen desselben gegen die Deckel. Fest mit dem
Cylinder *A* verbunden sind zwei weitere Cylinder *CC*, Sauge-
cylinder genannt, welche mit Kolbenschiebern *DD* versehen sind,

die von der Achse ab durch eine genutete Scheibe bewegt werden. Die Saugcylinder sind mit den Enden des Cylinders *A* durch Kanäle verbunden. Während der Umdrehung nun saugt der Kolben *D* des Cylinders *C* Gasgemisch an, so dass dieser, in seiner tiefsten Stellung angelangt, gefüllt ist. Das Kolbenpar *BB* be-

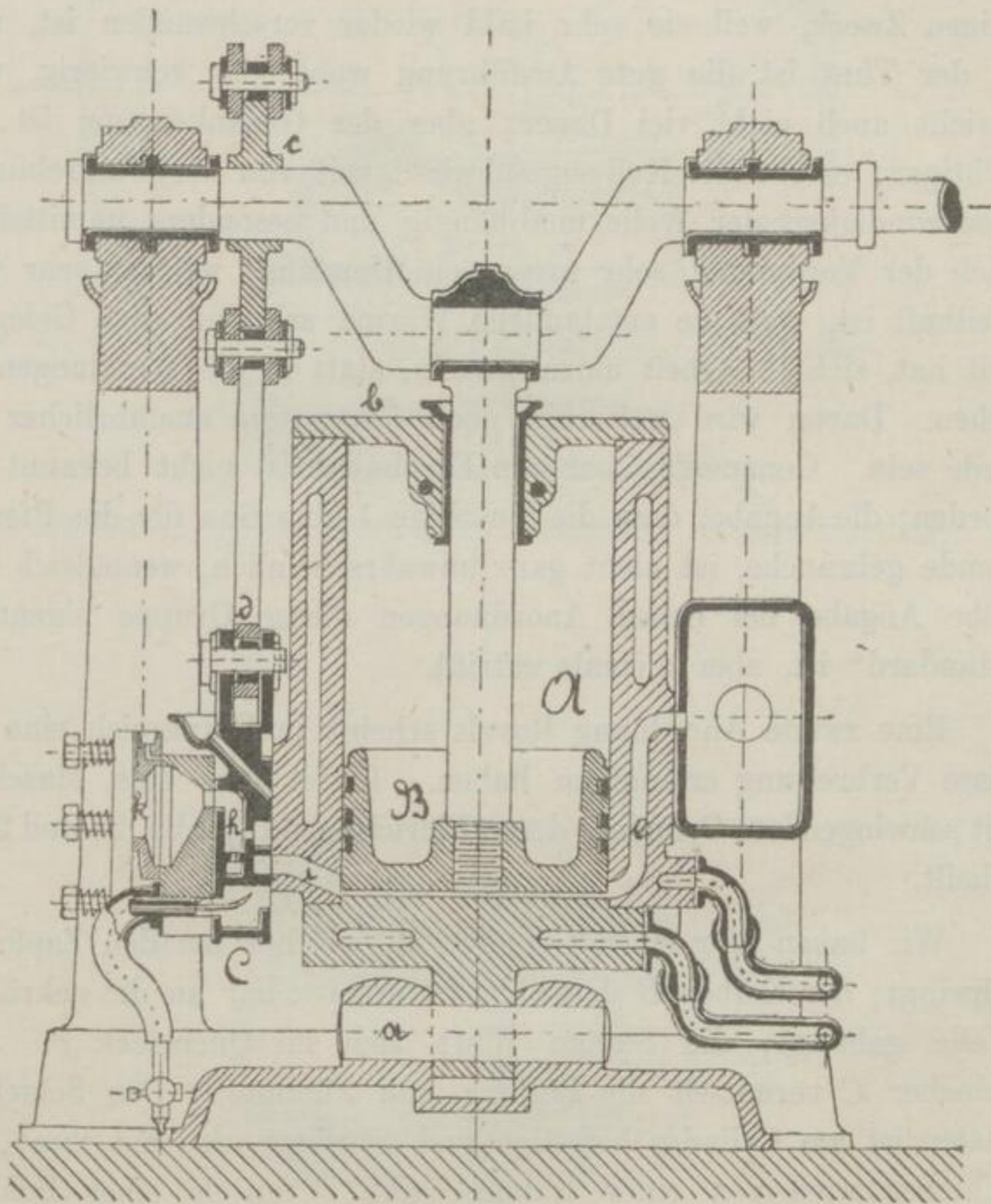


Abb. 26.

findet sich in tiefster Stellung. Wird nun die Zündung eingeleitet, so wird das Kolbenpar *BB* emporgeschleudert, und da dasselbe sehr schwer ist, der Schwerpunkt des Cylinders über die Achse

verlegt. Das Gleichgewicht wird also ein labiles und infolge der lebendigen Kraft der Drehbewegung erhalten wir also ein Drehmoment in der Bewegungsrichtung, welches den Cylinder um seine Querachse dreht. Die Wirkung dieser eigenthümlichen Maschine ist also eine mittelbare: durch die Verpuffung des Gases wird ein Gewicht gehoben, welches, herabsinkend, die Umdrehung bewirkt, also Arbeit leistet. Ravel nannte sie „Maschine mit veränderlichem Schwerpunkt“. Auf die Einzelheiten einzugehen, hat wohl keinen Zweck, weil sie sehr bald wieder verschwunden ist, und in der That ist die gute Ausführung wohl sehr schwierig, verspricht auch nicht viel Dauer; aber der Gedankengang ist ein richtiger; es ist die Kolbengeschwindigkeit von der Umdrehungsgeschwindigkeit der Welle unabhängig und besonders unmittelbar nach der Verpuffung sehr gross, ein Umstand, welcher sehr vortheilhaft ist, weil die entstandene Wärme sehr günstige Gelegenheit hat, sich in Arbeit umzuwandeln, statt in die Wandungen zu gehen. Davon wird weiterhin noch öfters und ausführlicher die Rede sein. Genaueres über die Ergebnisse ist nicht bekannt geworden; die Angabe, dass die Maschine 1 cbm Gas für die Pferdestunde gebrauche, ist nicht ganz unwahrscheinlich, wengleich dieselbe Angabe bei neuen Anordnungen dieser Gruppe eigentlich „standard“ ist, aber niemals zutrifft.

Eine zweite Anordnung Ravels scheint in Frankreich eine gewisse Verbreitung erlangt zu haben. Es ist dies eine Maschine mit schwingendem Cylinder, deren Einrichtung aus Abb. 25 und 26 ¹⁾ erhellt.

Wir haben hier einen Cylinder *A*, welcher um den Zapfen *a* schwingt; der Kolben *B* desselben ist unmittelbar an die gekröpfte Welle gehängt, die Stange führt sich im Querstück *b*. Ein Schieber *C* vermittelt die Füllung und Zündung. Der Schieberkasten ist am Cylinder befestigt und schwingt also mit ihm; der Schieber wird von einer Kammscheibe *c* mittels eines Schleifbogens *d*, dessen Mittel selbstredend im Zapfenmittel liegt, gesteuert. Das Ausblasen erfolgt ohne Hilfe eines Schiebers durch den Kanal *e*, welcher durch die Schwingung des Cylinders selbst

1) Richard, les moteurs à gaz, Paris 1885, Dunod, 104.

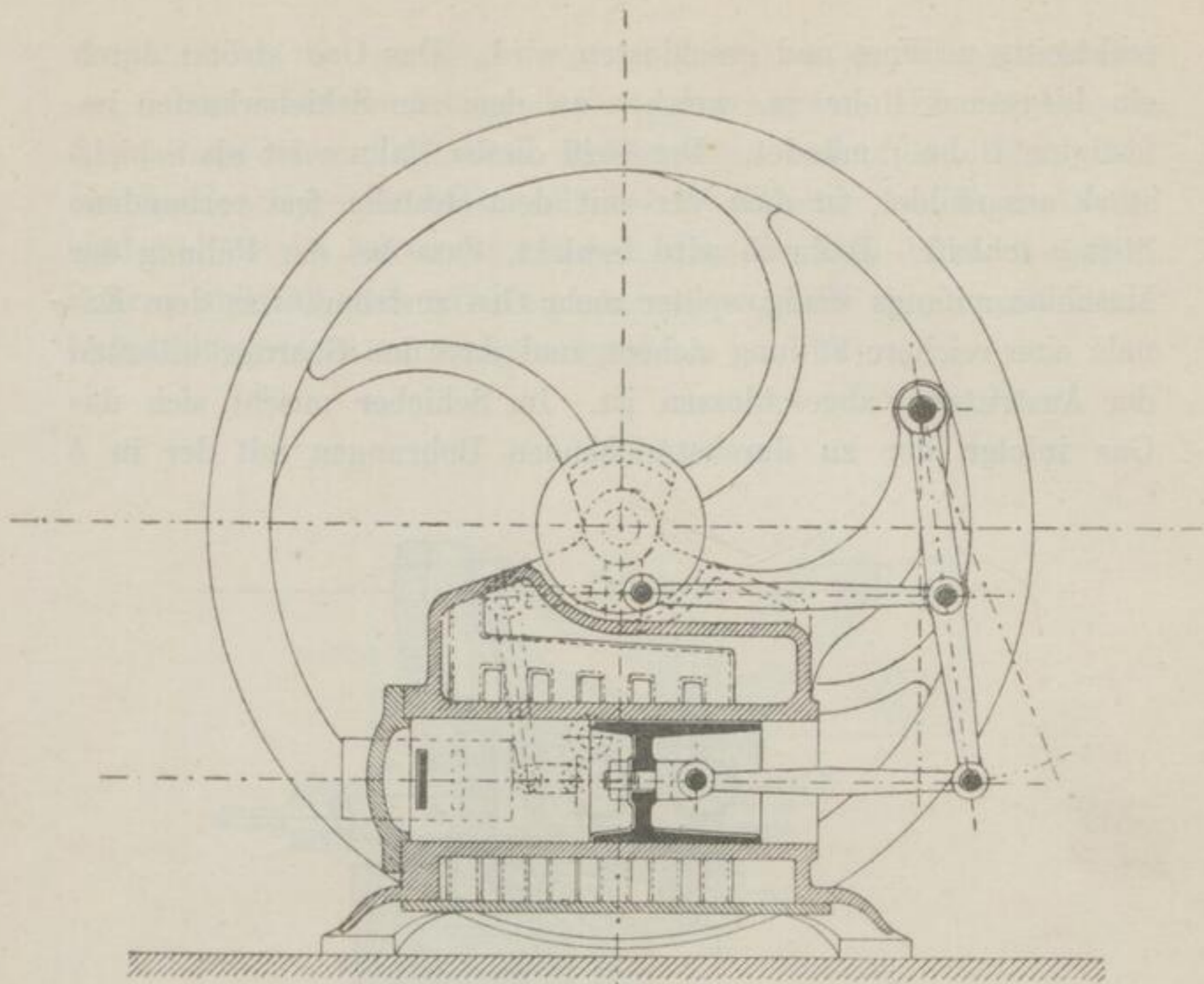


Abb. 27.

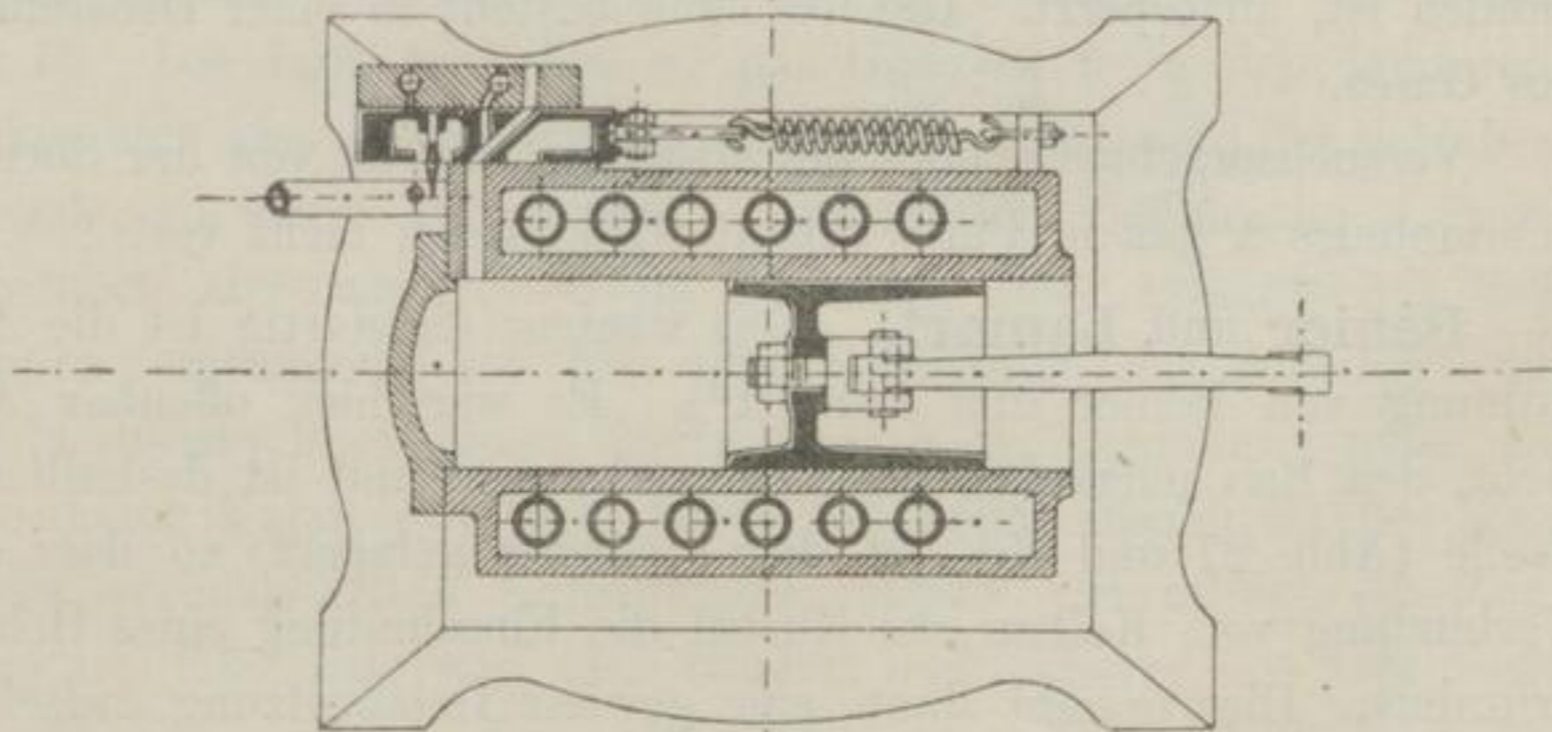


Abb. 28.

rechtzeitig geöffnet und geschlossen wird. Das Gas strömt durch ein biegsames Rohr zu, welches an dem am Schieberkasten befestigten Hahn f mündet. Der Griff dieses Hahnes ist als Schleifstück ausgebildet, in dem der mit dem Gestelle fest verbundene Stift g schleift. Dadurch wird bewirkt, dass bei der Füllung der Maschine anfangs wenig, später mehr Gas zuströmt, was dem Kanale eine reichere Füllung sichert, und dass das Gasrohr während der Austrittszeit abgeschlossen ist. Im Schieber mischt sich das Gas infolge der zu durchstreichenden Bohrungen mit der in h

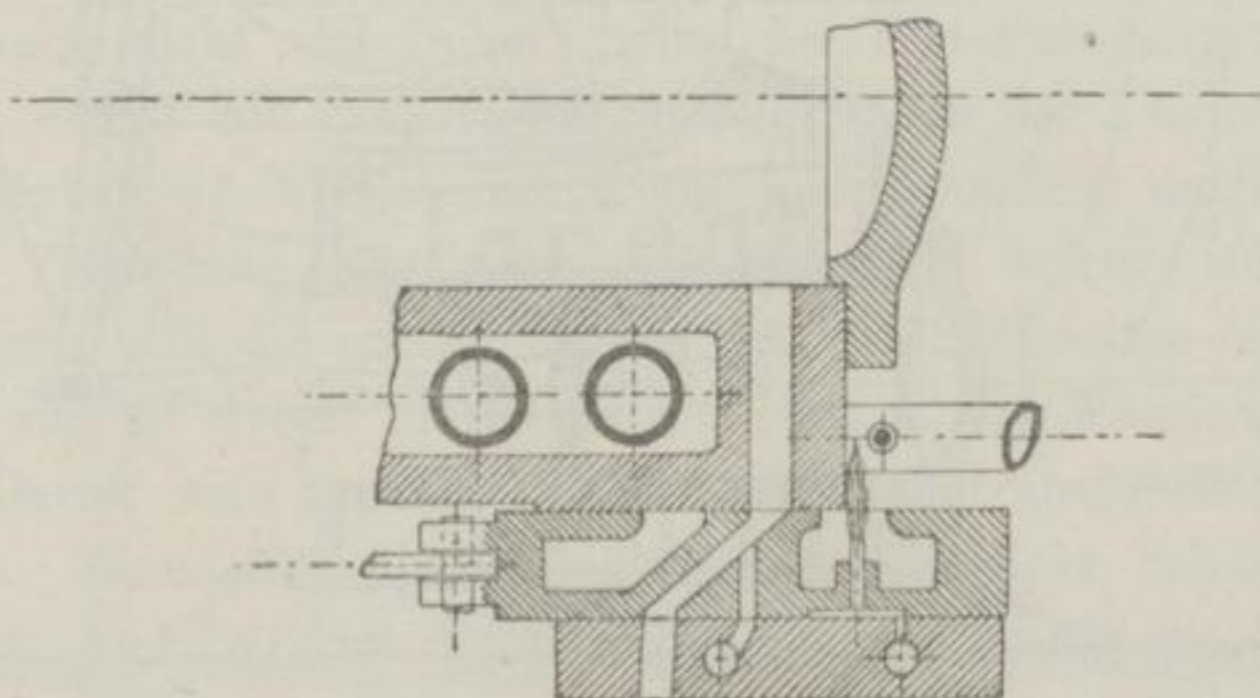


Abb. 29.

hinzutretenden Luft und gelangt durch den Kanal i in den Cylinder. Die Oeffnung für den Lufteintritt wird während des Ausblasens durch das Verschlussstück k , welches mit dem Gestell verbunden ist, abgesperrt. Die Regelung besteht in einer Drosselung des Gases.

Versuchsergebnisse über die Maschine, welche von der Société des moteurs à gaz in Paris gebaut wird, liegen nicht vor.

Bénier und **Lamart**. Weit weniger eigenartig ist die Anordnung von Bénier und Lamart¹⁾. Es war hier offenbar Absicht, den Bau möglichst zusammenzudrängen und ist deshalb die Welle (Abb. 27 und 28) auf dem Cylinder gelagert, so dass die Verbindung vom Kolben zur Kurbel die Einschaltung eines Hebels erfordert. Dies ergibt dann eine gewisse Uebersetzung zwischen Kurbelkreisdurchmesser und Kolbenhub, welche im vorliegenden Falle etwa 1:2 ist. Die Schiebereinrichtung, Abb. 29, ist leicht

1) Richard a. a. O. 109.

verständlich; die Schieberbewegung geht von einer Kammscheibe aus. Die Kühlung ist sonderbar eingerichtet. Im Kühlwasser liegen ringförmige Luftrohre, welche oben und unten offen sind; die durchstreichende Luft soll das Kühlwasser am Kochen verhindern. Es ist schwer zu glauben, dass die Luft durch die engen Röhren streicht und nicht einzusehen, weshalb eine unmittelbare Luftkühlung nicht vorgezogen wurde.

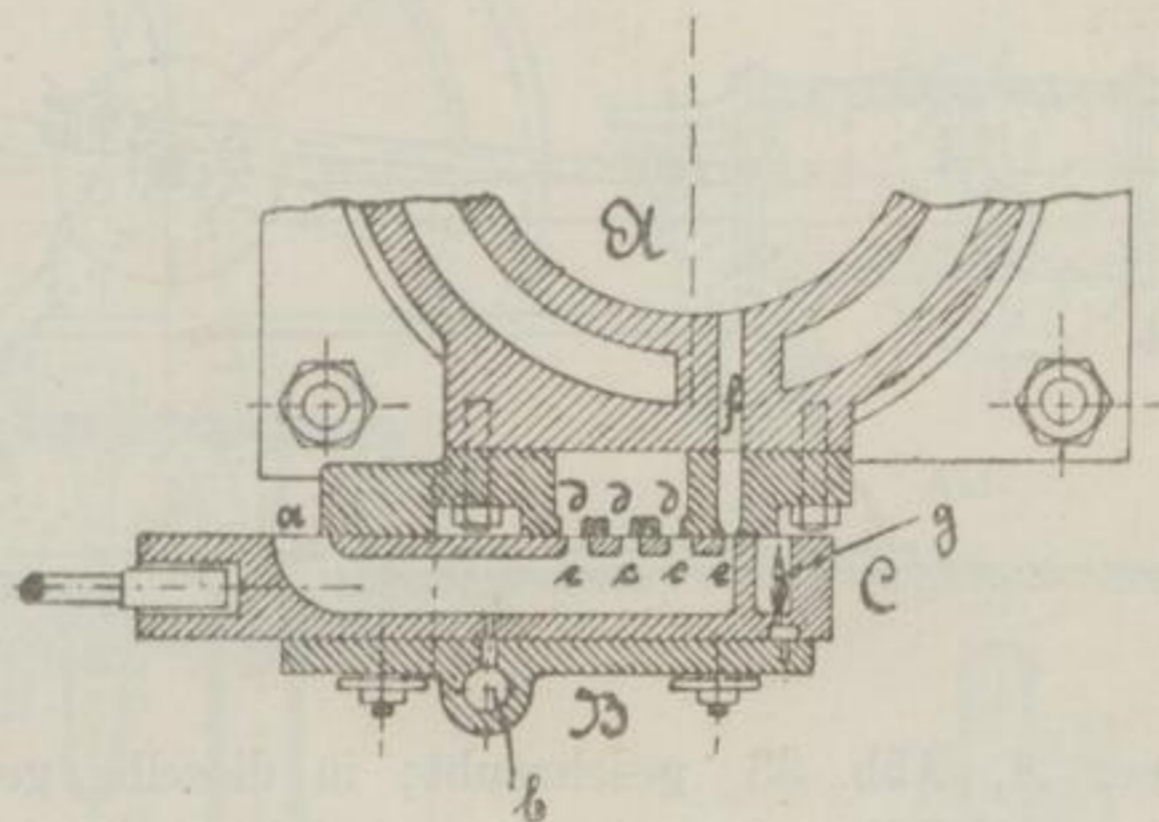


Abb. 30.

Mehr Beachtung dürfte die Schieberereinrichtung verdienen, welche die Erbauer in ihrem zweiten deutschen Patente ¹⁾ angeben. Ein stehender Cylinder *A* (Abb. 30) ist mit einem Schieberkasten *B* versehen; in diesem bewegt sich der Schieber *C*. Die Luft tritt bei *a*, das Gas bei *b* in den letzteren; decken sich also seine Oeffnungen *ccc* mit denen *ddd* des Schieber- spiegels, so saugt der Kolben. Ausser den Oeffnungen *c* findet sich noch eine weitere, *e*, im Schieber; diese arbeitet mit dem Kanale *f* zusammen, welcher beim Rückgange des Schiebers mit der in diesem brennenden Zündflamme *g* in Verbindung tritt. Da nun dieser Kanal *f* in der Mitte des beim Abschlusse des Eintrittes zurückgelegten Kolbenweges mündet, so erfolgt die Zündung von der Mitte aus, also rascher und sicherer, als vom Ende ab. Die Anwendung dieses Rostschiebers setzt natürlich ein besonderes Ausblaseventil voraus.

1) Eng. 54, 272.

Ewins und Newman. Die Gasmachine von Ewins und Newman ¹⁾ ist in den Abb. 31 und 32 dargestellt; das Eigenartige an ihr ist die Zündvorrichtung. An den hinteren Theil des Cylinders ist eine

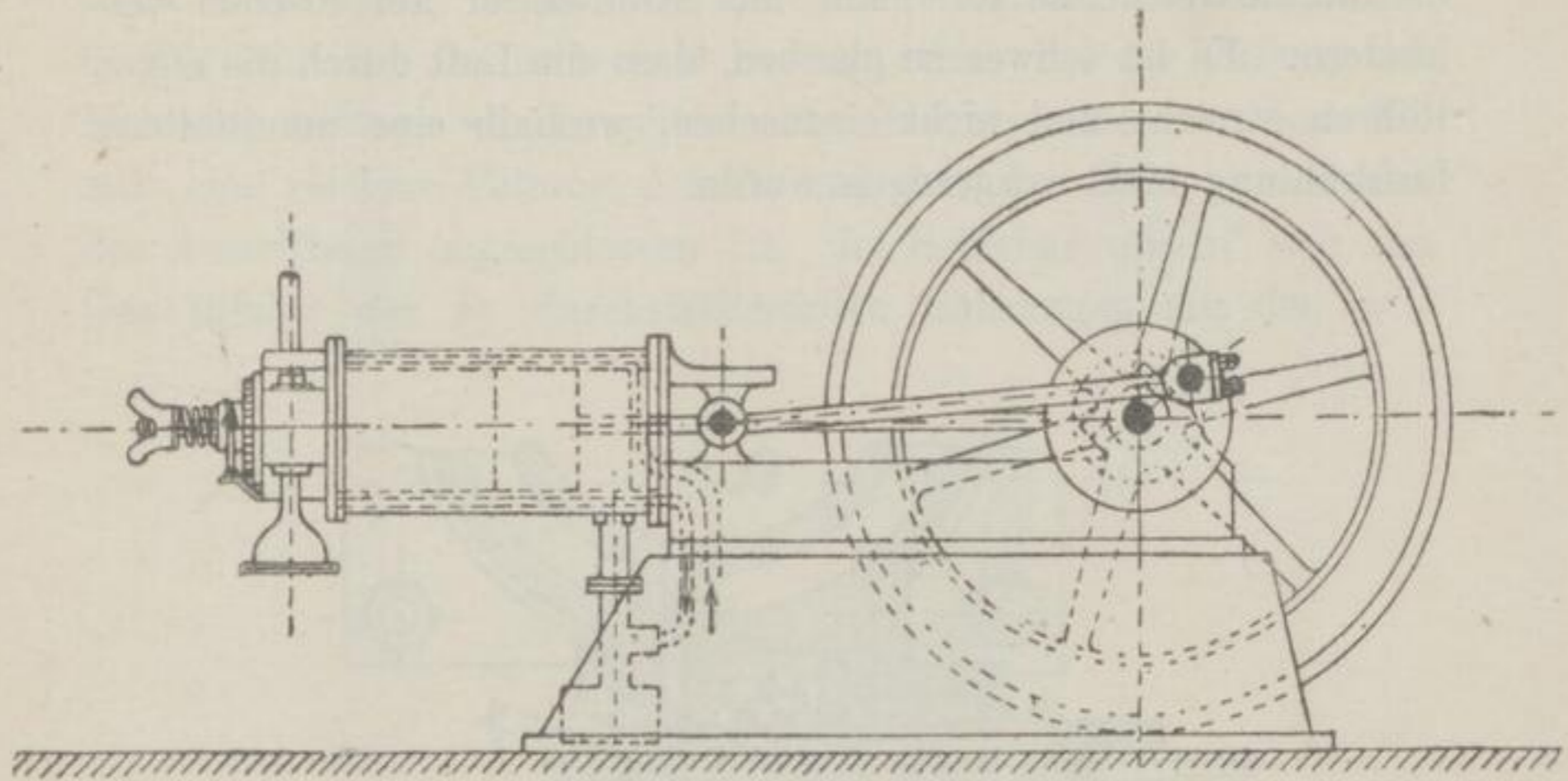


Abb. 31.

Mischkammer *A*, Abb. 33, geschraubt; in dieselbe gelangt die Luft durch das Ventil *a*, das Gas durch das Ventil *b*; sie ist von dem Cylinder durch eine Klappe getrennt. Geht der Kolben vor-

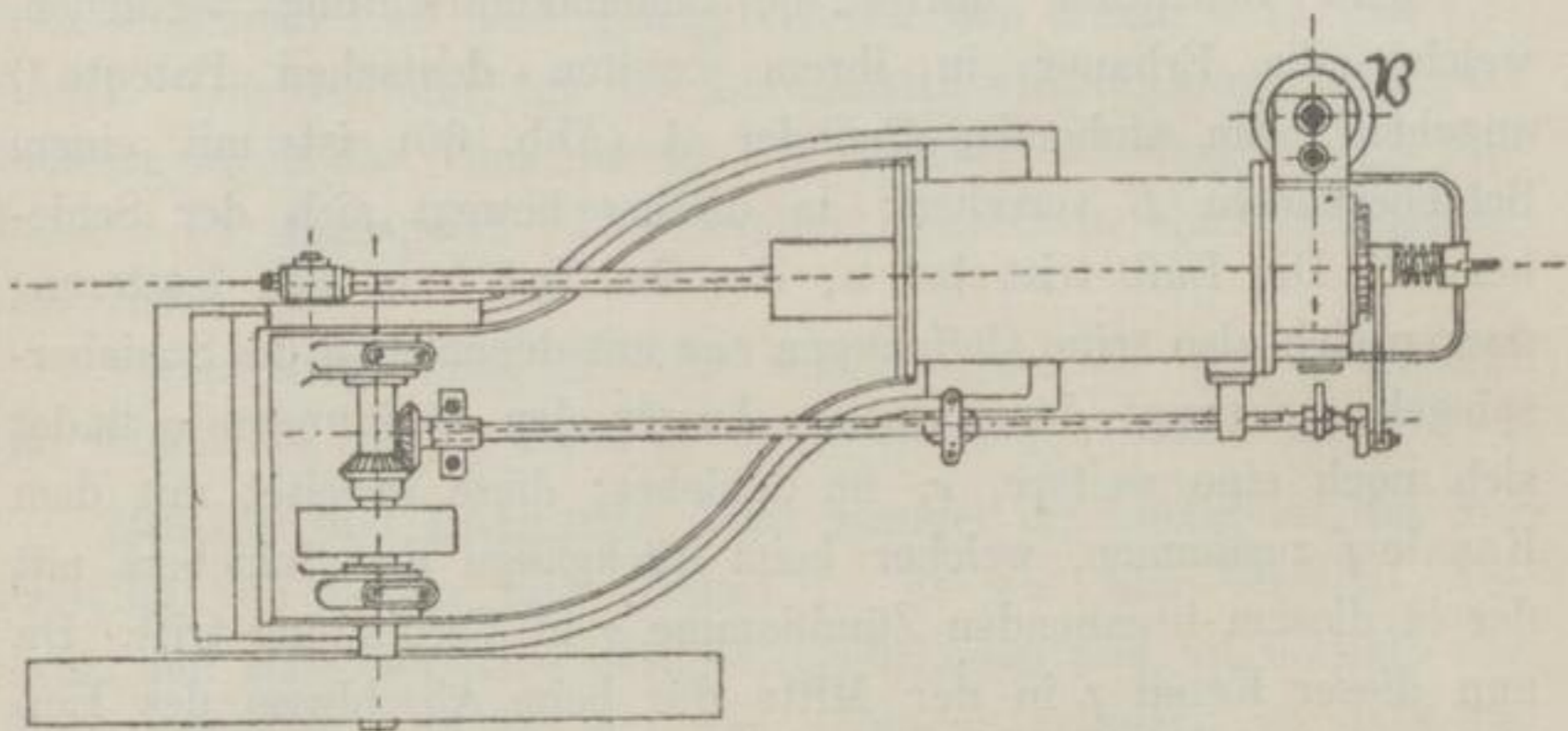


Abb. 32.

wärts, so saugt er das Gemisch an; dasselbe wird durch eine ausserhalb des Cylinders brennende Zündflamme zur Verpuffung gebracht, sobald die Zündscheibe, Abb. 34, so steht, dass ein

1) Eng. 1882, 54, 272; daraus Glasers Annalen 1883, 12, 42; Dingler 247, 11.

Schlitz derselben mit dem im Cylinderboden der Flamme gegenüber angebrachten Schlitze sich deckt. Die Steuerung dieser Scheibe geschieht durch einen einfachen Sperrmechanismus von der Steuerwelle aus. Die Verbrennungsgase werden beim Kolbenrückgange durch das Ventil Abb. 35, welches gleichfalls von der Steuerwelle ab bewegt wird, ausgetrieben. Die Anordnung bezweckt

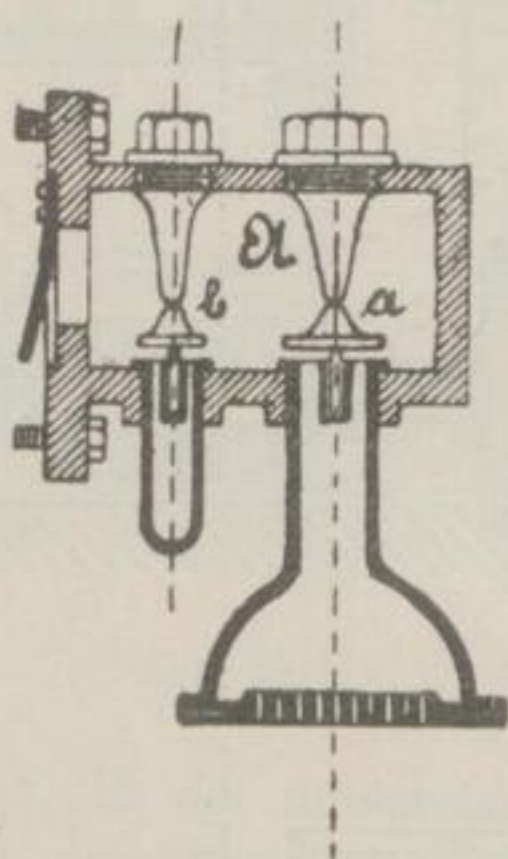


Abb. 33.

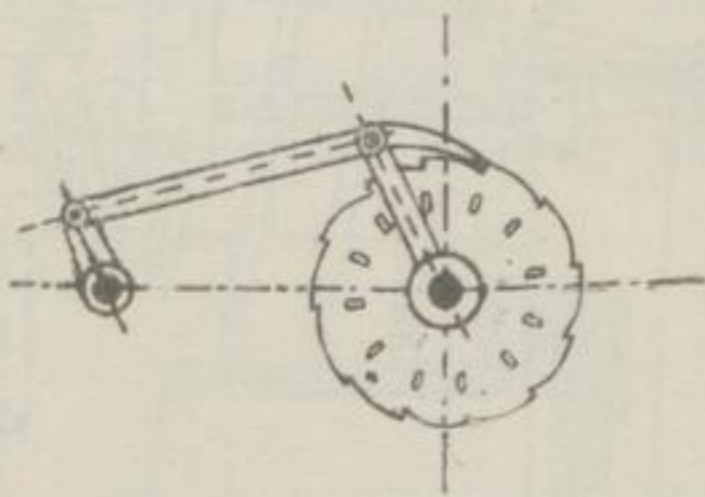


Abb. 34.

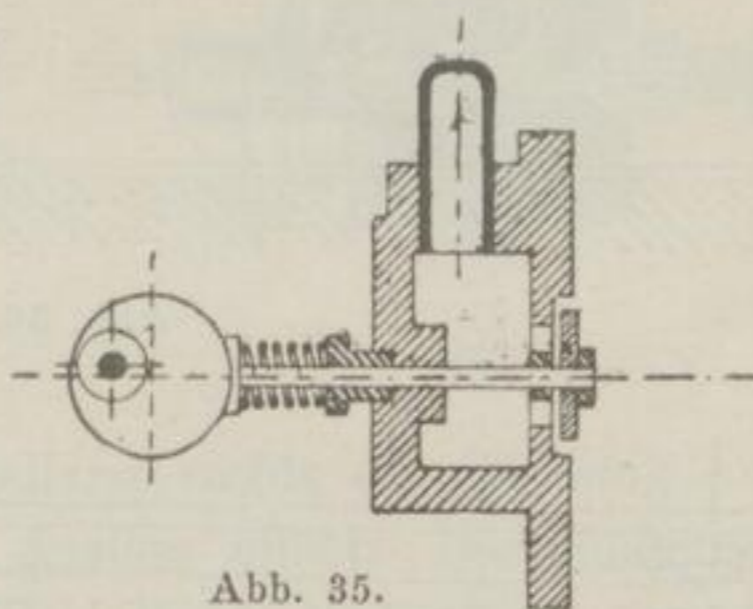


Abb. 35.

offenbar, die Maschine schneller laufen lassen zu können, als das bei den bisher gebauten derartigen kleinen Maschinen der sicheren Zündung wegen möglich war; und man kann annehmen, dass diese Absicht auch erreicht werden wird. Ein Uebelstand dürfte sich im Betriebe bald geltend machen; die Klappe zwischen Cylinder und Ventilkasten ist zu schwer zugänglich.

Forest. Das Getriebe ist hier (Abbildungen 36 bis 39)¹⁾ ein ähnliches wie bei Bénier und Lamart, nur fällt die Uebersetzung weg. Die Maschine ist also zwar kurz, aber verhältnissmässig breit. Die Kühlung wird durch an den Cylinder gegossene Rippen bewirkt, deren Schraubenform unver-

1) Ann. ind. 1883, 15,2, 686.

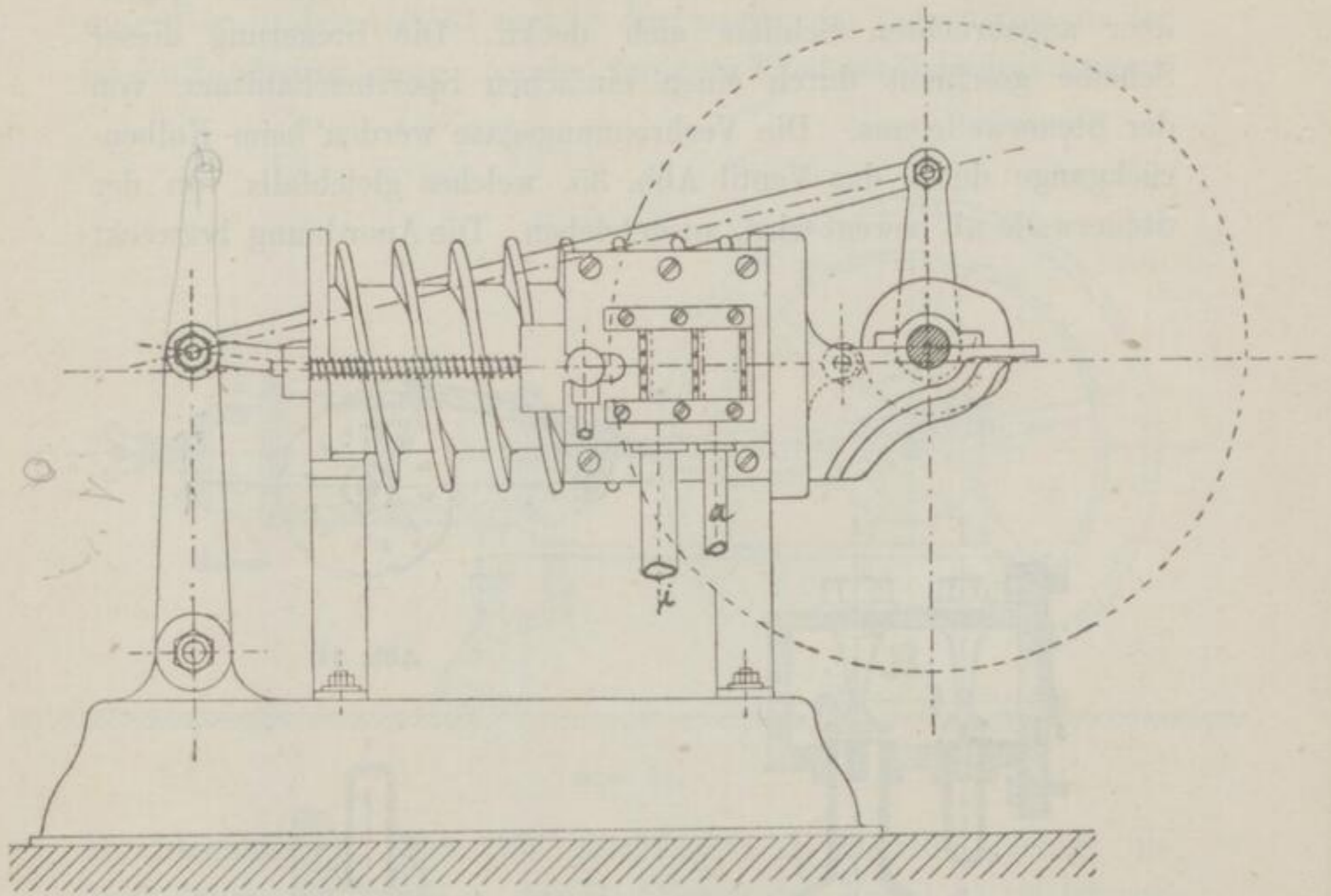


Abb. 36.

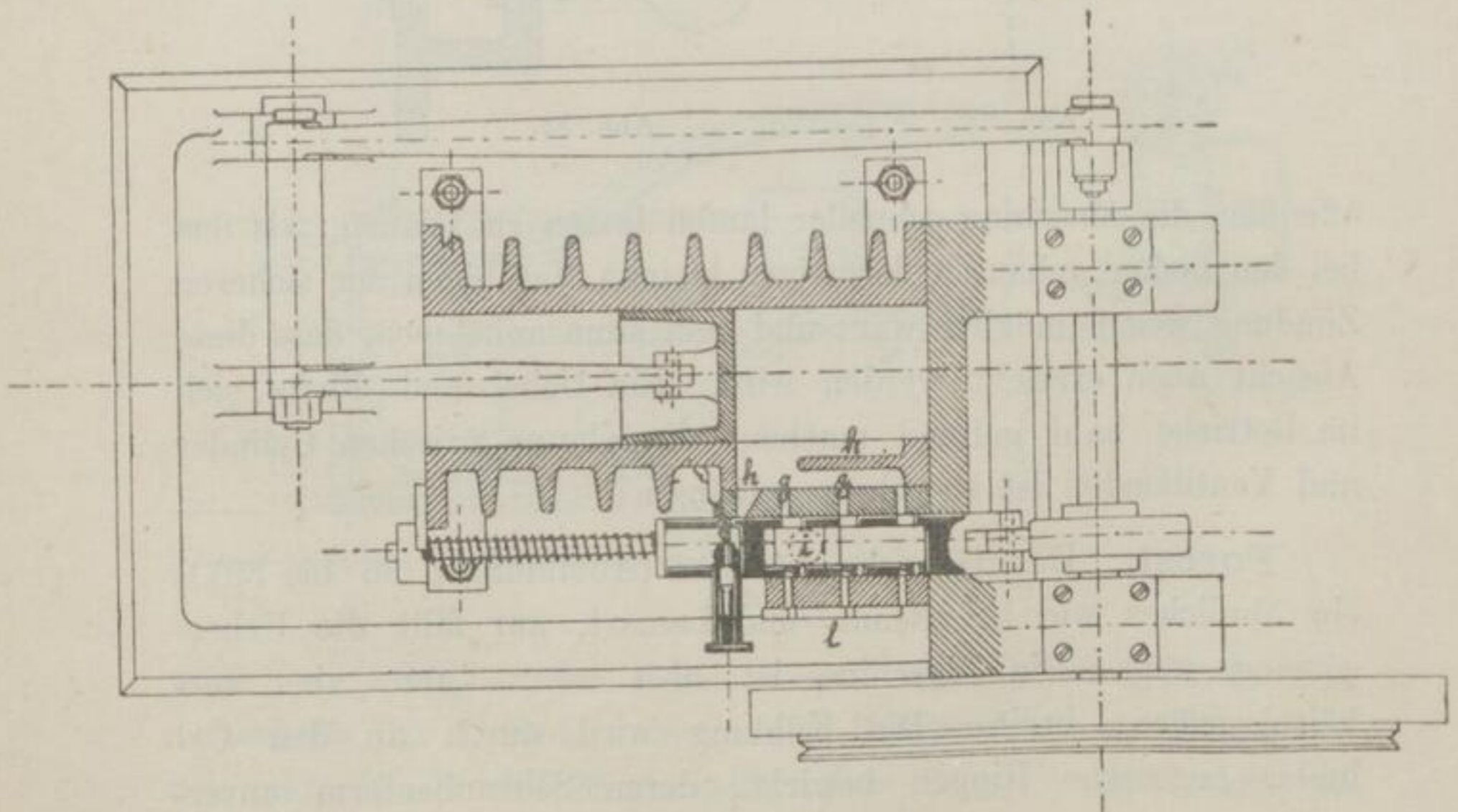


Abb. 37.

ständig bleibt. Speisung, Zündung und Ausblasen vermittelt ein Schieber, welcher von einer Kammscheibe gegen eine Druckfeder gesteuert wird. Die Speisung entspricht der oben erwähnten Anordnung von Bénier und Lamart; das Gas tritt auf dem Wege *abc*, die Luft auf dem Wege *def* in die Mischkammer des Schiebers; das Gemisch gelangt durch die Oeffnungen *g* in den Cylinder. Die Zündung wird durch die Oeffnung *h* bewirkt, das Ausblasen geschieht durch die Oeffnung *i*. Es muss also der Schieber so gesteuert werden, dass er in der äussersten Stellung links die

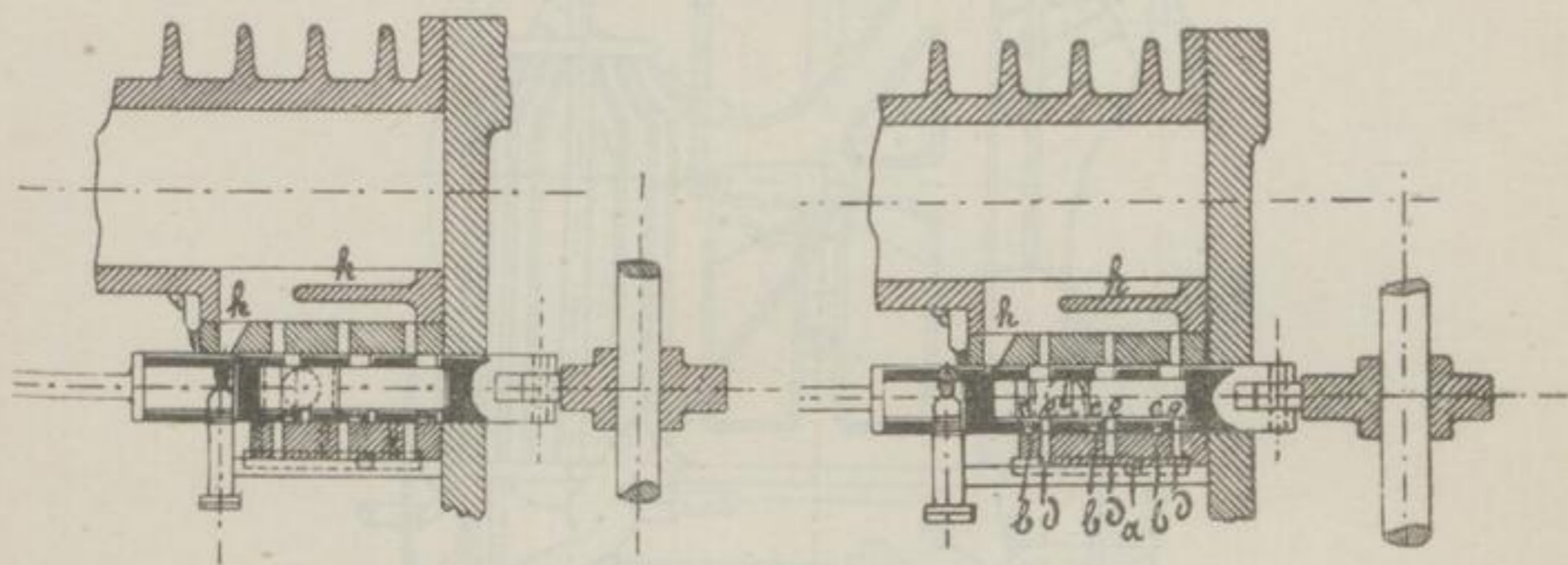


Abb. 38.

Abb. 39.

Füllung, in der äussersten Stellung rechts die Zündung bewirkt und in der Mittelstellung den Auslass öffnet. Die Zündung wird gesichert, indem die Zunge *k* dem Gemisch die Richtung an der Zündöffnung vorbei anweist. Die Regelung wird durch Verstellung der Platte *l*, welche die Luftöffnungen mehr oder weniger zustellt, bzw. durch einen Gashahn bewirkt. Man kann also hier das richtige Mischungsverhältniss auch bei geringerer Arbeitsleistung beibehalten.

Economic Motor Cie.¹⁾ Der in New-York von der genannten Gesellschaft gebaute Economic Motor wird durch die Abbildungen 40 bis 42 versinnbildlicht. Die Maschine ist stehend angeordnet, die Verbindung des Kolbens mit der Kurbel durch Vermittelung eines einarmigen Balanciers erreicht und folglich eine Uebersetzung zwischen Kolbenhub und Kurbelkreisdurchmesser vorhanden. Die Steuerung ist eine der Bisschopschen

1) Knoke, die Kraftmaschinen des Kleingewerbes, Berlin 1887, 170.

nahestehende Kolbensteuerung, die Zündung der Bisschopschen ganz ähnlich. Die Regelung erfolgt durch Gasdrosselung, welche

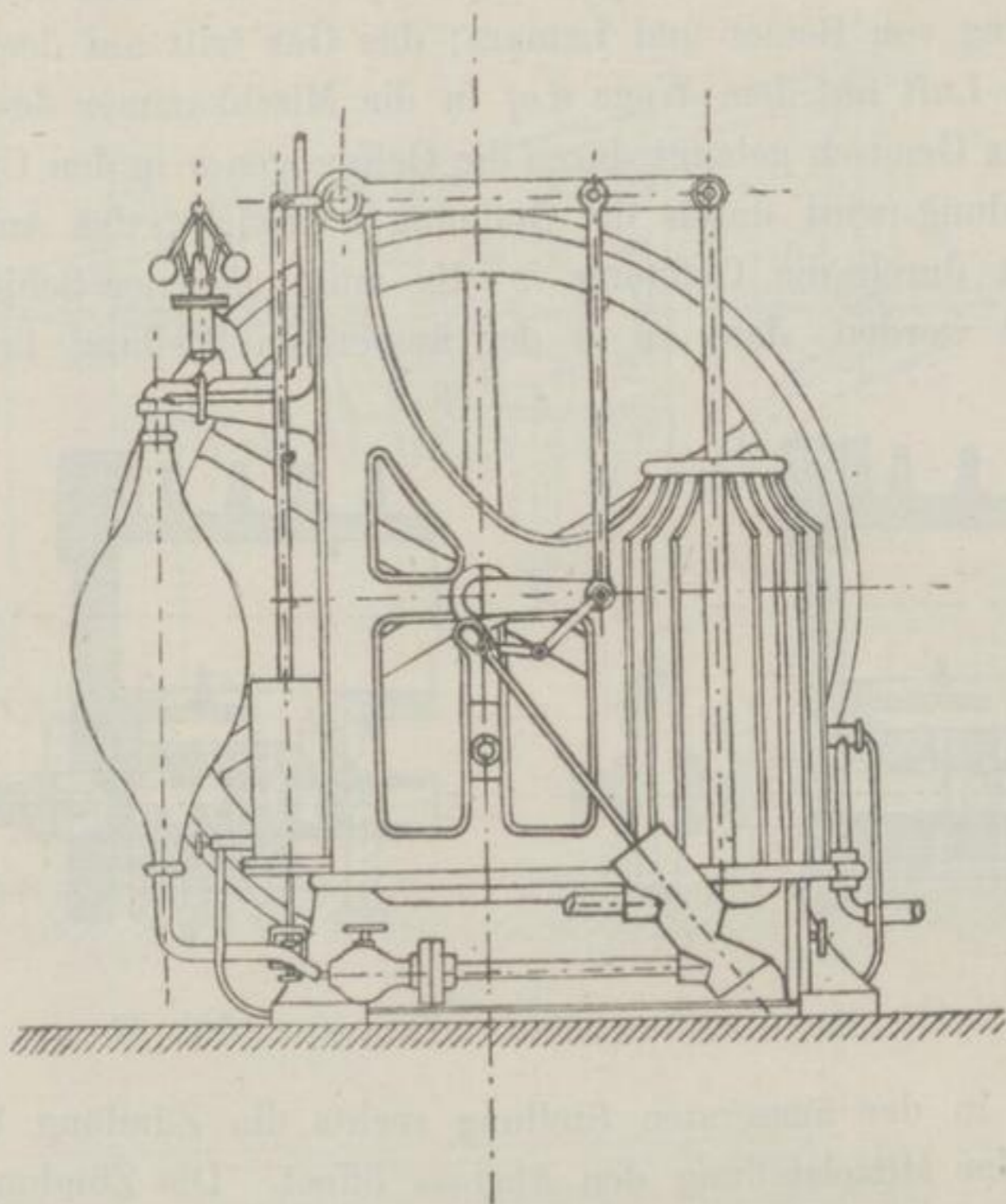


Abb. 40.

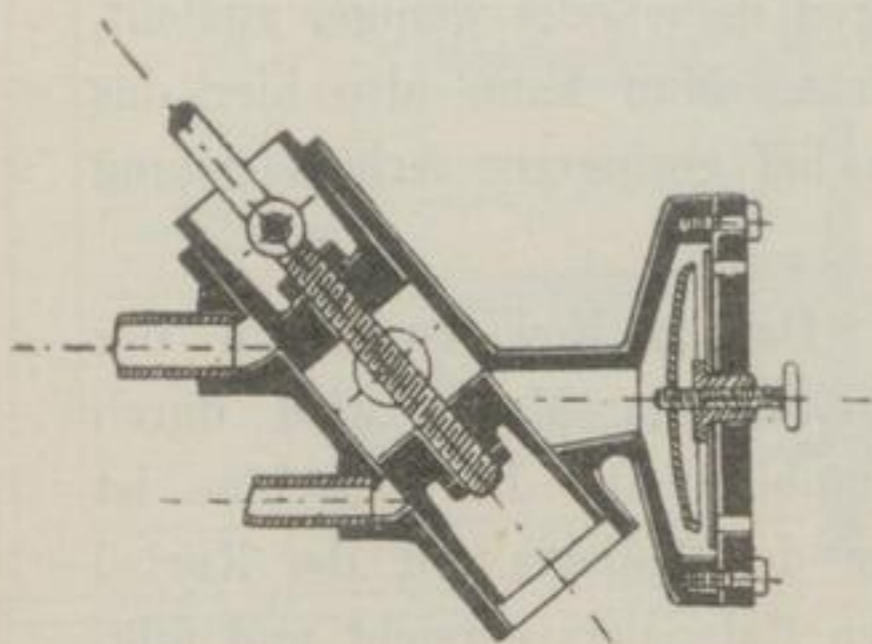


Abb. 41.

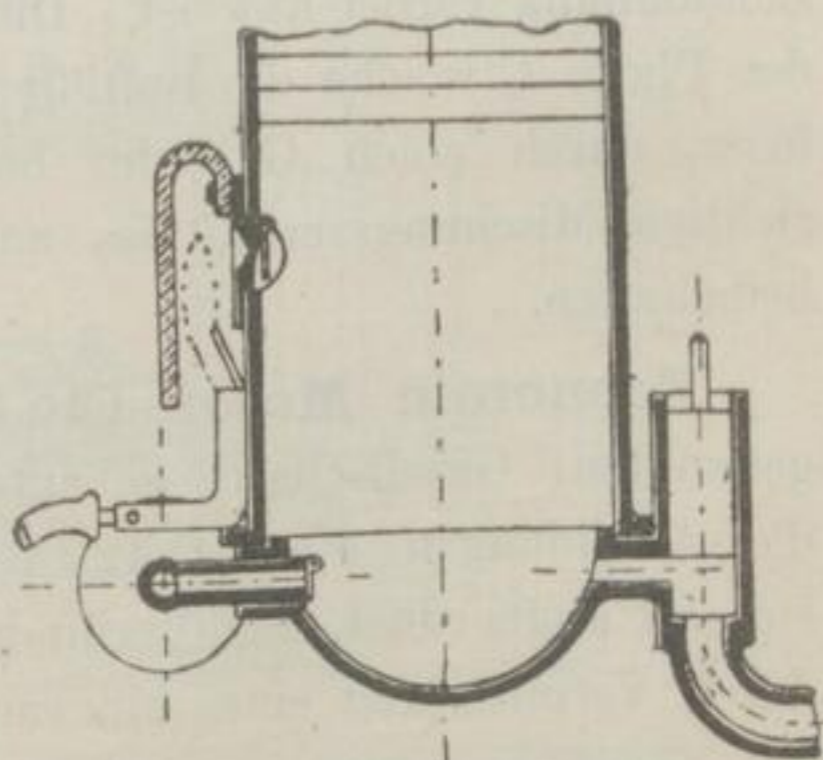


Abb. 42.

aber nicht von einem Fliehkraftregler ausgeht, sondern von einer Luftpumpe. Diese hat nämlich keinen festen Boden, sondern statt

dessen eine biegsame Stahlplatte, deren Durchbiegung natürlich von der Kolbengeschwindigkeit abhängt. An dieser Stahlplatte hängt ein Quetschhahn, welcher auf den Gasleitungsschlauch einwirkt. Man benutzt die Pumpe zugleich dazu, die Zündung kräftiger zu machen, indem man die Zündflamme mit verdichteter Luft speist.

Atmosphärische Maschinen.

Auch diese Gruppe von Maschinen gehört nur noch der Geschichte an. Seit dem Verschwinden der Deutzer Anordnung, welche so grosse Erfolge hatte, sind kaum noch Versuche auf diesem Gebiete gemacht; auch dürften solche mit Rücksicht auf die sehr grossen Abmessungen, welche sich nicht vermeiden lassen, kaum Erfolg versprechen.

Barsanti und **Matteucci**. Dieselben ¹⁾ führen in ihrem französischen Patente vom 20. Februar 1858 zwei stehende Anordnungen vor, bei welchen der Kolben während des Aufstiegs ausser Verbindung mit der Welle ist, dagegen dieselbe während des Niederganges mitnimmt, ihr die Anregung zur Bewegung ertheilt. In der ersten Einrichtung haben wir zwei auf die gemeinschaftliche Hauptwelle arbeitende Cylinder, wie Abb. 43 einen darstellt. In dem Cylinder *A* bewegt sich der Hauptkolben *B*, dessen Stange verzahnt ist und in das Rad *C*, welches lose auf der Hauptwelle *D* sitzt, eingreift. *C* trägt den Sperrkegel *E*; derselbe wird durch eine Feder in die Zähne des Sperrrades *F*, welches auf *D* gekeilt ist, gedrückt. Geht also der Hauptkolben aufwärts, so dreht sich das Rad *C* lose links herum; geht er abwärts, so dreht es sich rechts und nimmt die Welle mit. Die durch solches absatzweise Anstossen der Welle bedingte Ungleichmässigkeit des Ganges wird durch die Annahme zweier abwechselnd arbeitender Cylinder und das Schwungrad ausgeglichen. Unter dem Hauptkolben befindet sich nun ein zweiter, der Gegenkolben *G*; dessen Stange geht durch den Cylinderboden und trägt unten das Querstück *H*; dieses wird gefasst von zwei Pleuelstangen, welche andererseits an den Zapfen zweier Kurbelscheiben hängen, die auf den Nebenwellen *I* sitzen, welche ihre Bewegung durch die Räder-

1) Rühlmann in den Mitth. des Hann. Gewerbevereins 1867, 218.

übersetzung *K* von der Hauptwelle empfangen und langsamer gehen, als diese. Der Gegenkolben wird also eine regelmässige Auf- und Niederbewegung ausführen. — Befindet sich demnach der Hauptkolben in der gezeichneten tiefsten, und gleichzeitig der

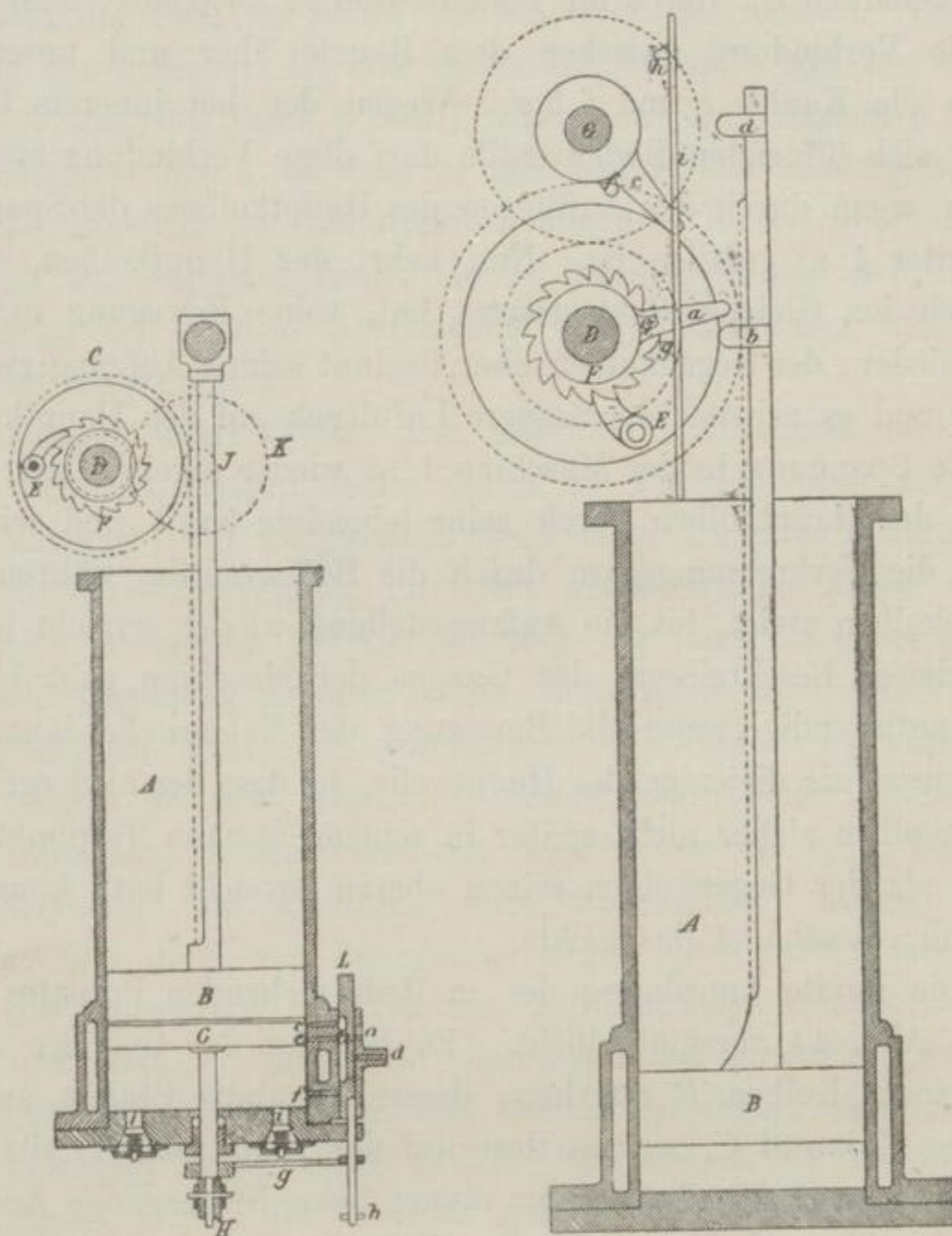


Abb. 43.

Abb. 44.

Gegenkolben in seiner höchsten Stellung, so geht zunächst der letztere abwärts und es strömt bei der zugehörigen Stellung des Schiebers *L* durch die Kanäle *a*, *b* und *c* Luft zwischen die Kolben; nach einer gewissen Zeit trifft dann der auf die Kolbenstange gekeilte Arm *g* den Ansatz *h* der Schieberstange und zieht den Schieber nieder. Jetzt schliesst der Luftkanal *a* ab und der Schieber öffnet den gaszuführenden Kanal *d*, so dass nun durch die Verbindung *d*, *b*, *e* Gas zwischen die Kolben gesaugt wird,

bis die Oberkante von *b* an der Unterkante von *d* vorbeigegangen ist. In diesem Augenblicke wird das angesaugte Gemisch durch einen elektrischen Funken entzündet; der Hauptkolben fliegt frei empor, der Gegenkolben geht weiter nieder, indem er, was unter ihm befindlich ist, durch die Bodenventile *ii* austreibt; dann stellt er die Verbindung zwischen dem Raume über und unter sich durch die Kanäle *e* und *f* her. Wegen der bei innerem Ueberdruck sich öffnenden Bodenventile darf diese Verbindung erst eintreten, wenn durch das Auffliegen des Hauptkolbens die Spannung bis unter 1 at gefallen ist. Nun kehrt der Hauptkolben, sobald er sich ins Gleichgewicht gesetzt hat, seine Bewegung um und geht nieder; der Gegenkolben aber beginnt seinen Aufgang zwangsläufig und es arbeitet der äussere Luftdruck auf den Hauptkolben, bis die Spannung in der Maschine 1 at wieder erreicht hat; dann treibt der Hauptkolben durch seine lebendige Kraft und sein Gewicht die Verbrennungsgase durch die Bodenventile, während der Gegenkolben steigt, bis die Anfangsstellung wieder erreicht ist. — Aus dieser Beschreibung des Ganges der Maschine geht hervor, dass nothwendigerweise die Bewegung der Nebenwelle langsamer sein muss, als diejenige der Hauptwelle, so dass der niedergehende Hauptkolben sicher nicht später in seinem unteren Totpunkte anlangt, als der Gegenkolben seinen oberen erreicht hat; kommt er zu früh, so schadet das nichts.

Die zweite Anordnung des in Rede stehenden Patentes wird durch Abb. 44 versinnbildlicht. Es ist hier der Cylinder *A* mit nur einem Kolben *B* versehen; dessen gezahnte Stange arbeitet auf das Zahnrad *C*, welches lose auf der Hauptwelle *D* sitzt und den Sperrkegel *E* trägt; dieser nimmt beim Niedergange des Kolbens das Sperrrad *F* und so die Welle mit, klappert aber beim Kolbenaufgange. Nimmt man nun an, dass der Kolben im Niedergange begriffen ist, so muss derselbe, sobald er sich mit der Spannung der unter ihm befindlichen Verbrennungsgase ins Gleichgewicht gesetzt hat, stehen bleiben. Damit also die letzteren ausgetrieben werden können, ist es erforderlich, den Kolben niederzudrücken; das geschieht durch die beiden Nasen *a* des Sperrrades, welche auf die beiden Knaggen *b* der Zahnstange wirken. Haben diese ihn bis in seine tiefste Stellung hinabgebracht, so heben ihn die Nasen *c* der Nebenwelle *G*, welche auf die Knaggen *d*

wirken, wieder an, damit frisches Gemisch angesaugt werde; dieses wird durch einen Schieber, welcher seitlich angebracht ist, eingeführt. Letzterer hat zwei Ruhestellungen; decken seine Kanäle diejenigen des Schieber spiegels, so findet Einströmung statt, ist das nicht der Fall, so bleibt die Maschine geschlossen. Die Bewegung des Schiebers ist eine ruckweise und geht von den Wellen *D* und *G* aus, die Nasen *e* und *f* wirken auf die Knaggen *g* und *h* der Schieberstange *i*, so dass er mit dem Kolben niedergeht und also die Einströmung unmittelbar, nachdem dieser unten angekommen ist, beginnen kann; sie ist beendet, sobald der Kolben angehoben ist — dem Abschneiden der Einströmung folgt unmittelbar die Zündung.

Langen und Otto. Die Maschine von Langen und Otto wurde weiteren Kreisen zuerst durch die Pariser Ausstellung von 1867 bekannt. Das ausgestellte Stück von $\frac{1}{2}$ *e* erregte durch die eigenthümliche Anordnung und den geräuschvollen Gang ungewöhnliches Aufsehen; das Urtheil über die neue Maschine würde aber sehr ungünstig gelautet haben, wenn nicht der Gasverbrauch gegenüber den Maschinen von Lenoir und Hugon so ungemein viel geringer gewesen wäre. Es macht heute einen eigenthümlichen Eindruck, in den damaligen Zeitschriften zu lesen, wie die Berichterstatter die Maschine ihrer Sparsamkeit wegen loben müssen, und doch der Anordnung wegen gern tadeln möchten. Wäre die Einrichtung von Barsanti und Matteucci allgemeiner bekannt geworden, so hätte die neue Erfindung schwerlich so viel Verwunderung erregt; denn das Wesen derselben, nämlich das freie Auffliegen des Kolbens und das Mitnehmen der Welle beim Niedergange, zeigen die Italiener gerade so. Das Fesselnde bei Langen und Otto ist das Schaltwerk; dieses und die Flammenzündung machen den wesentlichen Unterschied und Fortschritt aus.

Die Maschine ist in Abb. 45 im Schnitte dargestellt ¹⁾. In dem aufrechten, oben offenen Cylinder *A* bewegt sich der Kolben *B*, dessen Bahn nach oben hin durch Gummibuffer begrenzt ist, damit er nicht etwa aus dem Cylinder herausfliegen kann. Die gezahnte Kolbenstange *C*, welche oben ein Querstück trägt, mit dem sie sich an zwei auf der Deckplatte des Cylinders stehenden Säulen

1) Journal für Gasbeleuchtung 1867, 354. D. R. P. 778.

führt und welche ausserdem durch einen kleinen, gleichfalls auf dieser Platte befestigten Bock gegen den Zahndruck gestützt wird, überträgt ihre Bewegung auf einen Zahnkranz *D*; dieser nimmt beim Niedergange des Kolbens die Hauptwelle *E* durch eine Rei-

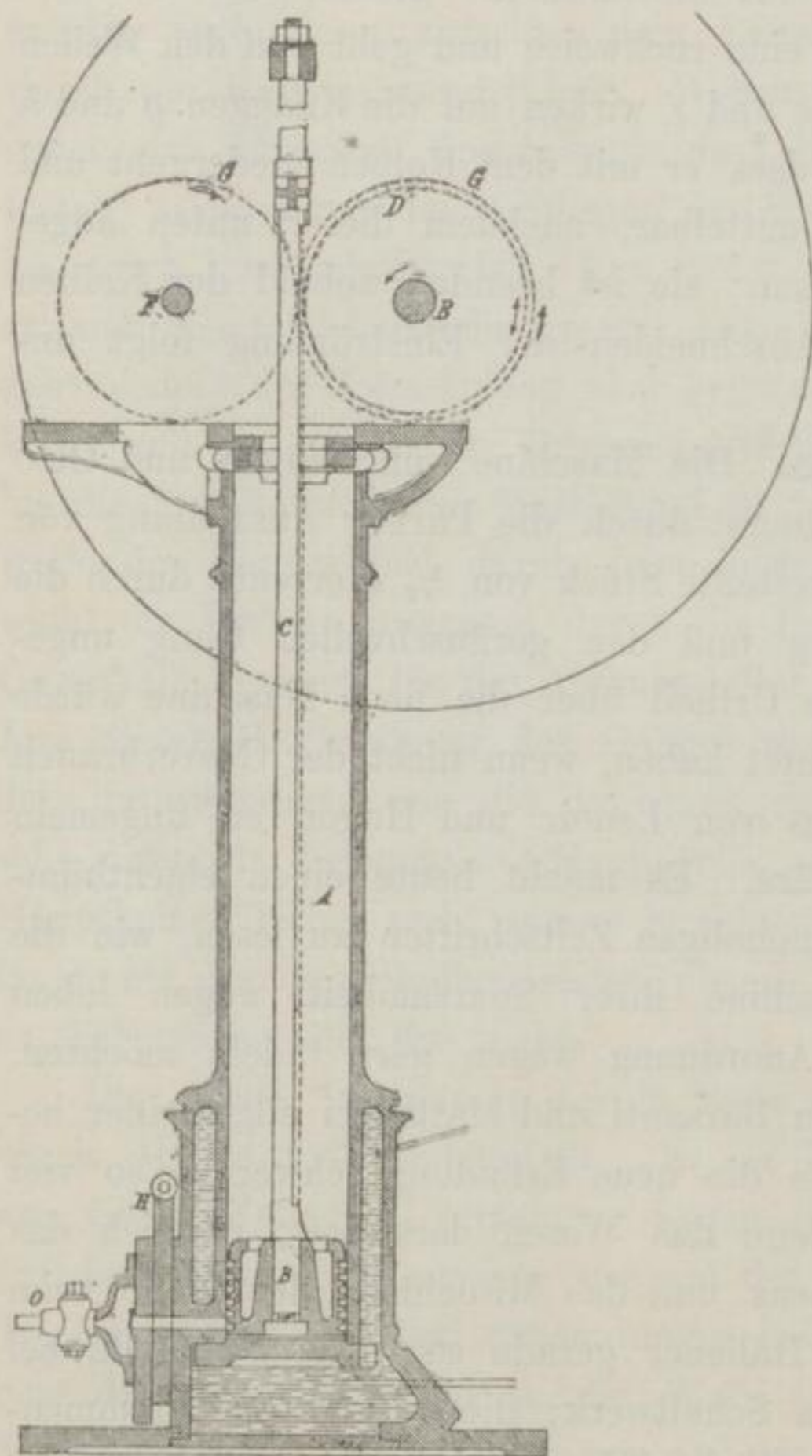


Abb. 45.

während die Welle sich unbehindert weiter nach links dreht. Die Spannung unter dem Kolben sinkt nun infolge der Verpuffung und der gleichzeitig stattfindenden Kühlung schnell; so dass, wenn der Kolben nach Verbrauch seiner ihm anfangs ertheilten lebendigen Kraft zur Ruhe kommt, dieselbe beträchtlich unter den äusseren Luftdruck gesunken ist. Nun wechselt der Kolben seine Bewegung und geht infolge des äusseren Luftdruckes und seines

bungskuppelung mit, beim Aufgange des ersteren aber gleitet er lose auf ihr. Eine Nebenwelle *F*, welche durch die gleichen Stirnräder *G G* betrieben wird, besorgt die Steuerung des Vertheilungsschiebers *H*.

Die Maschine arbeitet nun folgendermassen: Aus der unteren Totpunktstellung wird der Kolben zunächst durch die lebendige Kraft der Welle angehoben und der Schieber so gestellt, dass das Gemisch eintreten kann. Unmittelbar nachdem die Einströmung vollendet ist, folgt die Entzündung; der Kolben fliegt empor und der Zahnkranz geht rechts herum,

Eigengewichtes nieder, indem er die Welle beschleunigt. Dabei wächst die Spannung unter ihm allmählich, und zwar der Wasserkühlung wegen verlangsamt. Die auf den Kolben wirkende Kraft ist also eine abnehmende, so dass seine Geschwindigkeit nachgerade kleiner wird als die Umfangsgeschwindigkeit der Welle. Dadurch löst sich die Verbindung beider selbstthätig, und der Kolben treibt nun, indem er infolge seines Eigengewichtes weiter

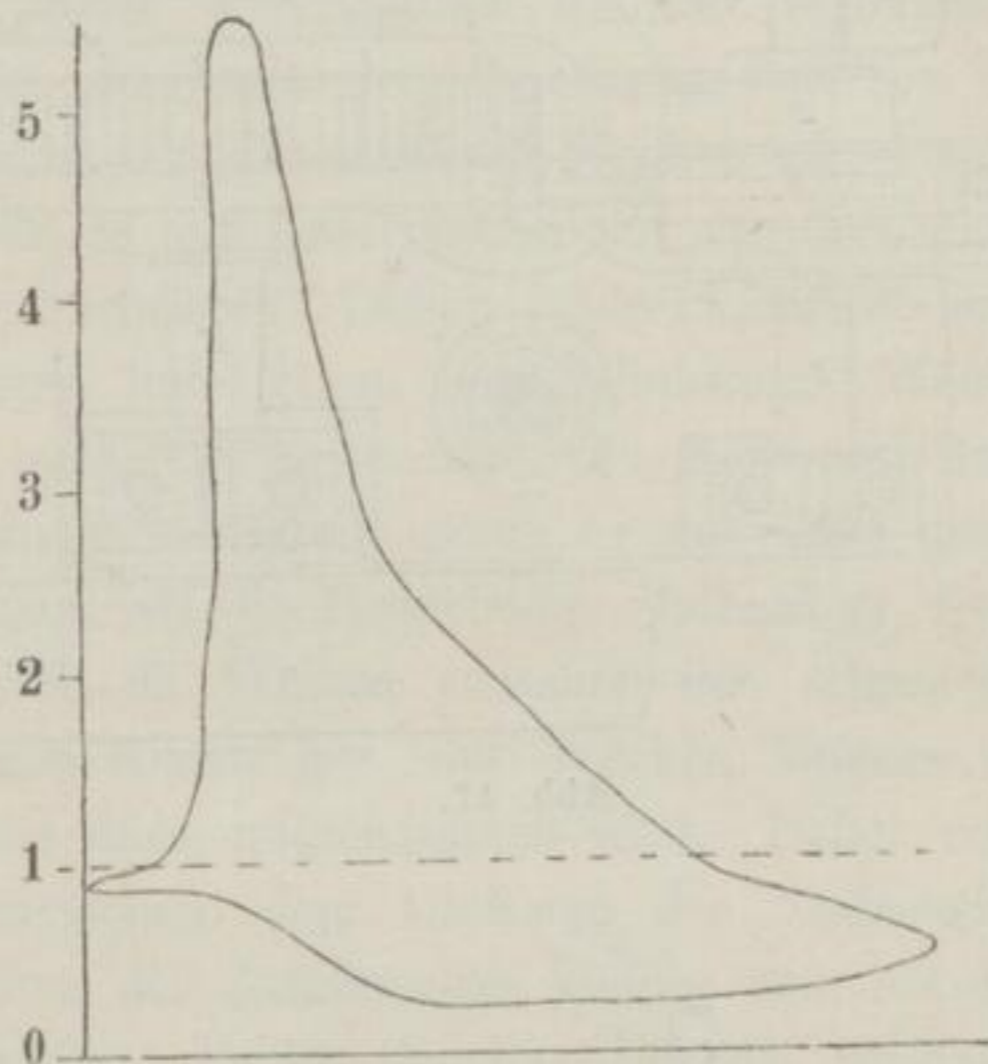


Abb. 46.

niedersinkt, die Verbrennungsgase aus. Die Kolbenbewegung besteht demnach aus 4 Abschnitten: Im Anhube verzehrt derselbe einen Theil der lebendigen Kraft der Triebwelle, während des Auffluges ist er unabhängig von dieser, im ersteren Theile des Niederganges steigert er ihre lebendige Kraft, im letzteren Theile desselben ist er wieder frei von ihr. Die nützliche Arbeit ist also gleich dem Unterschiede der Arbeiten in dem dritten und in dem ersten Abschnitte. Aus dem in Abb. 46 dargestellten Indikator-diagramm¹⁾ erhellt die beschriebene Arbeitsweise deutlicher; auch sieht man aus demselben, dass die Bezeichnung „atmosphärische Maschine“ doch nur sehr annähernd richtig ist; der Luftdruck thut weit weniger Arbeit, als das Kolbengewicht; dieses spielt die Hauptrolle!

1) Nach Reuleaux, Verhandlungen d. V. z. B. d. G. i. Pr. 1867, 206.

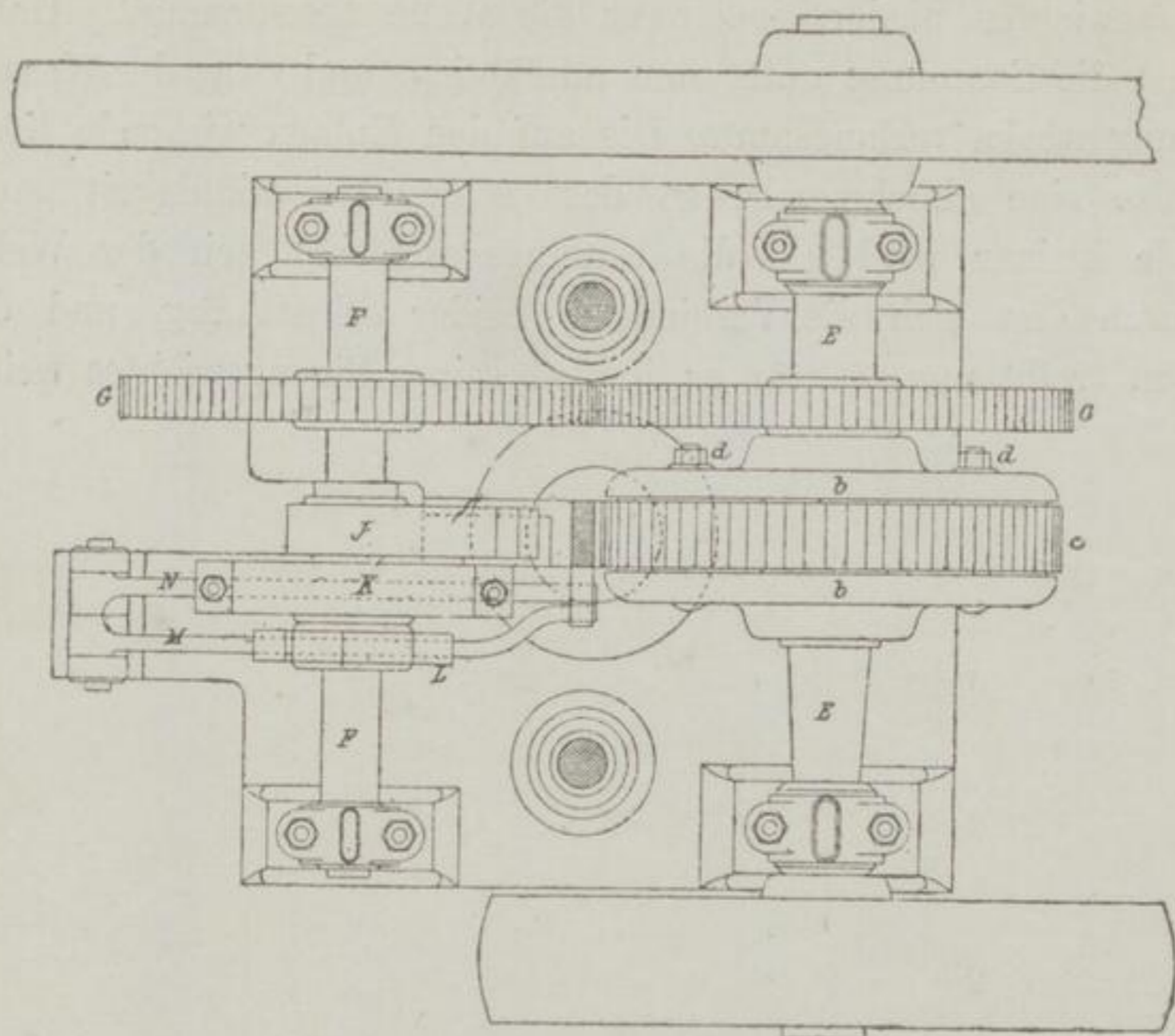


Abb. 47.

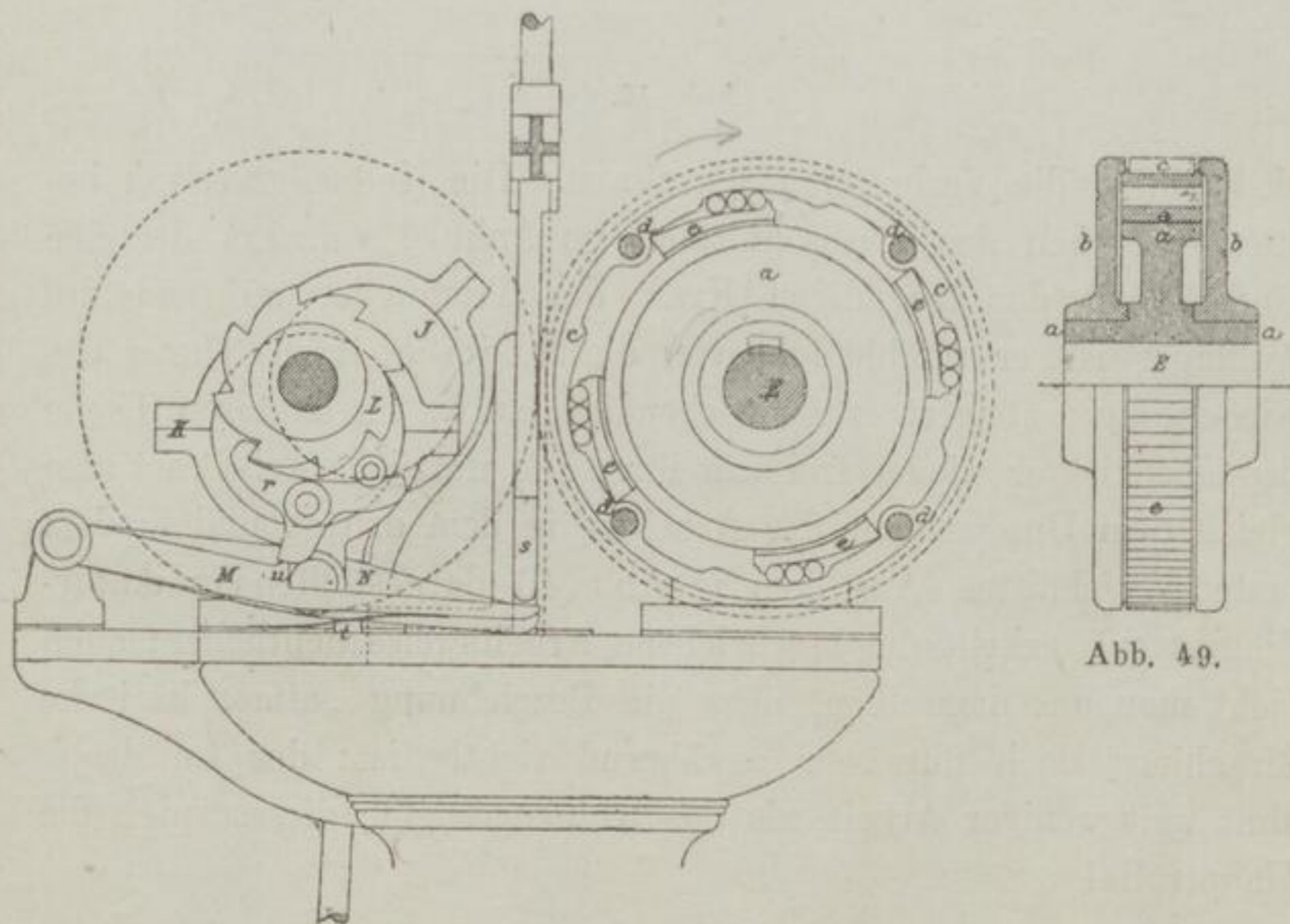


Abb. 48.

Abb. 49.

Damit die beschriebene Wirkungsweise erzielt werden könne, sind drei Mechanismen nöthig: die Reibungskuppelung, die Vorrichtung zum Anheben des Kolbens, die Steuerung des Schiebers.

Die Reibungskuppelung, welche man gewöhnlich das Schaltwerk nennt, ist folgendermassen eingerichtet: Auf die Welle E ist die Scheibe a , Abb. 47—49, gekeilt, auf deren Nabe die Scheiben bb lose laufen; diese tragen zwischen sich den Zahnkranz c , mit dem sie durch 4 Schrauben dd fest verbunden sind. Der Zahnkranz hat also mit der Scheibe a dasselbe Mittel. Seine Innenwandung ist mit vier schrägen Flächen versehen; unter diesen liegen die Keile ee auf Lederplatten auf der Festscheibe, zwischen diesen und den schrägen Flächen je drei kleine Walzen; die Nasen der Keile stossen links gegen den Zahnkranz. Wenn dieser also rechts herum geht, so gleiten die vier Keile auf der Festscheibe mit; das geschieht gleichfalls, wenn er sich links dreht, aber sich langsamer bewegt als die Festscheibe. Sobald er dieser aber voreilt, ziehen sich die Walzen zwischen den schrägen Zahnkranzflächen und den Keilen fest und drücken letztere auf die Festscheibe, so dass diese mitgenommen wird. Dabei muss natürlich der Winkel zwischen dem Umfange der Festscheibe und den schrägen Flächen des Zahnkranzes kleiner sein als der Reibungswinkel der Metalle. Es ist also jetzt erklärt, weshalb der Zahnkranz hin und her gehen kann, während die Welle stets links herum geht.

Um die Steuerung verstehen zu können, muss zunächst die Schieberbewegung erläutert werden. Der Schieber, welcher zwischen Schieberspiegel und Schieberdeckel gleitet und gedichtet wird, indem letzterer durch vier Schraubenfedern, die unter den Muttern seiner Befestigungsschrauben liegen, gegen ihn gepresst wird, soll den Einlass, den Auslass und die Zündung besorgen; die Abb. 50 bis 55 dienen zur Erläuterung seiner Obliegenheiten. Er steht gewöhnlich so, wie ihn Abb. 53 zeigt; der Auslasskanal ist offen. Dieser geht durch den Schieberspiegel, Schieber und Schieberdeckel und wird durch die Klappe g abgeschlossen, welche sich hebt, sobald die Spannung im Cylinder grösser ist, als der äussere Luftdruck; es ist also der Kolben in Stand gesetzt, während des letzten Theiles des Niederganges die Verbrennungsgase austreiben zu können. Das Gas strömt durch die Bohrung h , die Luft

durch die Bohrung *i* in die Schieberhöhlung *k*. Während also der Schieber aus der Stellung Abb. 53 in die Stellung Abb. 54, seine untere Totpunktlage, und aus dieser in die erstere zurück geht, kann die Mischung durch den Eingangskanal *l* unter den Kolben

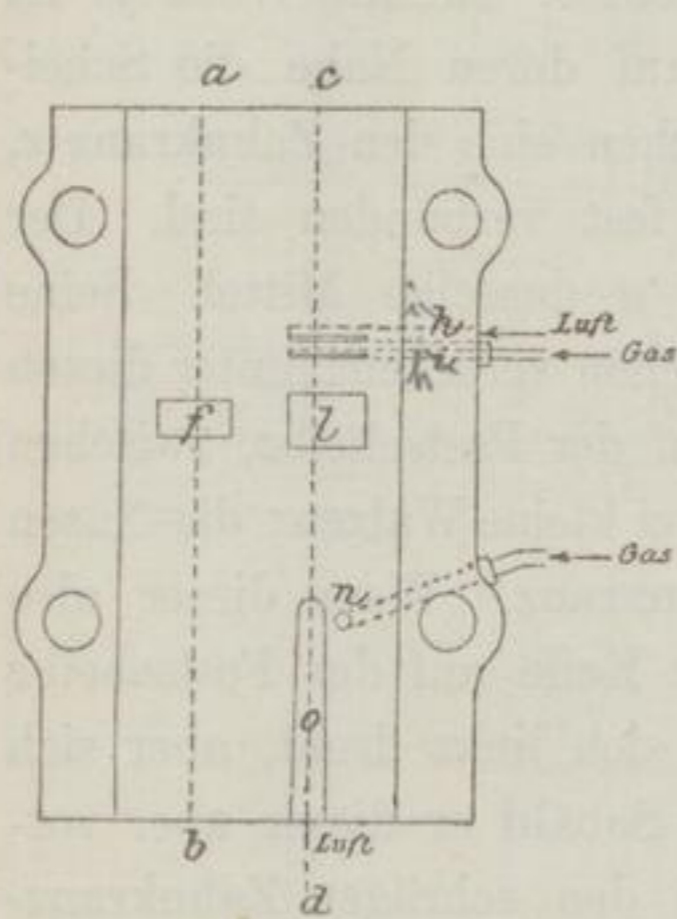


Abb. 50.

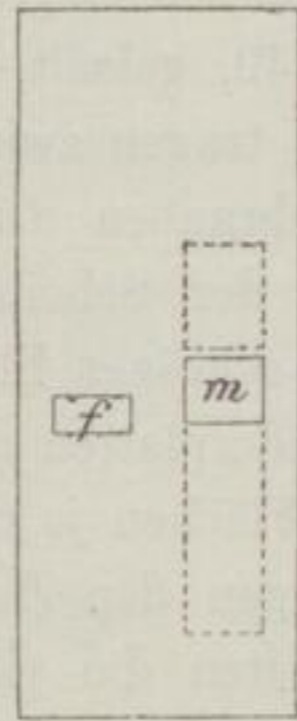


Abb. 51.

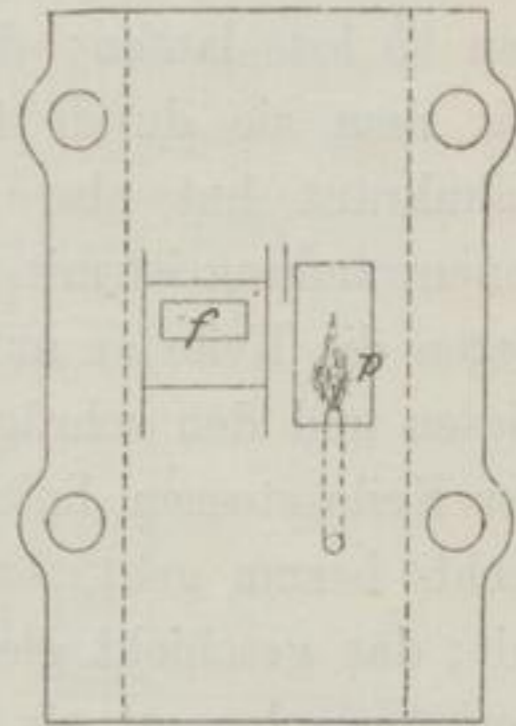


Abb. 52.

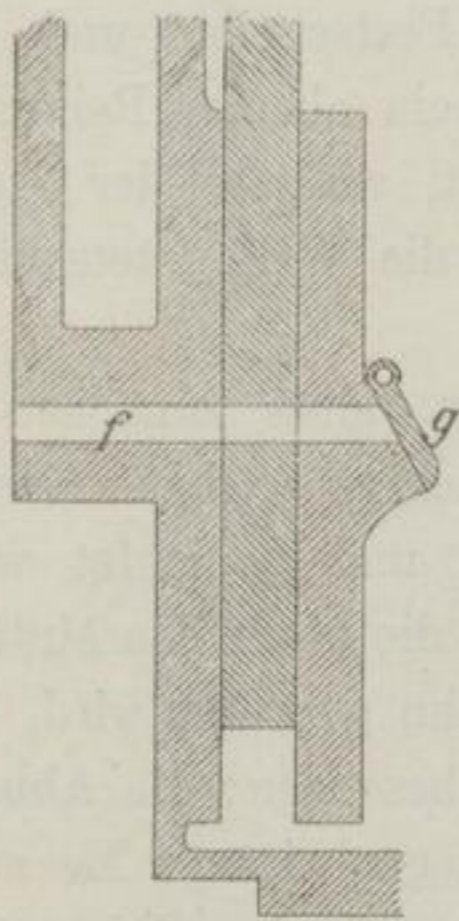


Abb. 53.

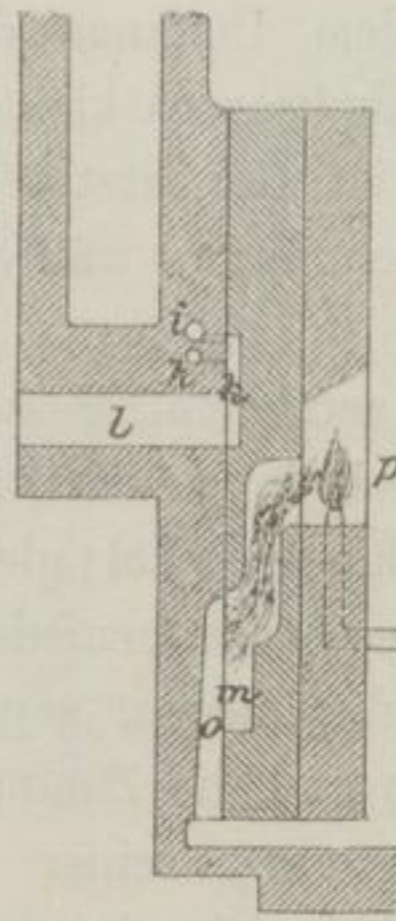


Abb. 54.

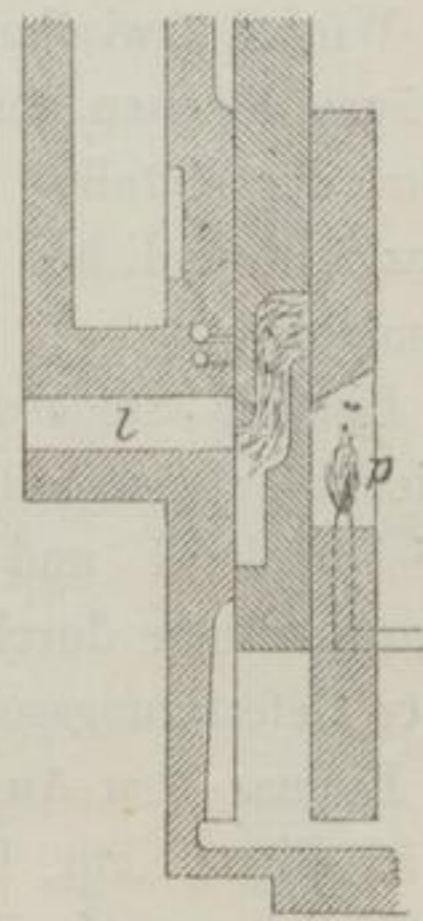


Abb. 55.

treten. Nun soll der Schieber auch die Zündung besorgen. Die Höhlung *m* füllt sich, wenn er sich in der Nähe seines unteren Totpunktes befindet, mit Gemisch: das Gas tritt durch die Bohrung *n* des Schieberspiegels, die Luft durch die Mulde *o* in diese; das Gemisch entzündet sich an der im Schieberdeckel brennenden

Gasflamme *p*. Geht nun der Schieber aufwärts, so wird die Kammer *m* zunächst abgeschlossen, in ihr brennt dann die sogenannte Vermittlungsflamme. Nun geht er durch die Stellung Abb. 53 und tritt in die Stellung Abb. 55; die Vermittlungsflamme schlägt in den Cylinder und zündet. Darauf geht der Schieber durch seinen oberen Totpunkt in die Anfangsstellung und bleibt hier bis zum Beginne eines neuen Spieles ruhig stehen. Es ist aber zu beachten, dass er nicht zu früh hier ankommen darf; es muss nämlich die Spannung unter dem Kolben unter den äusseren Luftdruck gesunken sein, weil sonst durch die Klappe *g* eine theilweise Entweichung der sich ausdehnenden Gase stattfinden würde.

Um nun die so bestimmte Schieberbewegung auszuführen, sind zwei Excenter *I* und *K* lose auf die Welle gesteckt, welche ein Stück bilden und um 90° gegen einander verstellt sind. An dem Bügel des ersteren hängt der Schieber, an der Scheibe des anderen der um einen Zapfen drehbare Sperrkegel *r*. Dieser greift in die Speichen des aufgekeilten Sperrades *L*; es gehen deshalb die Excenter mit der Welle herum, so lange der Ansatz *s* der Zahnstange den Hebel *M* niederdrückt. Sobald aber dieser frei wird, hebt ihn die Feder *t* empor und rückt den Sperrkegel *r* aus, so dass nun die Excenter stehen bleiben müssen. Wenn also der Kolben niedergeht, so löst er, wie beschrieben, durch die Nase *s* der Kolbenstange und den Hebel *M* den Sperrkegel aus, dieser fällt in das Sperrad, die Excenter gehen mit und besorgen die Schieberbewegung. Nachdem sie aber eine Umdrehung gemacht haben, ist der Kolben bereits im freien Aufzuge begriffen, der Hebel *M* hat sich infolge davon gehoben und der Sperrkegel stösst gegen die Nase *u* desselben, so dass er aus dem Sperrade fällt und die Excenter stehen bleiben, bis ein neues Spiel von der niedergehenden Zahnstange eingeleitet wird.

Das Anheben des Kolbens zum Zwecke der Beschaffung des Platzes für das eintretende Gemisch besorgt das zweite Excenter *K*. Am Bügel desselben hängt der Hebel *N*, er fasst unter die Nase *s* der Zahnstange. Sobald folglich durch den niedergehenden Kolben die Excenter in Bewegung gebracht werden, bewegt sich mit ihnen der Hebel *N* und hebt den Kolben an; die Nase *s* wird von diesem Hebel frei, sobald die Zündung erfolgt ist.

Damit ist klar gestellt, wie die Maschine gewöhnlich arbeitet. Um

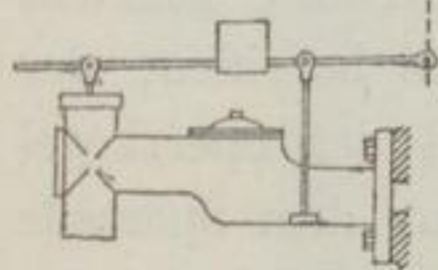
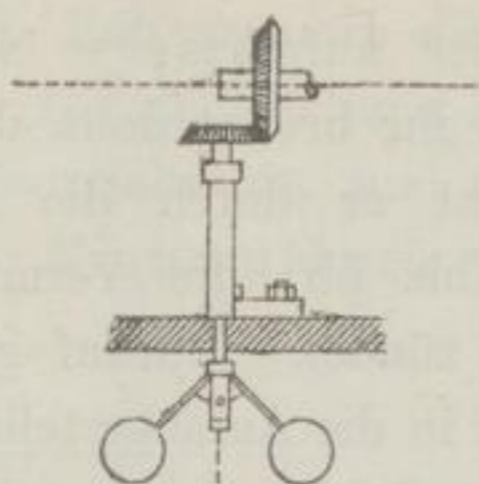


Abb. 56.

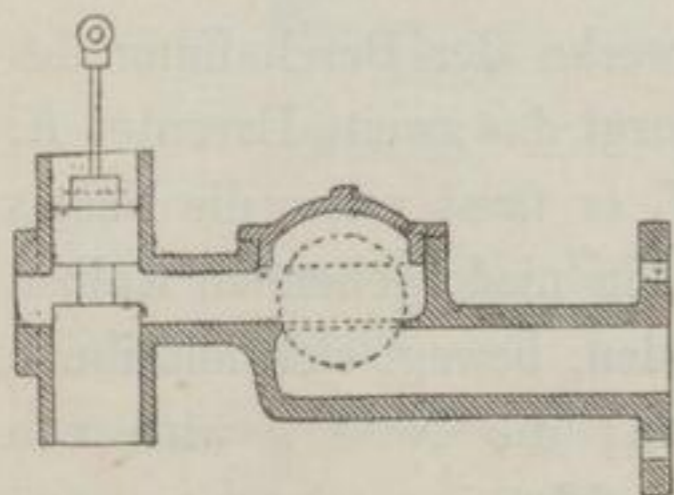


Abb. 57.

sie zu regeln, braucht man offenbar nur den Gashahn der Speiseleitung mit der Hand oder selbstthätig durch einen Fliehkraftregler einzustellen; dadurch wird das Gemisch nach Bedürfniss gasärmer und der Kolben fliegt weniger hoch als bei vollem Kraftbedarf, während die Anzahl der Kolbenflüge dieselbe bleibt. Eine solche Regelung würde aber nicht gut sein, weil die Maschine bei einer gewissen Kolbenflughöhe am besten arbeitet und weil bei grosser Gasarmuth die Zündung leicht versagt, dann also Gas unverbrannt durch die Maschine geht. Deshalb bringt man besser einen Hahn O im Ausgangsrohre an. Stellt man diesen oder statt seiner etwa ein Kolbenventil, von Hand oder selbstthätig, durch einen Fliehkraftregler mehr oder weniger zu, so bewirkt man damit ein langsames Austreten der Verbrennungsgase, also ein langsames Herabsinken des von der Welle bereits unabhängig gewordenen Kolbens und damit also eine Verminderung der Zahl der Kolbenflüge, deren Höhe nun infolge der stets gleichartig zusammengesetzten Mischung dieselbe bleibt. So wird also bewirkt, dass bei gleicher Umdrehungszahl der Welle die Anzahl der gleich hohen Kolbenflüge sich nach dem Kraftbedarf richtet. Die Einrichtung des Fliehkraftreglers ist aus den Abb. 56 und 57 ohne weiteres zu ersehen.

Unter den zahlreichen Bremsversuchen ¹⁾, welche mit dieser Maschine angestellt wurden, erscheinen diejenigen von Meidinger besonders werthvoll. Dieselben wurden mit einer Maschine von 150 mm Durchmesser und 980 mm grösster Kolbenflughöhe angestellt und mehrere Wochen lang fortgesetzt. Folgende Tafel enthält die wichtigsten Ergebnisse derselben:

Nummer des Versuches	Anzahl der Kolbenspiele in 1 Min.	Anzahl der Umdrehungen in 1 Min.	Arbeitsleistung Secmkg	Gasverbrauch für <i>e</i> und <i>h</i>
1	43	106	47,7	834
2	37	90	44,5	830
3	34	75	40,1	810
4	29	60	35,5	757
5	20	40	26,4	742
6	13	75	13,4	993
7	26	75	13,4	1390

Aus den Versuchen 6 und 7 erhellt der Einfluss der richtigen Zusammensetzung der Mischung recht deutlich, in 7 wurde mit dem Gashahn, in 6 mit dem Auslasshahn regulirt; während die Umdrehungszahl und die Leistung in beiden Fällen gleich ist, macht die Maschine im zweiten noch einmal so viel Kolbenflüge, welche natürlich entsprechend kürzer sind, als im ersten — dadurch steigt der Gasverbrauch von 5 auf 7.

Als passende Umdrehungszahl giebt Meidinger 75 an, weil bei schnellerer Gangart die Maschine stark schlägt.

Uebrigens betont er, dass die Versuche bei sehr guter Schmier- und Wartung vorgenommen wurden, und dass man die Leistung im gewöhnlichen Betriebe 5—10 % geringer annehmen müsse.

Die Temperatur der abziehenden Gase ist mit der Anzahl der Kolbenflüge veränderlich, sie fand sich für 45, 37, 28, 20 der Reihe nach als 220°, 202°, 181°, 140°; die Kühlung geschah von

1) Z. B. Tresca in den Ann. du conserv. VII, 629; Dingler 188, 12; Génie ind. 36, 177. Meidinger in d. bad. Gewerbehalle, daraus Verhandl. d. V. z. B. d. G. i. Pr. 1868, 137. Bull. trim. de l'Assoc. des Ing. sortis de l'école de Liége 1873, 48; daraus Ztschr. d. V. d. I. 1874, 370. Tresca im Bull. d'encour. 1874, 167 u. s. w.

einem Behälter aus, der nur 70 l Wasser enthielt; dessen Temperatur war anfänglich 15° , nach 10 Stunden aber trat es mit 67° in die Maschine und verliess sie mit 83° ; es verdampften im Mittel stündlich 0,65 kg; die Schmierung geschah mit Vulkanöl, in 12 Stunden wurde nur $\frac{1}{8}$ kg verbraucht. Die Zündflamme verzehrte stündlich 42,4 l Gas; es wurde der in der Tafel angegebene Verbrauch für die Pferdekraft in der Stunde so ermittelt, dass von der beobachteten Menge 42,4 l abgezogen, dann reducirt und nun 42,4 l wieder zugezählt wurde; dies Verfahren ist richtig, weil der Gasverbrauch der Zündflamme von der Grösse der Maschine so gut wie ganz unabhängig ist, indessen spielt diese Berichtigung keine grosse Rolle.

Die oben beschriebene Maschine ist von den Erfindern im Laufe der Jahre in mannigfacher Weise verbessert worden; hier eine genaue Entwicklungsgeschichte zu geben, würde zu weit führen; es mag die Anführung der wichtigsten Aenderungen, welche das letzte Patent angiebt, genügen.

Die ältere Maschine hatte besonders einen Uebelstand — man konnte ihre Geschwindigkeit nicht über 35 Kolbenflüge in der Minute steigern, ohne die Haltbarkeit der bewegten Theile in Frage zu stellen und das Geräusch derselben unerträglich zu machen. Die neue Anordnung zeigt in dieser Hinsicht manche Verbesserung, namentlich sind die Reibungswiderstände im Mechanismus selbst durch Wegfall der besonderen Steuerwelle, des sie treibenden Räderpares und der Excenterringe beträchtlich geringer geworden. Dem Wesen nach unterscheidet sich übrigens die neuere Maschine von der älteren nur in bezug auf die Regelung; während früher durch Hemmung des Ausflusses der Verbrennungsgase der Niedergang des Kolbens im letzten Theile seiner Bewegung verlangsamt, also die Dauer der Kolbenflüge beeinflusst wurde, regelt man jetzt ihre Anzahl, indem man zwischen den aufeinander folgenden Hüben Pausen von durch den Regler bestimmbarer Dauer eintreten lässt. Es hat sich nämlich herausgestellt, dass an der Stelle, wo sich der Kolben auf die langsam entweichenden Gase setzte, ein Zittern desselben eintrat, was starke Abnutzung der Kolbenringe und Cylinderwandung zur Folge hatte und ein unangenehmes Geräusch in den Zähnen der Kolbenstange hervorrief. Eine auf diese Weise entstandene Undichtigkeit

ist aber gerade an dieser Stelle schädlich, weil hier die Gase beim Aufgange noch sehr stark gespannt sind.

Im Aeusseren unterscheidet sich die neue Maschine ¹⁾ von der alten namentlich durch Führung des Kühlmantels, welcher als besonderes Gussstück erscheint, bis an die Deckplatte, und durch Hinweglassung der Querstückführung der Kolbenstange. Diese Führung geschieht nun lediglich durch einen kleinen, auf die Platte gesetzten Bock mit Schwalbenschwanzbahn. Auch die Einrichtung des Schiebers ist eine etwas veränderte; die eigentliche Neuerung liegt aber in der Steuerung desselben und der Wirkungsweise des Reglers.

In Abb. 58—60 trägt die Welle *a* Riemscheibe, Schwungrad und Schaltwerk wie bei der älteren Einrichtung, ausserdem aber ein Sperrad *b*, von dem die Bewegung des Schiebers ausgeht. Die Stange des letzteren hängt nämlich an dem Kurbelzapfen *c*; die Kurbel *d* ist aber nicht auf die Welle, sondern auf einen concentrisch in diese eingesetzten, in ihr drehbaren, längeren Zapfen *e* gekeilt, so dass sie an der Bewegung der Welle nur dann theilnimmt, wenn der an ihr befestigte Schalthaken *f* in das Sperrad greift; sie und der Schieber bleiben dagegen in Ruhe, sobald der Sperrhaken ausgelöst ist.

So lange dies nun so bleibt, steht der Kurbelzapfen in der gezeichneten und der Schieber auf Mittelstellung, also Auslass. Nehmen wir nun an, es wird in der unteren Totpunktstellung des Kolbens der Schalthaken eingerückt, so macht die Kurbel eine Umdrehung der Welle mit; dabei bewegt sich der Schieber zunächst abwärts und bewirkt, vorausgesetzt, dass der Kolben irgendwie angehoben wird, die Einströmung, steigt dann in seine höchste Stellung und gestattet die Entzündung des Gasgemisches: der Kolben fliegt empor; endlich senkt er sich wieder in die Anfangsstellung. Wird nun der Schalthaken ausgerückt, so bleibt der Schieber stehen, bis der Kolben seinen Lauf vollendet hat; dann rückt der Haken von neuem ein und ein zweites Spiel beginnt. — Dieses Einrücken wird nun durch die Feder *g* bewirkt, welche an dem Ansatz *h* der Kurbel befestigt ist und stets gegen den Haken drückt, so dass dieser so lange in das Sperrad greift, als er nicht

1) D. R. P. 2632. Dingler 223, 557. Pr. Maschinenconstructeur 1876, 83.

anderweitig daran gehindert wird. Die Auslösung erfolgt, sobald die Nase *i* gegen den Arm *k* eines auf die Nebenwelle *l* gekeilten

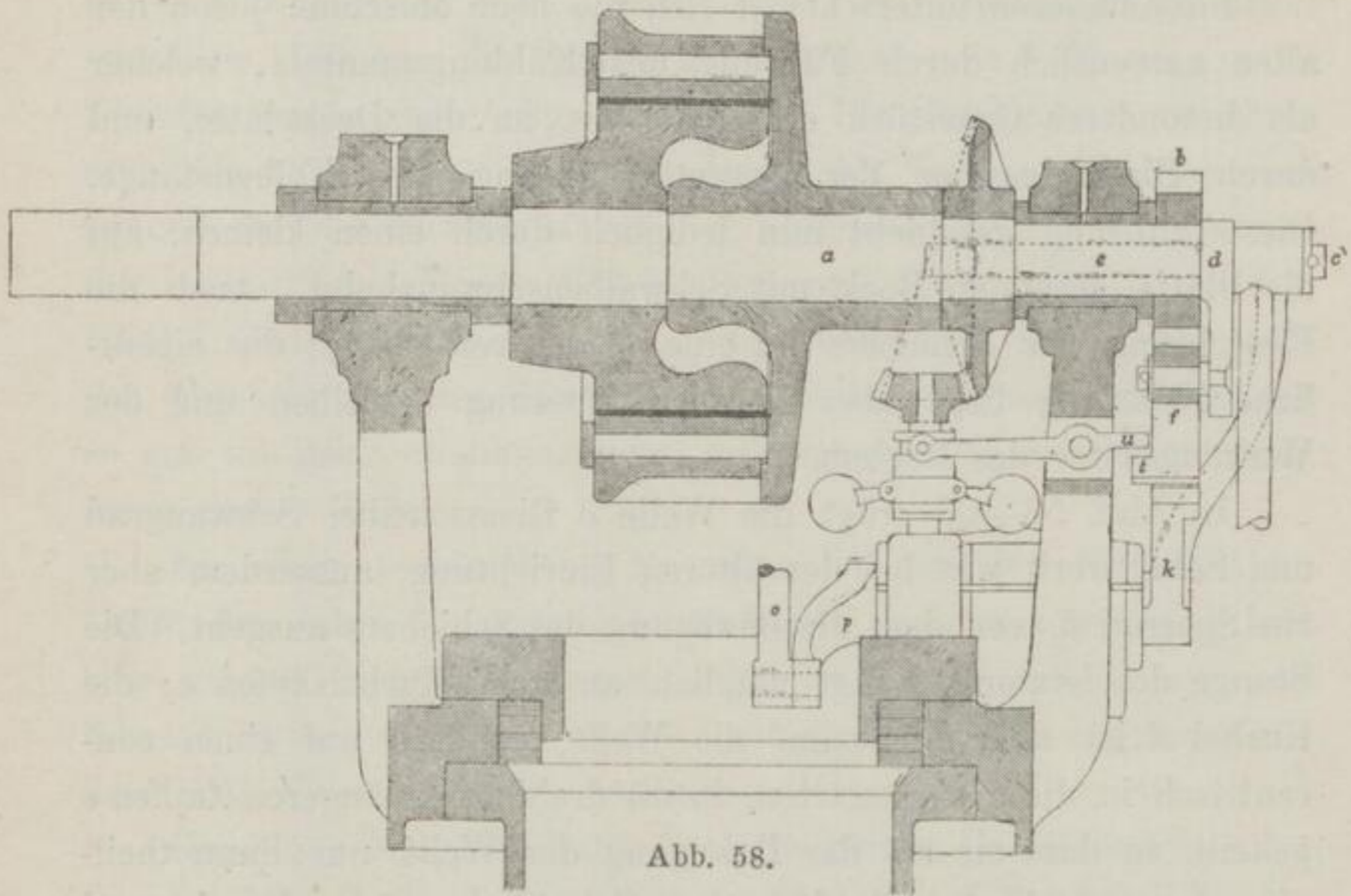


Abb. 58.

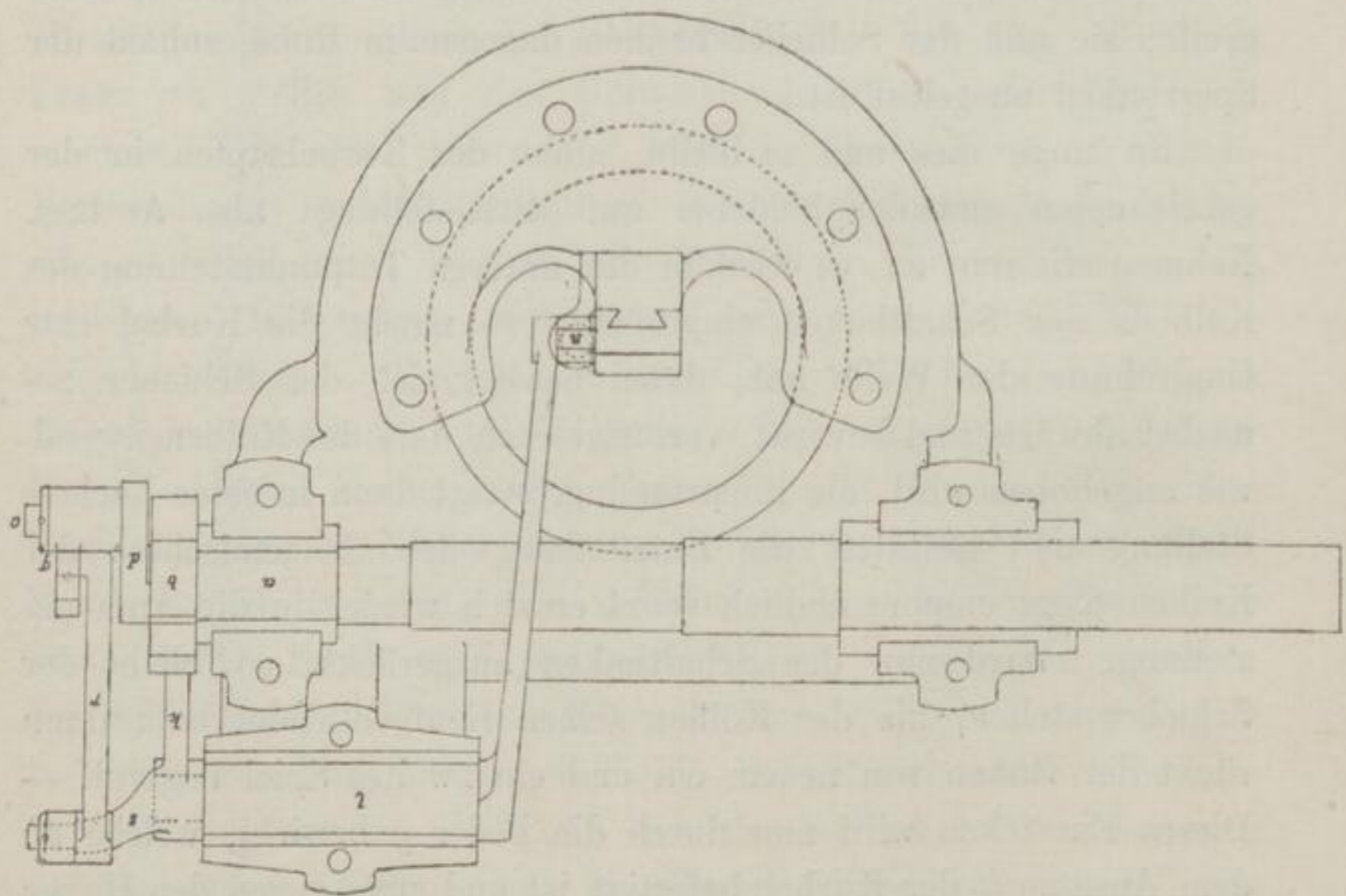


Abb. 59.

dreiarmigen Hebels stösst; es wird aber dieser Arm *k* durch die Feder *m* stets so gehalten, dass dies mit der Nase *i* geschehen

muss, sobald er zum Ausweichen nicht gezwungen wird. Dieser Zwang geht vom Kolben aus. An der Zahnstange desselben sitzt nämlich die Nase *n*, welche sich, sobald der Kolben herabgeht, gegen Ende des Hubes in den Ausschnitt einer gerade geführten Stange *o* legt; diese drückt, indem sie sich senkt, den zweiten Arm *p* des gedachten dreiarmigen Hebels herab, so dass der Arm *k* ausweichen muss und der Sperrhaken einfallen kann. Zu Anfang des Hubes muss aber der Kolben angehoben werden; dies geschieht von der Kurbel aus. Nehmen wir an, dass alle Theile in der Tot-

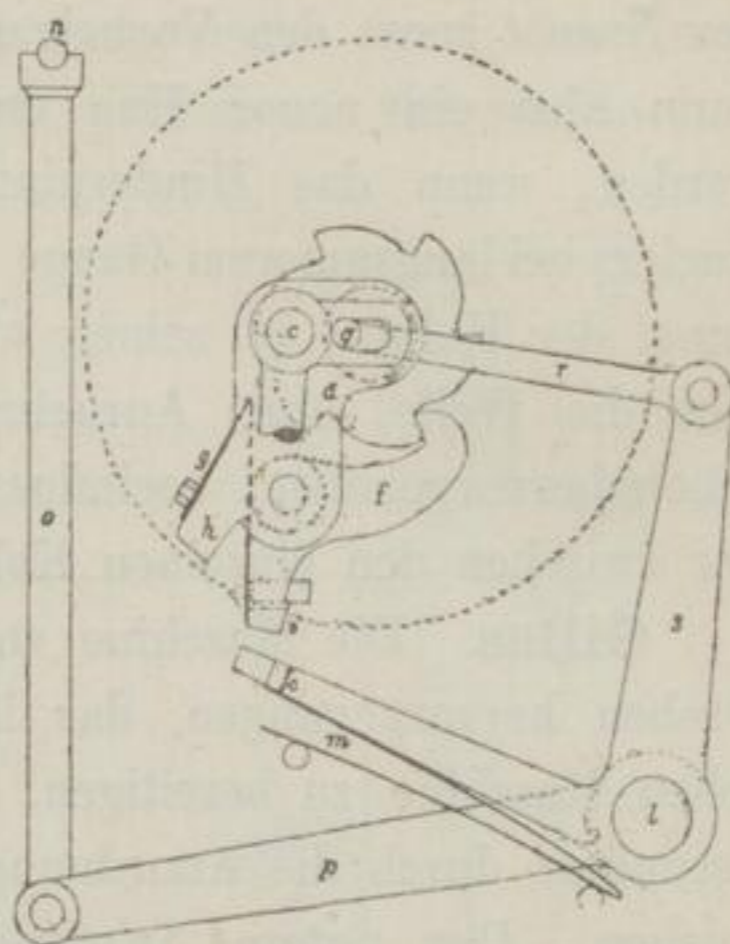


Abb. 60.

punktstellung des Kolbens so stehen, wie gezeichnet, dass also der Sperrhaken soeben in das Rad gefallen ist, dass also die Kurbel mitgenommen wird, dann schiebt sich der Zapfen *q* in einem Schlitz des Schieberstangenanges zur Seite und drückt durch die Stange *r* und den dritten Hebelarm *s* auf den dreiarmigen Hebel; dies hat zur Folge, dass der Kolben mittels des Hebelarmes *p*, der Stange *o* und der Nase *n* gehoben wird und dass der Arm *k* sich senkt, indem er die Feder *m* zusammendrückt. Sobald aber der Kolben aufzufliegen beginnt, wird der dreiarmige Hebel seiner Last frei und geht wegen der Feder *m* in seine alte Stellung zurück, so dass der Sperrhaken, indem die Nase *i* gegen *k* stösst, nach Vollendung einer Umdrehung ausgelöst wird und es bleibt, bis der Kolben im Herabgehen ihn durch Vermittlung des dreiarmigen Hebels wieder frei macht.

Damit sind die Obliegenheiten der Steuerungstheile für regelrechten Gang festgestellt; es handelt sich nun noch um den Einfluss des Reglers. Dieser ist stets nur ein hemmender, also der regelrechte Gang der schnellste, wie das ja auch bei der älteren Anordnung so ist. Es wird nämlich, sobald die Maschine zu schnell läuft, die Sperrklinke, auch wenn sie von *k* frei ist, durch den Fliehkraftregler am Einfallen gehindert. Zu dem Zwecke trägt dieselbe ausser der Nase *i* noch eine andere Nase *t*. Gehen

nun die Kugeln des Reglers auseinander, so stellt sich das kurze Ende des doppelarmigen, von ihm beeinflussten Hebels *u*, welches der Nase *t* sonst den Vorbeigang erlaubt, dieser in den Weg. Es kann also ein neuer Hub der Maschine erst dann eingeleitet werden, wenn das Hinderniss durch Senkung der Kugeln des Reglers bei langsamerem Gange der Maschine beseitigt ist; so lange muss der Kolben in seiner unteren Totpunktstellung verharren und die Welle, ohne Anregung zu empfangen, umlaufen. Wie schon hervorgehoben, beeinflusst also hier der Regler die Länge der zwischen den einzelnen Kolbenflügen liegenden Pausen.

Gilles. Die Maschine von Gilles in Köln ist aus dem Bestreben hervorgegangen, das lästige Geräusch der Langen-Otto'schen Maschine zu beseitigen. Sie unterscheidet sich von dieser besonders durch die Anordnung von zwei Kolben statt nur eines solchen. Der untere Arbeitskolben ist durch eine Pleuelstange mit der Welle verbunden; der obere Flugkolben dient nur zur Abschwächung des Stosses, indem er durch die Verpuffung hochgetrieben wird und so den Gasen Raum zur Ausdehnung schafft.

Es ist in Abb. 61—63 *A* der Arbeits-, *B* der Flugkolben des aufrechten, oben geschlossenen Cylinders *C*. Steht ersterer in seinem oberen Totpunkte, so bewegt er sich zunächst abwärts infolge der der Welle noch innewohnenden lebendigen Kraft. Der Flugkolben, welcher dicht über ihm steht, folgt, da der Luftschieber *a* so gestellt ist, dass Luft in den oberen Cylindertheil eintreten kann, bis das auf seiner Stange sitzende Querstück *b* auf die Polster *cc* stösst; dann bleibt er stehen. Unterdessen ist der Arbeitskolben so tief herabgegangen, dass der Einlasskanal für Gas und Luft, *d*, mit dem Raume zwischen beiden Kolben in Verbindung tritt; es beginnt also das Ansaugen, da Gas und Luft durch die Oeffnungen *e* und *f* des Deckels des Steuerschieberkastens und durch die Höhlung *g* des Steuerschiebers *i* eintreten können. Sobald nun die Füllung angesaugt ist, beginnt der durch eine Kammscheibe *h* gesteuerte Schieber *i* seine Aufwärtsbewegung; er schneidet zunächst den Eingang ab und vermittelt dann die Zündung, indem er die Spitze der in der Höhlung *k* des Schieberkastendeckels brennenden Zündflamme durch den Kanal *l* abschneidet und in den Eingangskanal *d* wirft. Gleichzeitig schliesst auch der Luftschieber ab. Die Zündung erfolgt also und es er-

hält der Arbeitskolben einen Antrieb, während gleichzeitig der Flugkolben hochgeworfen wird. Die über ihm befindliche Luft entweicht dabei durch die Löcher *mm*, welche durch das Gummi-band *n* abgeschlossen sind; es kann also durch sie zwar Luft ent-

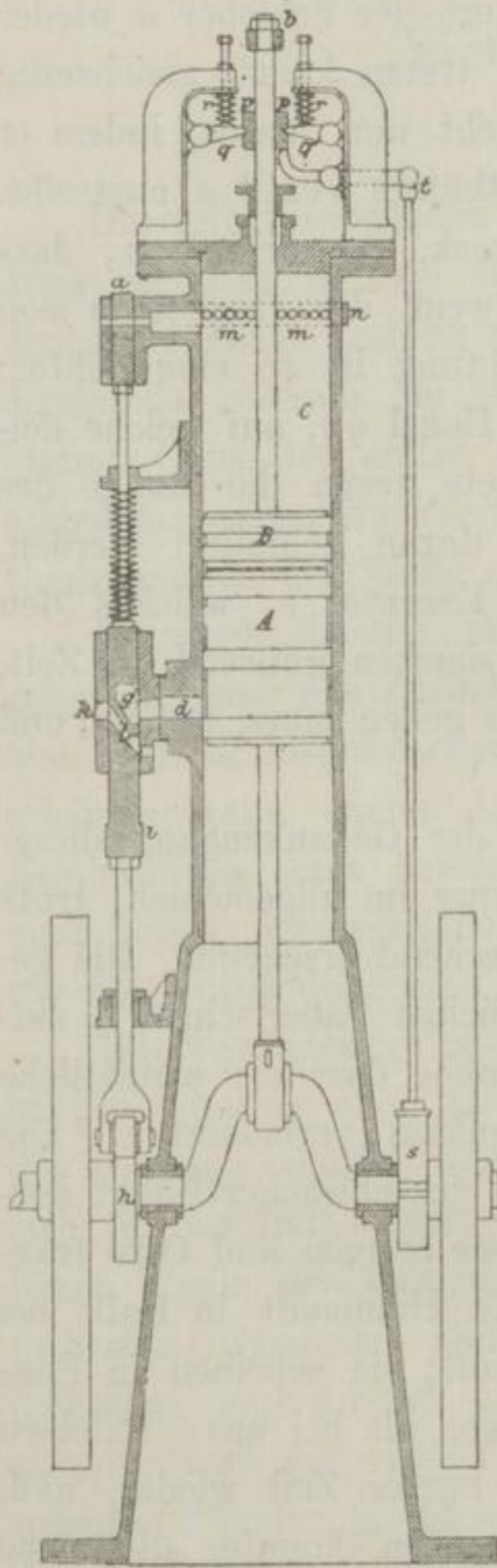


Abb. 61.

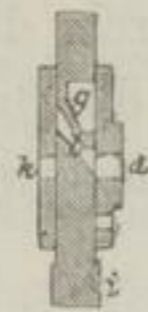


Abb. 62.

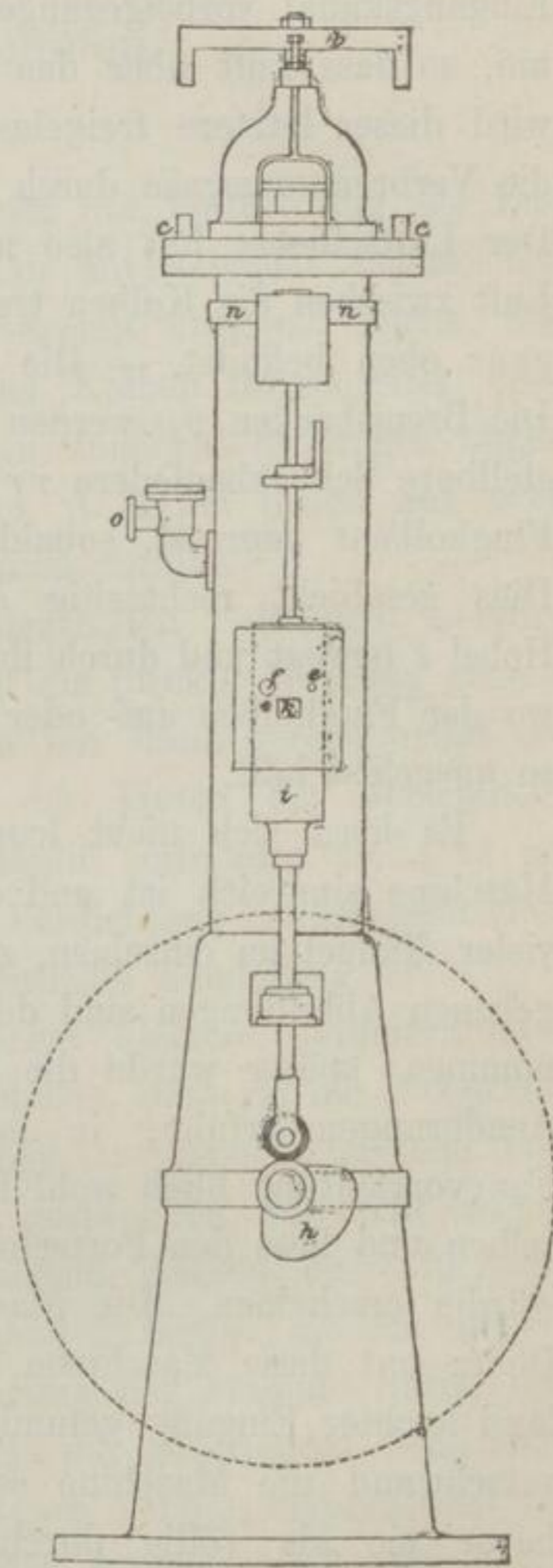


Abb. 63.

weichen, nicht aber eintreten. Sobald der Flugkolben an diesen Löchern vorbeigegangen ist, fängt er, indem er die über ihm befindliche Luft verdichtet, an, zur Ruhe zu kommen. Nun wird er durch eine besondere Vorrichtung abgefangen und in seiner höchsten Stellung festgehalten. Unterdessen geht der Arbeitskolben

5*

durch seinen unteren Totpunkt; und da sich durch die Abkühlung der Cylinderwände eine Lere zwischen den Kolben gebildet hat, so wird er durch den Druck der äusseren Luft hochgetrieben. Kurz, bevor er seinen oberen Totpunkt erreicht, nachdem er am Eingangskanal vorbeigegangen ist, steuert der Schieber *a* wieder um, so dass Luft über den Flugkolben treten kann; gleichzeitig wird dieser letztere freigelassen und geht nun herab, indem er die Verbrennungsgase durch das selbstthätige Ventil *o* austreibt. Der Luftschieber hat also nur den Zweck, zu verhindern, dass Luft zwischen die Kolben treten kann, wenn der Flugkolben sich ganz oben befindet. — Die Fangvorrichtung ist so eingerichtet: Die Bremsbacken *pp* werden durch die Hebel *qq*, auf welche einstellbare Schraubenfedern *rr* wirken, stets gegen die Stange des Flugkolbens gepresst, sobald sie nicht daran gehindert werden. Dies geschieht rechtzeitig durch das Excenter *s*, welches den Hebel *t* bewegt und durch ihn die Bremsbacken während der Zeit, wo der Flugkolben auf- oder niederwärts gehen muss, anhebt und so ausgelöst hält.

Es lässt sich nicht leugnen, dass der Gedankengang dieser Maschine sinnreich ist und die Anordnung im allgemeinen, trotz vieler Mängel im einzelnen, zweckentsprechend erscheint. Die gegebenen Abbildungen sind der ursprünglichen Patentschrift ¹⁾ entnommen; später wurde die Maschine, ohne dass sie wesentliche Aenderungen erfuhr, in manchen Punkten verbessert ²⁾. Die Fangvorrichtung blieb wohl immer noch ein schwacher Punkt derselben und liess den Fortschritt gegenüber Langen und Otto fragwürdig erscheinen. Die Maschinenfabrik Humboldt in Kalk bei Deutz hat diese Maschinen früher gebaut; sie scheinen in England leichter Eingang gefunden zu haben, als bei uns. Indessen verschwand die Maschine schon nach kurzer Zeit wieder, weil, bevor sie als völlig durchgearbeitet gelten konnte, die neue Otto'sche erfunden wurde, welche alle bisherigen Anordnungen so weit hinter sich liess, dass jeder Wettbewerb des älteren sofort unmöglich wurde.

1) Specif. 1874, No. 25. 2) Pr. Masch.-Constr. 1877, 465. Musil, die Motoren für das Kleingewerbe, Braunschweig 1878, 116.

Viertaktmaschinen.

Die direkt wirkenden Gasmaschinen mit Verdichtung der Ladung zerfallen in zwei Gruppen; man unterscheidet solche, bei denen die ganze Ladung auf einmal verpufft wird und solche, bei denen sie langsam, im Masse wie der Kolben fortschreitet, verbrennt. Aus der ersten Gruppe seien zunächst diejenigen abgetrennt, welche im Viertakt arbeiten, d. h. bei denen auf zwei Umdrehungen der Welle eine Verpuffung entfällt.

Es wurde bereits in der geschichtlichen Uebersicht hervorgehoben, dass das Zurückgreifen auf die direkte Wirkung gegenüber den atmosphärischen Maschinen nur dann gerechtfertigt erscheinen kann, wenn Aenderungen im Wesen der Maschinen, Aenderungen ihres Kreisprocesses, damit verbunden sind; es ist auch bereits hervorgehoben, dass die Verdichtung des Gasgemisches vor der Entzündung eine solche wesentliche Aenderung ist.

Die Verdichtung gestattet zunächst kleinere Cylinderabmessungen. Ferner aber darf man annehmen, dass sie die Sicherheit der Zündung erhöht, weil die einzelnen Gastheilchen, welche man sich in der Luft, oder, allgemeiner gesprochen, im nicht brennbaren Theile des Gemenges, schwimmend denken darf, im verdichteten Gemische näher bei einander liegen als im unverdichteten, und folglich die Fortpflanzung der Flamme durch das ganze erleichtert wird; man wird also mit gasärmeren Gemischen arbeiten können, infolge dessen geringere Anfangstemperaturen für die Ausdehnung erhalten und weniger Wärme durch das Kühlwasser abzuführen brauchen. Endlich ist zu beachten, dass die auf dieselbe Gewichtsmenge Ladung einwirkende Wandfläche bei verdichtetem Gemenge viel kleiner ist als bei unverdichtetem.

Gleichfalls ist in der geschichtlichen Uebersicht schon die Wichtigkeit der Totpunktzündung hervorgehoben, welche grössere Kolbengeschwindigkeit zulässt. Die Kolbengeschwindigkeit der älteren Maschinen betrug, wie angeführt, durchweg weniger als

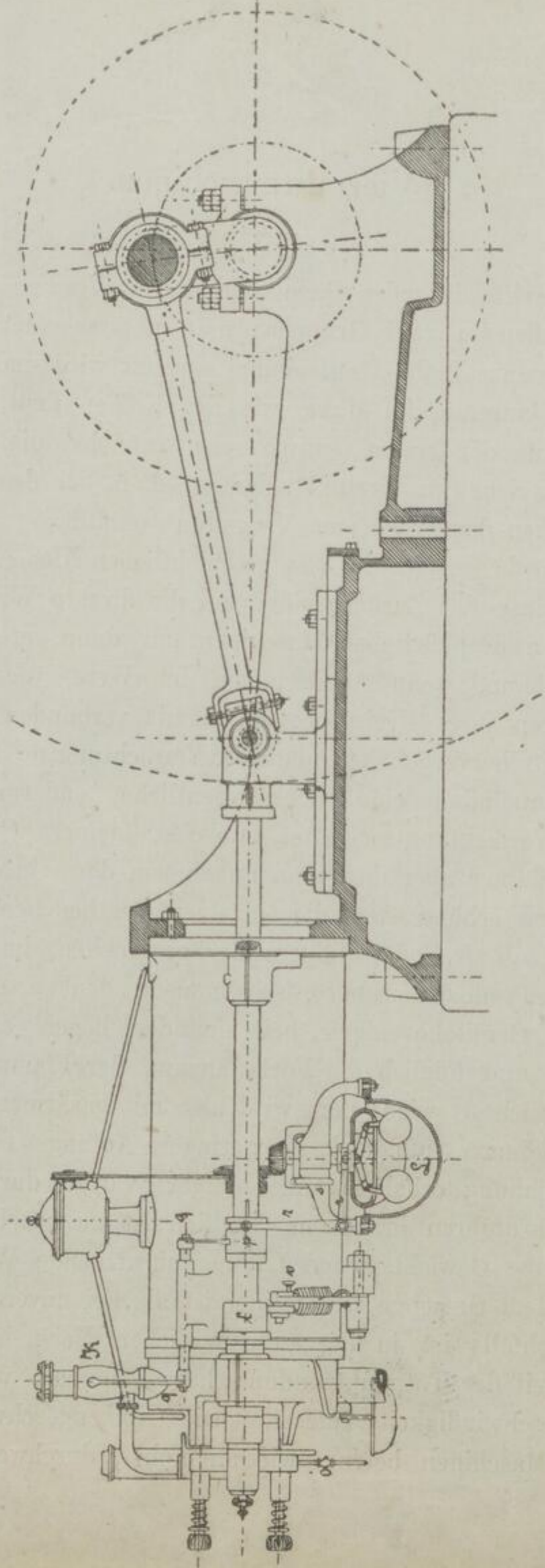


Abb. 64.

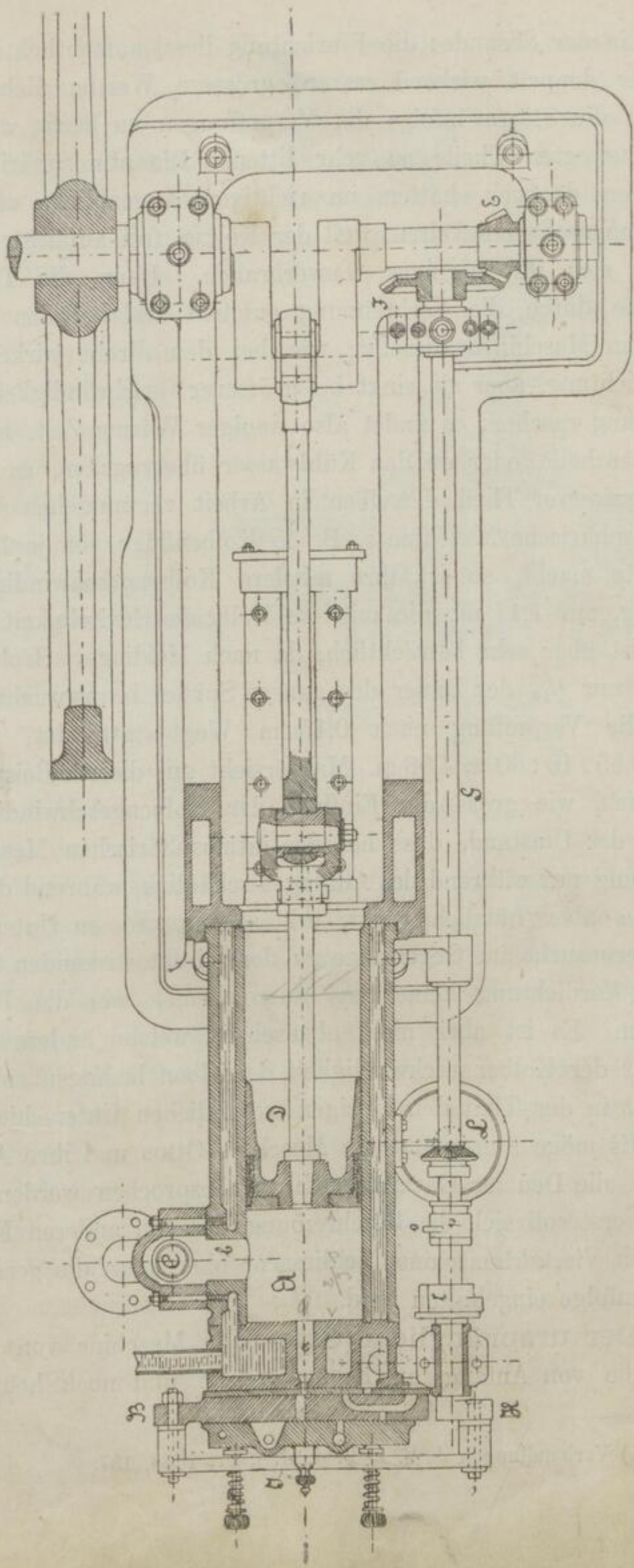


Abb. 65.

1 m in der Secunde; die Einrichtung liess, namentlich da die Cylinder doppelt wirkend waren, grössere Werthe nicht zu, weil sonst die Stösse infolge der Verpuffungen zu heftig wurden und die bewegten Theile zu sehr litten. Die atmosphärischen Maschinen dagegen hatten im richtigen Augenblicke sehr grosse Kolbengeschwindigkeiten, weil der Kolben frei auffliegt; daher erklärt sich ihr geringer Gasverbrauch. Denn die Temperatur, welche durch die Verbrennung entsteht, ist bei den atmosphärischen Maschinen dieselbe, wie bei den direkt wirkenden ohne Verdichtung, aber sie sinkt bei grösserer Geschwindigkeit der Ausdehnung rascher; es findet also weniger Wärme Zeit, an die Maschinentheile oder an das Kühlwasser überzugehen, es kann sich ein grösserer Theil derselben in Arbeit verwandeln. Wenn eine atmosphärische Maschine z. B. ^{doppelt} 35 Kolbenflüge von je 1 m in der Minute macht, so ist ihre mittlere Kolbengeschwindigkeit zwar gering, nur 1,17 m; die mittlere Kolbengeschwindigkeit der Flugzeit ist aber sehr beträchtlich, da nach Meidingers Beobachtung ¹⁾ diese nur $\frac{1}{10}$ der Dauer des ganzen Spieles beansprucht, nämlich, da die Verpuffung nach 0,15 m Weg stattfindet, im Mittel $35 \cdot 0,85 \cdot 10 : 60 = 4,96$ m. Man ersieht aus diesem Beispiele recht deutlich, wie gross der Einfluss der Kolbengeschwindigkeit ist; denn der Umstand, dass bei den atmosphärischen Maschinen die Kühlung nur während des Auffluges schädlich, während des Niederganges aber nützlich wirkt, erklärt den grossen Unterschied im Gasverbrauche im Gegensatze zu den direkt wirkenden Maschinen ohne Verdichtung keineswegs ausreichend, wie die Diagramme lehren. Es ist aber nicht abzusehen, welche andere Umstände ausser der Kolbengeschwindigkeit denselben bedingen sollen; diese macht in der That den einzigen wesentlichen Unterschied aus.

Es möge nun zuerst die Maschine Ottos und ihre Ausbildung durch die Deutzer Gasmotorenfabrik besprochen werden; an dieselbe erst soll sich die Beschreibung der von anderen Firmen gebauten Viertaktmaschinen schliessen, ohne dass die geschichtliche Reihenfolge eingehalten wird.

Der ursprüngliche Otto. Die Maschine von Otto, wie dieselbe von Anfang an gebaut wurde und noch heute gebaut

1) Verhandlungen d. V. z. B. d. G. i. Pr. 1868, 137.

wird, ist in den Abb. 64—66¹⁾ abgebildet; diese stellen eine acht-pferdige Maschine in $\frac{1}{15}$ der natürlichen Grösse dar. Aus ihnen geht hervor, dass es sich um eine liegende, den gewöhnlichen Dampfmaschinen ähnliche Anordnung handelt. *A* ist der mit einem Kühlmantel versehene Cylinder, am einen Ende offen, am andern beträchtlich über den inneren Totpunkt des Kolbens hinaus verlängert. Der so ge-

bildete, sogenannte schädliche Raum, welchen man aber besser als Verdichtungsraum bezeichnet, beträgt etwa $\frac{2}{3}$ des vom Kolben durchlaufenen. In diesem Theile des Cylinders befinden sich zwei Oeffnungen *a* und *b*; *a* für den Einlass und die Zündung, *b* für den Auslass. Die erstere wird geöffnet und geschlossen durch den Schieber *B*, die letztere durch das Ventil *C*. Der Kolben *D* überträgt die aufgenommene Kraft

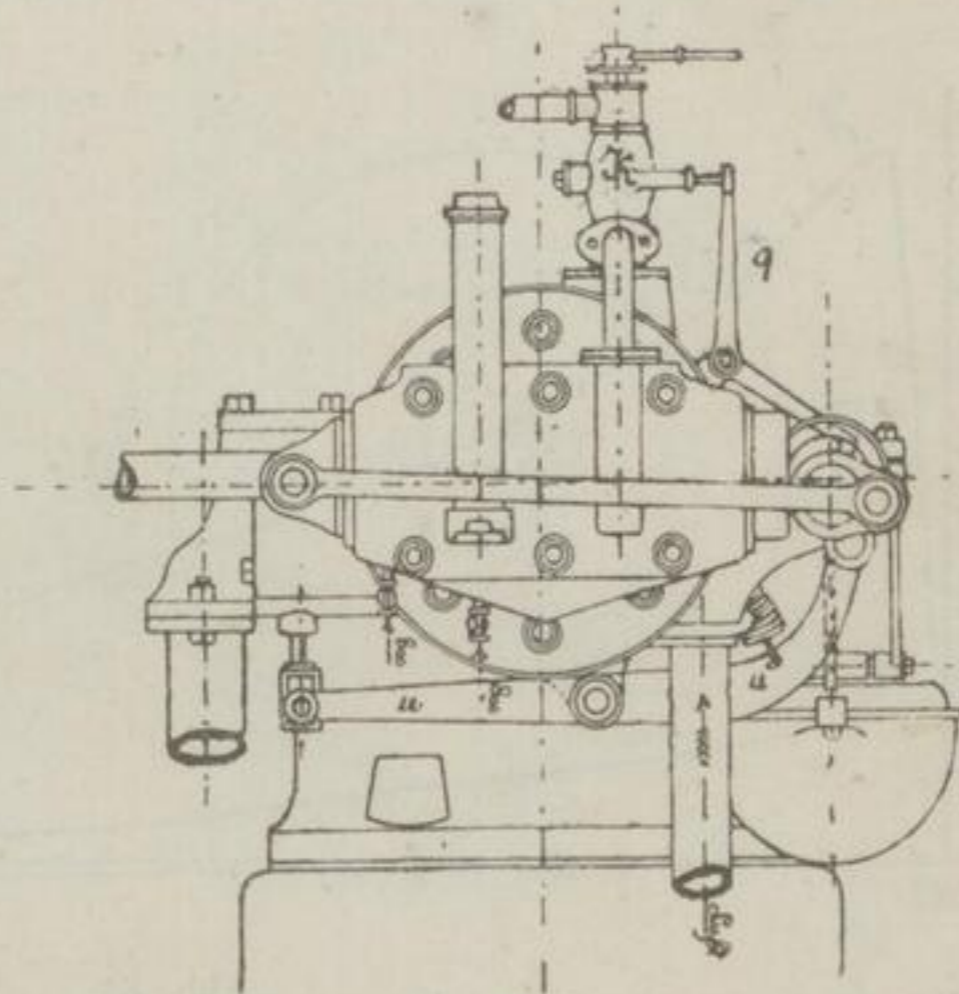


Abb. 66.

durch Kolbenstange, Kreuzkopf und Pleuelstange auf die gekröpfte Welle, welche Riemscheibe und Schwungrad trägt und von welcher aus durch das Rädergetriebe *E*, *F*, die Steuerwelle *G*, Kurbel *H* und Pleuelstange *I* die Schieberbewegung abgeleitet wird. Der Schieberdeckel wird durch Schraubenfedern gegen den Schieber gepresst und dieser so gedichtet; ausserdem sichern ihn zwei stellbare Muttern gegen Abklappen bei nicht genügender Anspannung der Federn.

Die Maschine ist halbwirkend; der Cylinder dient abwechselnd als Verdichtungspumpe und Arbeitscylinder. Bewegt sich der Kolben aus dem hinteren Totpunkte zum ersten Male nach vorn, so saugt er das brennbare Gemisch an; macht er seinen Weg zum ersten Male rückwärts, so verdichtet er es; geht er dann

1) Nach Zeichnung der Firma.

zum zweiten male vorwärts, so erfolgt die Verpuffung und die Ausdehnung der Verbrennungsgase; kehrt er zum zweiten Male zurück, so treibt er diese aus. Das Arbeitsspiel umfasst also vier halbe Kolbenhübe oder zwei Umdrehungen der Maschine; die eigentliche Arbeitsleistung findet nur während des dritten Theiles des Spieles statt; während des ersten, zweiten und vierten Abschnittes derselben wird ein Theil der erzeugten Arbeit

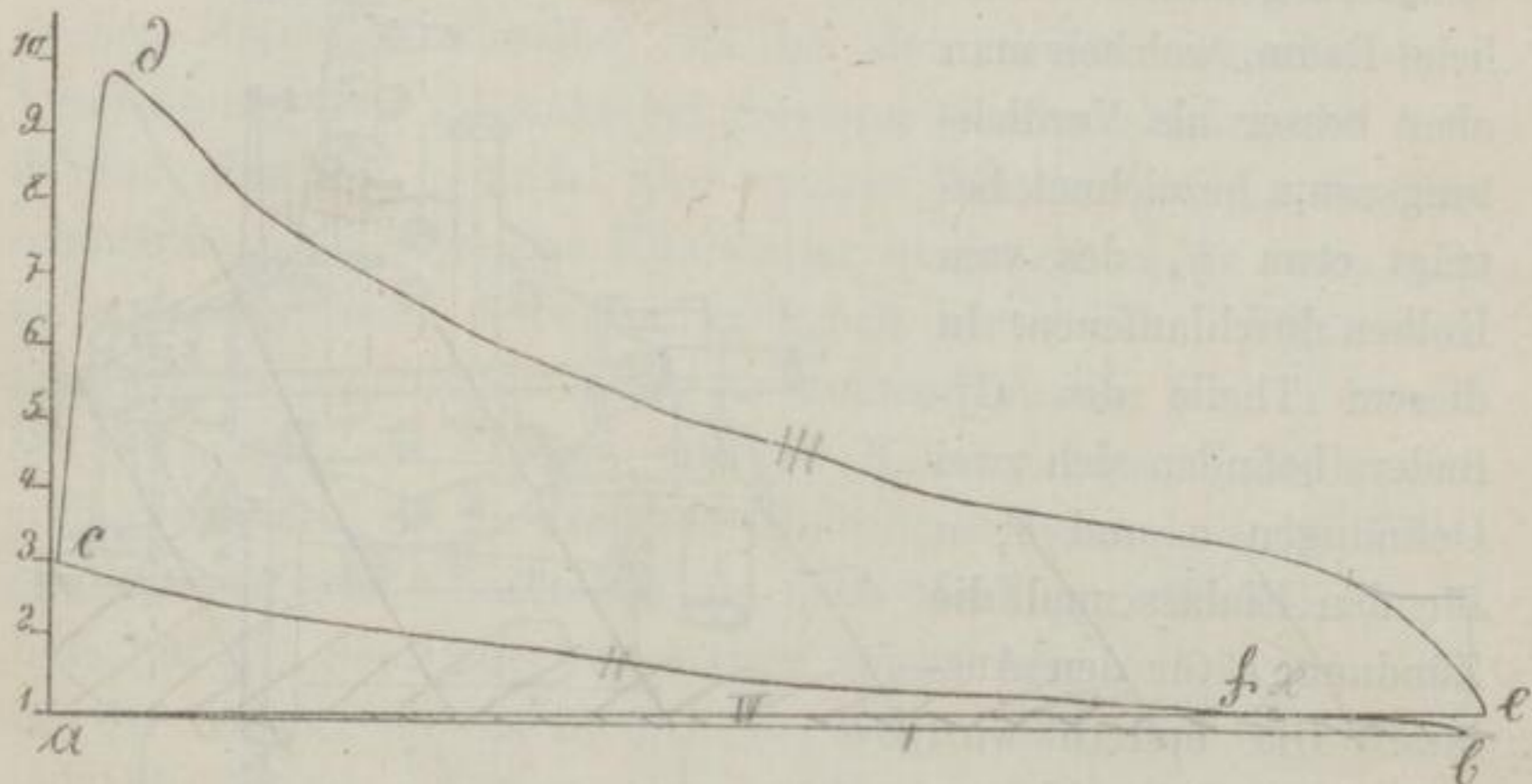


Abb. 67.

in der Maschine wieder verbraucht — die lebendige Kraft des Schwungrades muss aushelfen. Aus dem Indikatordiagramm (Abb. 67) ist diese Wirkungsweise deutlich abzulesen; die Spannungscurve ist $abfedefa$; die Arbeitsfläche desselben ($fedef$) — ($fabf$).

Damit nun diese Arbeitsweise so, wie beschrieben, stattfinden kann, macht der Schieber nur halb so viel Hübe wie der Kolben; die Uebersetzung im Rädergetriebe EF ist $1 : 2$, die Steuerwelle läuft nur halb so viel Umdrehungen wie die Hauptwelle. Die Bewegung des Schiebers ist nun in folgender Weise in Beziehung zur Kolbenbewegung gesetzt, damit er die ihm obliegenden Pflichten der Speisung und Zündung erfüllen kann: In der Skizze Abb. 68 sei der Kreis 1, 2, 3, 4 der Warzenkreis der Schieberkurbel und I, II, III, IV derjenige der Kolbenkurbel, welcher der bequemeren Uebersicht wegen in die Ebene des ersteren verlegt gedacht ist. Da nun in der Anfangsstellung des Arbeitsspieles die Schieberkurbel um 45° gegen die Kolbenkurbel nacheilt, und da sie nur

mengt. Wenn aber die Luft während dieses ganzen Zeitabschnittes eintreten kann, so tritt dagegen das Gas nur in der zweiten Hälfte desselben hinzu, nämlich erst dann, wenn ein in der Leitung liegendes, besonders gesteuertes Regelventil geöffnet wird.

Die Zündung wird auf folgende Weise bewirkt: Es befindet sich im Schieber eine Kammer, welche mit einer besonderen, im

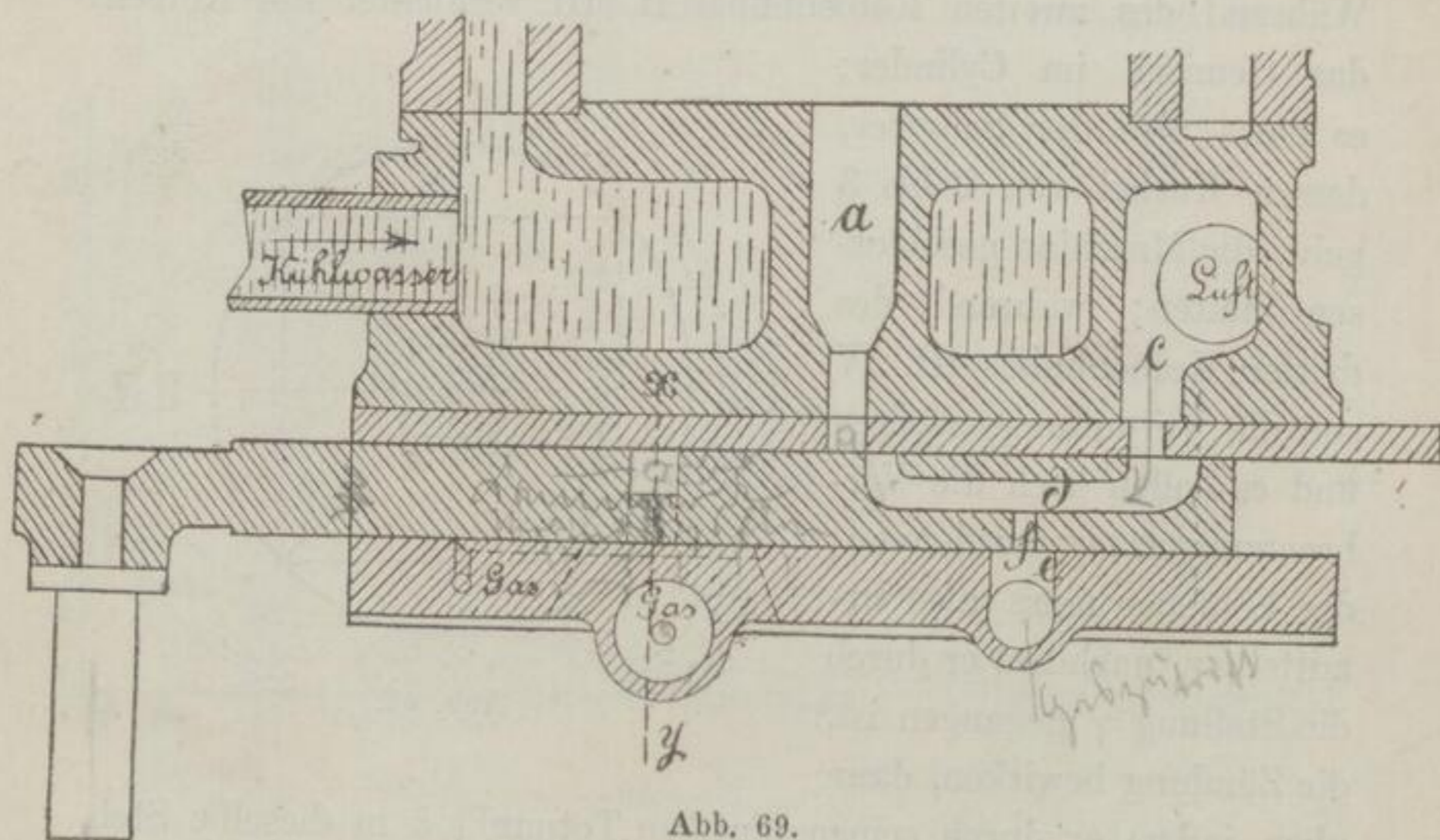


Abb. 69.

Deckel liegenden Gasleitung kurz vor Stellung 3 in Verbindung tritt. Diese Kammer füllt sich also mit Gas und dient zur Bildung einer Vermittlungsflamme zwischen der in einer Höhlung des Schieberdeckels stetig brennenden Zündflamme und der Ladung. Eine solche Vermittelung ist nöthig, weil die Ladung zur Zeit der Zündung höhere Spannung besitzt und also nicht wohl mit einer im Freien brennenden Flamme in Verbindung treten kann. Ist nun die Vermittelungskammer mit Gas und Luft gefüllt, so entzündet sich dieses Gemisch an der Zündflamme; nachdem diese Verbindung abgeschnitten ist, wird durch einen ganz engen Kanal Verbindung zwischen Vermittlungsflamme und Ladung hergestellt. Da der Kanal eben sehr eng ist, so wird durch den Uebertritt von stark gespanntem Ladungsgemisch in die Kammer die Flamme nicht ausgeblasen, sondern es wird nur die Spannung ausgeglichen; so dass, wenn unmittelbar darauf die Vermittelungskammer mit der weiteren Oeffnung *a* des Cylinders

in Verbindung tritt, nun die Flamme in die Ladung schlagen und sie zur Verpuffung bringen kann. Es müssen also in unmittelbarer Nähe der Stellung 3 folgende drei Ereignisse nach einander stattfinden: 1) Bildung und Entzündung der Vermittlungsflamme, 2) Ausgleichung der Spannung, 3) Zündung.

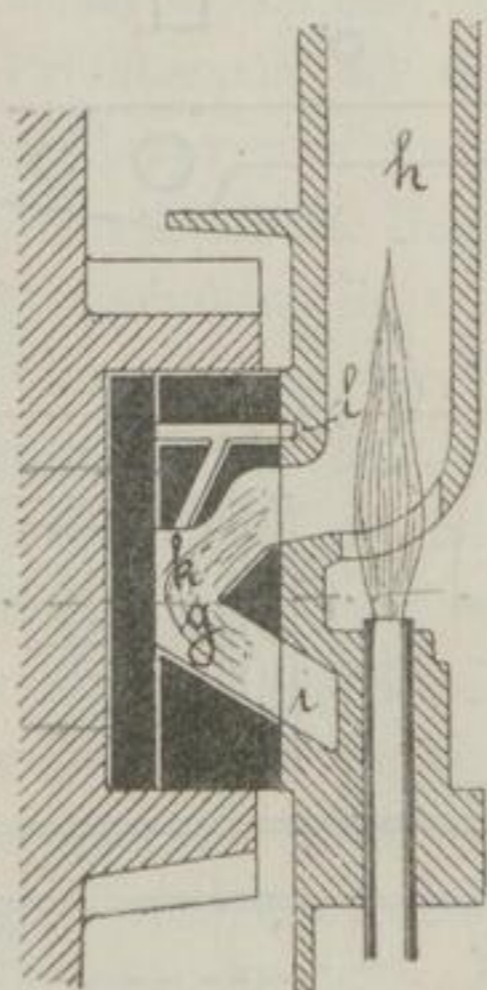


Abb. 70.

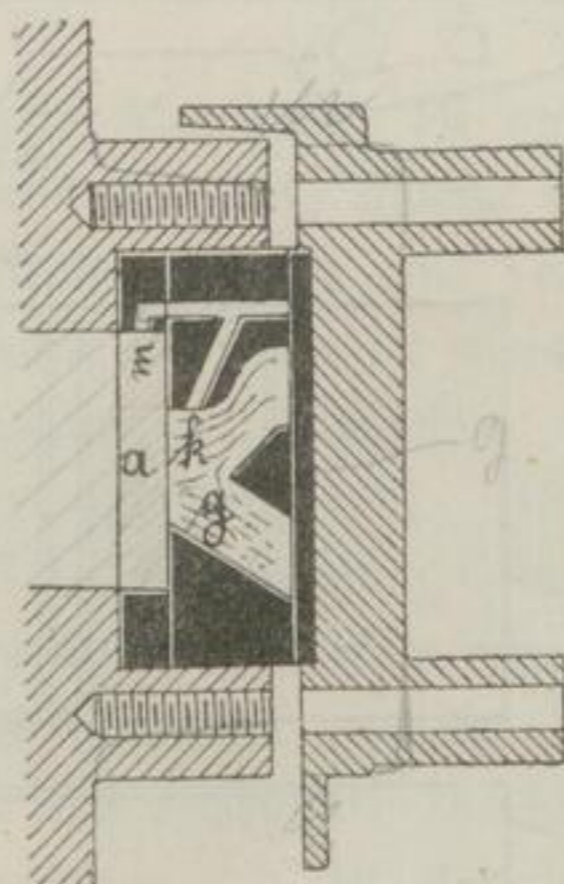
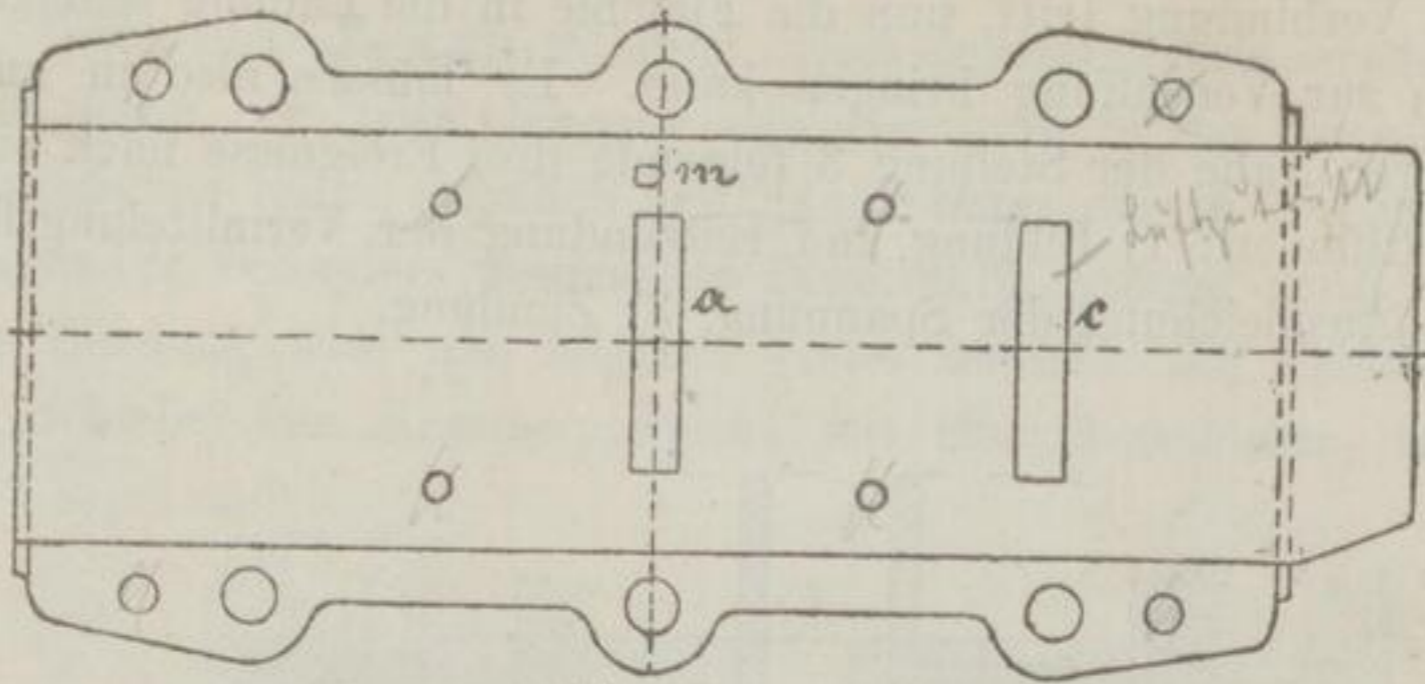


Abb. 71.

Abb. 70, ein aufrechter Schnitt nach xy in Abb. 69, ver-sinnbildlicht die Entstehung der Vermittlungsflamme. Im Schieber befindet sich die Kammer g , diese ist mit dem am Schieberdeckel angebrachten Schornstein h , in welchem die Zündflamme brennt, und der Oeffnung i desselben, welche den Luftzutritt ermöglicht, verbunden. In die Kammer g mündet der Kanal k , diesem führt die im Schieberdeckel liegende Leitung l das Gas zu, welches die Kammer füllt und sich an der im Deckel brennenden Flamme entzündet. Durch die Weiterbildung des Schiebers gelangt er dann in die durch Abb. 71 angegebene Stellung; hier bewirkt der kleine Kanalansatz m die Verbindung mit dem Innern des Cy-linders, also den Ausgleich der Spannungen; eine geringe weitere Fortbewegung des Schiebers lässt dann g mit der grösseren Oeff-nung a zusammentreffen und die Zündung erfolgen. Es ist klar, dass diese Stellungen auch beim Rückgange des Schiebers in um-gekehrter Reihenfolge auftreten und dass infolge dessen ein leichtes

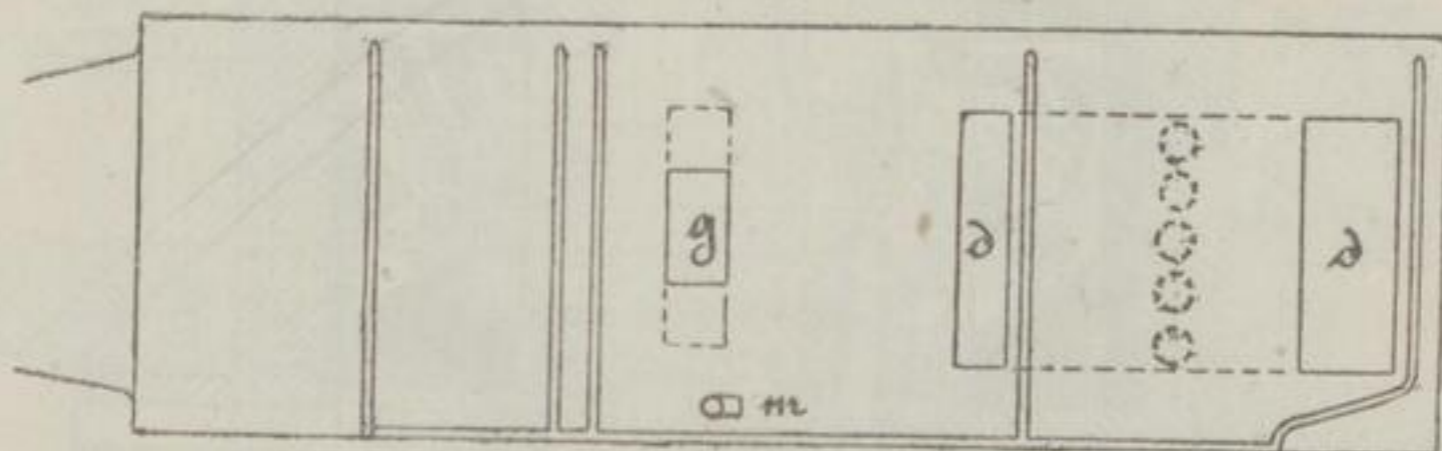
oben.



Luftkammer

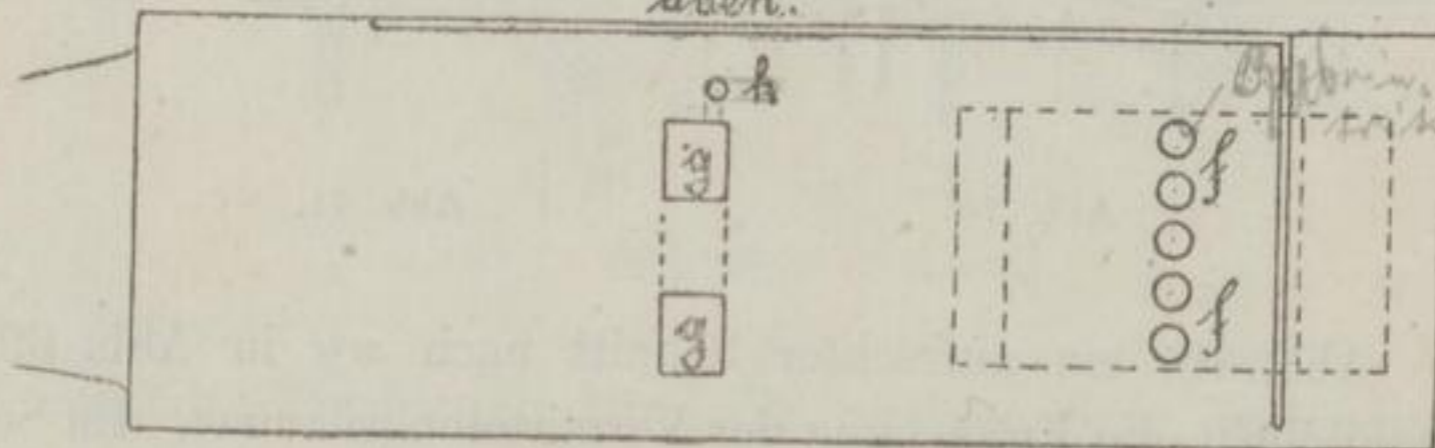
Abb. 72.

unten.



unten

oben.

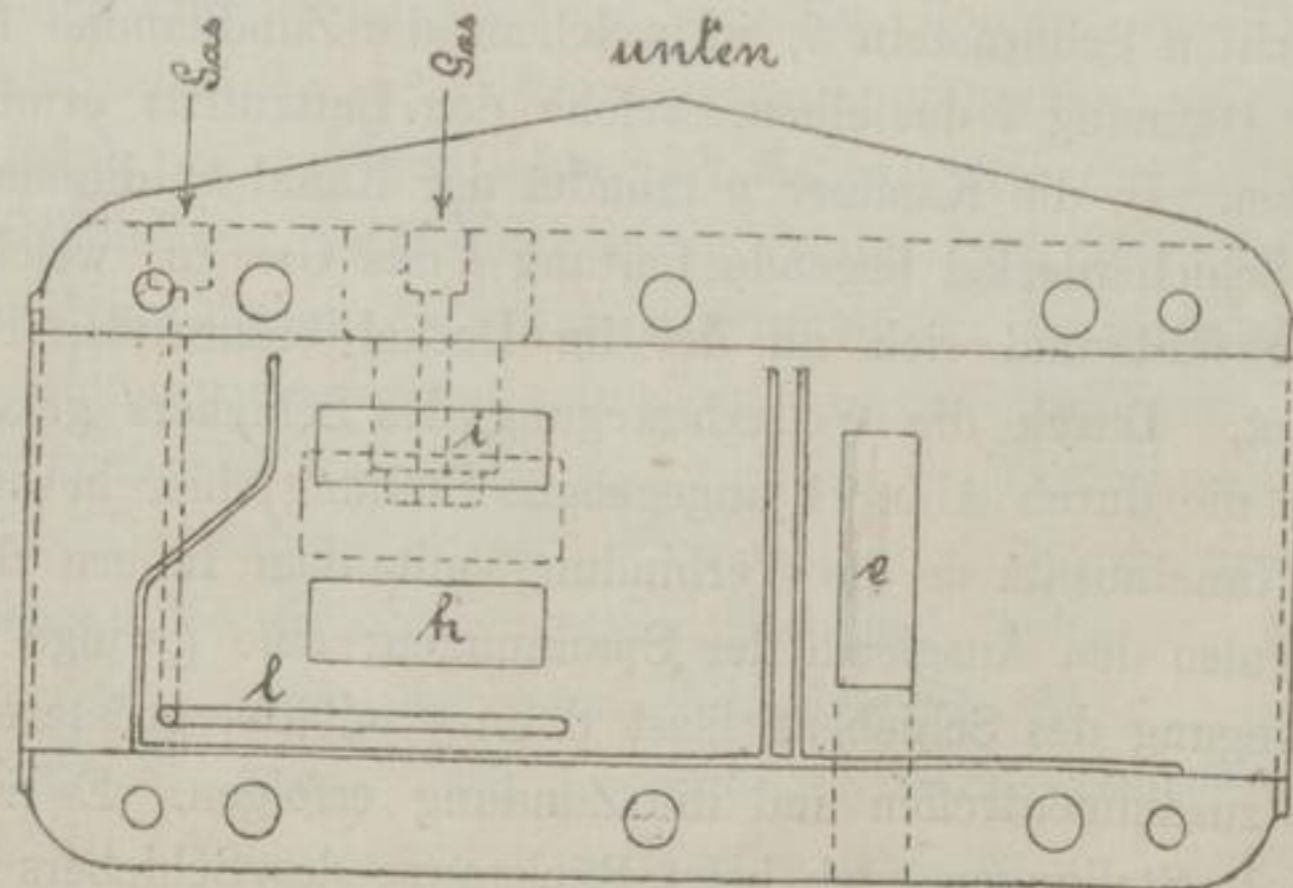


oben

oben

Abb. 73 und 74.

unten



oben.

Abb. 75.

Gas ↑

Blasen der Verbrennungsgase aus dem Cylinder durch die Vermittelungskammer in die Zündflamme und eine geringe Gaszuströmung aus l auf demselben Wege zu dieser stattfindet; beides ist aber nicht von belang und bewirkt nur ein leichtes Zucken der Zündflamme.

Die Abb. 72—75 geben Ansichten vom Schieberspiegel, von beiden Schieberflächen und dem Schieberdeckel; sie bedürfen keiner weiteren Erläuterung, 73 und 75 sind der besseren Uebersicht wegen umgeklappt gezeichnet.

Sehr hübsch ist die Regelung der Maschine. Es wurde schon früher hervorgehoben, dass es nothwendig sei, darauf zu achten, dass das Gemisch von Gas und Luft, welches zur Verbrennung gelangt, gleichmässig zusammengesetzt ist. Das ist nicht möglich, wenn man ein Ventil in die Gasleitung legt, welches von einem Fliehkraftregler mehr oder weniger zugestellt wird. Otto hat es daher vorgezogen, das Regelventil so einzurichten, dass es entweder den Zutritt der richtigen Gasmenge gestattet oder gar kein Gas in die Maschine lässt, so dass diese also leer läuft, d. h. nur Luft ansaugt, verdichtet, ausdehnt und ausstösst. Die Einrichtung ist aus den Abb. 65—67 zu entnehmen. K ist das betreffende Regelventil, in Abb. 76 besonders dargestellt, welches durch eine Feder n geschlossen gehalten wird und sich nur öffnet, wenn ein Knaggen o der auf der Steuerwelle sitzenden Muffe p den einen Schenkel des Winkelhebels q , dessen anderer Schenkel sich gegen die Ventilstange legt, anhebt. Das geschieht nun bei regelrechtem Gange der Maschine ganz regelmässig; sobald sie aber zu schnell geht und die Kugeln des Reglers L sich heben, schiebt der Winkelhebel r die Muffe p so weit zur Seite, dass der Knaggen an dem auf ihr liegenden Schenkel des Winkelhebels q vorbeigeht. Es kann jetzt also so lange, bis die Reglerkugeln sich wieder entsprechend gesenkt haben, kein Gas in die Maschine treten; es fällt eine Reihe von Verpuffungen aus. Damit nun aber beim Stillsetzen der Maschine das Ventil K nicht etwa offen stehen bleiben kann, damit also die Gasleitung ganz sicher geschlossen ist, hat man die Einrichtung so angeordnet, dass, wenn die Reglerkugeln ganz herunter sind, die Muffe p seitlich nach rechts verschoben ist, so dass ihr Knaggen nie unter dem Winkelhebel q stehen kann. Es würde dies nun zur Folge haben, dass man die

Maschine beim Anlassen so stark andrehen müsste, dass sich die Reglerkugeln heben — ein Ding der Unmöglichkeit. Es ist also die kleine drehbare Stütze *s* vorhanden; diese schlägt man hoch, bevor man die Maschine in Betrieb setzt, und rückt dadurch die Muffe *p* in richtige Stellung; sobald dann die erste Verpuffung ausfällt, wird die Stütze frei und fällt herab.

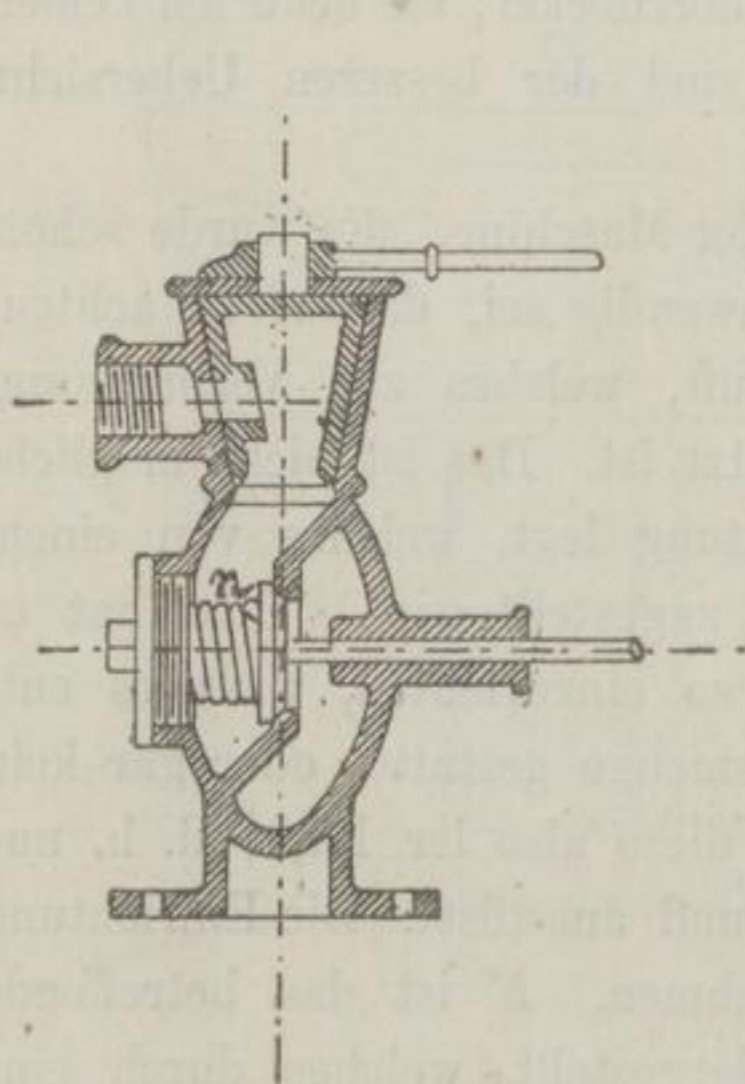


Abb. 76.

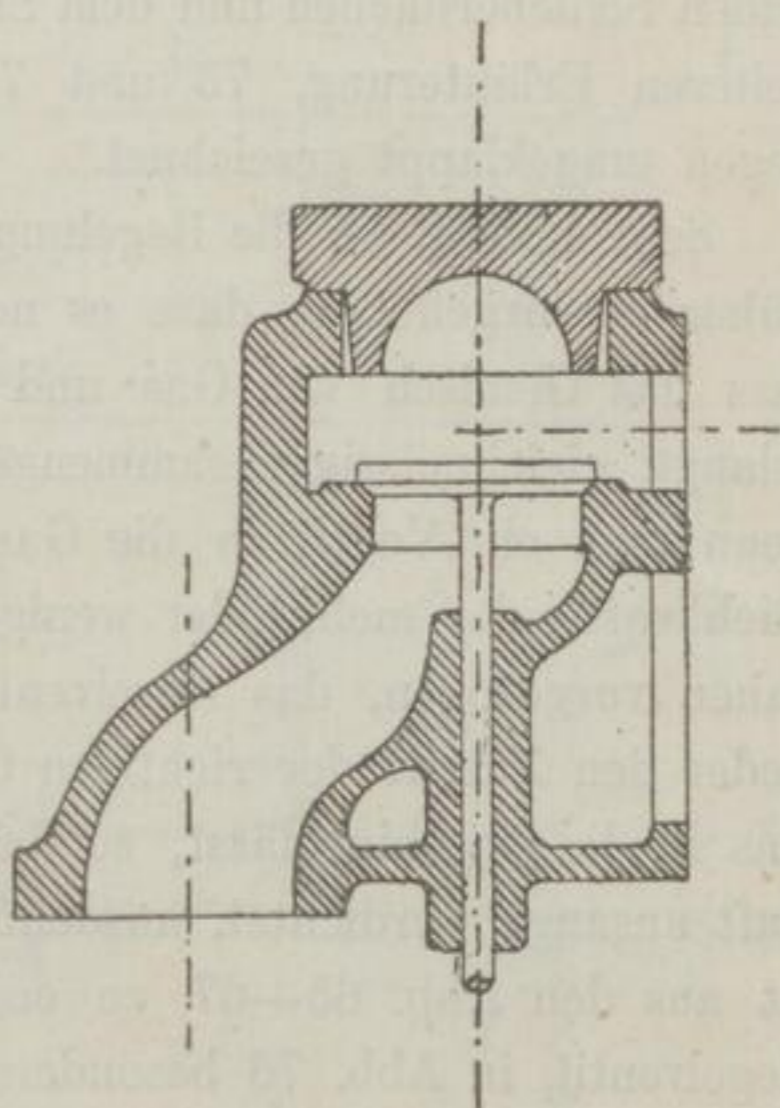


Abb. 77.

Das Ausgangsventil *C*, welches in Abb. 77 dargestellt ist, wird von der Steuerwelle aus durch die Muffe *t* gesteuert; diese trägt einen Knaggen, welcher den Winkelhebel *u*, der sich durch Federdruck leicht gegen die Muffe legt und für gewöhnlich das Ventil geschlossen hält, zur geeigneten Zeit zurückdrängt. Weil die Maschine sich aber schwer andreht, wenn man die Verdichtungs- spannung zu überwinden hat, ist auf der Muffe *t* noch ein zweiter Knaggen, um 180° gegen den ersten verstellt und halb so breit wie dieser, angebracht, welcher im regelmässigen Betriebe nicht auf den Winkelhebel *u*, also auf das Ventil, einwirkt. Wird aber die Muffe durch den Handhebel *v* nach rechts verschoben, so öffnet sich das Ventil in jedem Spiele zweimal, nämlich während des Austrittes und während der Verdichtung, so dass also diese wegfällt. Nun lässt sich die Maschine leicht an; sobald sie in Gang gekommen, dreht man den Handhebel wieder zurück.

Die allgemeine Anlage einer solchen Gasmaschine geht aus den Abb. 78 und 79, 1:50 d. nat. Gr., hervor. In die Gasleitung werden ein bis zwei Gummibeutel eingeschaltet, um den Rückschlag in die Leitung, veranlasst durch das Saugen der Maschine, zu verhüten; die

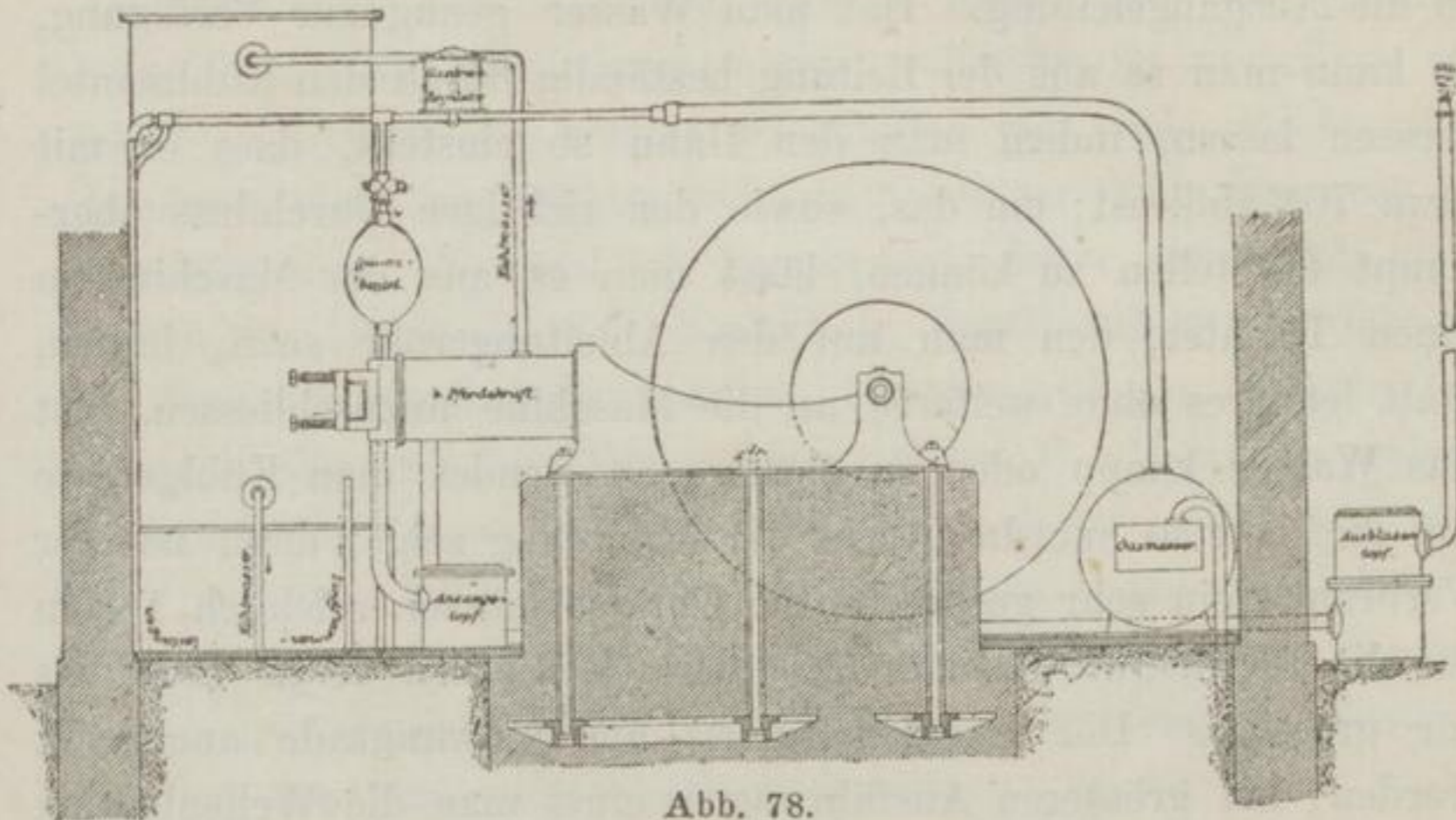


Abb. 78.

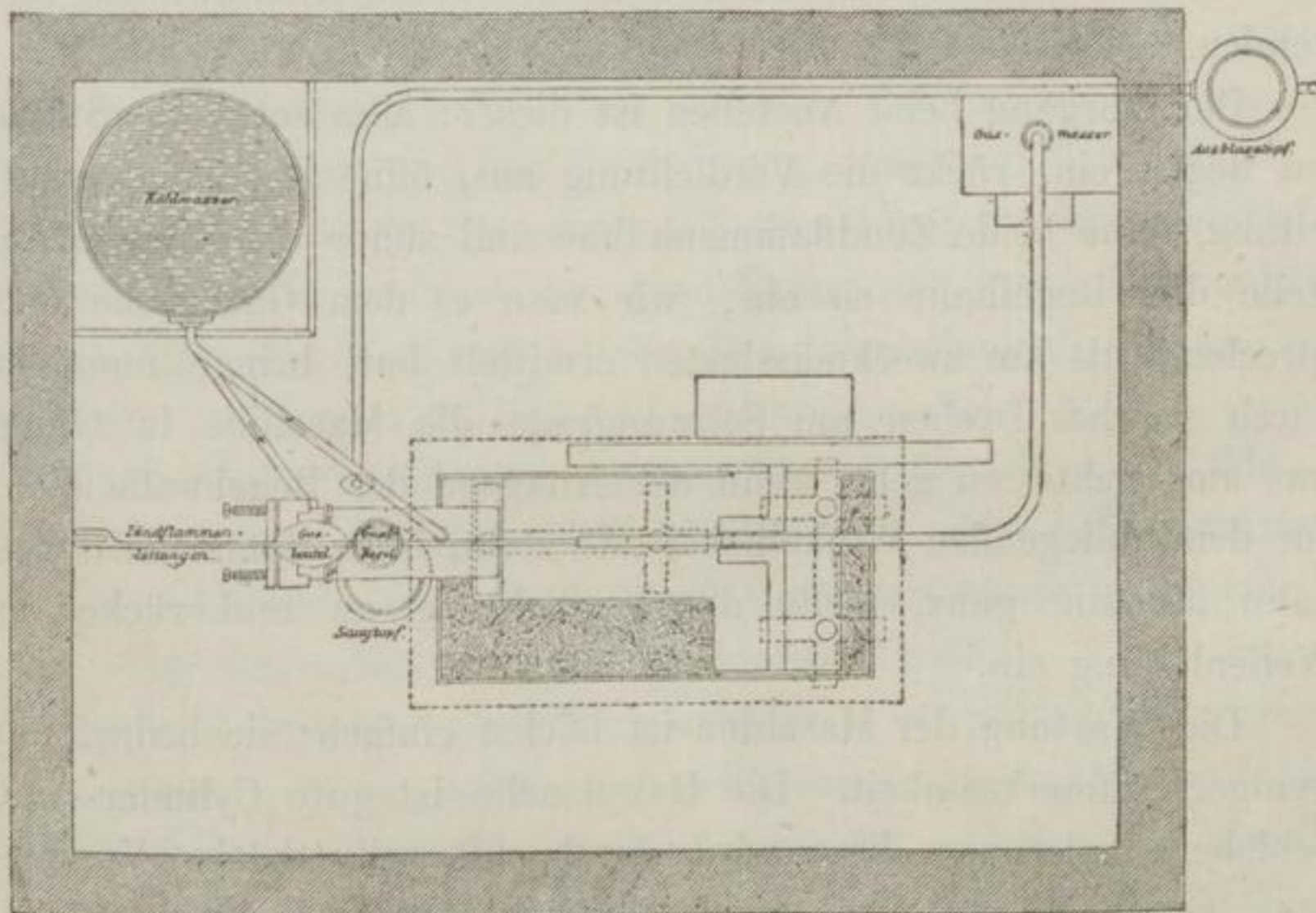


Abb. 79.

Gasleitungen für die Zündflammen haben natürlich vor dem Gummibeutel abzuzweigen, damit diese Flammen ruhig brennen. Die Anbringung eines Gasdruckreglers ist auch zweckmässig, weil man dann die Maschine stets bei derselben Stellung des vor dem Reglerventil, Abb. 76,

sitzenden Hahnes anlassen kann. Die Luft entnimmt man am besten einem Ansaugtopfe, damit keine Unreinigkeiten in die Maschine kommen und Geräusch vermieden wird. Ebenso schaltet man, um den heftigen Auspuff weniger hörbar zu machen, einen Abblasetopf in die Ausgangsleitung. Hat man Wasser genug zur Verfügung, so kann man es aus der Leitung beständig durch den Kühlmantel fließen lassen, indem man den Hahn so einstellt, dass es mit etwa 70° abfließt; um das, sowie den richtigen Durchfluss überhaupt feststellen zu können, lässt man es aus der Maschine in einen Trichter, den man auf das Ableitungsrohr setzt, laufen, statt letzteres ohne weiteres an die Maschine anzuschliessen. Ist das Wasser knapp oder zu theuer, so wendet man Kühlgefässe an, die man so anordnet, wie die Abbildung zeigt; dann ist der Verbrauch ein sehr geringer; die Gefässe müssen reichlich 1 cbm für die Pferdekraft halten, für kleine Maschinen etwas mehr als für grössere. Die Maschine muss am Schwungrade angedreht werden; bei grösseren Ausführungen muss man die Wellenleitung ausrücken und ausserdem auch wohl besondere Anlasswinden verwenden.

Der Vorgang beim Anstellen ist dieser: Man setze die Stütze am Regler ein, rücke die Verdichtung aus, öffne die Kühlwasserleitung, öffne beide Zündflammenhähne und zünde die Flamme an, stelle den Regelhahn so ein, wie man es dem Gasdrucke entsprechend als am zweckmässigsten ermittelt hat, bringe nunmehr durch rasches Drehen am Schwungrade die Maschine in Gang, was am leichtesten geht, wenn der Knaggen der Regelmuffe dicht vor dem anliegenden Winkelhebelende steht, öffne dann den Regelhahn allmählig ganz, stelle die Verdichtung an und rücke die Wellenleitung ein.

Die Wartung der Maschine ist höchst einfach; sie bedarf nur weniger Aufmerksamkeit. Die Hauptsache ist gute Cylinder- und Schieberschmierung; diese wird durch eine selbstthätige Vorrichtung gesichert. In dem Schmiergefässe, Abb. 64, befindet sich nämlich ein kleines, von der Steuerwelle ab durch eine Schnur getriebenes Eimerwerk, welches das Oel ganz regelmässig in zwei nach dem vorderen Cylinderende und dem Schieberkasten führende Röhren fördert, aus denen es dann herabtropft. — Behufs guter Erhaltung gilt es als Regel, den Schieber wöchentlich loszunehmen

und zu reinigen, alle zwei Wochen aber den Kolben zu entfernen und die ganze Maschine gründlich nachzusehen. Diese Arbeit erfordert zwei bzw. sechs Stunden Zeit. Der Schmierbedarf ist gering; der Besitzer einer 8 e Maschine giebt an, dass er in 30 Arbeitsstunden 1 l, bestehend aus $\frac{3}{4}$ Rüböl und $\frac{1}{4}$ Petroleum, gebraucht. Die Mittheilung folgenden Kniffes ist manchem vielleicht angenehm: Es kommt gelegentlich vor, dass die Maschine durchaus nicht anspringen will, nach einiger Zeit das aber anstandslos thut. Vermuthlich kommt das daher, dass sich etwas Oel in der Mulde des Schieberdeckels, durch welche das Gas für die Vermittelungsflamme zuströmt, befindet und den Gaszutritt zu dieser erschwert. Der Wärter einer solchen 6 e Maschine, welcher mehrfach von diesem Umstande zu leiden hatte, setzt nun stets kurz vor dem Stillsetzen ein kleines Gefäss unter die Oelleitung für den Schieber, so dass dieser während des Auslaufens der Maschine nicht geschmiert wird. Er behauptet, seitdem nie Schwierigkeit mit dem Anlassen gehabt zu haben.

Trotzdem die Maschine nur halbwirkend ist, geht sie doch, namentlich bei starker Belastung, recht regelmässig und auch bei geringer Belastung nicht allzu unruhig. Das Ansaugen geschieht bei wenig unter 1 at, die Verdichtung steigt auf 3 at, durch die Verpuffung wird die Spannung auf etwa 11 at getrieben und sinkt allmähig wieder infolge der Ausdehnung auf 3 at; dann eröffnet, etwa 10% des Kolbenweges vor dem toten Punkte, das Austrittsventil; im Totpunkte liegt die Spannung dicht über 1 at und bleibt so bis zu Ende des Spieles, wie es das Diagramm Abb. 67 zeigt; die Gase entweichen mit 400 bis 500°. Aus den Diagrammen ist zu schliessen, dass die höchste Temperatur über 1000° beträgt.

Der Gasverbrauch kann für kleine Maschinen mit 1 cbm für Pferd und Stunde angenommen werden; er ist natürlich bei grossen Maschinen geringer. Bei Versuchen findet man häufig kleinere Zahlen; es dürfte aber zu bedenken sein, dass zu solchen die Maschine gründlich gereinigt zu werden pflegt; für den gewöhnlichen Betrieb wird man mit der obigen Annahme nicht fehlgreifen. Dass die Zusammensetzung des Gases nicht ohne Einfluss ist, braucht wohl nicht hervorgehoben zu werden.

Solche Maschinen sind selbstverständlich häufig geprüft, ich gebe im folgenden zunächst die Ergebnisse, welche Brauer bei in

Deutz angestellten Versuchen ¹⁾ gefunden hat. Diese zeigen durchweg einen auffällig kleinen Gasverbrauch, der sich wohl dadurch erklärt, dass alle diese Maschinen ganz neu waren und sich im besten Zustande befanden.

Bei diesen Versuchen wurde jede Maschine zunächst eine Stunde lang mit der Bestimmungsbelastung zum Anwärmen gebremst, dann der einstündige Hauptversuch *b* vorgenommen, bei welchem etwa 10% der Verpuffungen ausfielen, und darauf wurden drei Nebenversuche von 10—20 Minuten Dauer vorgenommen, nämlich Versuch *a* bei stärkster Leistung, also solcher Belastung, dass keine Gasfüllung ausblieb, Versuch *c* bei Ausfall der Hälfte aller Füllungen und Versuch *d* bei Lerlauf. Der Gasverbrauch wurde auf 12° und 760 mm Barometerstand umgerechnet.

Versuche von Brauer.

Benennung	Cylinder			a. Stärkste Leistung			b. Hauptversuch			c. Halbe Leistung			d. Lerlauf		Gas für <i>b</i> u. <i>e</i> bei dem Hauptversuche
	Durchmesser	Hub	Laderaum	Bremsleistung	Mittlere Umdrehungszahl	Gasverbrauch stündlich	Bremsleistung	Mittlere Umdrehungszahl	Gasverbrauch stündlich	Bremsleistung	Mittlere Umdrehungszahl	Gasverbrauch stündlich	Mittlere Umdrehungszahl	Gasverbrauch stündlich	
2	140	280	2,72	2,58	178,5	2370	2,22	181,4	2170	0,86	184,6	1270	186,3	660	980
3	155	310	3,41	3,66	177,7	3320	3,41	182,0	3180	1,39	184,0	1970	187,0	912	932
4	170	340	4,35	4,72	157,6	3860	4,20	160,0	3530	1,69	163,5	1820	166,5	840	841
8	230	400	9,48	10,00	158,3	8300	8,91	159,2	7540	4,19	161,2	4420	163,1	1750	846
12	270	450	14,62	13,28	138,4	10600	12,22	138,9	9900	5,98	142,5	5580	144,6	2280	810
16	290	520	19,56	20,27	140,8	15250	18,17	140,9	13620	8,84	142,5	8740	143,9	3690	750
25	330	660	31,09	31,79	138,2	22500	29,53	139,3	20900	14,35	140,7	13150	142,2	4980	707

Es geht aus diesen Zahlen hervor, dass grosse Maschinen vortheilhafter arbeiten als kleine, und dass eine Maschine um so vortheilhafter arbeitet, je mehr sie beansprucht wird. Wenn aus letzterem Grunde folgt, dass man bei Anlage einer Maschine dieselbe knapp wählen soll, so wird diese Regel durch den ersten Umstand doch wieder beschränkt. In manchen Fällen wird es

1) Z. d. V. d. I. 1887, 206.

zweckmässig sein, statt einer grossen mehrere kleine Maschinen zu nehmen. Dass aber diese Regel keine allgemein richtige ist, lehrt z. B. der Vergleich der 16 e Maschine mit der von 8 e.

Bei voller Beanspruchung gebraucht man für die erste Maschine stündlich $\infty 16 \cdot 0,750 = 12$ cbm Gas, bei zweien der letzteren stündlich $\infty 16 \cdot 0,850 = 13,6$ cbm, bei halber Beanspruchung durch die erstere $\infty 8 \cdot 0,950 = 7,6$ cbm, bei letzteren $\infty 8 \cdot 850 = 6,8$ cbm. Da nun die Anlagekosten für 2 Maschinen von je 8 e viel grösser sind als die für 1 Maschine von 16 e, so erscheint der Vortheil der getheilten Anlage als ein sehr zweifelhafter. Es weist aber dies Beispiel auf den Vortheil der Zwillingsanordnung hin, bei welcher man dann den einen Steuerknaggen breiter machen muss als den anderen, so dass zwischen 16 und 8 e Bedarf nur die eine Maschine aussetzt.

Die Brauerschen Versuche lieferten besonders günstige Ergebnisse; andere Versuchsreihen geben einen höheren Gasverbrauch. So fanden Frese und der Verfasser 1881 bei Versuchen in Hannover mit einer 4 e Maschine folgendes:

Versuche von Frese und Schöttler.

Dauer des Versuches	Länge des Hebelarms	Belastung	Anzahl		Gebremste Leistung	Gasverbrauch		
			der Umdrehungen	der ausgebliebenen Verpuffungen		stündlich	für h u. e	für h u. e nach Abzug des Lerganges
Min.	m	kg	in der Minute		e	l	l	l
17	1,462	13,05	144,2	0	3,84	4182	1089	768
20,5	"	9,05	155,8	17,6	2,88	3541	1229	802
20,5	"	5,05	157,4	34,9	1,62	2956	1825	1065
23,5	"	1,05	157,9	48,1	0,34	1813	5333	1715
20	"	0	159,7	58,0	0	1230	∞	∞
20	0,840	23,15	182,4 ¹⁾	0	4,95	4725	955	694 ²⁾
20	"	"	160,0	3,0	4,34	4455	1026	—
25	"	"	159,5	1,7	4,33	4212	973	703
45	"	21,65	157,0	4,0	3,99	4112	1031	737
20	"	15,15	160,7	21,2	2,86	3285	1148	739
20	"	0	161,6	60,2	0	1170	∞	∞

1) Regler beschwert.

2) Lergang mit (da die beiden Zündflammen stündlich $\infty 200$ l gebrauchten)

$(1170 - 200) \frac{180}{160} + 200 = 1290$ l statt 1170 l stündlich angenommen.

Hierzu ist zu bemerken, dass bei der ersten Versuchsreihe die Maschine in demjenigen Zustande war, in welchem eine wenig benutzte Maschine, die oft wochenlang steht, zu sein pflegt; für die zweite Versuchsreihe war sie gründlich gereinigt; es blies aber der Kolben etwas durch.

Die Ergebnisse weiterer Versuche von Meidinger, 1882 mit zwei 4pferdigen Maschinen in Karlsruhe und einer 8pferdigen Maschine in Durlach angestellt ¹⁾ und Fliegner's aus 1885 mit einer 2pferdigen Maschine ²⁾ sind in den folgenden Zahlentafeln wiedergegeben.

Versuche von Meidinger.

Versuchsdauer Min.	Mittlere Umdrehungszahl	Bremsleistung <i>e</i>	Gasverbrauch stündlich <i>l</i>	Gas für <i>1 e</i> in <i>1 h</i> <i>l</i>	Bemerkungen
22	176,6	0	1843	—	Vierpferdige Maschine in der Landesgewerbehalle Karlsruhe
24	159,5	4,115	3920	952	
15	158,5	4,364	4170	955	
18	155,1	4,486	4203	937	
15	156,9	4,319	4160	963	
20	152,7	4,468	4310	964	
9	168,4	0	1233	—	Vierpf. Maschine der techn. Hochschule Karlsruhe
11	166,5	0	1118	—	
14	161,5	4,255	3943	927	
10	158,1	4,622	4110	889	
27	154,7	0	2466	—	Achtpf. Maschine in Durlach.
21	156,2	5,839	5429	930	
20	147,6	9,200	7845	853	

Versuche von Fliegner.

Versuchsdauer Min.	Mittlere Umdrehungszahl	Anzahl der ausgefallenen Verpuffungen in %	Bremsleistung <i>e</i>	Stündl. Gasverbrauch im ganzen <i>l</i>	Stündl. Gasverbrauch der Hilfsflammen <i>l</i>	Gas für <i>h</i> u. <i>e</i> einschl. der Hilfsflammen <i>l</i>	Bemerkungen
30	184,6	71	0	718	98	∞	Regulator entlastet „ belastet
30	184,1	50	0,778	1420	80	1824	
30	182,2	33	1,348	1820	82	1350	
30	180,9	20	1,912	2216	76	1159	
30	180,0	2	2,474	2706	78	1094	
30	155,8	0	2,273	2500	80	1100	
30	132,0	6	1,814	2068	86	1140	
60	185,0	2	2,444	2746	79	1123	

1) Badische Gewerbezeitung 1882, 286. 2) Schweizerische Bauzeitung 1886, 47.

Auch auf verschiedenen Kleingewerbeausstellungen haben Bremsungen stattgefunden, deren Ergebnisse die nachstehende Tafel enthält.

Ort des Versuches	Benennung	Zeitdauer	Mittlere Um- drehungszahl	Brems- leistung	Gasverbrauch		Der Versuch wurde angestellt von
					stündl.	für 1 e in 1 h	
					e	l	
Erfurt 1878 ¹⁾	4	92	159,4	3,98	4250	1070	Brauer u. Slaby
Altona 1881 . .	4	65	158,8	3,96	3590	912	Brauer u. Schöttler
"	12	60	138,0	11,8	11500	975	"
Dresden 1884 ²⁾	2	30	175	2,72	2610	960	Hartig
Wien 1884 ³⁾ . .	4	—	165	6,24	5370	860	
				4	3600	900	
				2	2146	1073	
				0	1070	—	
"	2	—	183	2,72	2880	1060	
				2	2400	1200	
				1	1470	1470	
				0	784	—	
"	1	—	183	1,74	1840	1060	
				1	1170	1170	
				0,5	780	1550	
				0	480	—	
Karlsruhe 1886	3	40	180,8	3,71	3372	908	
		40	183,5	1,88	1978	1050	
		30	185,1	0	788	—	

Die Society of arts in London veranstaltete kürzlich einen Wettbewerb von Kraftmaschinen für elektrische Beleuchtung, zu welchem die Firma Crossley brothers in Manchester, welche die Deutzer Maschinen für England bauen, eine Maschine von 241 mm Durchmesser und 457 mm Hub einsandten. Dieselbe unterscheidet sich von der Deutzer Anordnung in mehreren Nebensachen, wesentlich nur dadurch, dass sie mit einer Rohrzündung, ähnlich der auf Seite 97 beschriebenen, versehen ist. Das Preisgericht er-

1) Brauer u. Slaby, Versuche über Leistung und Brennmaterialverbrauch von Kleinmotoren, Berlin 1879. 2) Civilingenieur 1884, 570. 3) Dingler 255, 393.

mittelte die in folgender Tafel wiedergegebenen Zahlen. Der überraschend geringe Gasverbrauch dürfte auf den aussergewöhnlichen hohen Wärmewerth des verwendeten Gases zurückzuführen sein.

Versuche der Society of arts.

Versuchsnummer	1	2	3
Versuchsdauer <i>h</i>	6	3	1/2
Umdrehungen in der Minute . . .	160,1	158,8	161,0
Verpuffungen in der Minute . . .	78,4	41,1	10,2
Indicirte Leistung <i>e</i>	17,36	9,86	2,22
Bremsleistung <i>e</i>	14,94	7,51	—
Mechanischer Wirkungsgrad . . .	0,86	0,76	—
Gasverbrauch stündlich <i>l</i>	9957	5734	1388
„ „ für <i>h</i> u. <i>e</i> ind. <i>l</i>	574	582	—
„ „ für <i>h</i> u. <i>e</i> gebr. <i>l</i>	668	764	—

Die Ottosche Maschine wird von der Deutzer Gasmotorenfabrik, sowie verschiedenen anderen, namentlich ausländischen Firmen, welche das Patentrecht für gewisse Bezirke erworben haben, von 1/2 bis 35 *e* gebaut und ist in vielen Tausenden verbreitet. Ueber die Abmessungen und Preise giebt die folgende Zahlentafel Aufschluss; im Preise ist die Verpackung, aber es sind nicht Kühlgefäss nebst Durchlasshahn, noch Grundböcke und -schrauben, einbegriffen.

Grösse in Brems- pferdekräften	1/2	1	2	3	4	5	6	8
Durchm. × Hub in mm	95 × 190	115 × 230	140 × 280	155 × 310	170 × 340	185 × 370	200 × 400	230 × 450
Länge × Breite × Höhe in mm	1890 × 800 × 1500	2200 × 900 × 1580	2520 × 990 × 1650	2740 × 1100 × 1700	2920 × 1190 × 1730	3150 × 1310 × 1780	3370 × 1400 × 1780	3470 × 1450 × 1800
Durchm. × Breite d. Riemsch. in mm	200 × 110	250 × 150	400 × 170	500 × 210	600 × 250	700 × 270	750 × 280	900 × 300
Erforderl. Gasuhr f. Flammzahl	5	10	20	30	30	30	50	60
Umdrehungszahl in der Minute	180	180	180	180	160	160	160	160
Gesamtw. in kg, Netto (Brutto)	470 (675)	660 (875)	940 (1200)	1280 (1580)	1625 (1960)	2000 (2450)	2475 (2850)	2750 (3150)
Preis einschliessl. Verpack. in <i>M</i>	1200	1500	1850	2200	2650	3150	3600	4000

Schliesslich dürfte die Frage nach den Betriebskosten der Maschine zu beantworten sein. Es sind öfters Berechnungen darüber angestellt, wieviel die Pferdekraft täglich kostet, je nachdem man etwa Dampf, Luft, Gas oder Wasser zum Betriebe verwendet ¹⁾. Indessen lässt sich das allgemein wohl nicht beantworten, sondern man muss eine ganz bestimmte Grösse der Maschinen zu Grunde legen; denn eine 8 e Wassersäulenmaschine gebraucht fast 4mal so viel Wasser als eine 2 e solche, bei einer Dampfmaschine stellt sich dies Verhältniss aber viel günstiger. Dass ausserdem die örtlichen Umstände den ganzen Vergleich auf den Kopf stellen können, ist auch ohne weiteres einzusehen. Trotzdem ist vielleicht die nachfolgende Zusammenstellung der Kosten von 2 e für den Tag ganz nützlich, da man ja leicht die Zahlen anderen Verhältnissen, als den zu grunde gelegten, anpassen kann.

1. Eine 2 e Kesseldampfmaschine mag kosten 2000 M; rechnet man 12% für Erhaltung, Abschreibung und Zinsen, so bringt das bei Annahme von 300 Arbeitstagen täglich 80 ₰. Sie wird, einschliesslich Anheizen, stündlich mindestens 12 kg gute Steinkohlen gebrauchen, rechnet man 1 kg zu 2 ₰, so ergiebt das täglich in 10 Arbeitsstunden 240 ₰; für Wartung muss man 1/2 Tag zu

1) Z. B. von Grove im Hannoverschen Wochenblatt für Handel und Gewerbe 1876, 269.

	8	10	12	16	20	25	30	35
400	230 × 400	250 × 450	270 × 450	290 × 520	320 × 560	330 × 660	360 × 660	370 × 680
1400	3470 × 1400	3850 × 1800	3850 × 1835	4590 × 1920	4590 × 1920	4690 × 2110	4690 × 2110	4690 × 2130
80	× 1800	× 1800	× 1800	× 2000	× 2000	× 2000	× 2000	× 2000
280	900 × 310	1000 × 350	1200 × 350	—	—	—	—	—
	60	80	100	150	150	200	200	300
	160	140	140	140	140	140	140	140
350)	2750 (3200)	4600 (5300)	4800 (5500)	6600 (7600)	6800 (7800)	8000 (9550)	8200 (9800)	8500 (10100)
	4000	5200	5500	7000	7500	8500	9500	10500

3 \mathcal{M} = 150 \mathcal{S} ansetzen, für Schmierung u. s. w. dürften 40 \mathcal{S} genügen; das macht insgesamt **5,10 \mathcal{M}** .

2. Eine 2 e Heissluftmaschine kostet etwa 3000 \mathcal{M} ; rechnet man hier 15% für Erhaltung, Abschreibung und Zinsen, so macht das täglich 150 \mathcal{S} ; verbraucht sie einschliesslich des Anheizens stündlich 10 kg Koks zu 2,5 \mathcal{S} , so bringt das 250 \mathcal{S} ; für Wartung kann man $\frac{1}{4}$ Tag = 75 \mathcal{S} und für Schmierung u. s. w. 50 \mathcal{S} annehmen; das ergibt **5,25 \mathcal{M}** .

3. Eine 2 e Gasmaschine kostet ungefähr 2200 \mathcal{M} ; 15% für Erhaltung, Abschreibung und Zinsen ergeben täglich 1,10 \mathcal{S} ; sie gebraucht stündlich 2 cbm Gas, welches unter Berücksichtigung eines meist von den Gasanstalten gewährten Abschlages 15 \mathcal{S} kosten mag. Das macht täglich 300 \mathcal{S} ; für Wartung nehme man $\frac{1}{5}$ Tag = 60 \mathcal{S} und die gleiche Summe für Schmierung an. Es ergeben sich also die täglichen Unkosten als **5,30 \mathcal{M}** .

4. Eine 2 e Wassersäulenmaschine kann man mit 1500 \mathcal{M} annehmen, davon 10% für Erhaltung, Abschreibung und Zinsen, macht täglich 50 \mathcal{S} ; zum Betriebe sind bei 80% Wirkungsgrad und 20 m Druckhöhe erforderlich stündlich 33,75 cbm Wasser; kostet dieses nur 6 \mathcal{S} = 1 cbm, so macht das für den Tag 2025 \mathcal{S} ; dazu kommt noch die Wartung $\frac{1}{10}$ Tag = 30 \mathcal{S} und 10 \mathcal{S} für Schmiere u. s. f.; die Gesamtunkosten sind also **21,15 \mathcal{M}** .

5. Nimmt man die Leistung eines Arbeiters zu 288000 mkg täglich = 0,1067 e an, so würden 19 Arbeiter erforderlich sein, um die 2 e zu leisten; ist der Lohn = 2,50 \mathcal{M} , so kostete die entsprechende menschliche Arbeitskraft **47,50 \mathcal{M}** .

Vergleicht man eine Gasmaschine von 25 e mit einer gleich starken Dampfmaschine, so erhält man Ergebnisse, welche für die letztere viel günstiger sind.

Die Dampfmaschine kostet, eine Lokomobile mit ausziehbarem Röhrenkessel vorausgesetzt, mindestens 10000 \mathcal{M} . Das macht bei 12% für Erhaltung, Abschreibung und Verzinsung täglich 4 \mathcal{M} . Sie wird stündlich einschl. Anheizen wenigstens 50 kg Kohlen, also täglich für 10 \mathcal{M} gebrauchen. Rechnet man ferner 4 \mathcal{M} für Schmierung und 5 \mathcal{M} für Wartung, so sind die täglichen Kosten **23 \mathcal{M}** .

Die Gasmaschine kostet etwa dasselbe und hat auch wohl nicht mehr Erhaltung nöthig; man kann also als Anlagekosten täglich 4 \mathcal{M} ansetzen. Der Gasverbrauch ist $25 \cdot 10 \cdot 0,75 \cdot 0,15 \approx 28 \mathcal{M}$. Für Schmierung wird man etwas mehr, für Wartung aber viel weniger ansetzen, beides mit 7 \mathcal{M} veranschlagt, giebt schliesslich 39 \mathcal{M} .

Es ist aber wohl zu beachten, dass bei dieser Rechnung die Gasmaschine schlecht wegkommt. Denn ihr grosser Vorzug, bei zeitweisem Stillstande nichts zu kosten, kommt darin gar nicht zum Ausdrucke. Je weniger man aber die Dampfmaschine benutzt, desto theurer arbeitet sie.

Der Rechnung ist ein üblicher Gaspreis zugrunde gelegt. Dieser ist aber viel höher, als den Herstellungskosten entspricht; muss doch bei städtischen Anlagen das ganze Rohrnetz erhalten und verzinst werden. Deshalb kann man weit billiger arbeiten, wenn man das Gas selbst herstellt. Rechnet man es sich mit $7\frac{1}{2} \mathcal{S}$ an, was gar nicht so unerhört ist, so ermässigt sich obiger Satz von 39 \mathcal{M} auf 25 \mathcal{M} .

Der Deutzer Zwilling. Die Deutzer Firma hat ihre Maschine den verschiedenen Bedürfnissen möglichst anzupassen gesucht und liefert neben der vorbeschriebenen noch andere Anordnungen.

Von diesen mögen zunächst die Zwillinge erwähnt werden, welche einen regelmässigeren Gang gewährleisten sollen. Natürlich sind bei diesen die Kurbeln um 360° gegen einander verstellt, also gleichgerichtet, damit der Viertakt beider Cylinder um eine Umdrehung gegen einander verschoben wird, so dass also auf jede Umdrehung der Maschine eine Zündung kommt. Die Steuerwelle ist beiden Cylindern gemeinsam und liegt zwischen ihnen; sonst bietet die Anordnung nichts besonderes ¹⁾.

Für die Zwecke der Elektrotechnik ist besonders ruhiger Gang nöthig; man erzielt denselben bei geringerer Beanspruchung auf Kosten des Gasverbrauches, indem man nicht mit Ausfall von Ladungen, sondern mit schwächerer Füllung regelt. Das erreicht man einfach durch abgeschrägte Steuerknaggen, welche das Gasventil mehr oder weniger lange öffnen, und zwar pflegt man den einen Knaggen breiter zu machen, als den anderen, damit, wenn

1) Abbildung Portef. des Mach. 1884, 17.

die Beanspruchung unter $\frac{1}{2}$ sinkt, der eine Cylinder ganz aus-
setzt. Bei Anwendung solcher Maschinen ist also eine möglichst
grosse Ausnutzung noch mehr angebracht als gewöhnlich.

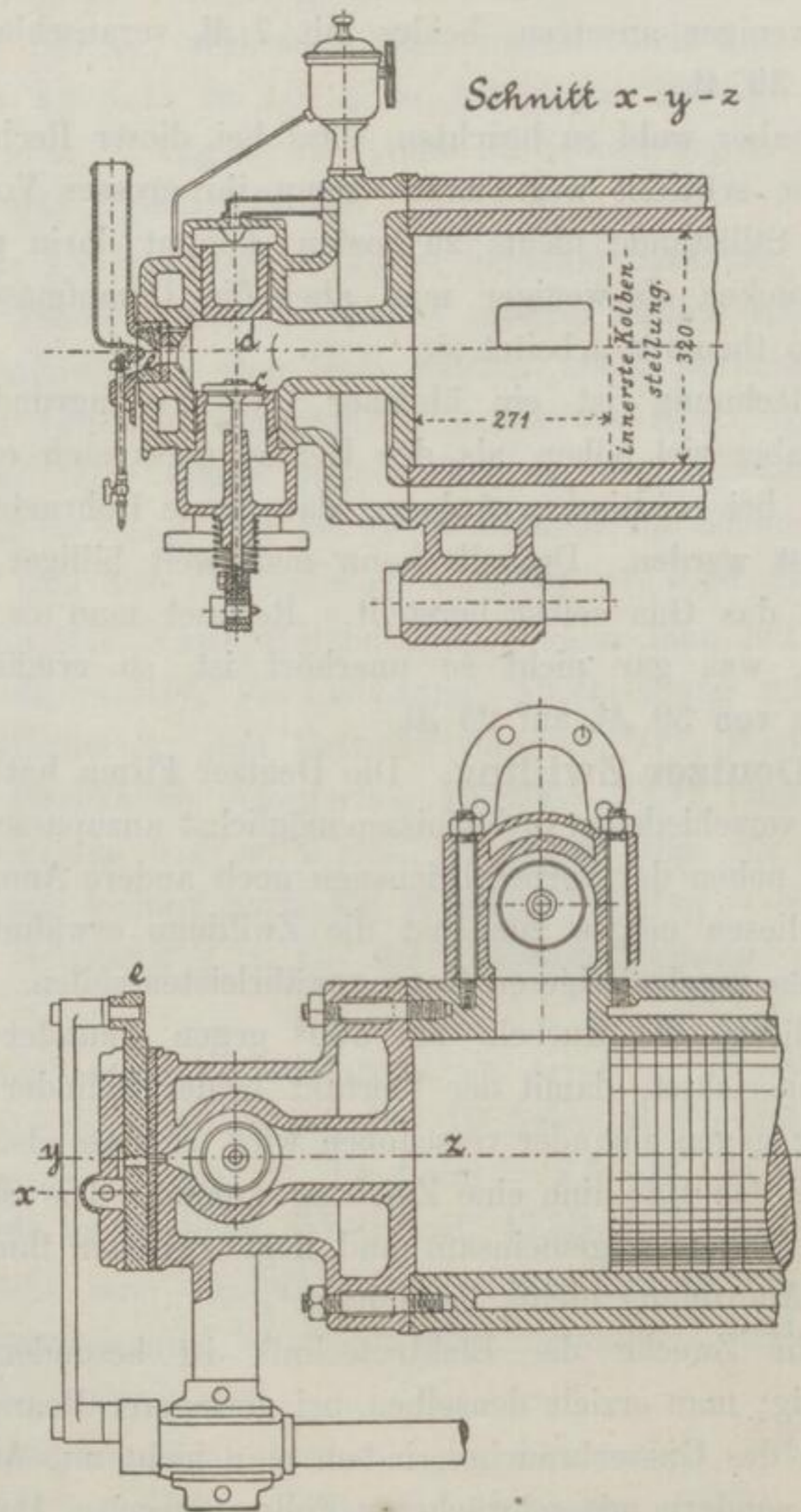


Abb. 80 und 81.

Brauer fand bei einem 40 e Zwillinge eine Leistung von 46,83 e
bei etwas Regelung und stellte den Gasverbrauch zu 739 l für h
und e fest; der Lergang erforderte 9130 l Gas; die grösstmög-
liche Leistung war 50,93 e bei 727 l Gas für h und e .

Ich gebrauchte bei einer 8 e genannten Maschine in der technischen Hochschule Braunschweig, als der Regler noch etwas einwirkte, bei 180 Umdrehungen und 9,2 e Leistung nach Abzug von 75 l für die knapp eingestellten Zündflammen 784 l für *h* und *e*. Dabei war die Maschine vor dem Versuche nicht besonders gereinigt; das Braunschweiger Gas gilt allerdings für besonders gut.

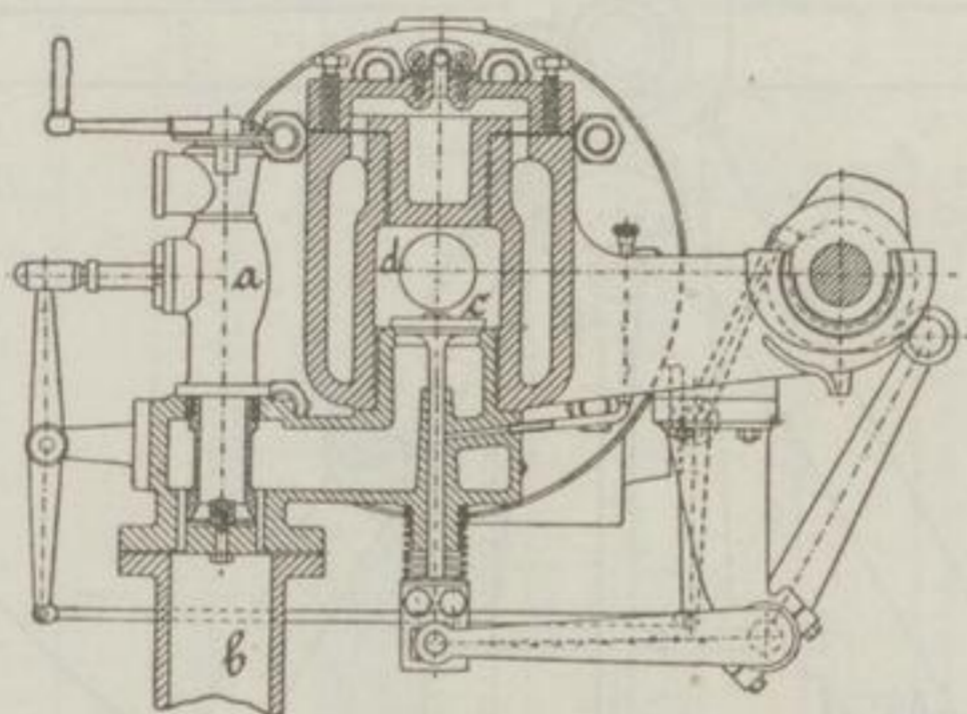


Abb. 82.

Die Deutzer Ventilsteuerung. Die grösseren Maschinen, welche neuerdings viel Verbreitung finden, sind, weil die gewöhnlichen Schieber sehr schwer ausfallen würden, mit einer Ventilsteuerung ausgerüstet.

Die Einrichtung erhellt aus den Abb. 80—82¹⁾. Das Gas tritt durch das Steuerventil *a* bekannter Einrichtung, die Luft durch das Rohr *b* ein; das Ventil *c* vermittelt den Eintritt des Gemisches in den Cylinder. Die Zündung wird in der Kammer *d* durch den Schieber *e* bewirkt, der gleichfalls, wie sonst üblich, angeordnet ist. Der Unterschied gegen die gewöhnliche Bauart liegt nur darin, dass dem Schieber die Besorgung der Füllung abgenommen ist, so dass ihm allein die Vermittelung der Zündung bleibt.

Die Deutzer stehende Anordnung. Für kleinere Betriebe baut die Firma jetzt stehende Maschinen. Diese Anordnung, Abb. 83 und 84, stimmt im wesentlichen mit der liegenden Anordnung überein. Die Steuerwelle wird durch Stirnräder 1:2 von der Kurbelwelle getrieben und trägt die Scheibe *a*. Auf dieser sitzt ausser Mittel der Zapfen *b* zur Bethätigung des Schiebers;

1) Wie die folgenden Abb. nach Zeichnungen der Deutzer Firma.

am Umfange befinden sich zwei Nocken *c* und *d* von ganzer und halber Breite zur Steuerung des Auslassventiles. Die Bewegung dieses letzteren ist leicht verständlich; die Rolle *e*, welche gegen

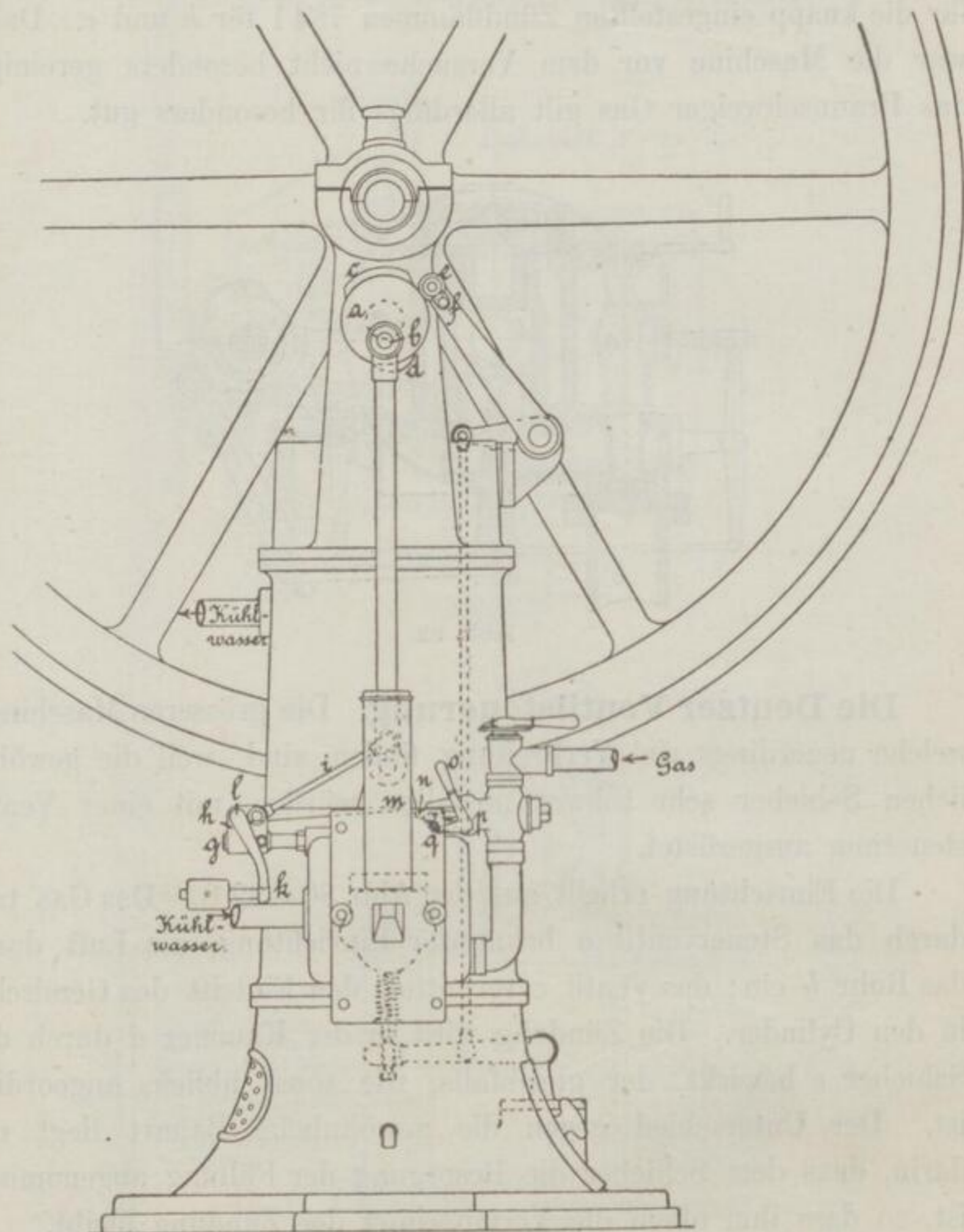


Abb. 83.

die Nockenscheibe *a* gedrückt wird, kann mittels des Stiftes *f* verschoben werden, um in bekannter Weise das Auslassventil zur Erleichterung des Anlassens auch während der Verdichtung offen halten zu können.

Die Regelung erfolgt durch ein Pendel¹⁾; auf der Stange *g*

1) D. R.-P. 17906.

wird die Muffe *h* durch die an der Schieberstange hängende Stange *i* verschoben, der pendelnde Winkelhebel *klm* trifft mit seinem Ende *m* gegen den Stiel *n* des Gasventiles und stösst es

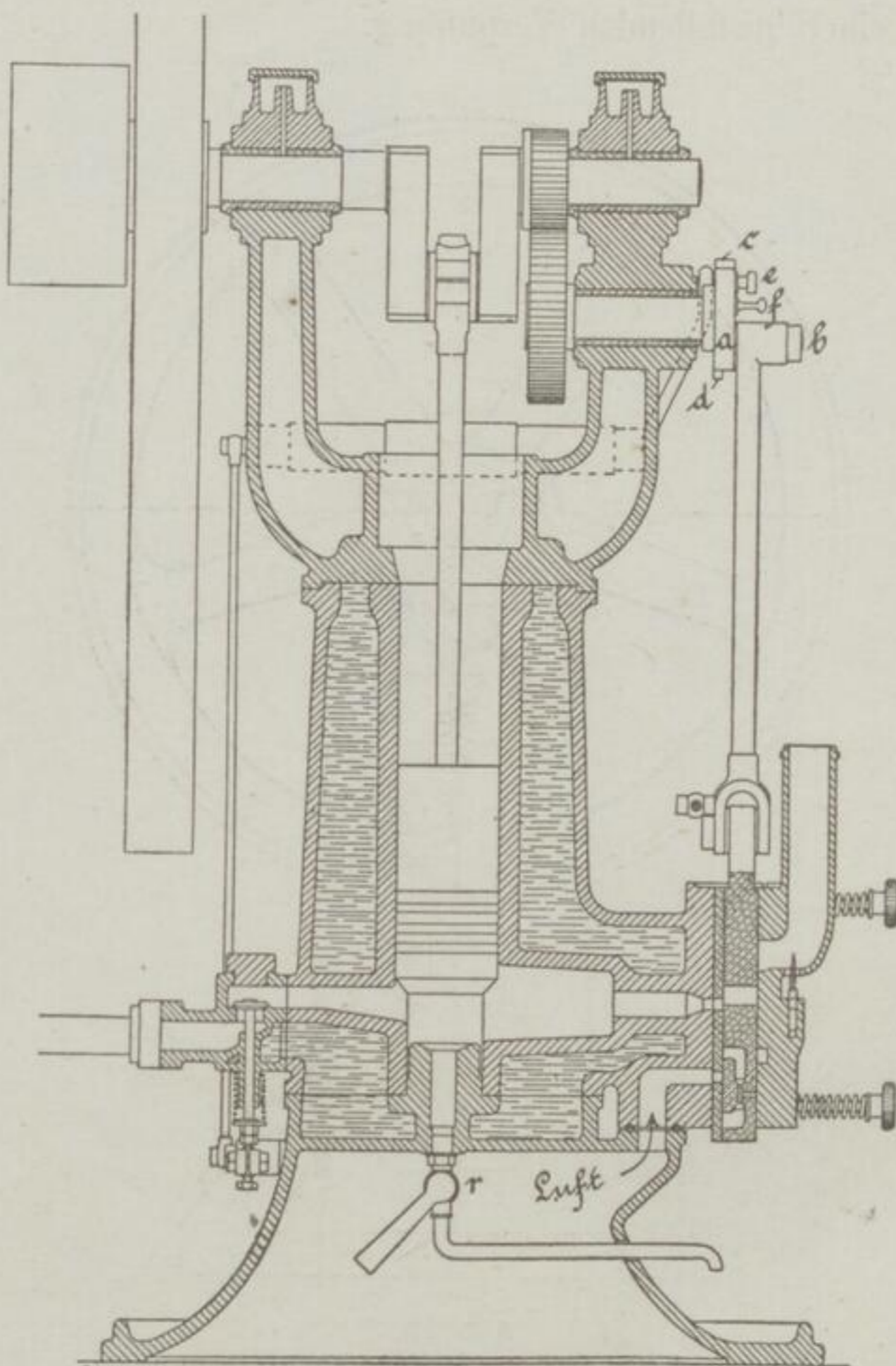


Abb. 84.

rechtzeitig auf; geht aber die Maschine zu schnell, so verfehlt er sein Ziel und das Gasventil bleibt geschlossen. Diese Vorrichtung arbeitet sehr hübsch; ich habe sie längere Zeit beobachtet und gefunden, dass selbst bei Lergang stets nur eine Füllung auf einmal gegeben wird, nie zwei nach einander. Der Winkelhebel *opq* dient dazu, das Ventil während des Anlassens offen zu halten, bevor das Pendel in Thätigkeit tritt.

Noch dürfte der Hahn *r*, Abb. 84, zu erwähnen sein, welcher dazu dient, die im Cylinder sich ansammelnden Schmierrückstände zu entfernen. Man besorgt das, während die Maschine im Gange ist, indem man gleichzeitig den Gashahn absperrt und *r* öffnet, während einer ausfallenden Verpuffung.

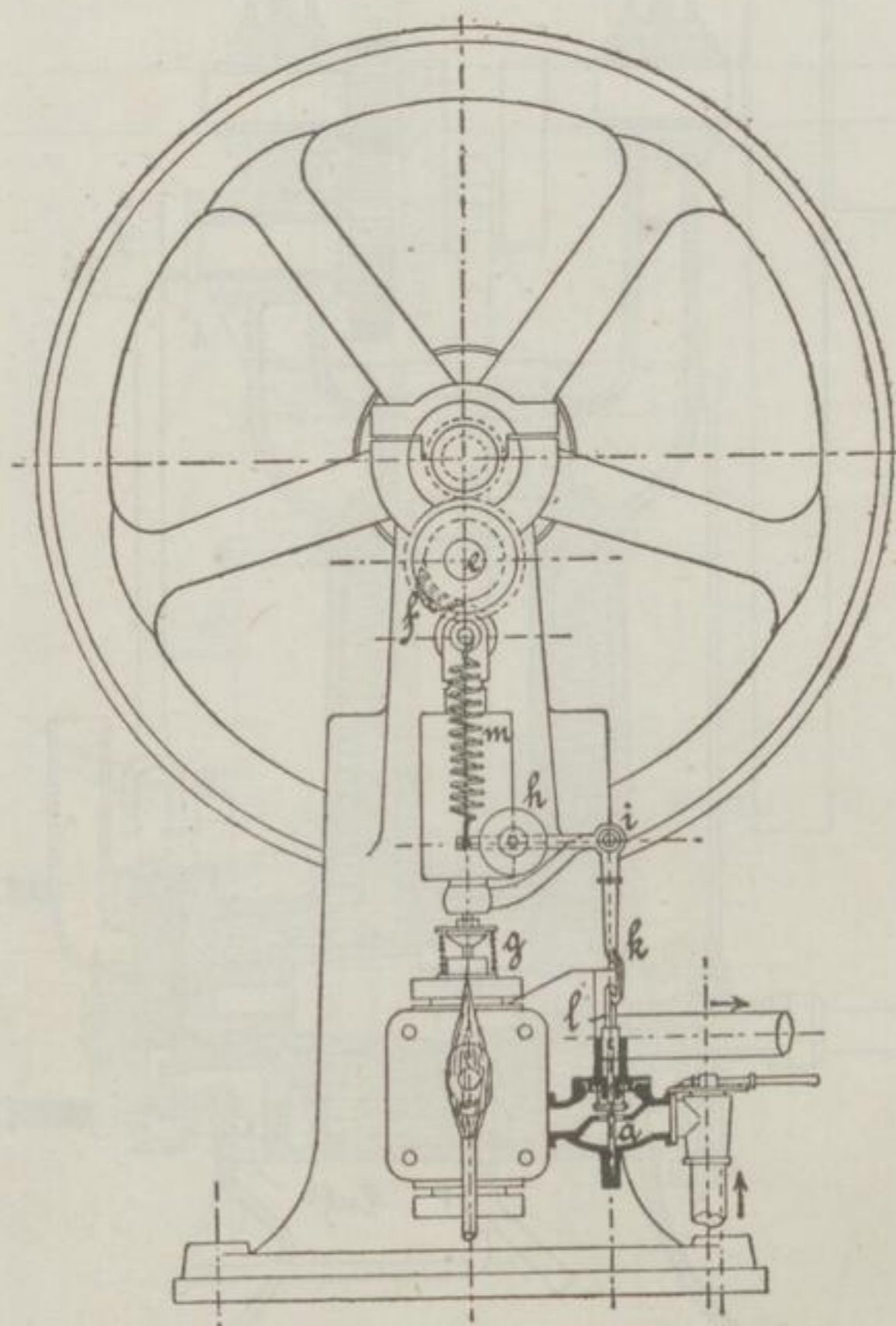


Abb. 85.

Die Preise dieser stehenden Maschinen sind etwas geringer als die der liegenden. Ein Versuch von Brauer mit einer 3 *e* Maschine von 170 mm Durchmesser und 260 mm Hub ergab eine grösste Leistung von 3,72 *e* bei 177,1 Umdrehungen und 876 l : *e* . *h* Gasverbrauch, ferner 926 l : *e* . *h* für 3,33 *e* und 178,0 Umdrehungen, 1175 l : *e* . *h* für 1,54 *e* und 185,2 Umdrehungen und 620 l : *h* für Lergang.

Auf der erwähnten Ausstellung in Karlsruhe wurde gefunden

980 l : h . e bei 3,67 e, 1121 l : h . e bei 1,90 e und 600 l : h bei Lergang.

Die Deutzer Zwergmaschine. Für die Hausindustrie und sonstigen ganz kleinen Arbeitsbedarf hat die Deutzer Firma seit kurzer Zeit eine kleine Maschine gebaut, welche die früheren,

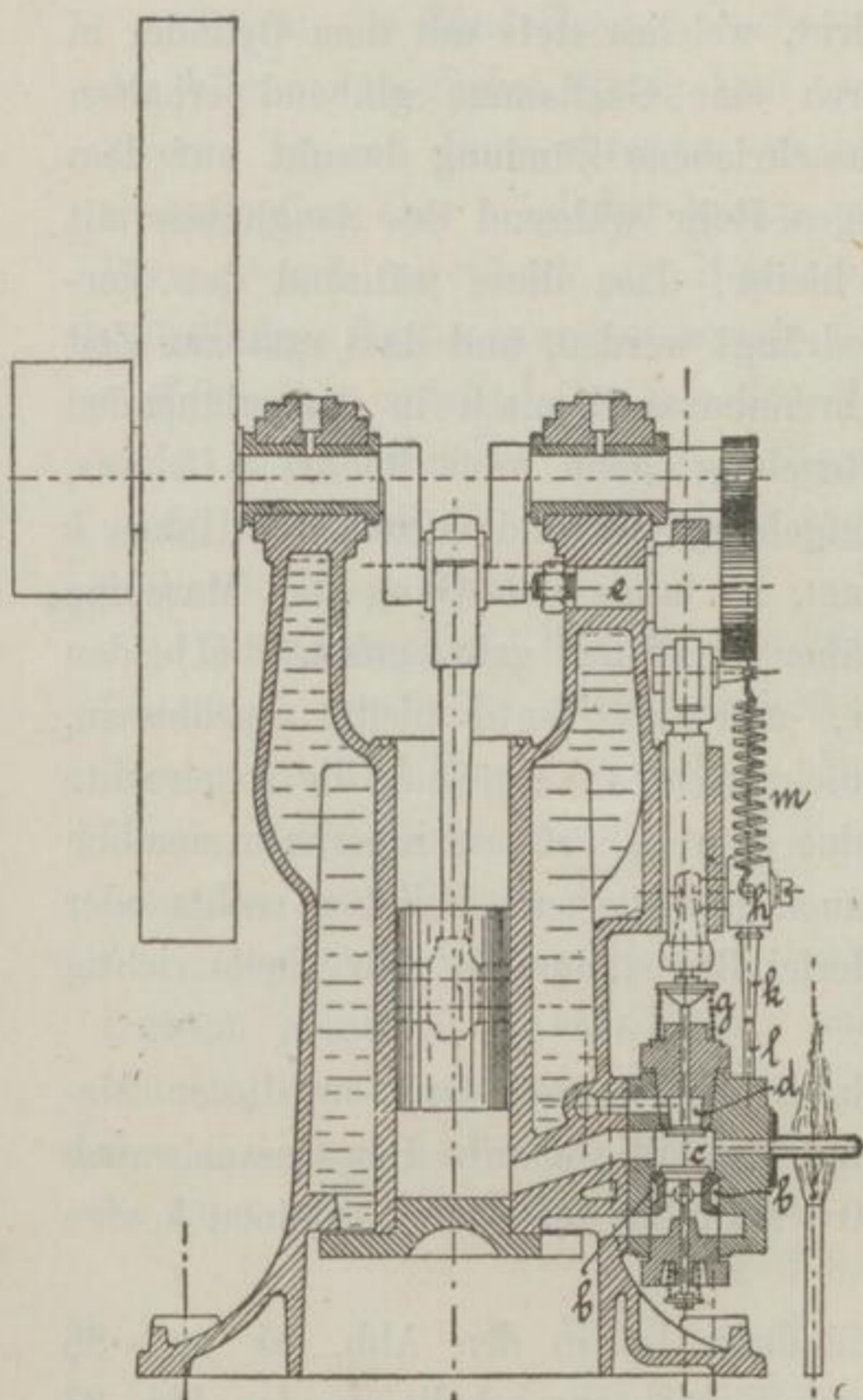


Abb. 86.

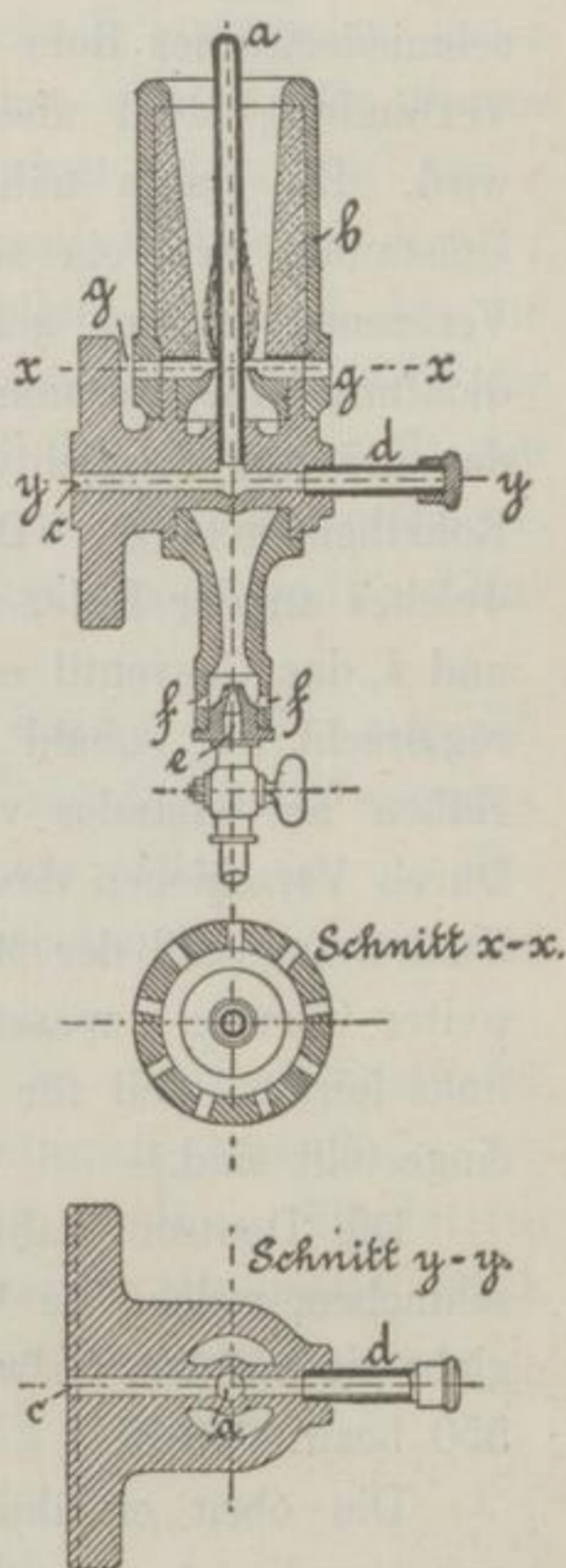


Abb. 87, 88 und 89.

ohne Verdichtung der Ladung arbeitenden, Maschinen vortheilhaft zu ersetzen bestimmt ist.

Von einer $\frac{1}{8}$ pferdigen Zwergmaschine theile ich in den Abb. 85 und 86 Ansicht und Durchschnitt in 1 : 7,5 der nat. Gr. mit. Sie soll in erster Linie der Hausindustrie dienen und ist zu diesem Zwecke möglichst einfach eingerichtet. Deshalb ist der bekannte Deutzer Schieber durch ein selbstthätiges Mischventil und eine Rohrzündung ersetzt.

Schöttler, Gasmachine.

Das Gas gelangt durch das Ventil *a*, welches vom Regler beeinflusst wird, in den ringförmigen Raum *b* des Luftventiles *c*, tritt durch zahlreiche Bohrungen im Sitze des letzteren und mischt sich mit der den Weg um den Kegel nehmenden Luft. Das Ausblasventil *d* wird von der Steuerwelle *e* ab durch die Kamm-scheibe *f* gegen die Feder *g* bewegt, die Zündung durch ein kleines schmiedeeisernes Rohr bewirkt, welches stets mit dem Cylinder in Verbindung steht und durch eine Gasflamme glühend erhalten wird. Die unten näher beschriebene Zündung beruht auf dem Umstande, dass ein so enges Rohr während des Saughubes mit Verbrennungsgasen gefüllt bleibt, dass diese während des Verdichtungshubes zusammengedrängt werden, und dass erst zur Zeit der grössten Verdichtung brennbares Gemisch in den glühenden Rohrtheil gelangt. Die Regelung geht vom Pendel *hik* aus, welches an der Feder *m* aufgehängt ist und mittels der Haken *k* und *l* das Gasventil *a* öffnet, so lange der Gang der Maschine regelrecht ist; sobald sie aber zu schnell geht, gehen die beiden Haken an einander vorbei, und das Ventil bleibt geschlossen. Durch Verschieben des Pendelgewichtes kann man die regelrechte Umdrehungszahl der Maschine dem Bedürfnisse innerhalb ziemlich weiter Grenzen anpassen; auch geht sie nach Belieben rechts oder links herum, weil für beiderlei Bewegungssinn alle Theile richtig eingestellt sind.

Die Deutzer Fabrik baut bisher zwei Grössen dieser Maschinen, welche sie $\frac{1}{8}$ - und $\frac{1}{4}$ pferdig nennt. Den Gasverbrauch giebt sie auf 300 bzw. 500 l stündlich an; die Maschinen kosten 550 bzw. 650 M.

Die oben erwähnte Zündung ist in den Abb. 85 und 86 nur angedeutet; ihre genauere Einrichtung erhellt aus den Abb. 87 bis 89 ¹⁾. Das schmiedeeiserne Zündrohr *a* steht in dem mit feuerfestem Steine ausgefütterten Schornstein *b* und wird von der Flamme umspült. An dem nach dem Zündrohre führenden Kanale *c* ist noch ein zweites Rohr *d* angesetzt; dieses ist dazu bestimmt, die Zündung sicherer zu machen, indem es die im Kanale befindlichen Rückstände aufnimmt, wenn aus dem Cylinder während des Verdichtungshubes das brennbare Gemisch, sie zusammendrückend,

1) D. R.-P. 41856.

nachströmt; es soll auch durch die Ausdehnung des Inhaltes von d infolge der Entzündung das Hervortreten der Zündflamme beschleunigt werden¹⁾. Ob nun der Vorgang genau so, wie beschrieben, wirklich stattfindet, mag dahingestellt bleiben; unwahrscheinlich ist die Darstellung nicht und jedenfalls arbeitet die Zündung zuverlässig.

Damit die Zündröhrchen nicht zu schnell verbrennen, muss der Flamme möglichst wenig Luft zugeführt werden. Zu diesem Zwecke ist ein Bunsenbrenner so angeordnet, dass das aus e tretende Gas eine möglichst knapp bemessene Luftmenge durch f ansaugt und mit dieser die Heizflamme bildet, während der die vollständige Verbrennung sichernde Luftüberschuss erst durch die Oeffnungen g Zutritt, also nur den Mantel der Flamme trifft und nicht in ihr Inneres gelangt. Die Flamme soll also möglichst wenig oxydirend (die Patentschrift sagt sogar: reducirend) auf das glühende Eisen wirken.

Dowsongas. Die Gasmaschinen werden nicht nur mit Leuchtgas gewöhnlicher Art, sondern auch mit Oelgas, Wassergas, Dowsongas und Benzin betrieben. Besonders wichtig ist die Einführung des Dowsongases, weil die Einrichtung zur Erzeugung desselben sehr einfach ist.

Dowsongas ist ein Heizgas, welches in von dem Engländer Dowson angegebener Einrichtung aus Anthracit oder Koks gewonnen wird, indem man mittels eines Strahles überhitzten Dampfes einen Luftstrom durch den glühenden Brennstoff bläst. Es zeigt etwa folgende Zusammensetzung in Raumtheilen:

H	=	0,16	bis	0,18
CO	=	0,22	„	0,24
C _n H _m	=	0,00	„	0,04
CO ₂	=	0,05	„	0,07
N	=	0,57	„	0,47.

Wenn der mit Dampf gemischte Luftstrom durch den glühenden Brennstoff streicht, so entsteht durch Oxydation des Kohlenstoffes zunächst Kohlensäure, welche sich auf ihrem weiteren Wege wieder zu Kohlenoxyd reducirt. Der eingeblasene Wasserdampf aber wird zerlegt, so dass schliesslich Kohlenoxyd und

1) In dieser Richtung ist das Zusatzpatent 43630 beachtenswerth.

Wasserstoff entstehen. Wird nun Dampf und Luft im richtigen Verhältnisse angewendet, so ist der Betrieb des Gaserzeugers ein

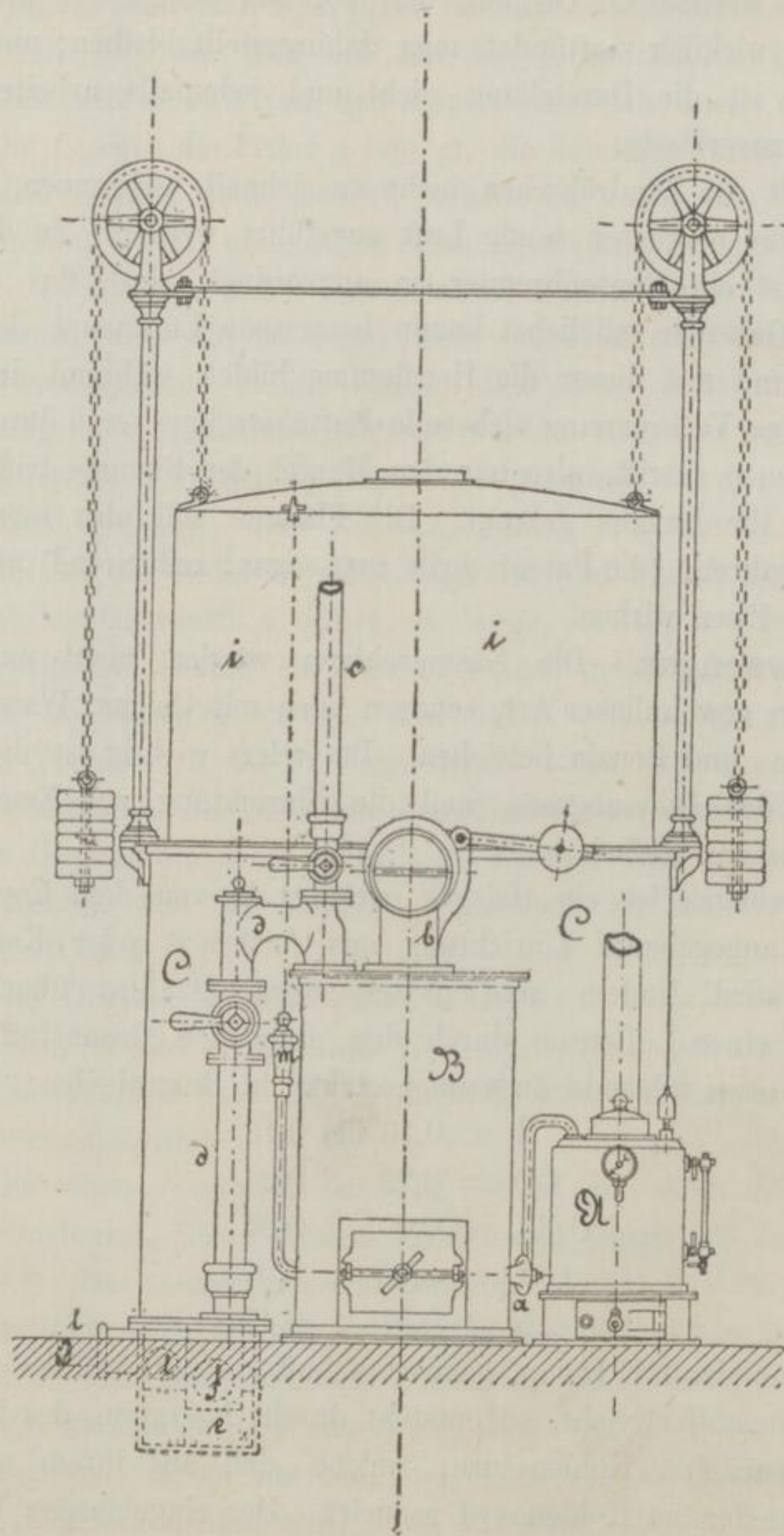


Abb. 90.

ununterbrochener; zuviel Dampf würde allerdings das Feuer auslöschten.

Die Einrichtung erhellt aus den Abb. 90 und 91. Wir haben einen kleinen Dampfkessel *A*, einen Gaserzeuger *B* und einen Reiniger *C* mit Sammelglocke. Der Dampfkessel hat sehr geringen Wasserinhalt und ein Schraubenrohr, in welchem der abströmende Dampf überhitzt wird. Er bläst dann durch die Strahlpumpe *a* die Verbrennungsluft unter den Rost; die Reinigungs-

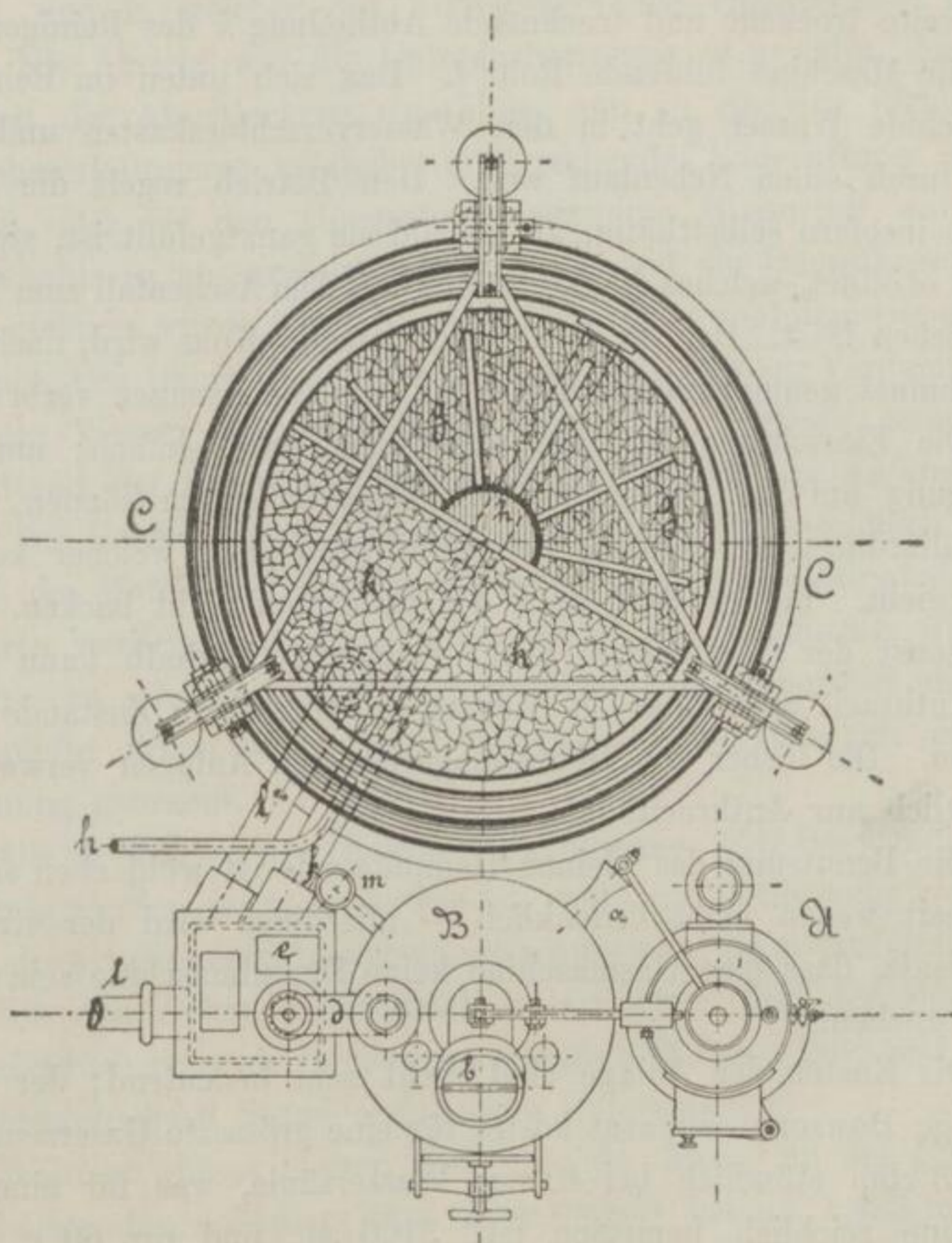


Abb. 91.

thür des Aschenfalles ist selbstredend geschlossen. Dem Gaserzeuger wird der Brennstoff durch den Schacht *b* zugeführt, das beim Anblasen zunächst entwickelte, noch unbrauchbare Gas geht durch das Rohr *c* in das Freie. Dieses Rohr wird abgesperrt, sobald der Betrieb gutes Gas ergibt, was man an der Flamme, welche bei Entzündung des aus einem Probeloche ausströmenden

Gases entsteht, erkennt. Das erzeugte Gas tritt nun durch das Rohr *d* in den Wasserverschluss *e* und von hier durch das Rohr *f* in die Abtheilung *g* des Reinigers *C*. Dieser ist mit Koks gefüllt, welcher mittels der Leitung *h* stets mit Wasser berieselt wird. Der Koks ruht auf einem gelochten Blechboden, so dass das Gas sich gut vertheilt. Es sammelt sich in der Glocke *i* und geht von hier durch die zweite trockene und trocknende Abtheilung *k* des Reinigers in das zur Maschine führende Rohr *l*. Das sich unten im Reiniger sammelnde Wasser geht in den Wasserverschlusskasten und von hier durch einen Nebenlauf weg. Den Betrieb regelt die Gasglocke insofern selbstthätig, als, sobald sie ganz gefüllt ist, sie das Ventil *m* öffnet, welches die Gebläseluft aus dem Aschenfall zum Theil entweichen lässt. Der zur Reinigung dienende Koks wird, nachdem er Schmutz genug aufgenommen hat, im Gaserzeuger verbrannt.

Die Einrichtung ist, wie man sieht, sehr einfach; um die Reinigung auf das Waschen allein beschränken zu können, darf man allerdings nur solchen Brennstoff anwenden, welcher keinen Ther giebt. Ferner darf auch der Brennstoff nicht backen, weil sich sonst der Gaserzeuger leicht verstopft. Deshalb kann man nur Anthracit oder Koks in Stücken in trockenem Zustande verwenden. Die bisher von Deutz eingerichteten Anlagen verwenden sämmtlich nur Anthracitkohle.

Die Benutzung des kleinen Dampfkessels ist wohl eben seiner Kleinheit wegen nicht bedenklich — allerdings wird der strenge Grundsatz, dass eine Gasmaschine keine Dampfmaschine sein soll, durchbrochen.

Die Kosten der Anlage sind nicht sehr bedeutend; der vollständige Dowsongasapparat kostet für eine grösste Gaserzeugung von 23 cbm stündlich bei 40 mm Wassersäule, was für eine 6 *e* Maschine reichlich bemessen ist, 3100 *M*, und für 60 *e*, entsprechend 210 cbm stündlich, 5200 *M*.

Teichmann und Böcking haben in Deutz mit einer 30 *e* Zwillingmaschine einen Dauerversuch angestellt, über welchen der letztere, wie folgt, berichtet ¹⁾:

„Die Höhe der Brennstoffschicht im Generator und auf dem Roste des Dampfkessels sowie der Wasserstand im letzteren wur-

1) Z. d. V. d. I. 1887, 1088.

den während der Untersuchung möglichst auf gleicher Höhe gehalten und dafür Sorge getragen, dass am Anfang und Ende der Untersuchung sowie am Ende einer jeden Stunde genau die gleichen Verhältnisse herrschten. Die Ergebnisse der einzelnen Stunden stimmen fast genau miteinander, selbstverständlich mit Ausnahme der Stunde, in welcher das Abschlacken des Generatorrostes erfolgte, und in welcher der Kohlenverbrauch entsprechend höher war. Mit Absicht war die Untersuchungszeit so gewählt, dass sie die Zeit des Abschlackens einschloss, um so ein den wirklichen Betriebsverhältnissen möglichst entsprechendes Endergebniss zu erhalten. Der für den Generator verwendete Brennstoff war Anthrazitkohle in nussgrossen Stücken, während der Dampfkessel mit Koks gefeuert wurde. Der Brennstoff wurde sowohl dem Generator als auch dem Dampfkessel einzeln zugewogen, das zur Verdampfung gelangte Wasser jedoch in einem besonderen Gefässe gemessen. Der Stand der Gasometer war selbstverständlich am Anfang und Ende der Ueberführung der gleiche, d. h., es musste nach Stillsetzen des Motors mit der Gaserzeugung noch einige Minuten fortgefahen werden, um den gleichen Stand des Gasometers wie am Anfange zu erhalten. Der hierbei verbrauchte Brennstoff und die verdampfte Wassermenge sind ebenso selbstverständlich mit in Rechnung gebracht.

Alle 20 Min. wurden Diagramme genommen. Zur Berechnung der Leistung wurden sie nicht verwendet, weil sonst nothwendig gewesen wäre, die Arbeitsspiele, die sogenannten Aussetzer, besonders zu zählen.

Um den Beharrungszustand zu erreichen, lief der Motor in ununterbrochenem gleichmässigen Gange 2 Stunden lang und dann erst begann die 6 Stunden dauernde Untersuchung.

Während dieser ganzen Zeit ging der Motor an der Bremse; die Länge des ausbalancirten Bremshebels betrug 1,433 m, die Belastung während der ersten 2 Stunden der Untersuchung 191 kg bei einer Umdrehungszahl von 140,4 in der Minute und in den letzten 4 Stunden 181 kg bei 140,5 Umdr.

Entsprechend diesen verschiedenen Belastungen der Bremse betrug die erzielte Leistung:

in den ersten 2 Stunden	53,63 e
in den folgenden 4 Stunden	50,86 e
zusammen	310,7 e.h.

Hierbei wurden verbraucht:

Kohlen im Generator	210,5	kg
Koks im Kessel	27,0	„
also Brennstoff im ganzen	237,5	„
oder für Stunde und Pferdestärke	0,7644	„
wovon auf Gaskohlen entfallen	0,677	„
wovon auf Kesselkoks entfallen	0,0869	„

Der Dampfverbrauch für Gaserzeugung und Kesselspeisung (Betrieb eines kleinen Dampfpümpchens) betrug für Stunde und Pferdestärke 0,54 kg, d. i. das 6,22fache des Kesselkoks.

Um auch den Gasverbrauch des Motors festzustellen, wurde nach dieser Untersuchung und nach Abstellen des Gasofens mit 50,85 *e* gearbeitet und wurden dabei in 13 Min. 45 Sec. 34,23 cbm Gas verbraucht, also für Stunde und Pferdestärke 2,94 cbm.“

Die Deutzer Benzinmaschine. Um die Gasmaschine auch da einzuführen, wo eine Gasanstalt nicht vorhanden ist, hat die Deutzer Fabrik auch eine Benzinmaschine entworfen. Dieselbe unterscheidet sich im Wesen nicht von der Gasmaschine, nur ist sie, wohl, weil die Flammenzündung bei Benzin nicht so kräftig wirkt, als bei Gas, mit elektrischer Zündung versehen, und zwar dient eine kleine Magnetmaschine zu Erzeugung des elektrischen Funkens.

Die Vorrichtung zur Erzeugung des Benzindampfes ist einfach: Das Gefäß *A*, Abb. 92—94 ¹⁾, enthält das Benzin; es wird durch die Oeffnung *a*, welche mit einer Schraube verschlossen ist, eingebracht; der Schwimmer *b* lässt die Spiegelhöhe erkennen. Die Luft, welche mit Benzin geschwängert werden soll, wird durch die Maschine angesaugt, sie tritt durch das Drahtsieb *c* und das Rohr *d* in den Benzinbehälter, hier unter dem Spiegel durch eine Brause aus; der gebildete Dampf geht durch den mit Kies gefüllten Topf *B* und das Rohr *e*, in welchem das Rückschlagventil *C* liegt, zum Cylinder. Der so gebildete Benzindampf muss noch mit Luft gemischt werden; diese Luft wird durch den Ansaugetopf *D* gesaugt und geht durch das mit Hahn versehene Rohr *f* zum Cylinder.

Bei niedriger Temperatur ist es erforderlich, das Benzin etwas

1) Knoke, Kleinkraftmaschinen. Berlin 1887, 308.

anzuwärmen. Dies geschieht mit Zuhilfenahme der Abgase, welche ganz oder theilweise durch den Untersatz *E* des Benzinbehälters

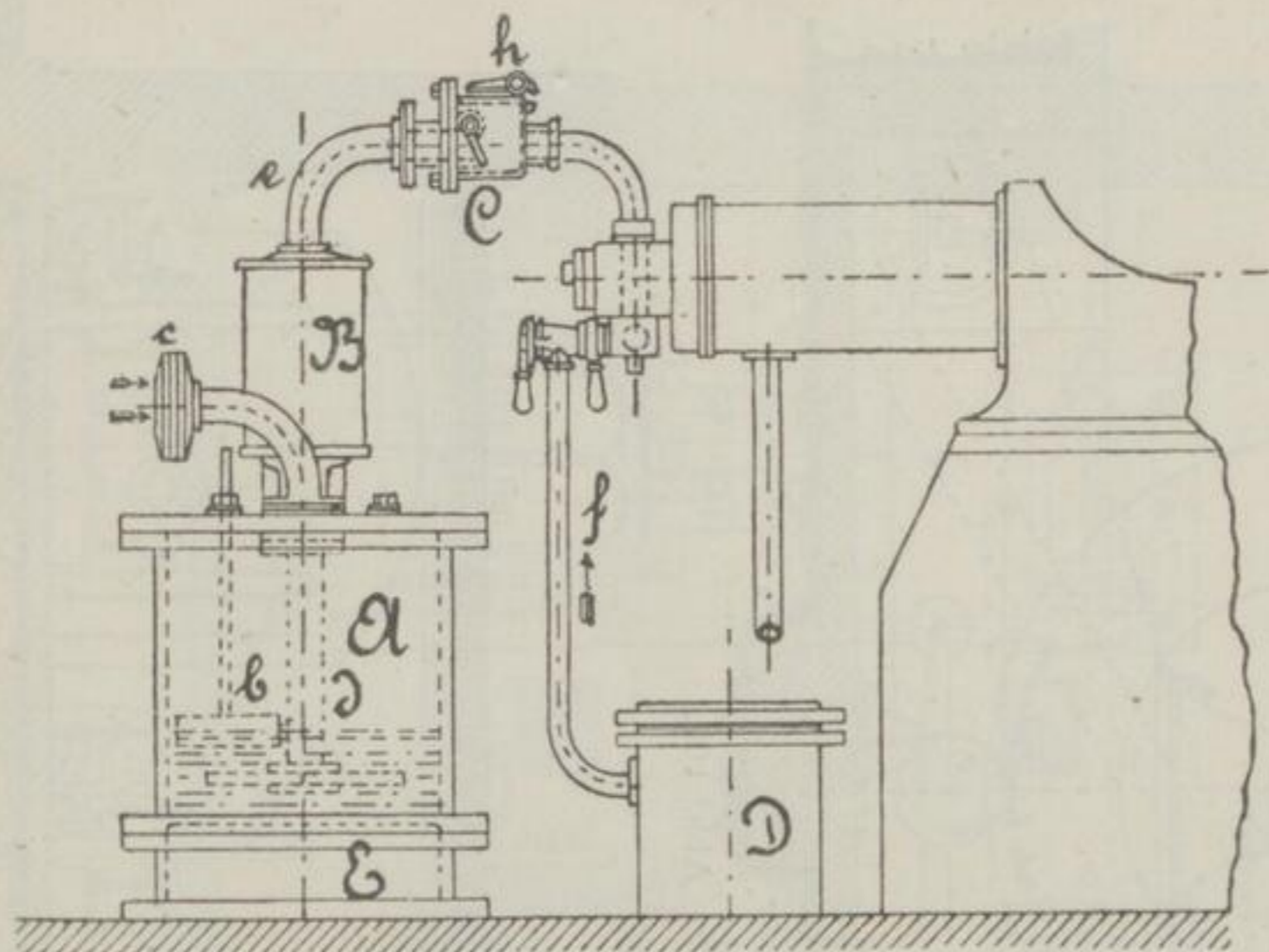


Abb. 92.

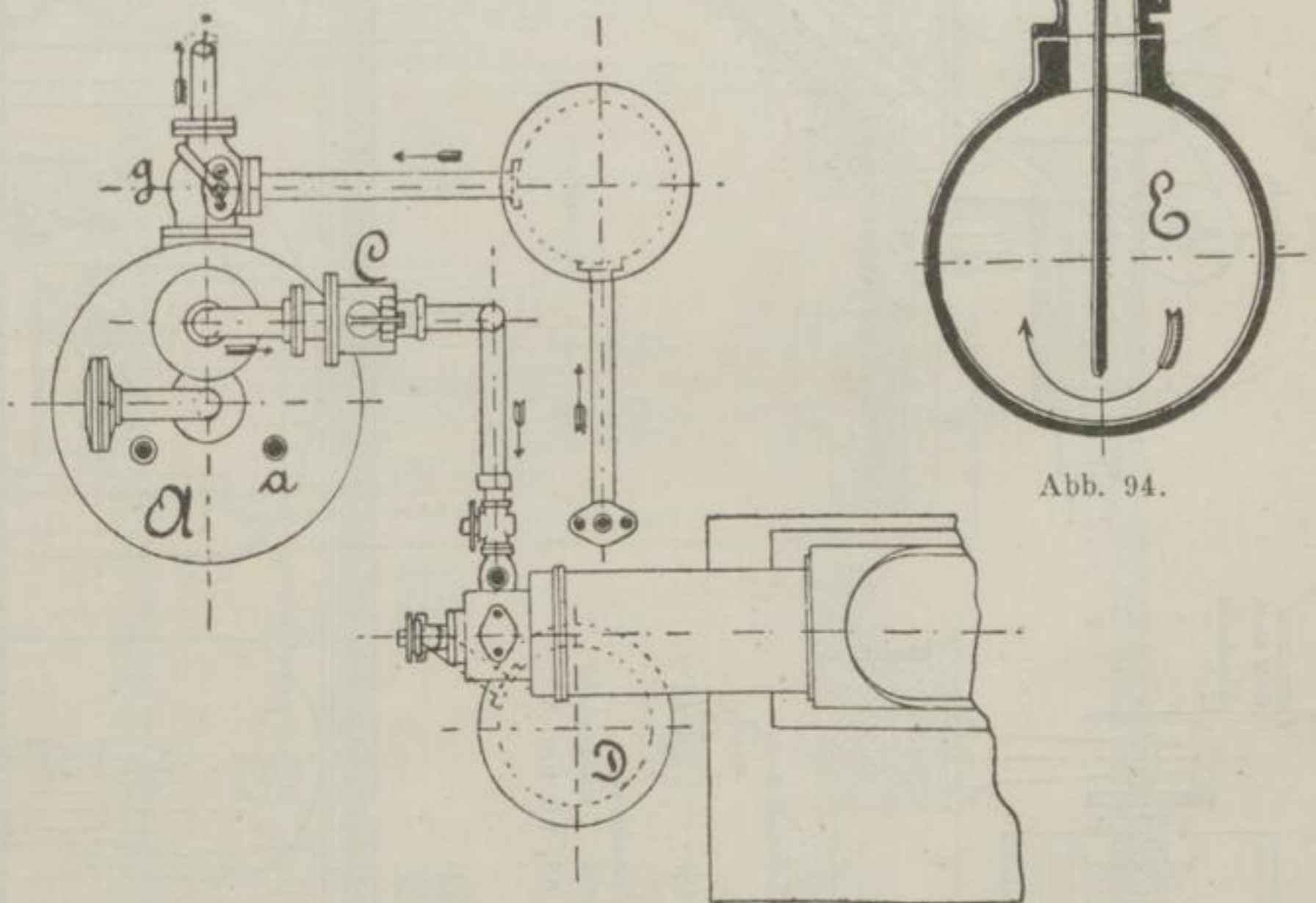


Abb. 94.

Abb. 93.

geleitet werden können. Zu dem Zwecke wird der Untersatz, Abb. 94, durch eine Zunge getheilt und ist in die Rohrleitung

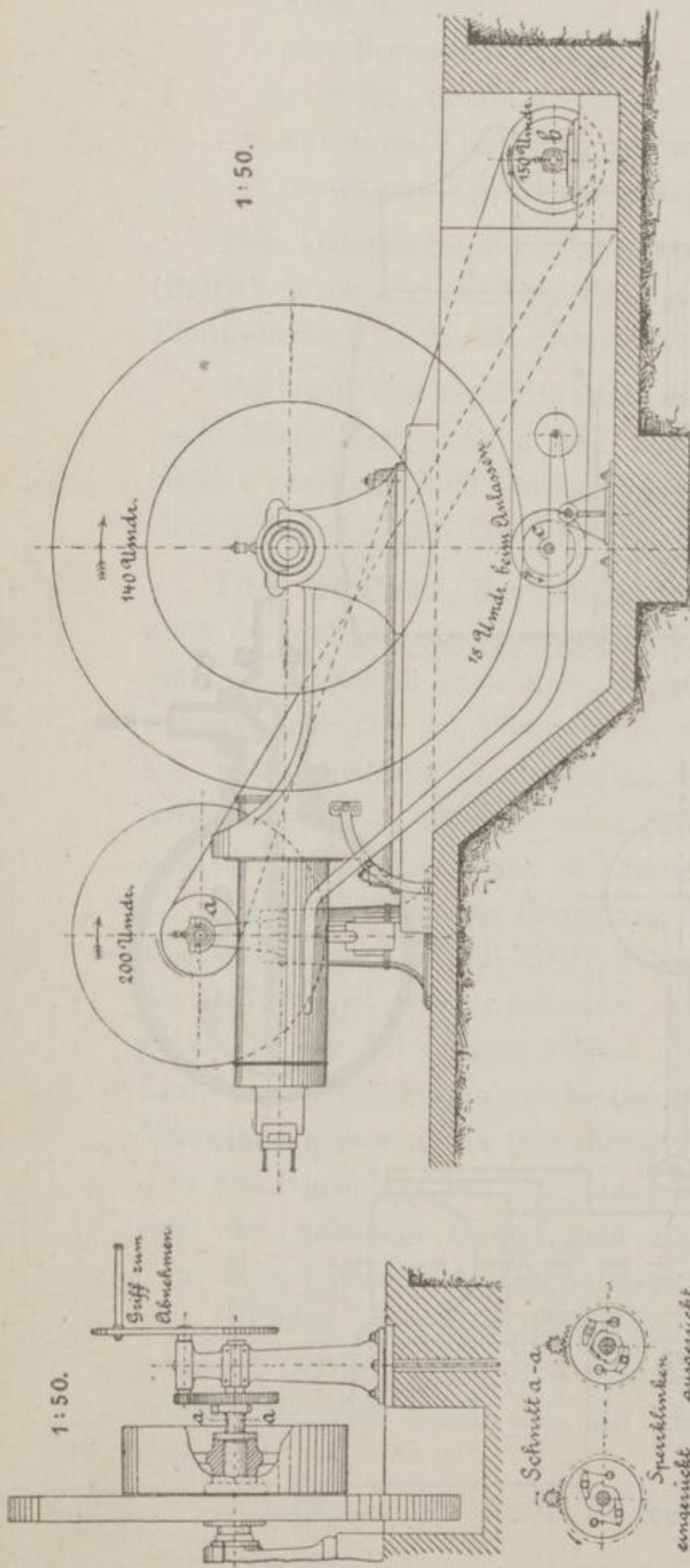


Abb. 100.

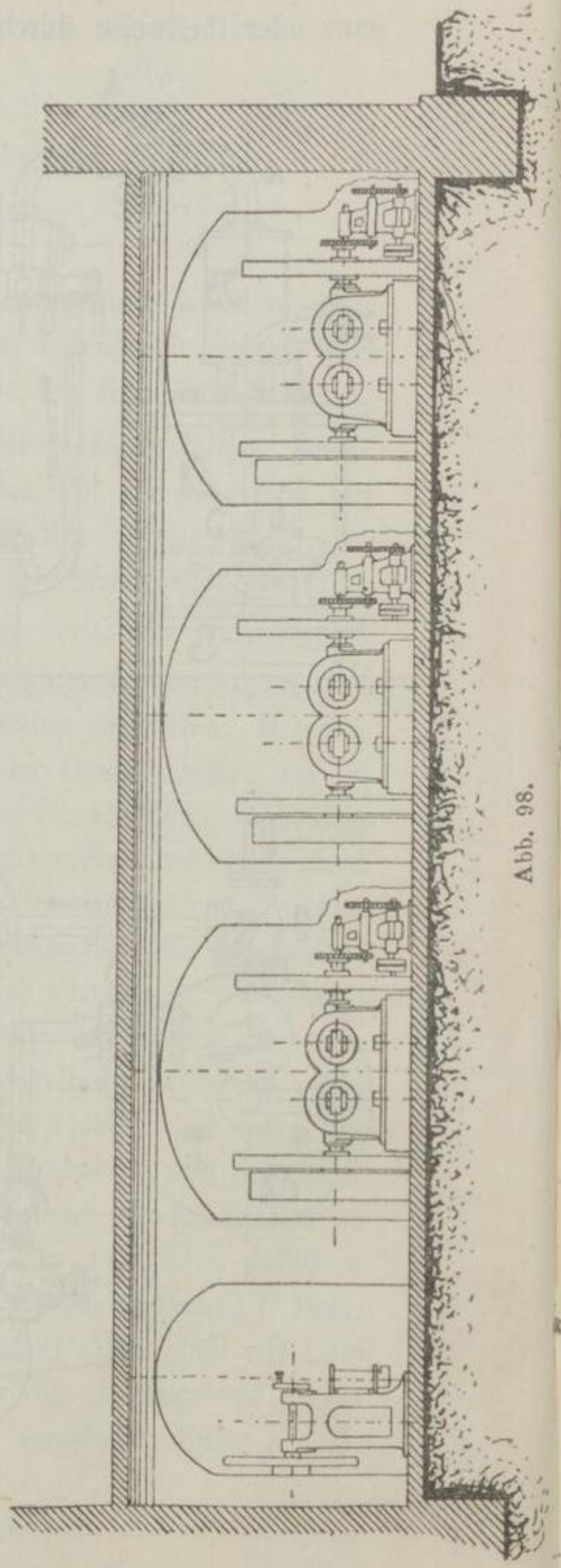


Abb. 98.

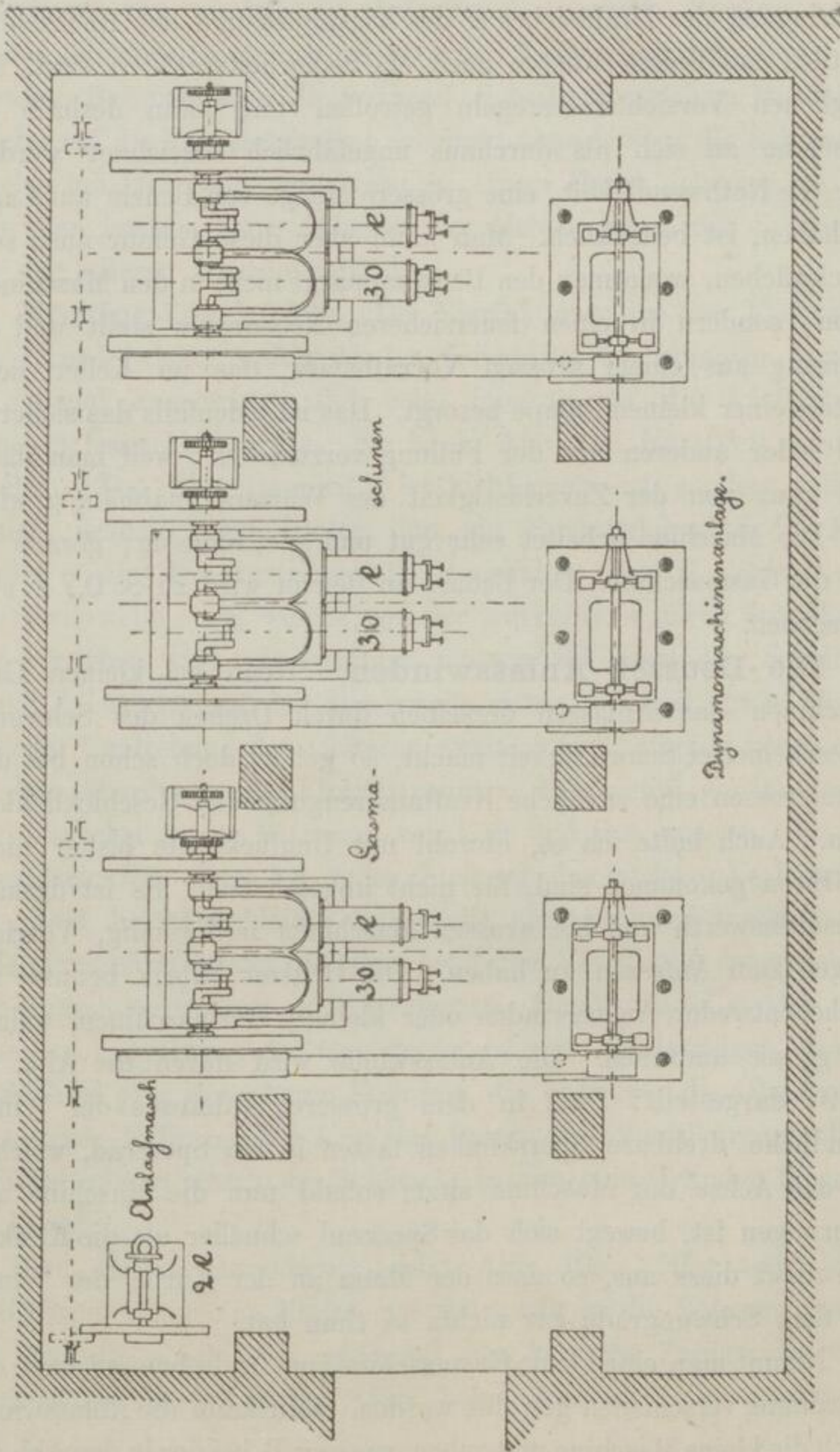


Abb. 98.

Abb. 99.

eine Drosselklappe *g* geschaltet, wie ohne weiteres aus der Abbildung ersichtlich ist.

Wegen der grossen Feuergefährlichkeit des Benzins sind durch Anbringung des Drahtsiebes *c*, des Kiestopfes und des Rückschlagventiles, auf dessen Kasten noch ein Sicherheitsventil *h* sitzt, alle möglichen Vorsichtsmassregeln getroffen und kann deshalb die Maschine an sich als durchaus ungefährlich bezeichnet werden. Nur die Nothwendigkeit, eine grössere Menge von Benzin auf Lager zu haben, ist bedenklich. Man kann aber diese Gefahr auch sehr abschwächen, wenn man den Benzinapparat nicht in den Maschinenraum, sondern in einen feuersicheren Nebenraum stellt und die Speisung aus einem grossen Vorrathsfass, das im Keller liegt, mittels einer kleinen Pumpe besorgt. Das ist jedenfalls das sicherste und jeder anderen Art der Füllung vorzuziehen, weil man dabei fast ganz von der Zuverlässigkeit des Wärters unabhängig wird.

Die Maschine arbeitet sehr gut und gleichmässig; gerade so, wie die Gasmaschine. Der Bedarf an Benzin wird zu $\infty 0,7 l : e . h$ angegeben.

Die Deutzer Anlasswinden. Wenn bei kleinen Gasmaschinen das Anlassen derselben durch Drehen des Schwungrades keinerlei Schwierigkeit macht, so gehört doch schon bei den mittelgrossen eine ziemliche Kraftanstrengung und Geschicklichkeit dazu. Auch halte ich es, obwohl mir Unglücksfälle bisher nicht zu Ohren gekommen sind, für nicht ungefährlich. Es ist deshalb wünschenswerth und bei grossen Maschinen nothwendig, Vorrichtungen zum Anlassen zu haben. Die Deutzer Fabrik benutzt als solche entweder Anlasswinden oder kleinere Gasmaschinen, welche die grosse andrehen. Die Anlasswinde wird durch die Abb. 95 bis 97 dargestellt: Zwei in dem grösseren Zahnrade der Winde befindliche drehbare Sperrklinken fassen in ein Sperrrad, welches auf der Achse der Maschine sitzt; sobald nun die Maschine angesprungen ist, bewegt sich das Sperrrad schneller als die Klinken und rückt diese aus, so dass der Mann an der Kurbel der Winde mit dem Schwungrade gar nichts zu thun hat.

Nimmt man eine kleine Gasmaschine zum Andrehen, so kann die Anordnung verschieden gewählt werden. Man kann die Anlasswinde durch die kleine Maschine umtreiben, wie es z. B. bei der in den Abb. 98 und 99 im Massstabe 1 : 100 wiedergegebenen Beleuchtungsanlage

des Kölner Stadttheaters der Fall ist; man kann auch eine Reibungsscheibe anwenden, wie Abb. 100 zeigt. Im ersteren Beispiele treibt eine zweipferdige Maschine eine Vorgelegswelle an, von dieser aus werden die Anlasswinden mittels Riemen angetrieben; die Winden haben selbstredend Los- und Festscheibe. Im letzteren Beispiele ist a die treibende Scheibe der kleinen Maschine, welche auf die Vorgelegswelle b arbeitet; diese bewegt die Scheibe c , welche mit der Reibungsscheibe in einem Hebel gelagert ist, so dass man letztere beim Anheben des Hebels gegen das Schwungrad der grossen Maschine drückt.

Körting-Lieckfeldt. Die Viertaktmaschine von Körting und Lieckfeldt, welche Gebr. Körting in Hannover bauen, ist stehend angeordnet und zeigt inbezug auf die Ausführung manches bemerkenswerthe. Sie ist in Abb. 101 bis 103 ¹⁾ wiedergegeben. Das Eintrittsventil a ist nicht gesteuert, sondern selbstthätig; deshalb liegt hinter ihm ein Rückschlagventil b . Der Zünder c wie das Austrittsventil d erhalten ihre Bewegung von der Steuerwelle e ab, welche von der Kurbelwelle durch Stirnräder $1:4$ betrieben wird. Demzufolge müssen die unrunderen Scheiben f_1 und f_2 , welche auf der Steuerwelle sitzen, die gedachten Theile bei jeder Umdrehung der letzteren zweimal in Thätigkeit versetzen.

Die Anordnung des Eintrittsventiles, Mischventil genannt, will eine möglichst innige Mischung von Luft und Gas erzielen. Es ist so eingerichtet, dass bei jeder Stellung das gleiche Verhältniss Gas : Luft bestehen bleibt, indem die Einströmungsöffnungen für beide Gemischtheile sich, entsprechend dem Ventilhub, im gleichen Verhältnisse vergrössern oder verringern. Das Ventil ist in Abb. 104 besonders gezeichnet; das Gas strömt, wie die Pfeile zeigen, durch die Schlitz g in der oberen Führung, die Luft über die Oberkante der unteren Führung bei h in das Innere des Ventilkörpers, das Gemisch gelangt durch die Schlitz i in den zum Cylinder führenden Kanal.

Eine andere Anordnung zeigt Abb. 105. Hier trägt der Ventilkörper oben eine Platte, welche genau in die Bohrung passt und die Luft abschliesst, während der konische Zapfen die Absperrung des Gases besorgt. Wir haben hier also ein einsitziges,

1) Wie die folgenden Abb. nach Knoke a. a. O. 190.

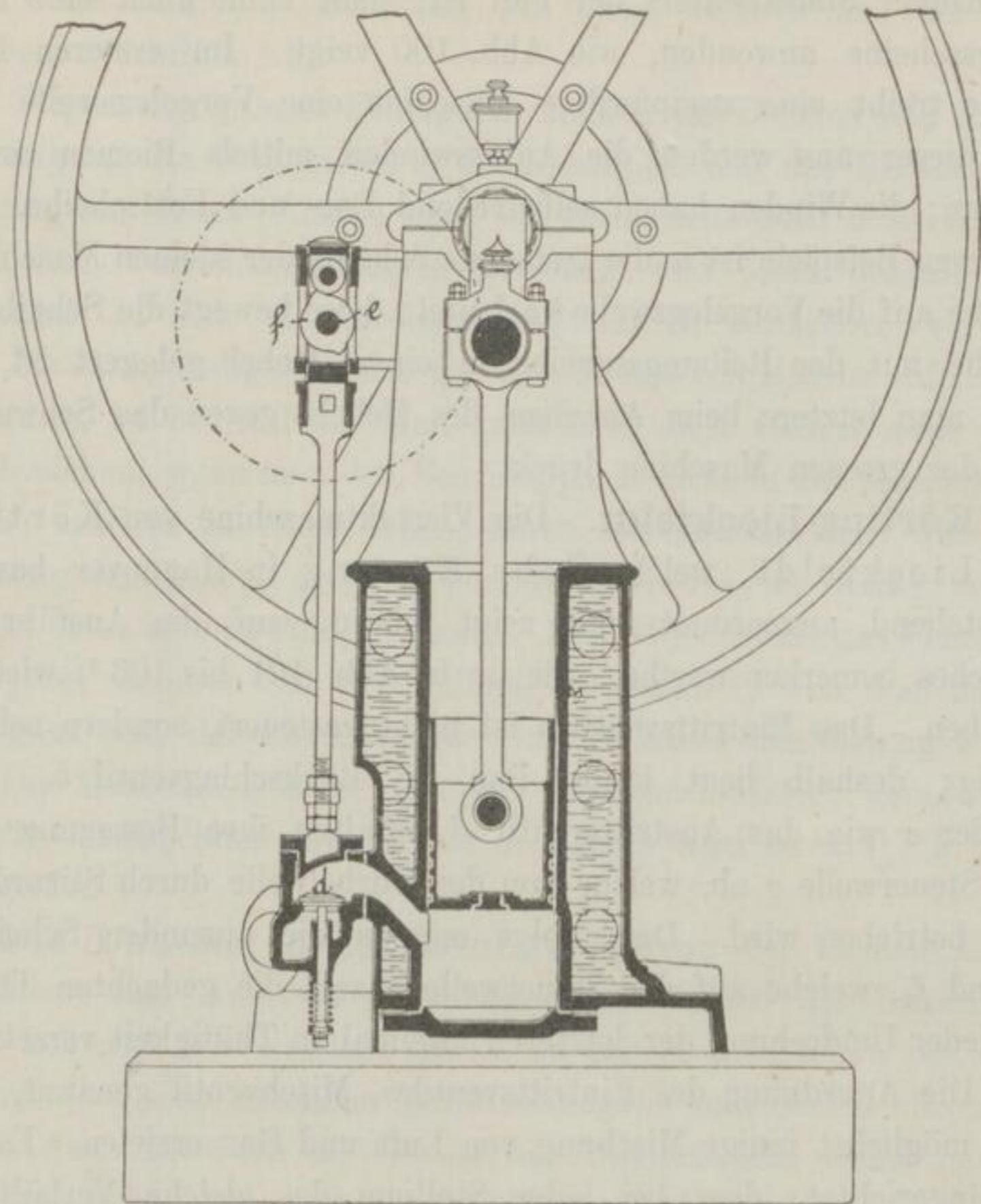


Abb. 101.

dort ein doppelsitziges Ventil; hier ruht das Ventil durch sein Gewicht auf dem Sitze, dort wirkt das Gewicht in entgegengesetztem Sinne. Aber ohne Rückschlagventil dürfte die zweite Anordnung nicht möglich sein.

Ein besonders hübsches einfaches Stück ist der Zünder, der denn auch, wie neuere Patentschriften zeigen, vielfach nachgeahmt ist. Abb. 106 zeigt ihn in geschlossener, Abb. 107 in geöffneter Stellung. Geht der durch die unrunde Scheibe f_1 , Abb. 102, beeinflusste Stempel k nach oben, so wirkt der Verdichtungsdruck im Cylinder das Röhrchen l gleichfalls nach oben. Dieses hat nun eine feine Bohrung bei m , durch welche die Cylinderladung auströmt. Der Strom entzündet sich an einer äusseren Gasflamme. Kommt dann der Stempel wieder herunter, so haben wir im Inneren

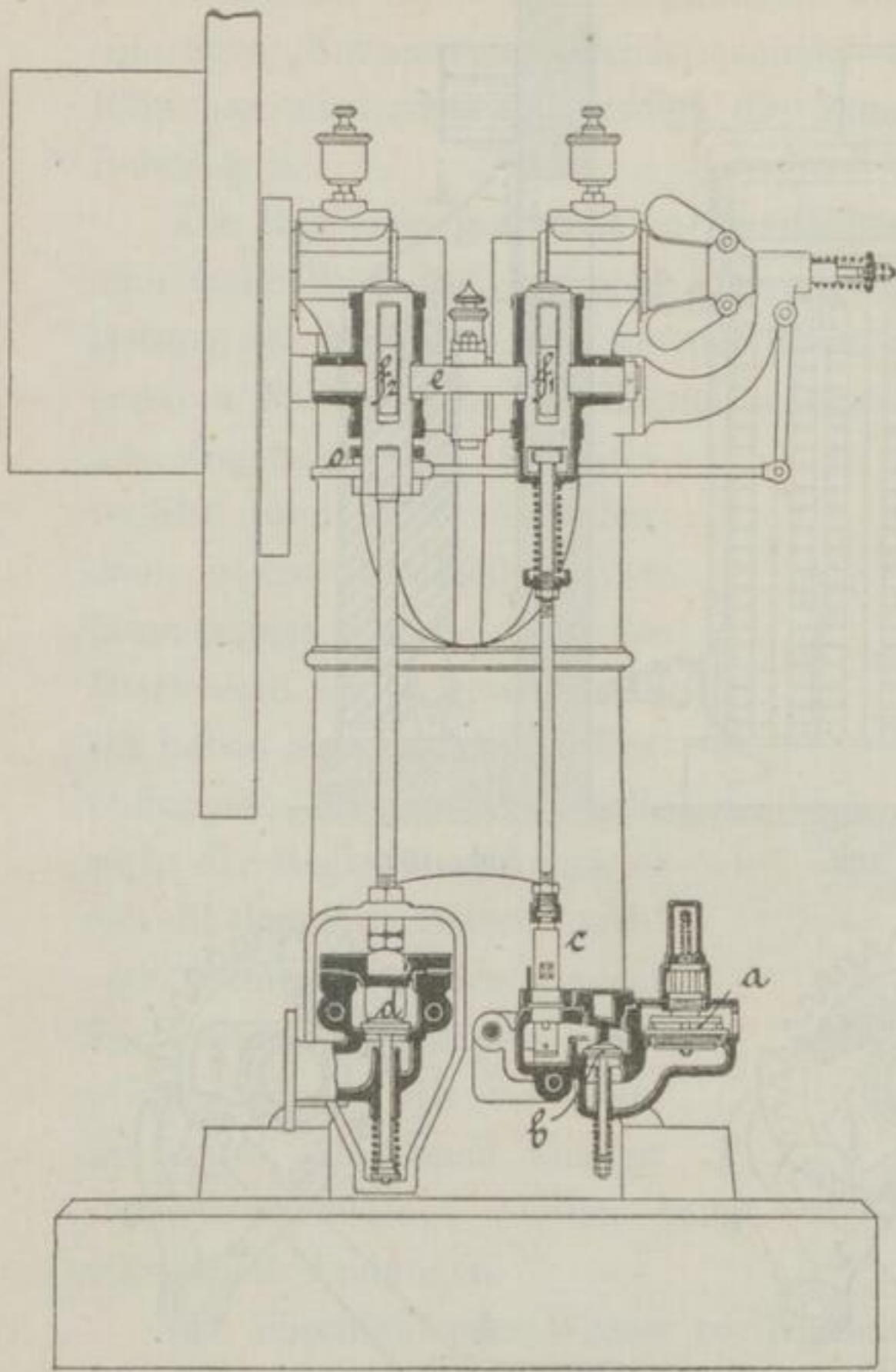


Abb. 102.

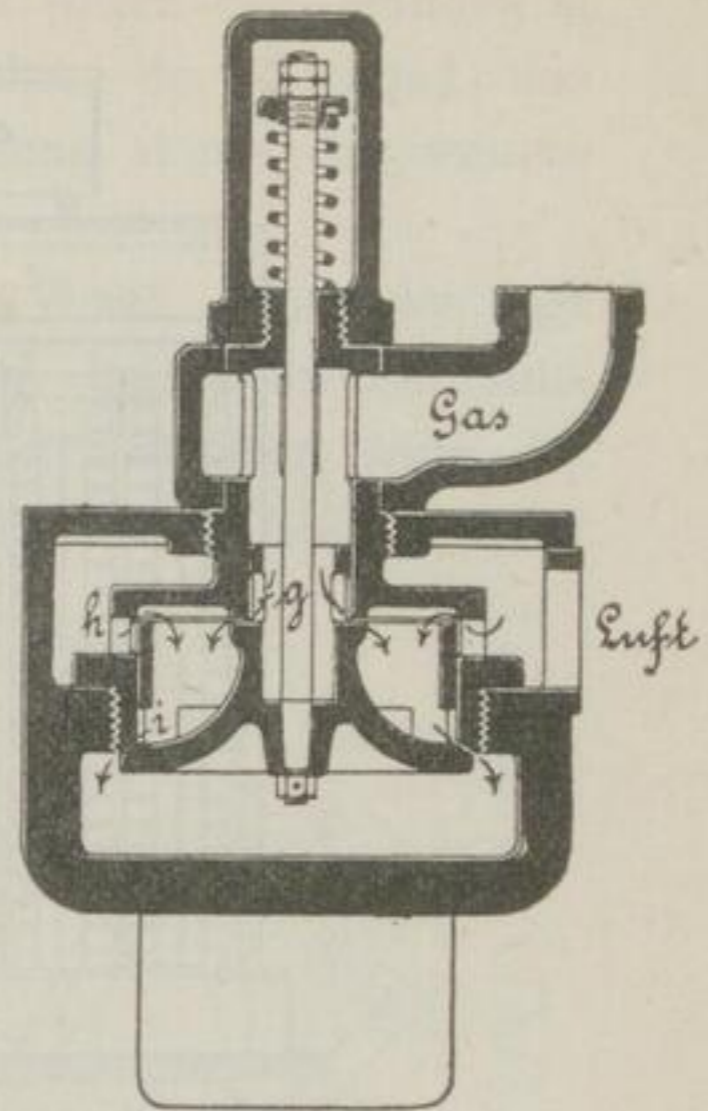


Abb. 104.

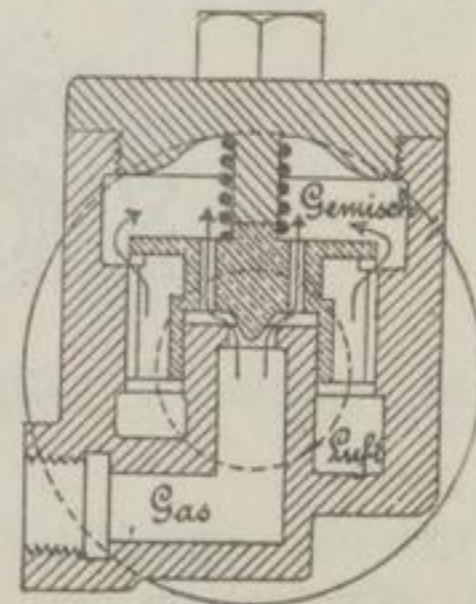


Abb. 105.

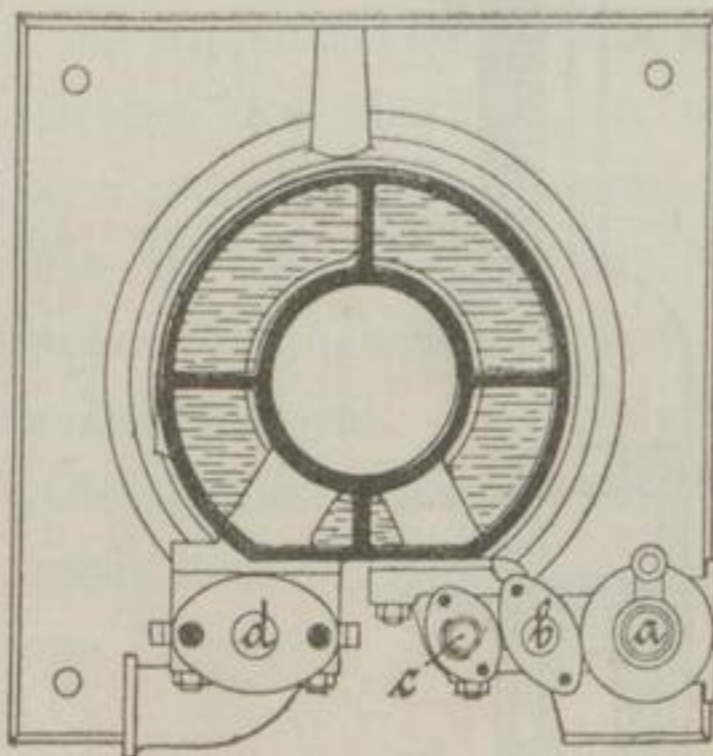


Abb. 103.

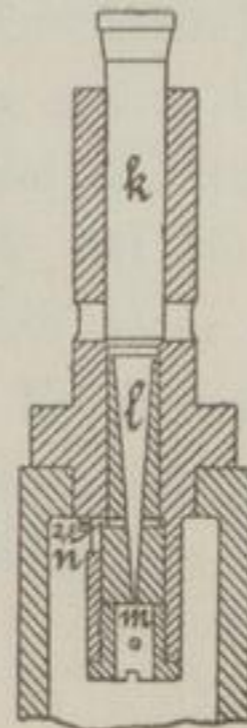


Abb. 107.

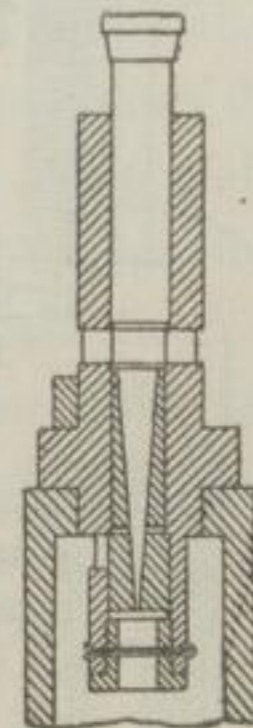


Abb. 106.

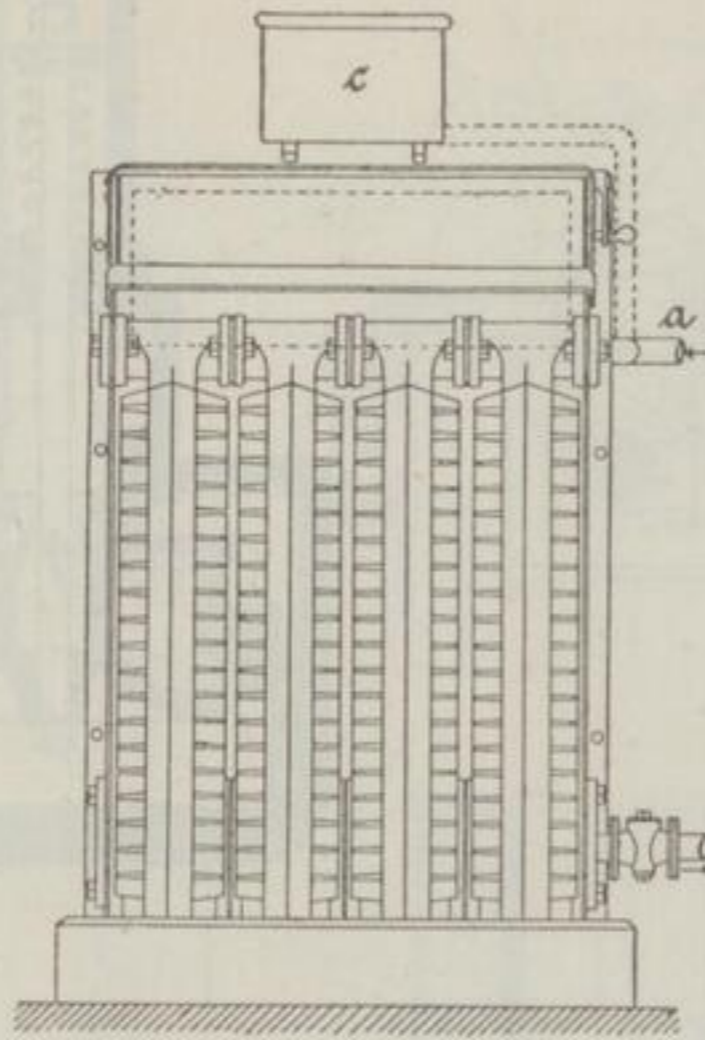


Abb. 108.

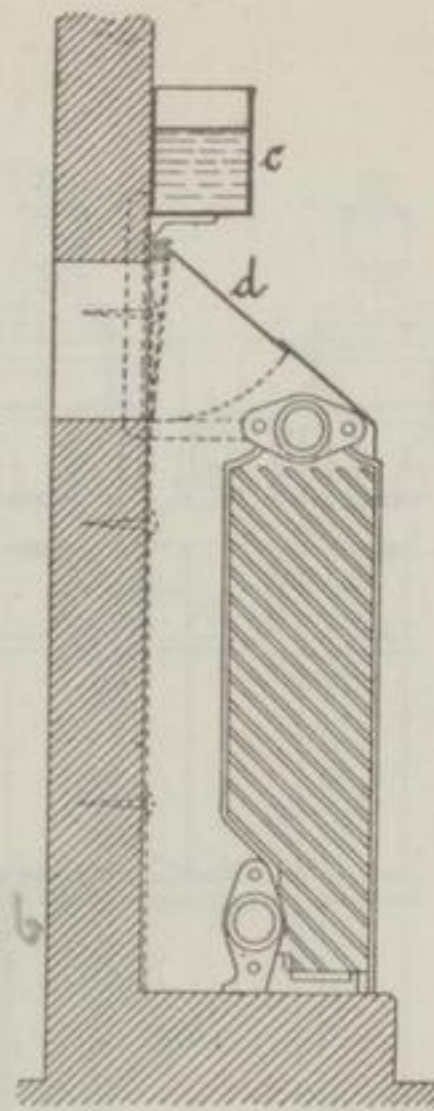


Abb. 109.

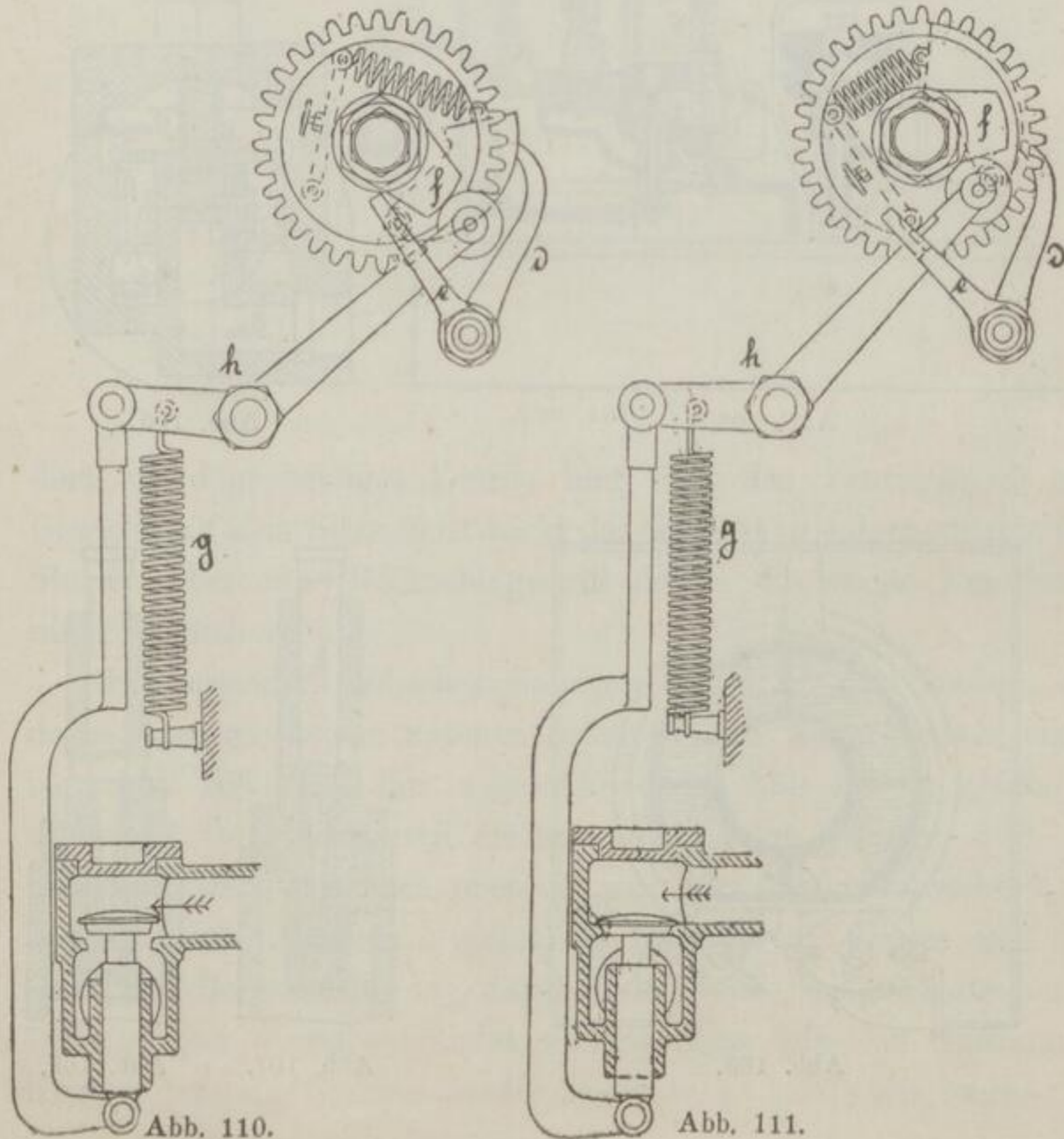


Abb. 110.

Abb. 111.

Diese geschieht durch das Ausblaseventil, wie folgt. Im Zahn-
rade auf der Steuerwelle liegt, wie die Abb. 110—112 zeigen, das
um *a* drehbare Gewicht *b*, welches durch die Feder *c* festgehalten
wird. Bei zu schnellem Gange überwindet die Fliehkraft die Feder-
spannung; das Gewicht drückt den Hebel *d* nach auswärts und
dieser stellt die Sperrklinke *e* so, dass der von dem Nocken *f* und
der Feder *g* gesteuerte Hebel *h*, welcher das Ausblasventil bewegt,
in seiner äussersten Stellung festgehalten wird. Es bleibt also das
Ventil so lange offen, bis die Klinke *e* den Hebel *h* wieder freigibt.

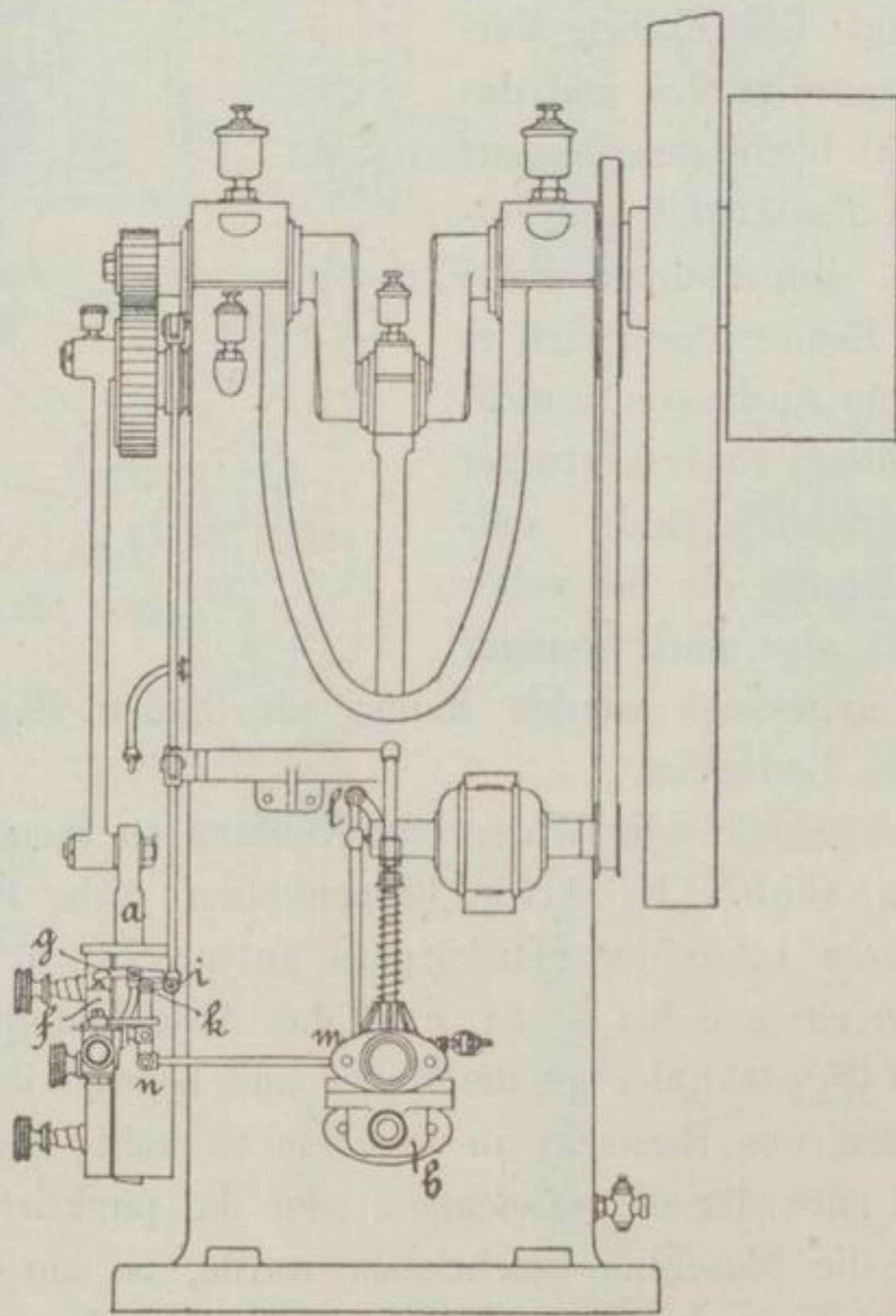


Abb. 113.

Sombart. Die Maschine von Buss, Sombart u. Cie in
Magdeburg ist gleichfalls stehend angeordnet und aus den Ab-
bildungen 113 und 114 leicht verständlich. Einlass und Zündung
vermittelt der Schieber *a*, welcher von der Steuerwelle, die halb
so viel Umdrehungen macht als die Kurbelwelle, bewegt wird.

Den Auslass besorgt Ventil *b*; es erhält seine Bewegung von einer auf der Steuerwelle sitzenden Kammscheibe durch Vermittelung des Winkelhebels *cde*. Der Schieber ist derselbe, wie bei der später zu beschreibenden, älteren Zweitaktmaschine von Wittig und Hees; er ist in den Abb. 115 und 116 dargestellt. Im Schieberdeckel brennt eine Zündflamme *p*; im Schieber selbst ist die Kammer *q* ausgespart. Steht er nun in seinem unteren Totpunkte, so strömt durch den kleinen Kanal *r* brennbares Gemisch aus dem Schieberkasten in die Kammer *q*, während durch *s* Luft zutreten kann.

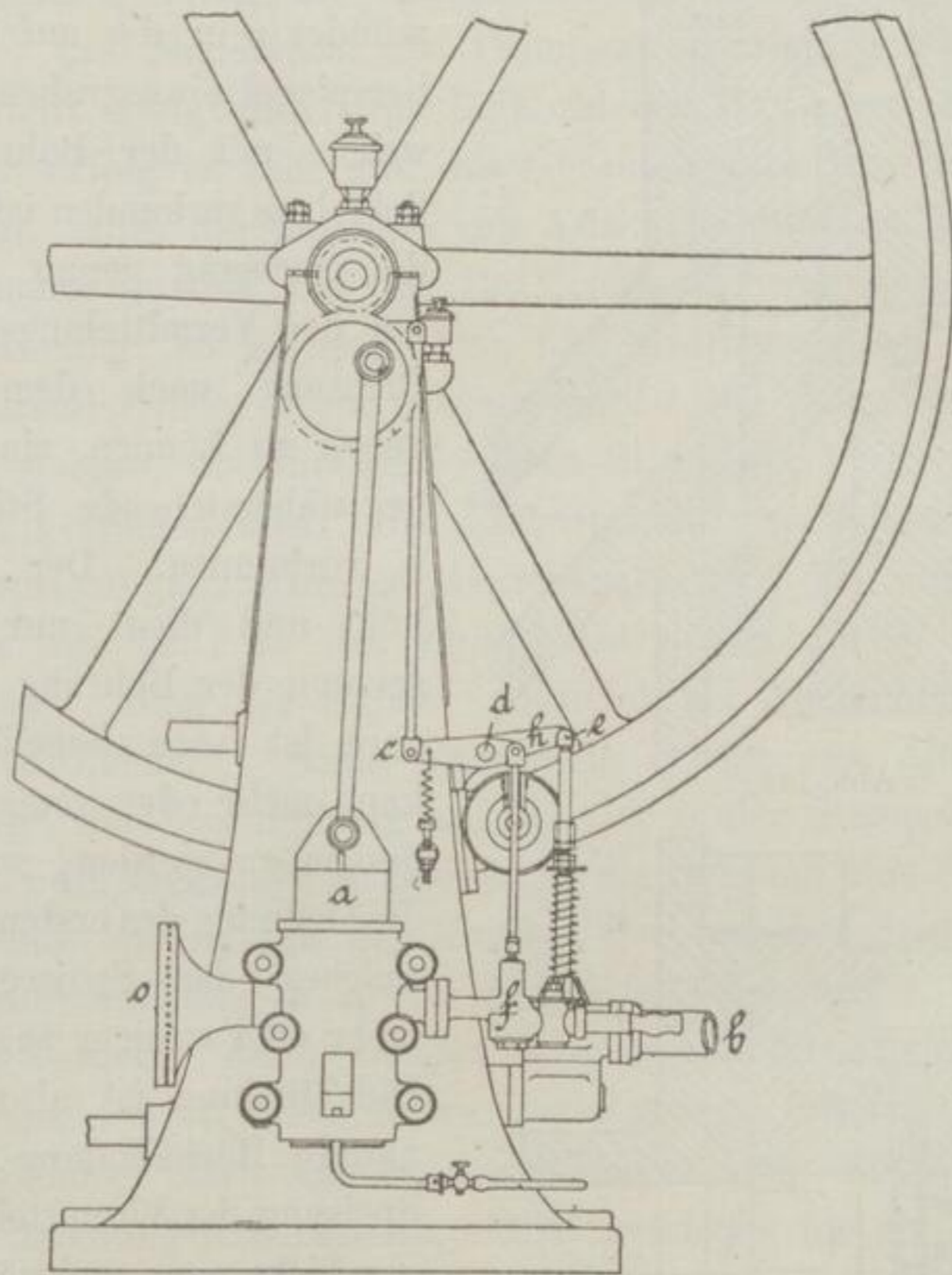


Abb. 114.

Dieses Gemisch entzündet sich an der Schieberdeckelflamme. Geht der Schieber in die Höhe, so schneidet die Kammer *r* die Verbindung nach *p* und *s* hin ab, es brennt in ihr also eine Vermittlungsflamme, welche in den Schieberkasten schlägt und die Verpuffung verursacht, sobald die Kammer mit dem Kanale *t* in

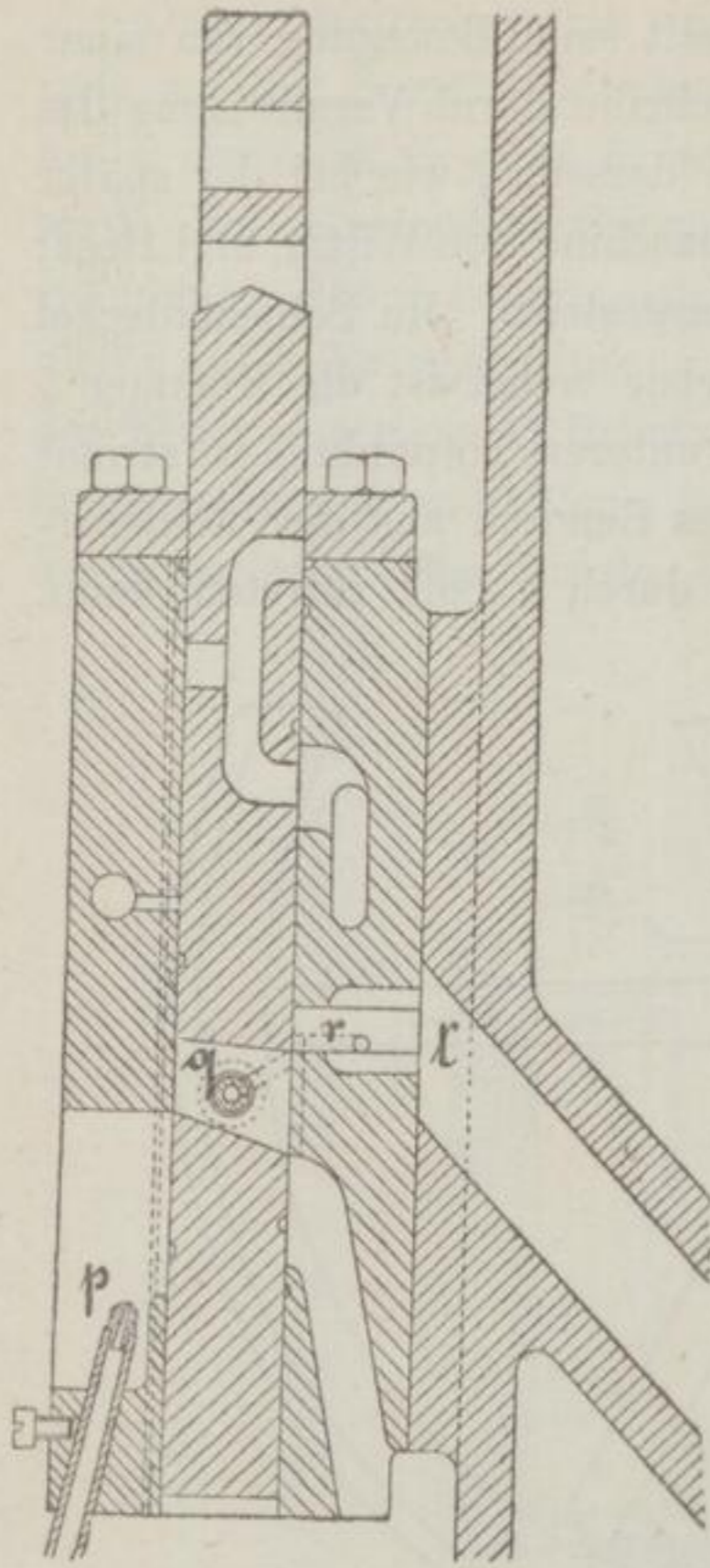


Abb. 115.

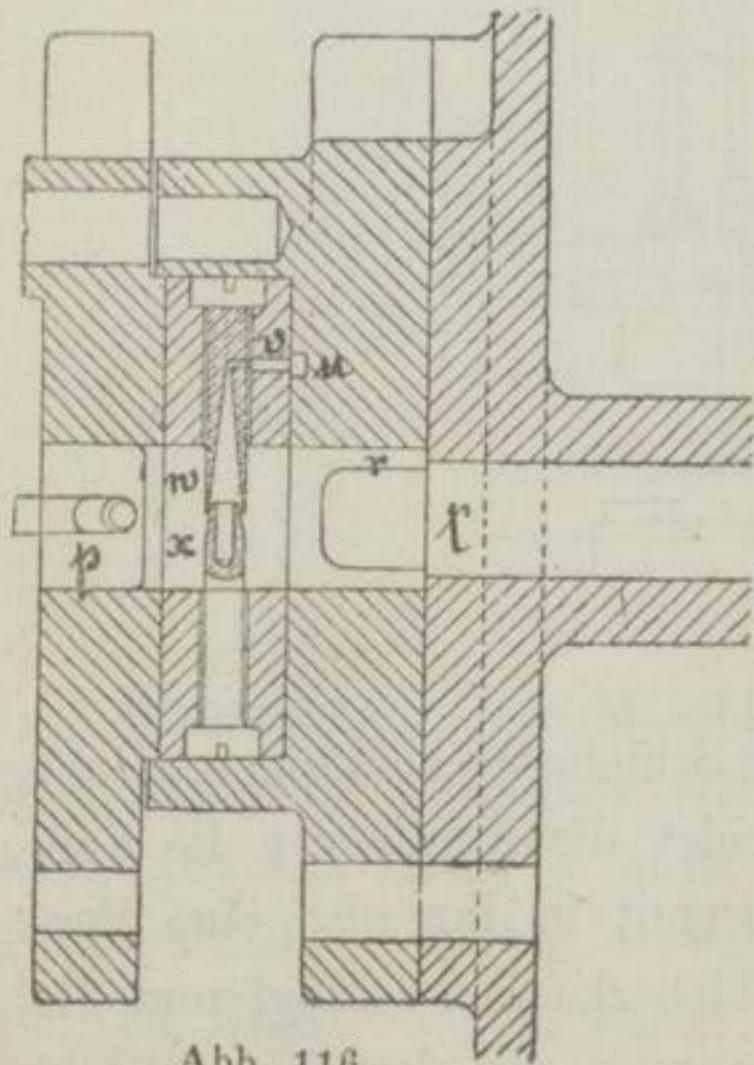


Abb. 116.

Verbindung tritt. Damit aber die Vermittlungsflamme während des Weges, den sie in der abgeschlossenen Kammer zurücklegt, nicht etwa erlischt und damit sie die Cylinderspannung annimmt — was nöthig ist, damit sie nicht, statt zu zünden, ausgeblasen wird — erfolgt die Speisung durch r beständig. Zu dem Zwecke mündet r in die auf dem Schieberspiegel eingegrabene Mulde u , welche mit der Bohrung v des Schiebers verbunden ist. Um aber die Speisung genau regeln und um der Vermittlungsflamme die Richtung nach dem Kanale t geben zu können, sind zwei sich gegenüberstehende Stifte w und x vorhanden. Der erstere ist hohl und dient nur als Fortsetzung der Bohrung v ; der andere ist vorn kegelförmig und kann mehr oder weniger weit vorgeschoben werden, so dass also die Oeffnung des ersten Stiftes, aus welcher das Speisegas strömt, mehr oder weniger zugestellt wird. Die Zündung ist also eine sogenannte Rückzündung, d. h. die Speisung der Vermittlungsflamme geschieht von rückwärts her aus dem Cylinder, wie das ja auch bei dem Körting'schen Zünder der Fall ist. Die Regelung geschieht durch Ausfall einzelner Verpuffungen. Vor dem Schieber liegt das Gasventil f , Abb. 113 u. 114, welches bei

regelmässigem Gange durch den Hebel g , auf den die Winkelhebelverbindung $cdhik$ mittels einer Nase wirkt, rechtzeitig geöffnet wird. Geht aber die Maschine zu rasch, so verschiebt der Fliehkraftregler durch die Winkelhebelverbindung lmn den Drehpunkt k , so dass die Nase den Hebel g nicht mehr trifft. Diese Regelung arbeitet sehr gut, wie denn überhaupt die Maschine ruhig und regelmässig geht.

Besonders erwähnt werden muss noch die hübsche Einrichtung, das lästige Geräusch beim Ansaugen zu vermeiden¹⁾. Das geschieht einfach durch die trompetenartige Erweiterung o des Saugrohres; das Mundstück der Trompete ist aber geschlossen, der Lufteintritt erfolgt durch eine Reihe kleiner Bohrungen am Umfange. Der Erfolg ist sehr gut, das Geräusch ganz beseitigt.

Adam. Auch die Maschine von Adam in München, genannt „Ventilgasmotor“, Abb. 117 bis 120²⁾, ist stehend angeordnet. Wie bei Körting, so ist auch hier das Eintrittsventil a selbstthätig, während Zünder b und Auslassventil c von der Steuerwelle ab bewegt werden, die ihrerseits durch Stirnräder 1 : 2 von der Kurbelwelle getrieben wird. Das Eintrittsventil, auch hier Mischventil, entspricht ganz Körtings Gedankengange. Die Luft tritt bei d , das Gas bei e in das Ventil, das Gemisch bei f in den Cylinderkanal. Auch der Zünder erscheint als Nachbildung des Körtingschen Zünders. Seine Anordnung erhellt aus Abb. 121. Es ist, vergl. die Beschreibung auf S. 110, g der Stempel, h die Zündröhre, i die Bohrung zum Speisen, k die Bohrung zum Zünden. Die Steuerung wird durch die Kurve l der auf der Steuerwelle sitzenden Kurvenscheibe m in Verbindung mit den beiden Federn n_1 und n_2 bewirkt. Auch die Regelung durch Rücksaugen von Verbrennungsgasen ist dieselbe wie bei Körting, rührt aber, wie auch der Zünder, nach Angabe des Erbauers von diesem selbst her. Die Steuerung des Austrittsventiles geschieht für gewöhnlich durch die Stufe o_1 , Abb. 122 bis 124, der Kurvenscheibe m in Verbindung mit der Feder p , Abb. 118. Geht die Maschine zu rasch, so schiebt der Regler mittels des Schleifbackens q die Rolle r von der kurzen Stufe o_1 auf die lange Stufe o_2 der Kurvenscheibe m , so dass das Austrittsventil während des Ansaugens

1) D. R.-P. 33774. 2) Journal f. Gasbeleucht. u. Wasserversorg. 1886, 163,

Abb. 117.

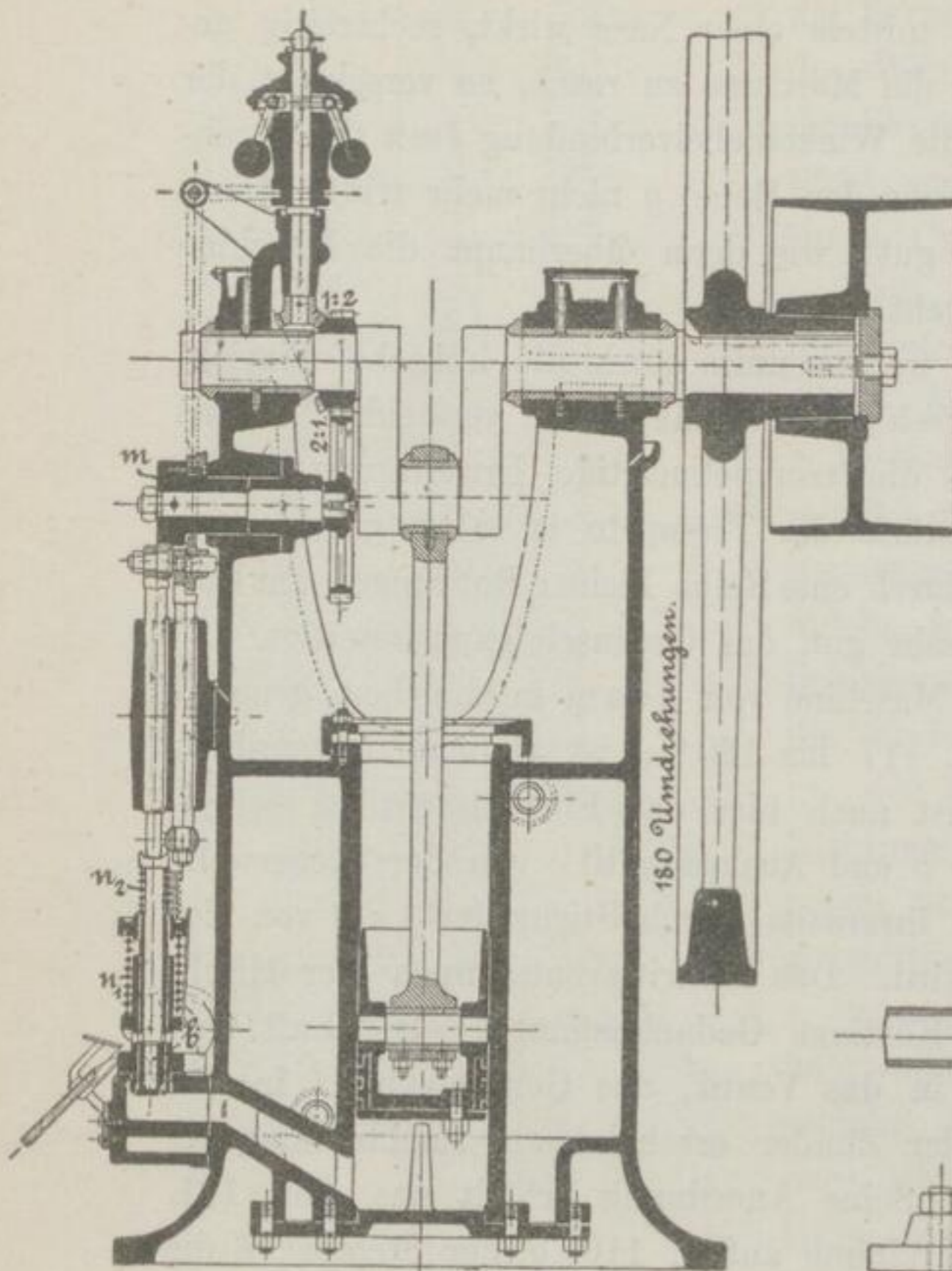


Abb. 118.

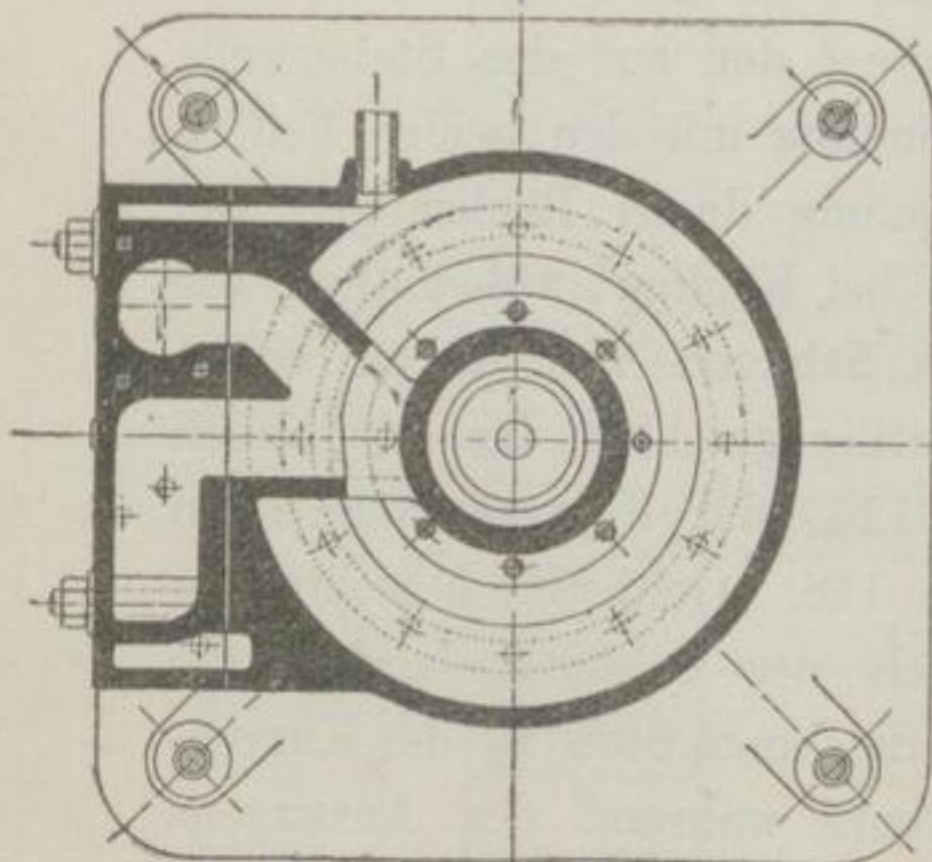
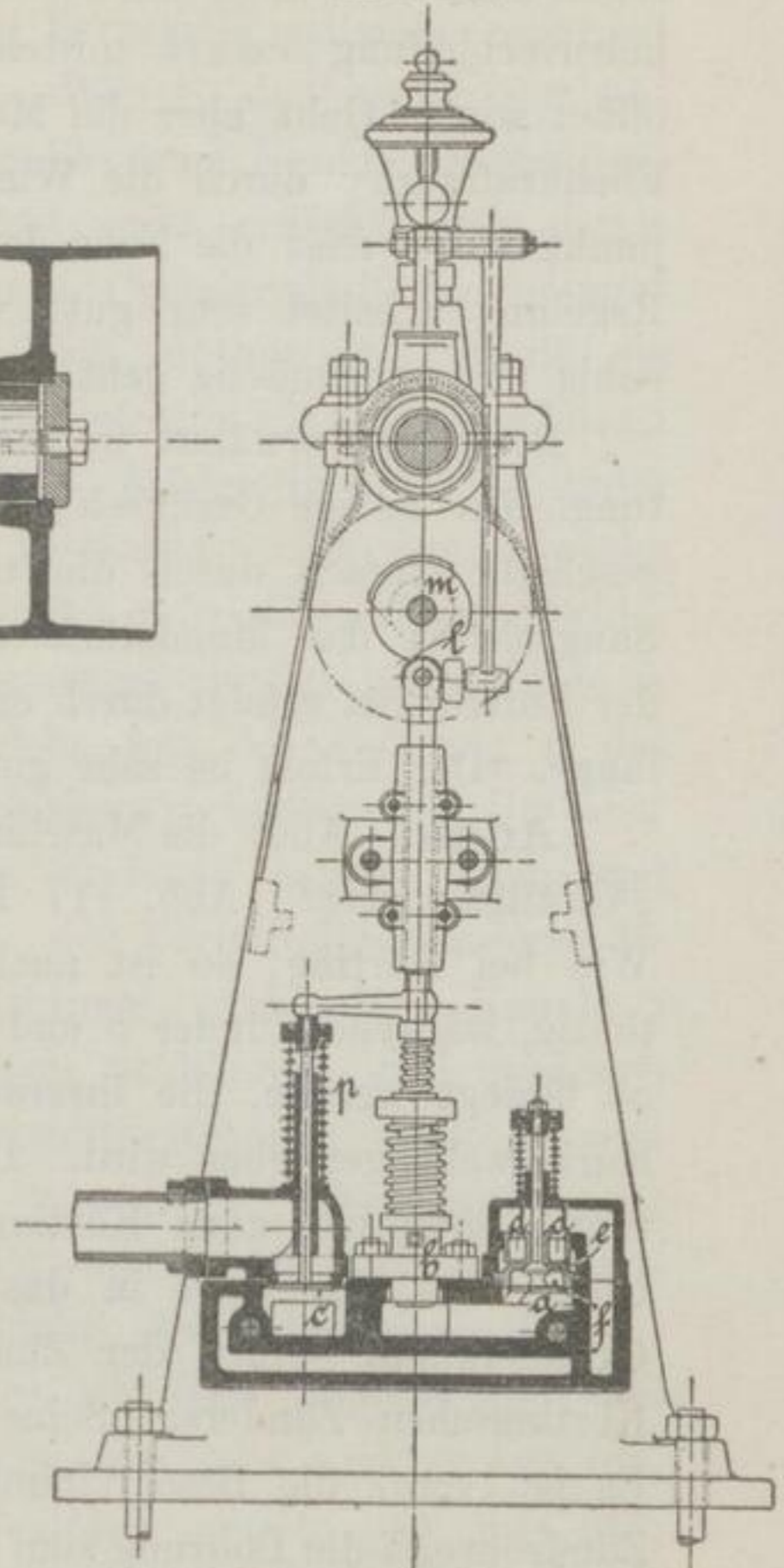


Abb. 119.

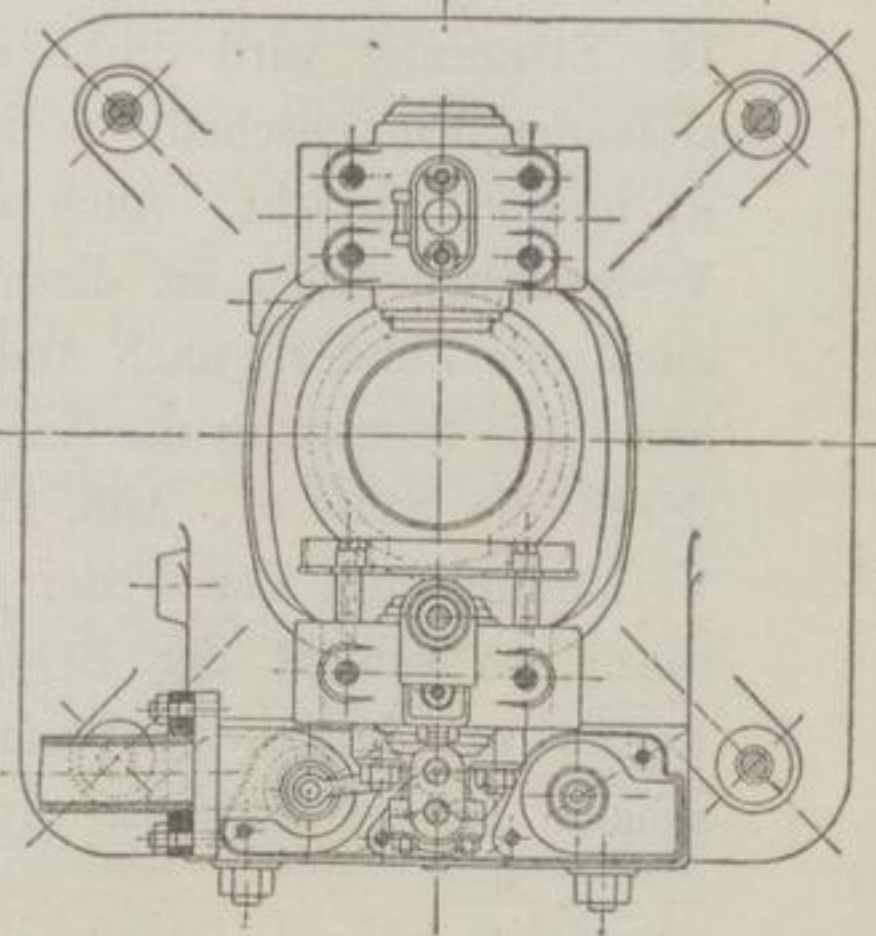


Abb. 120.

geöffnet bleibt. Mit einer Adam'schen Maschine, welche der beschriebenen ähnlich als Zwillingmotor mit schräggestellten Cylindern gebaut war und 10pferdig genannt wurde, hat Schröter einen Bremsversuch angestellt, welcher bei 173,8 Umdrehungen 11,6 *e* Leistung und 895 l Gasverbrauch für *h* und *e* ergab. Die Adam'schen Maschinen werden von der Maschinenbau-gesellschaft München und von H. Paucksch in Landsberg a/W. gebaut ¹⁾).

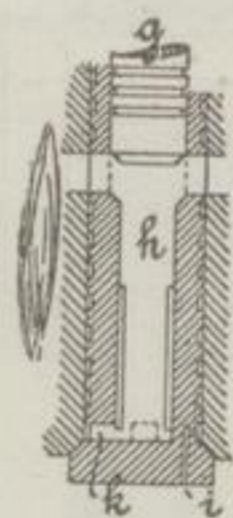


Abb. 121.

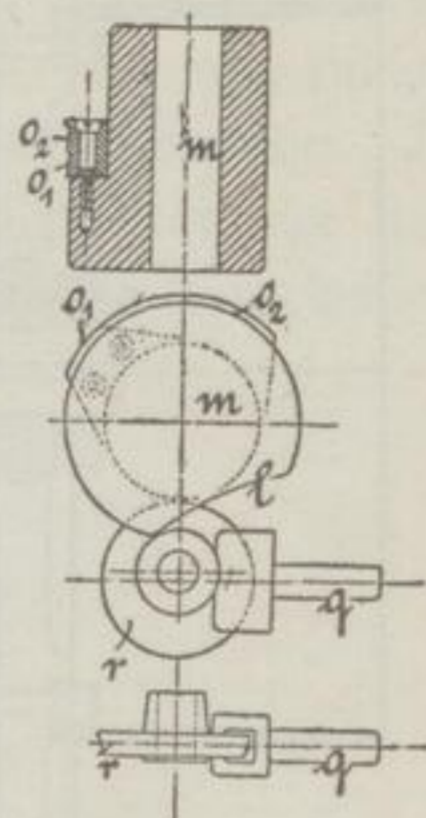


Abb. 122—124.

Dürkopp. Die Bielefelder Nähmaschinenfabrik Dürkopp & Cie. hat den Bau von Gasmaschinen erst jüngst aufgenommen; sie zeigte die Erstlinge ihrer Bestrebungen in drei Grössen von 1, 2, 3 *e*, welche den Eindruck gediegener Arbeit machen.

Wir haben es hier wieder mit einer stehenden Anordnung zu thun, deren allgemeine Einrichtung aus den Abb. 125 und 126 ²⁾ erhellt. Auffällig ist sofort die stehende Steuerwelle, welche zugleich als Spindel für den Regler dient. Zu beiden Seiten liegen die Ventile für den Eintritt *a* und Austritt *b*, vor ihnen befindet sich das Gasventil *c*, im Eintrittskanale der Zünder *d*. Zur Steuerung der beiden Ventile *a* und *b* dient die Steuerscheibe *e*, auf welcher entsprechend geformte Nocken angebracht sind; das erstere wird unmittelbar durch den einen derselben gehoben, das letztere mittelbar durch den anderen und den Hebel *f*. Die genaue Einrichtung des Auslassventiles erhellt aus den Abb. 127 und 128 ³⁾. Es ist nämlich dieses Ventil *g* mit einer Entlastungsvorrichtung versehen; seine Stange *h* ist durchbohrt und in die Bohrung die etwas längere Stange *i* eines kleinen Ventiles *k* gesteckt, welches seinen Sitz im Kegel des grossen Ventiles *g* hat und eine Anzahl kleiner, durch den Kegel gehender Bohrungen *s* abschliesst. Da das Auslassventil gegen die Endspannung der Maschine gehoben

1) Prakt. Masch.-Constr. 1886, 331. 2) Nach Zeichnungen der Firma,
3) D. R.-P. 44583.

werden muss, so bewirkt frühere Hebung des kleinen Ventiles eine Entlastung zu gunsten der Hebung des grossen. Nach Angabe der Fabrik ist diese Einrichtung nothwendig, weil sie sehr zum ruhigen und leichten Gange der konischen Antriebsräder beiträgt. Die Bewegung des Zünders geht, wie Abb. 125 zeigt, von der Hubscheibe *m* aus und ist ohne weiteres verständlich. Die Hubscheibe *m*

Abb. 127.

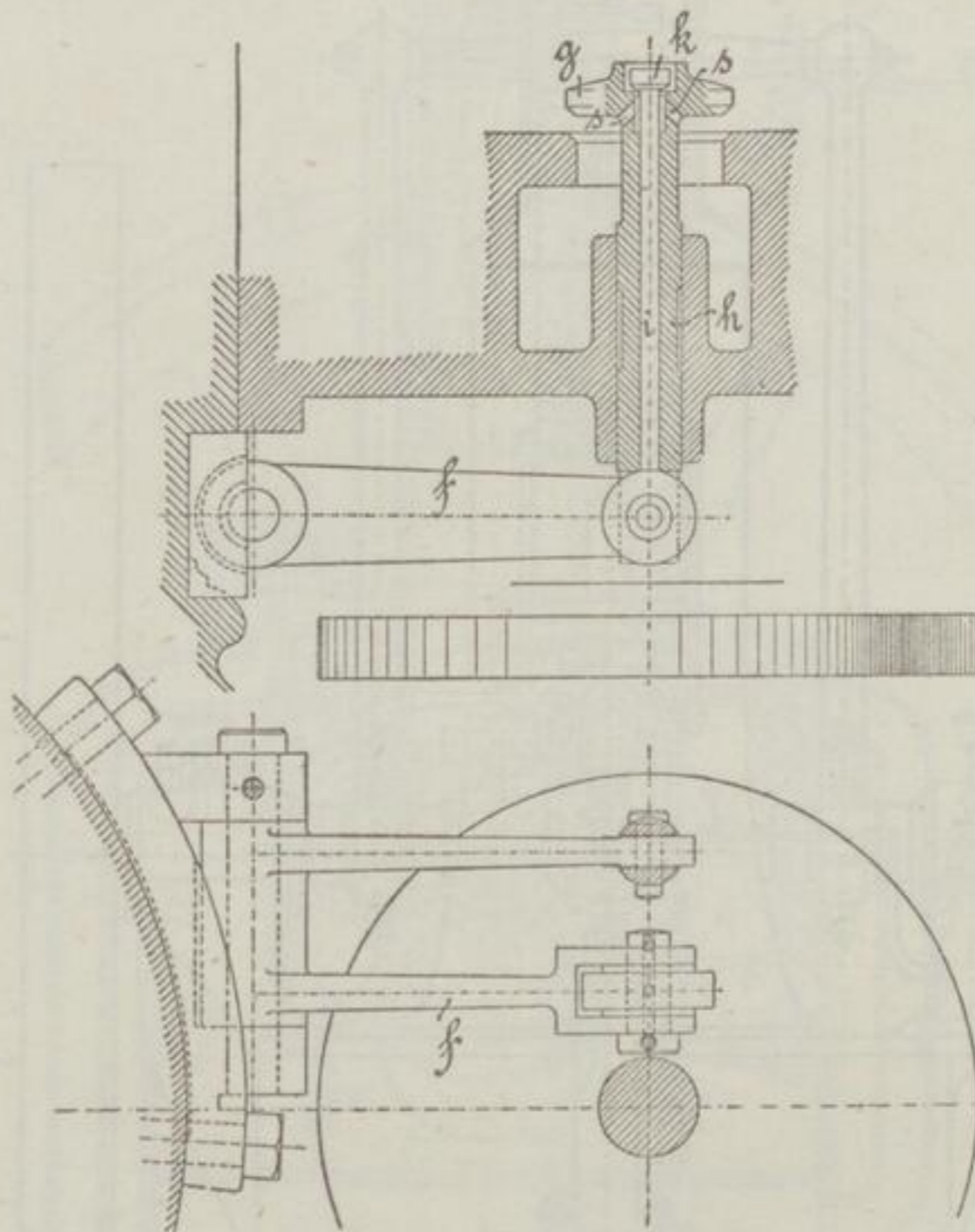


Abb. 128.

ist unten mit innerer Verzahnung versehen und treibt mittels des Zwischenrädchens *n* den Regler an, so dass dieser etwa dreimal so viel Umdrehungen macht als die Steuerwelle. Der Regler muss nun die Stufenmuffe *o* auf der Steuerwelle verschieben, weil durch jene der Gaseintritt mittels des Winkelhebels *pqr* beeinflusst wird. Zu dem Zwecke ist die Steuerwelle hohl und geschlitzt, so dass in ihrem Inneren die Muffe des Reglers und die Steuermuffe durch eine Stange und Stifte mit einander verbunden werden können.

In ihrer Preisliste führt die Firma solche Maschinen von $\frac{1}{2}$ bis 12 *e* zum Preise von 800 bis 4500 *M* auf.

Victoria. Die Maschine „Patent-Ventil-Gasmotor Victoria“, welche die Werkzeugmaschinenfabrik Union (vorm. Diehl) in Chemnitz auf der Kleingewerbe-Ausstellung in

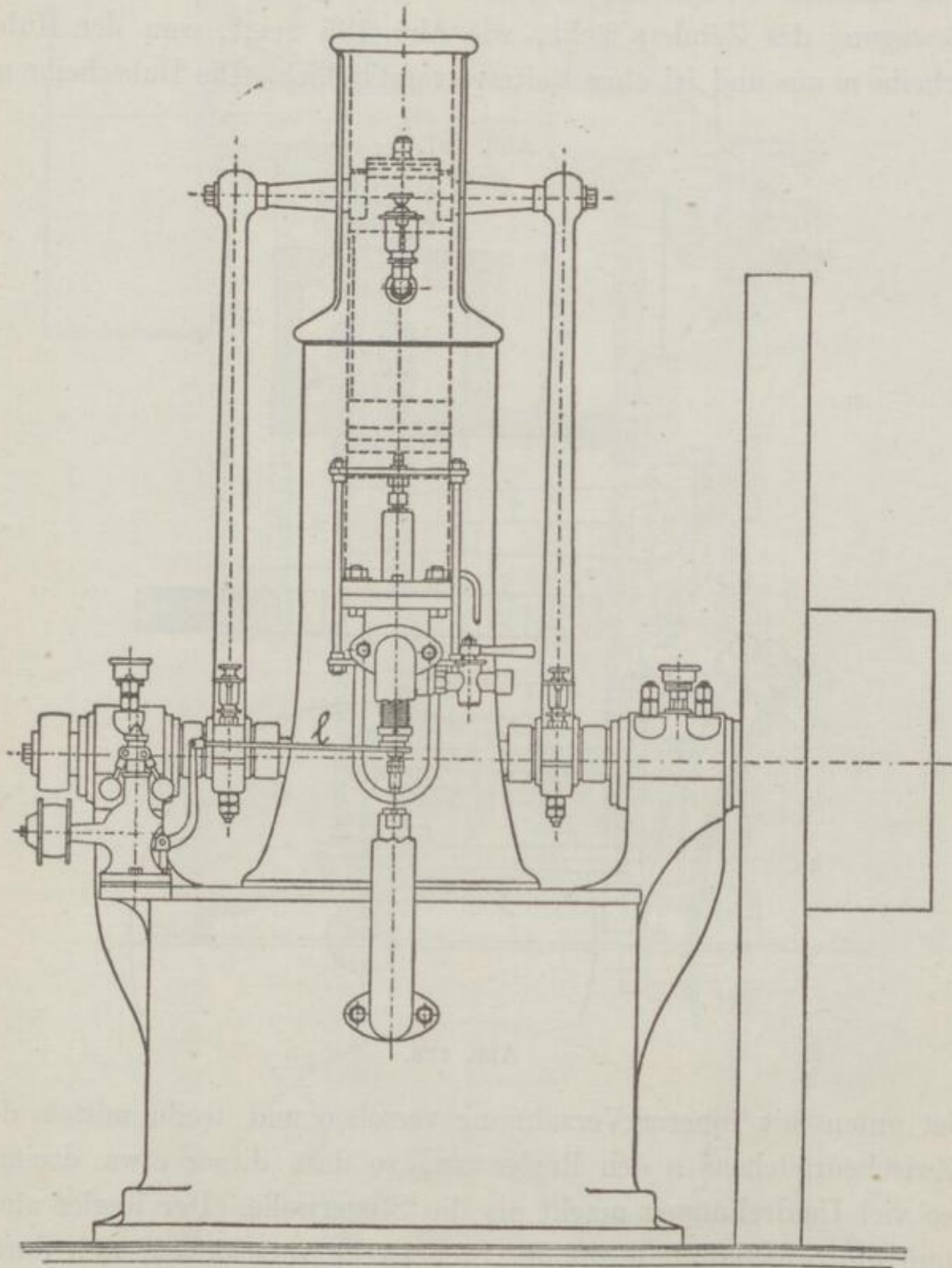


Abb. 129.

München 1888 in der Stärke von 2 e zeigte, ist mit besonderer Berücksichtigung sicherer Lagerung gebaut. Sie ist in den Abb. 130 und 131 ¹⁾ in 1 : 12,5 der nat. Gr. dargestellt.

1) Nach Zeichnungen der Firma.

Der Cylinder steht hier mittels zweier Beine auf einem kastenförmigen Gestelle, das die Lager für die Schwungradwelle trägt. Der Kolben ist sehr lang ausgeführt, der Cylinder entsprechend,

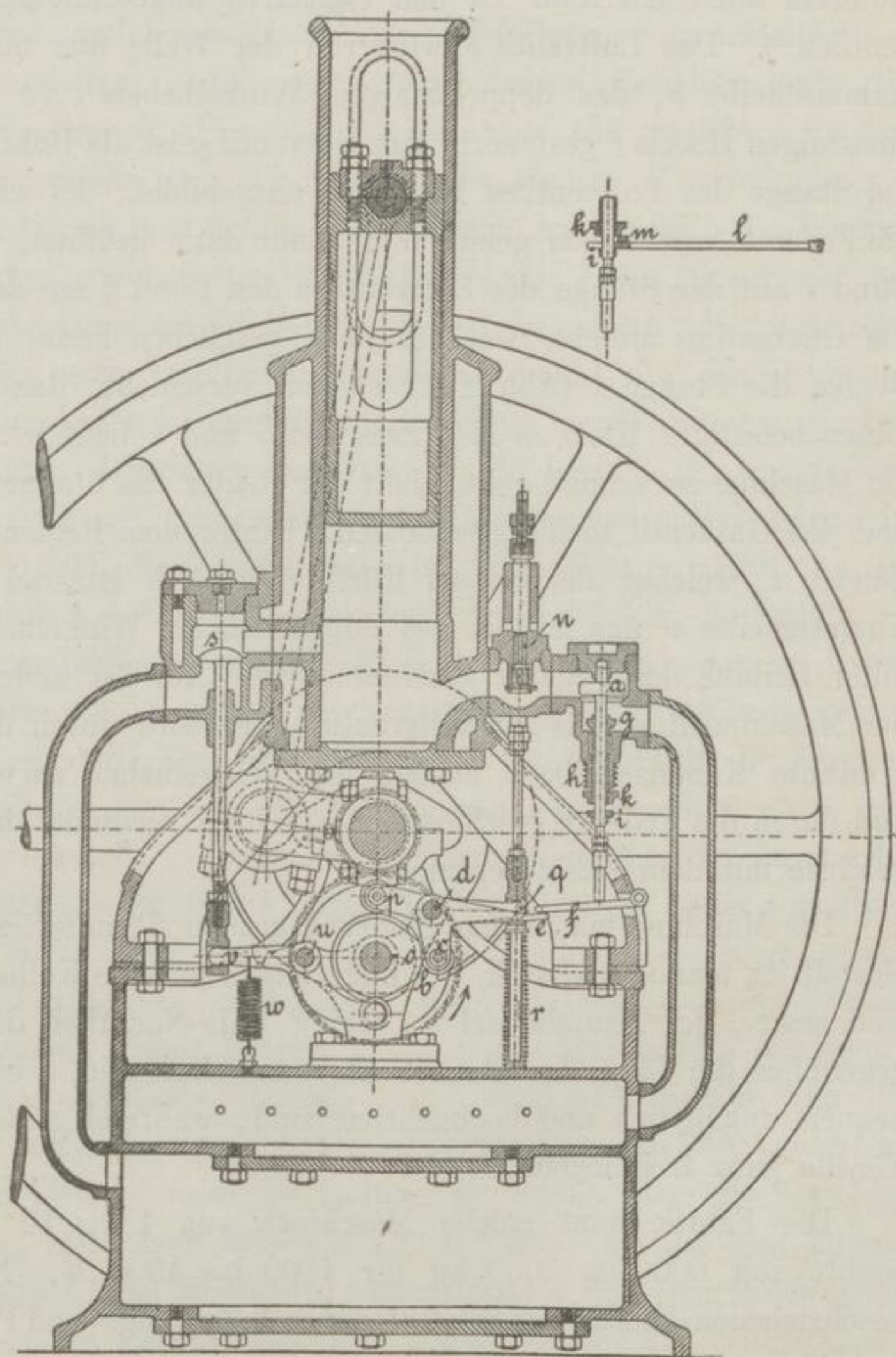


Abb. 130 und 131.

so dass sein oberer Theil als Kreuzkopfführung auftritt, wie der obere Theil des Kolbens als Kreuzkopf. Die Kolbenführung ist also sehr sicher. Durch Schlitze in dieser Führung greifen zwei Pleuelstangen unmittelbar am verlängerten Kolben an und übertragen dessen Bewegung auf die zweimal gekröpfte Welle. Der

oben schon erwähnte Kasten, auf dem diese gelagert ist, wird durch eine Scheidewand in zwei Theile getheilt; der obere vertritt die Stelle des Ansaug-, der untere die des Ausblasetopfes. Von ersterem führt ein Rohr zu den eigenartig angeordneten Einlassventilen ¹⁾. Das Luftventil *a* wird von der Welle aus mittels der Kammscheibe *b*, des doppelarmigen Winkelhebels *cde* und des einarmigen Hebels *f* gesteuert; das Gasventil *g* ist als Rohr, welches die Stange des Luftventiles umhüllt, ausgebildet. Es wird durch die Feder *h* geschlossen gehalten und nur dann geöffnet, wenn der Bund *i* auf der Stange des Luftventiles den Bund *k* auf der Stange des Gasventiles anhebt, was nur dann geschehen kann, wenn der Regler die Stange *l* (Abb. 131) so weit verschiebt, dass der auf dieser befestigte Klotz *m* sich zwischen *i* und *k* befindet. Sobald die Maschine zu schnell geht, zieht der Regler die Stange *l* zurück und das Gasventil bleibt geschlossen. Hinter dem Regler liegt der Zünder *n*, welcher demjenigen Körtings ähnlich ist und von der Kammscheibe *o* aus mittels des doppelarmigen Winkelhebels *pdq* unter Beihilfe der Feder *r* gesteuert wird. Auf der anderen Seite der Maschine liegt das Austrittsventil *s*. Es wird durch die früher erwähnte Kammscheibe *b* mittels des Winkelhebels *tuv* geöffnet und durch die Feder *w* geschlossen. Ein Rohr verbindet das Ventilgehäuse mit dem Ausblaseraume.

Die Maschine macht den Eindruck grosser Standfestigkeit; das Gestell ist massig und steif, die Lagerungen und die Kolbenführung sind sicher, der Raumbedarf ist gering. Als Nachtheil dürfte dem gegenüber die Lage der Steuertheile anzusehen sein, welche nicht bequem zugänglich und beobachtbar sind, während allerdings die Ventile ganz frei liegen.

Die Fabrik baut solche Maschinen von 1 bis 12 *c* im Gewichte von 600 bis 3000 kg für 1000 bis 4500 *M*. Neben der beschriebenen Anordnung kündigt sie auch Zwillings- und Petroleummaschinen an.

Spiel. Die Petroleummaschine von Spiel, deren äussere Gestalt sich streng an Ottos Anordnung schliesst, bietet einige bemerkenswerthe Einzelheiten.

1) D. R.-P. 42414.

Patrolan:

*Patrolan
mit Patrolan
Hindern...*

Die Speisung geschieht durch eine kleine Oelpumpe; sie unterscheidet sich dadurch wesentlich von Ottos Benzinmaschine, dass bei dieser die Luft durch das Benzin gesaugt wird, während Spiel das Benzin in der Luft zerstäubt. Auf dem Cylinder befindet sich ein Oelbehälter, welcher mittels einer Kreiselpumpe unmittelbar aus dem Vorrathsfass gefüllt wird. Aus diesem Behälter läuft das Oel zur Speisepumpe, welche in den Abb. 132 bis 134 ¹⁾ im einzelnen dargestellt ist. Die Stange des kleinen Pumpenkolbens *a* ist geschlitzt, in dem Schlitze bewegt sich der Zapfen *b* des Winkelhebels *cde*, welcher von der Kammscheibe *f* der Steuerwelle bewegt wird. Diese macht halb so viel Umdrehungen wie die Kurbelwelle. Bei jeder Umdrehung derselben macht also die Oelpumpe einen Hub, dessen Länge durch Einstellung der Schraube *g* geregelt werden kann. Die Saug- und Druckventile *h* und *i* der Pumpe sind durch einen vierflügeligen Bolzen *k* unter einander verbunden; die Feder *l* drückt die Ventile stets in Saugstellung. Geht nun der Pumpenkolben herab, soll also die Pumpe drücken, so drückt die kleine, am Zapfen *b* sitzende Rolle *m* den Hebel *nop* zur Seite; dieser aber schiebt mittels der Ventilstange *q* die Ventile in Druckstellung. Es tritt also jetzt ein Strahl von Benzin in die Kammer des Ventiles *r*, welches die Verbindung zwischen Luftrohr *s* und Cylinder herstellt. Dieses Ventil wurde gleichseitig durch das Niedergehen des Zapfens *b* gegen die Wirkung der Feder *t* geöffnet, und da der Kolben eben seinen Hub beginnt, so saugt er also einen Luftstrahl an, in welchen hinein die Pumpe einen Benzinstrahl drückt. Dieser letztere stösst gegen den Kegel *u* der Ventilstange und zerstäubt deshalb im Luftstrahl. Sobald nun der Zapfen *b* seine Bewegung umkehrt, schliessen sich die Ventile infolge der Feder *l* und die Ladung ist fertig. Um die Maschine zu regeln, lässt man Benzinladungen ausfallen. Zu dem Zwecke liegt zwischen dem Kopfe der Ventilstange *q* und dem Ende *p* des Hebels *nop* ein kleiner Schieber *v*, durch welchen die Ventilstange *q* so weit hindurch tritt, dass der Hebel sie zurückdrücken kann. Geht nun die Maschine zu schnell, so verschiebt ein Fliehkraftregler den Schieber so weit, dass die Ventilstange in einen stärkeren Theil des Schiebers *d* tritt, durch welchen sie nicht mehr ragt.

Patrolan

1) Knoke, Kraftmaschinen, a. a. O. 302.

Nun kann sich der Hebel nicht mehr drehen, da sich sein Ende p fest gegen den Schieber legt; er biegt sich also unter der

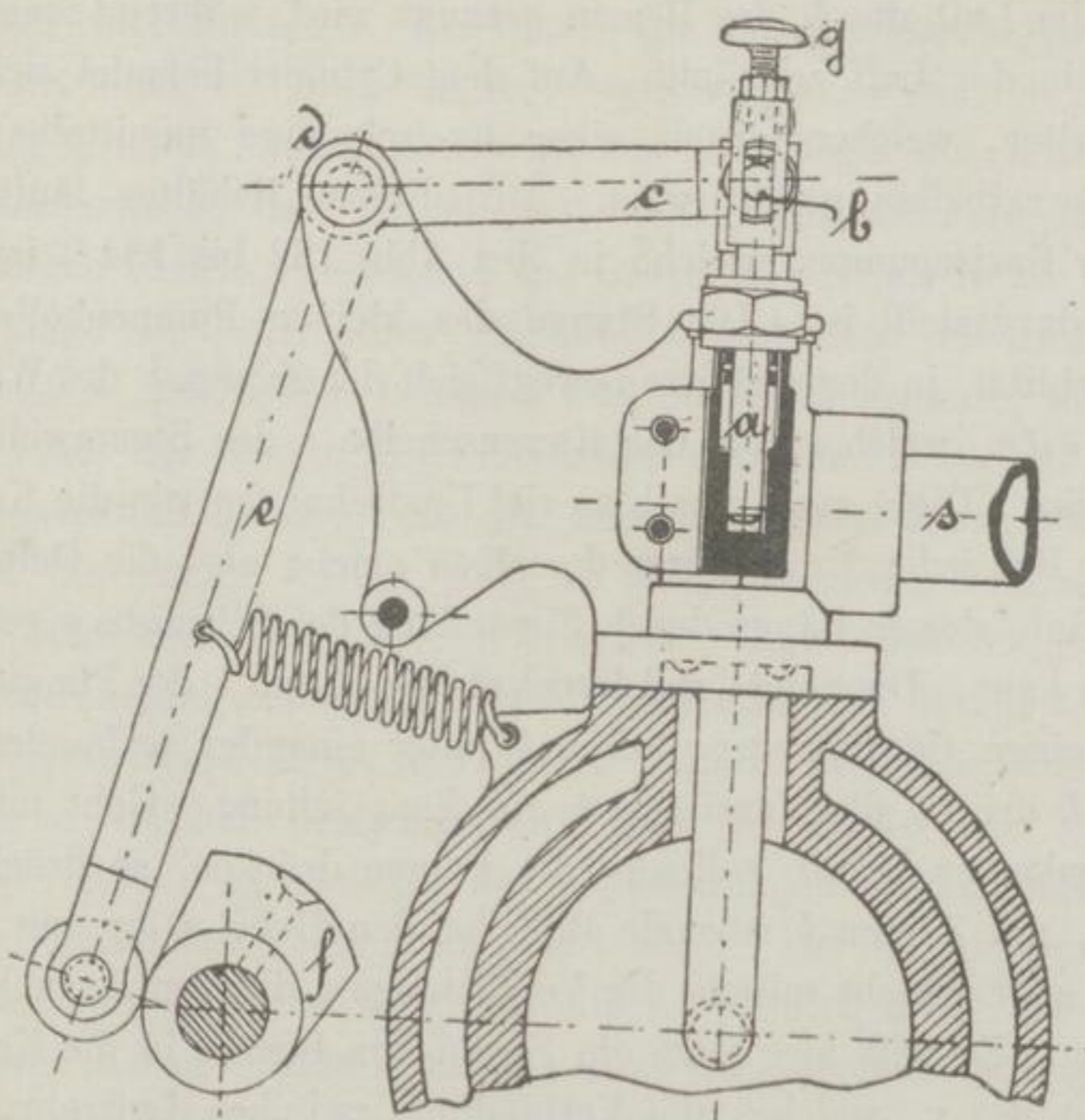


Abb. 132.

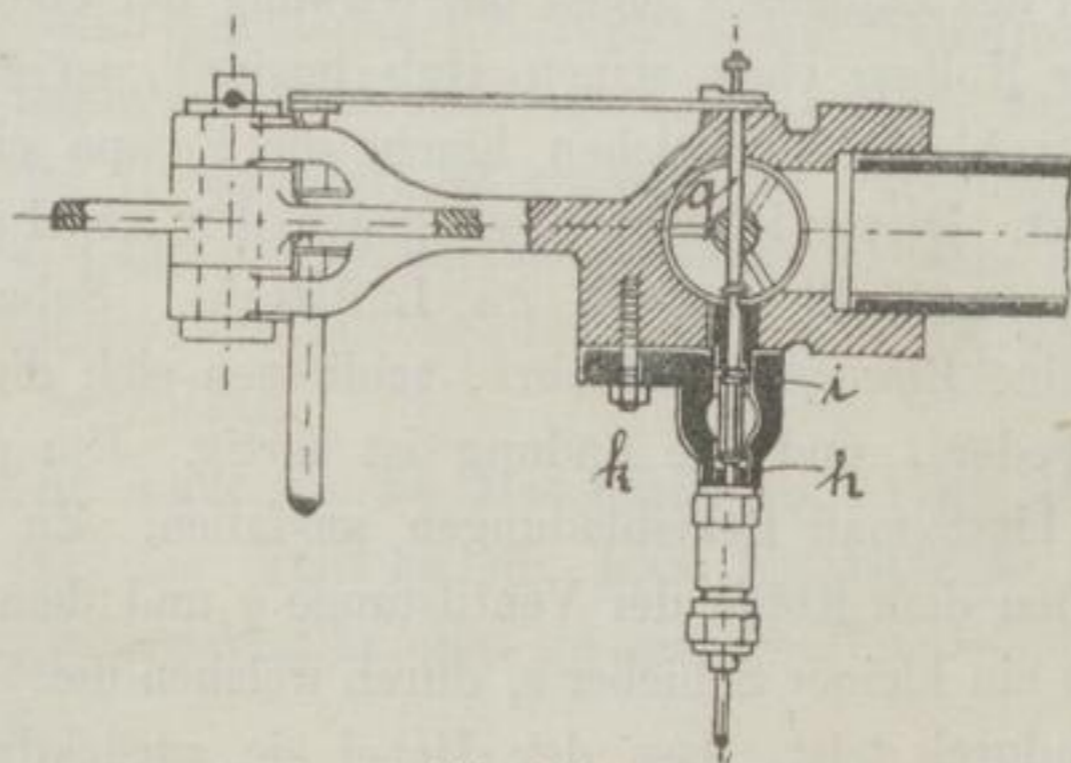


Abb. 134.

Wirkung der herabgehenden Rolle m durch und es bleiben die Pumpenventile während des ganzen Spieles in Saugstellung, die Pumpe saugt also und fördert dann wieder in die Saugleitung zurück.

Die Zündung ist eine Rückzündung und wird durch einen Schieber bewirkt, welcher dem Ottos ähnlich ist. Eine Zünd-

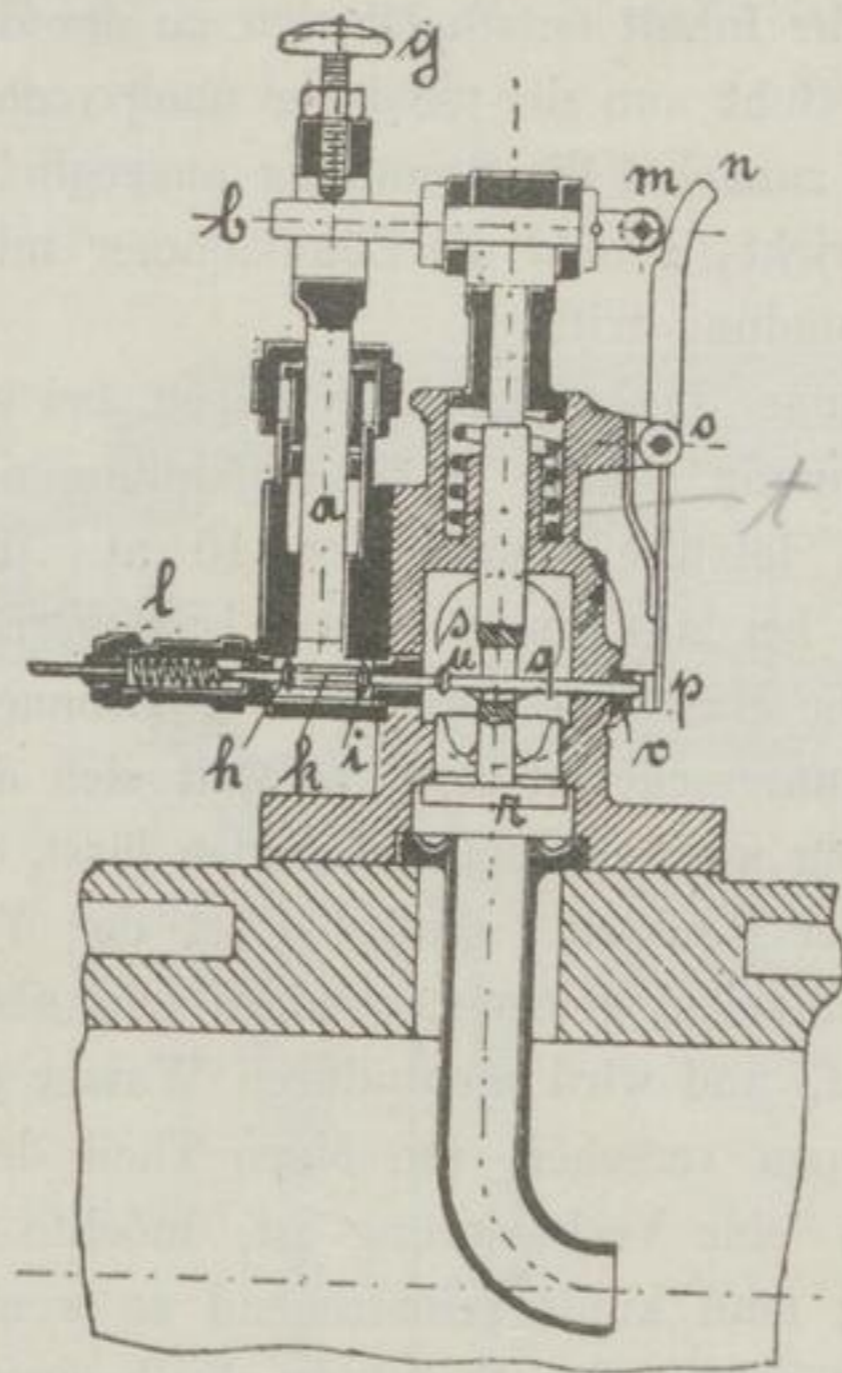


Abb. 133.

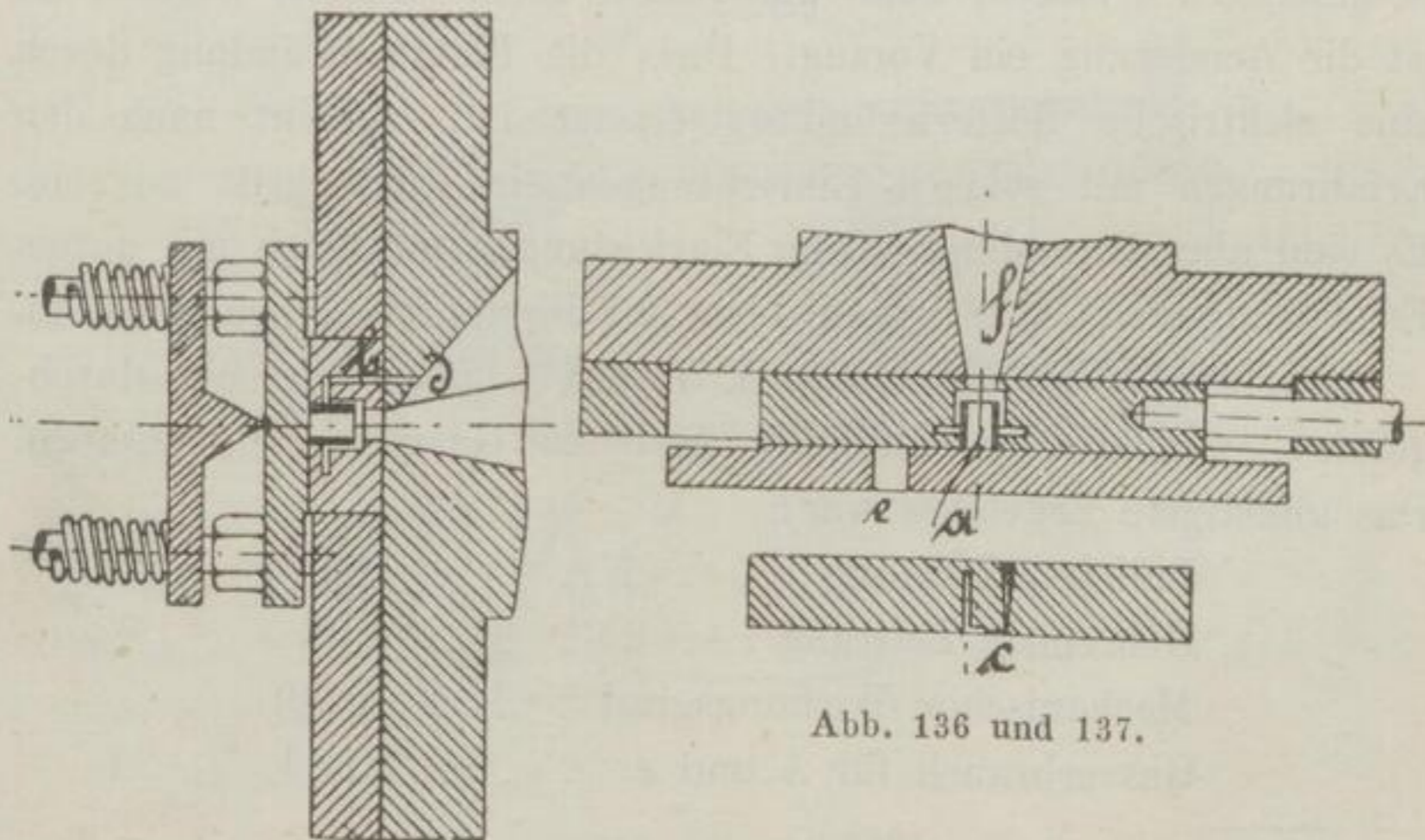


Abb. 136 und 137.

Abb. 135.

kammer *a* (Abb. 135 bis 137) wird durch den Kanal *b* und die feine Furche *c*, welche bei Linksstellung des Schiebers durch einen

feinen Spalt, der durch ein konisches Schraubchen genau einstellbar ist, mit der zum Cylinder führenden Bohrung d in Verbindung steht, gespeist; ihr Inhalt entzündet sich an der Zündflamme e im Schieberdeckel. Geht nun der Schieber nach rechts, so wird auf demselben Wege zunächst die Spannung ausgeglichen und alsdann die Zündung bewirkt, sobald die Zündkammer mit dem Cylinderkanale f in Verbindung tritt.

Die Diagramme dieser Maschine zeigen bei etwas geringerer Verdichtungsspannung höhere Maximalspannung als die der Otto'schen Maschine, letztere beträgt $\infty 15$ at. Eine $2\frac{1}{2} e$ Maschine gebraucht bei 200 Umdr. etwa $1 l : e . h$ Brennstoff.

Lenoir. Die Maschine von Lenoir¹⁾, Erbauer Rouart Frères & Cie. in Paris, unterscheidet sich, so weit sich das aus der sehr kurzen Mittheilung unserer Quelle erkennen lässt, von der Deutzer Maschine in zwei Punkten. Zunächst ist der Verdichtungsraum nicht im Cylinder selbst gelegen, sondern tritt als dessen achsiale Verlängerung auf, und wird nicht durch Wasser gekühlt, sondern ist nur mit Rippen versehen, um einen Theil der Wärme abzuleiten. Ob das eine Verbesserung ist, möchte lediglich Erfahrungssache sein; man kühlt selbstredend so wenig wie möglich; wenn also die Kühlung der Wand des Kolbenraumes genügt, die Schmiere zu erhalten, wenn die Ventile nicht zu heiss werden, so ist die Aenderung ein Vorzug. Dass die Flammenzündung durch eine elektrische Batteriezündung ersetzt ist, scheint nach den Erfahrungen mit solchen Einrichtungen ein Rückschritt zu sein. Es sind aber neuerdings solche Einrichtungen mehrfach mit gutem Erfolge angewendet; es kommt eben auf die gute Ausführung viel an.

Mit solcher Maschine hat H. Tresca²⁾ einige Versuche durchgeführt, welche einen auffällig geringen Gasverbrauch ergaben. Das günstigste Ergebniss war:

Indicirte Leistung	2,59 e
Gebremste Leistung	1,93 e
Mechanischer Wirkungsgrad	0,748
Gasverbrauch für h und e	677 l.

1) Eine gute Abbildung ist mir nicht bekannt geworden; Génie civil 1886, 331 bringt ein Schaubild, Armengaud, Publ. ind. 1888, 31, 256 gute Abbildungen eines mit einer Benzinmaschine ausgerüsteten Botes. 2) Ann. ind. 1886, 2, 816.

A. Tresca untersuchte eine Gasolinmaschine. Er fand u. A.:

Gebremste Leistung 4,152 e
Verbrauch an Gasolin für h und e 0,650 l
Gewicht von 1 l Gasolin 650 g.

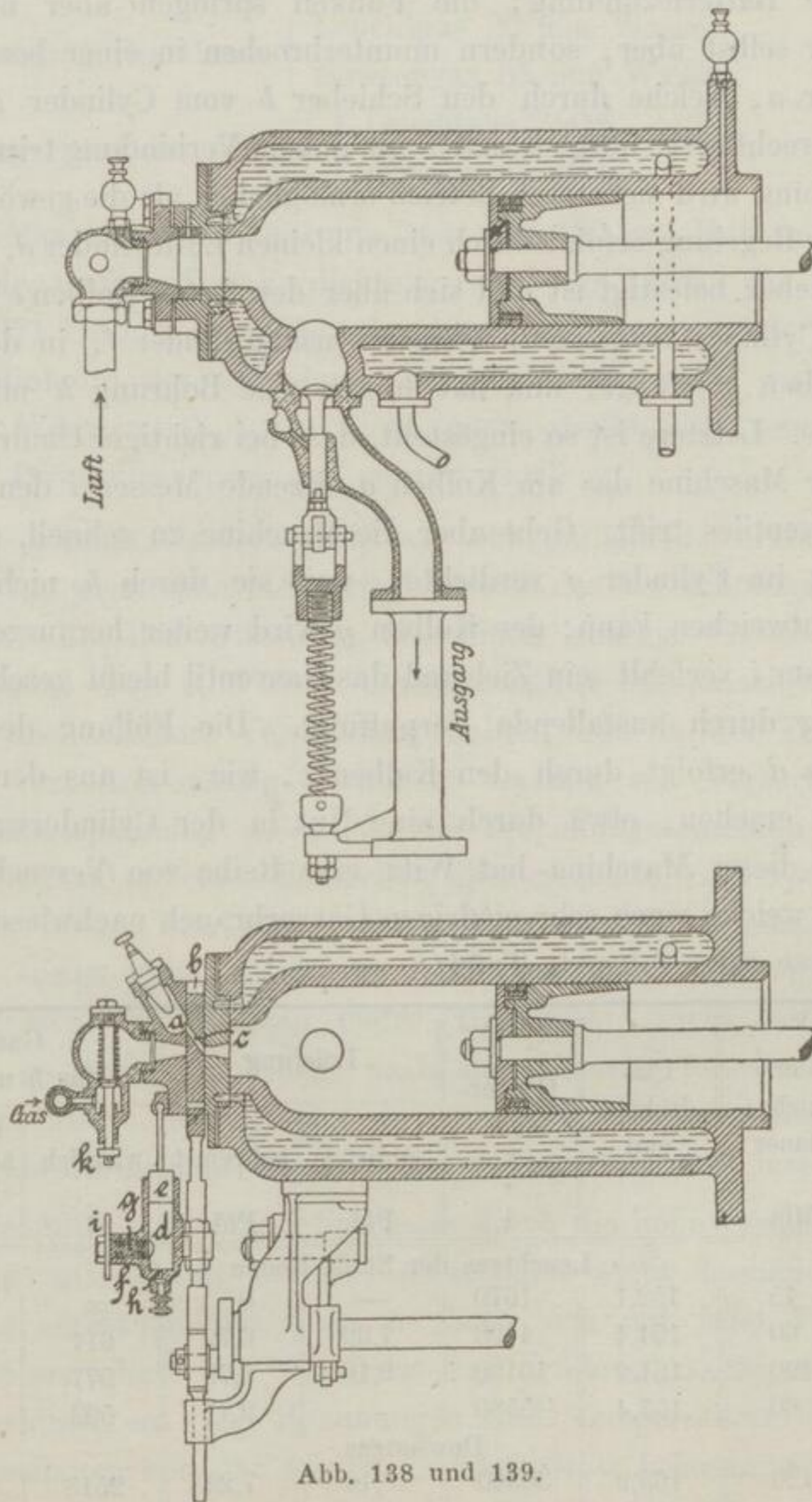


Abb. 138 und 139.

Delamare-Debouteville & Malandin. Der „Moteur Simplex“ von Delamare-Debouteville & Malandin, Erbauer Thomas Powell

Schöttler, Gasmachine.

in Rouen¹⁾); zeigt einige bemerkenswerthe Einzelheiten. Abb. 138 u. 139 zeigen den Cylinder der liegend angeordneten, der Deutzer übrigens ganz ähnlichen Maschine. Der Unterschied liegt in der elektrischen Zündung und in der Regelung. Was die erstere anlangt, so ist sie eine Batteriezündung; die Funken springen aber nicht im Cylinder selbst über, sondern ununterbrochen in einer besonderen Kammer *a*, welche durch den Schieber *b* vom Cylinder getrennt ist und rechtzeitig durch Kanal *c* mit ihm in Verbindung tritt. Diese Einrichtung wird sichereren Betrieb ermöglichen als die gewöhnliche.

Die Regelung erfolgt durch einen kleinen Luftcylinder *d*, welcher am Schieber befestigt ist und sich über den festen Kolben *e* schiebt. Dieser Cylinder trägt seitlich einen Ansatzcylinder *f*, in dem sich der Kolben *g* bewegt, und hat hinten eine Bohrung *h* mit Stellschraube. Letztere ist so eingestellt, dass bei richtiger Umdrehungszahl der Maschine das am Kolben *g* sitzende Messer *i* den Stift *k* des Gasventiles trifft. Geht aber die Maschine zu schnell, so wird die Luft im Cylinder *g* verdichtet, weil sie durch *h* nicht mehr völlig entweichen kann; der Kolben *g* wird weiter herausgedrückt, das Messer *i* verfehlt sein Ziel und das Gasventil bleibt geschlossen: Regelung durch ausfallende Verpuffung. Die Füllung des Luftcylinders *d* erfolgt durch den Kolben *e*; wie, ist aus der Quelle nicht zu ersehen; etwa durch eine Nut in der Cylinderwandung.

Mit dieser Maschine hat Witz eine Reihe von Versuchen angestellt, welche einen sehr niedrigen Gasverbrauch nachwiesen. Die Ergebnisse zeigt folgende Tafel:

Nummer	Versuchsdauer Min.	Umdrehungen	Gasverbrauch l	Leistung		Gas für <i>h</i> und <i>e</i>	
				indiziert Pfd.	gebremst Pfd.	wirklich l	bezogen auf 0° und 760 mm l
Leuchtgas der Stadt Rouen							
1	45	152,1	1670	—	0	∞	∞
2	60	154,4	4190	7,39	6,79	617	602
3	120	161,2	10130	9,10	8,79	577	562
4	60	157,4	5580	—	9,41	593	579
Dowsongas							
1	120	163,9	36360	8,10	7,22	2518	2459
2	30	158,7	6040	—	3,66	3300	3208
3	30	159,1	7498	—	5,33	2813	2734

1) Génie civil 1886, 329.

Barometerstand 766 bis 769 mm.

Gastemperatur 9 bis 10°.

Kühlwassertemperatur 57 bis 78°.

Oelverbrauch (Moehring) 160 g stündlich.

Spannung des Gases $\left\{ \begin{array}{l} \text{Leuchtgas 20 mm Wasser.} \\ \text{Dowsongas 55 mm Wasser.} \end{array} \right.$

Temperatur der Abgase $\left\{ \begin{array}{l} \text{Leuchtgas 350°} \\ \text{Dowsongas 400°} \end{array} \right.$

Die Maschine hatte 200 mm Dmr. und 400 mm Hub und sollte 160 Umdr. laufen. Der Verdichtungsraum war 4,073 l für Leuchtgas, 3,221 l für Dowsongas; das sind 32,4 bzw. 25,6 % vom Gesamtinhalte des Cylinders. Das Leuchtgas hatte auf 1 cbm 5400 c Wärmewerth, das nicht ganz gleichmässig zusammengesetzte Dowsongas etwa den vierten Theil.

Der geringe Gasverbrauch ist sehr auffallend, erklärt sich aber leicht, wenn man die geringe Grösse des Verdichtungsraumes beachtet. Bei den Ottoschen Maschinen gleicher Grösse pflegt dieser Raum etwa 0,36 des Gesamtinhaltes auszumachen. Wir müssen also stärkere Verdichtung haben, und in der That war bei der verhältnissmässig schwachen Ladung von Versuch 2 die Verdichtungsspannung 4,6 at¹⁾, die Verpuffungsspannung 14 at, bei den folgenden beiden Versuchen aber erreichte die Verpuffungsspannung infolge stärkerer Ladung 22,2 at. Die Endspannung war im ersten Falle 1,9 at, im letzteren aber 1,6 at, was sehr auffällig ist; da indessen leider Diagramme nicht mitgetheilt werden, so kann man nicht nach der Ursache forschen. Witz meint, es rühre daher, dass die reiche Mischung schneller verbrenne, als die ärmere; ich will das dahingestellt sein lassen.

Jedenfalls ist das gute Ergebniss durch die hohe Verdichtungs-
spannung ausreichend erklärt, diese aber nicht besonders der
Maschine eigenthümlich, denn sie lässt sich mit jeder Viertakt-
maschine erreichen. Es wird also nur Erfahrungssache sein, ob
die Maschinen so hohe Spannungen und Temperaturen auf die
Dauer aushalten können; mir ist darüber nichts bekannt geworden.

1) Otto hat 3 at Verdichtungsspannung; sollte diese Zahl mit Rück-
sicht auf den Unterschied im Verdichtungsverhältniss nicht 3,6 at heissen?

Den Bau dieser Maschinen haben für Deutschland Heilmann-Ducommun und Steinlen in Mülhausen i. E. übernommen.

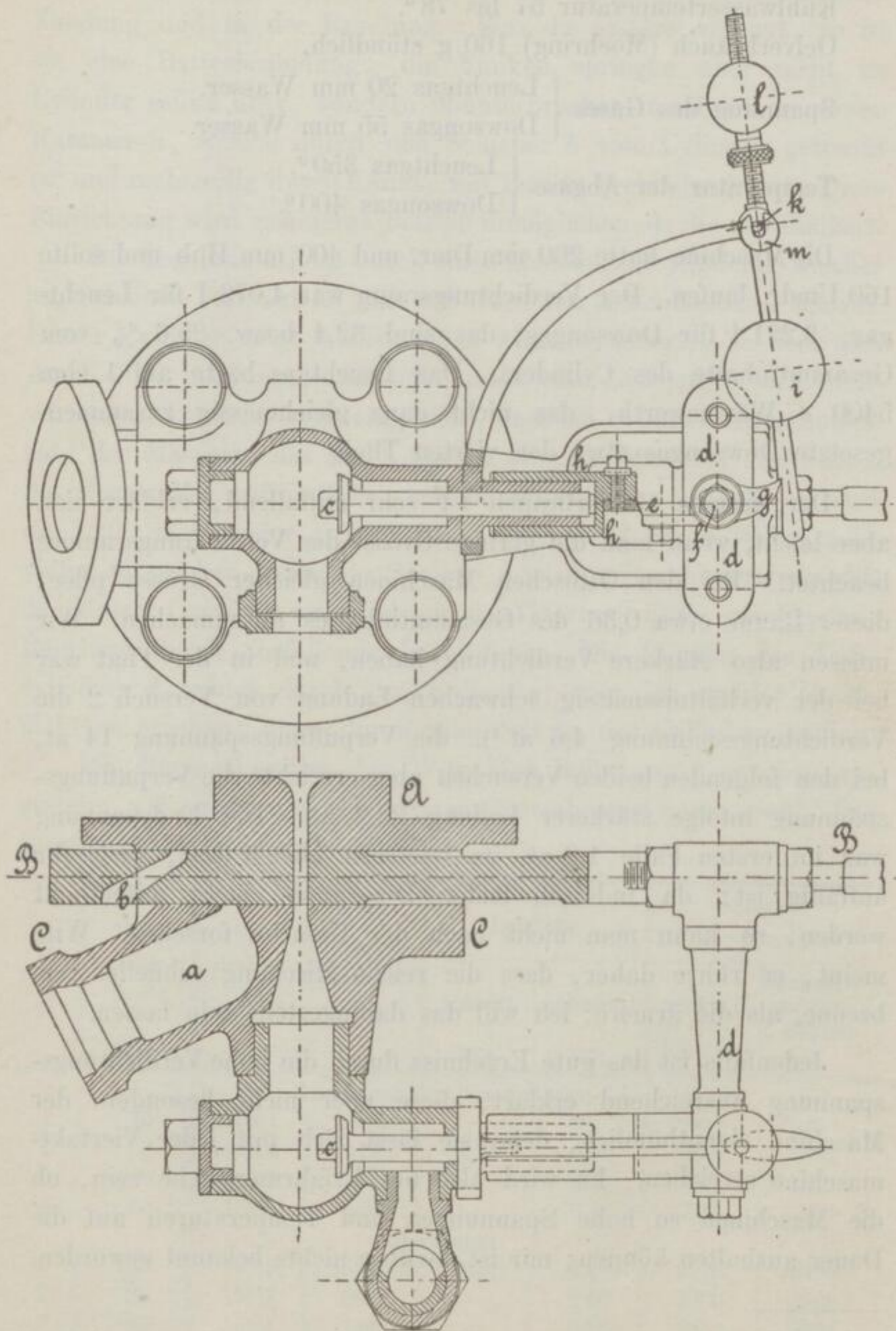


Abb. 140 und 141.

Der Luftbufferregler ist neuerdings durch ein Pendel ersetzt. Diese hübsche Einrichtung geben die Abbildungen 140 bis 143 ¹⁾ wieder. Es ist *A* der Cylinderboden, *B* der Schieber und *C* der

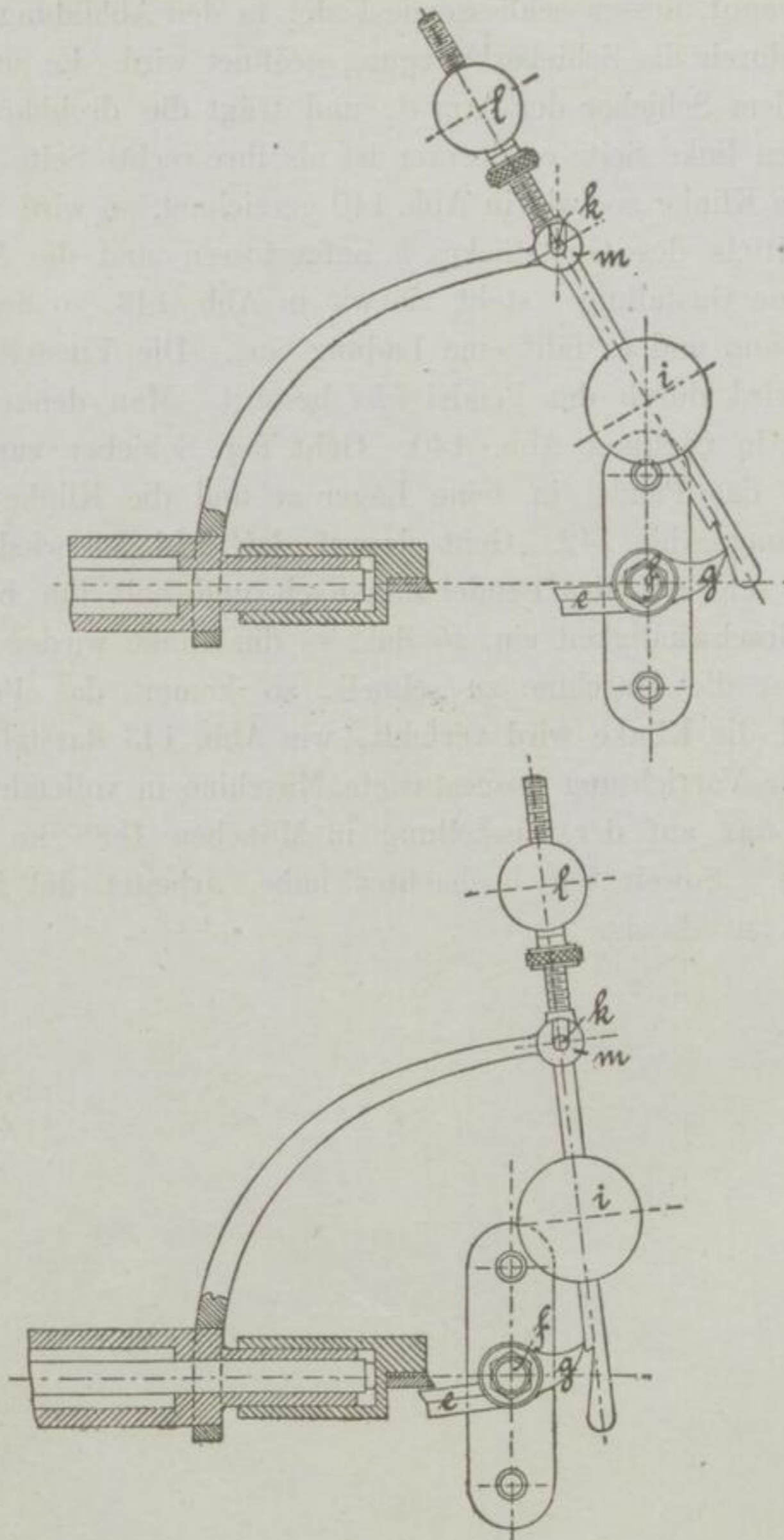


Abb. 142 und 143.

1) Nach Zeichnungen der Firma.

Schieberdeckel. In letzterem ist *a* die Kammer, in welcher die Funken überspringen, und welche zur Zündungszeit durch den Kanal *b* des Schiebers mit dem Cylinder in Verbindung tritt; *c* ist das Gasventil, dessen schliessende Feder in den Abbildungen fehlt, welches durch die Schieberbewegung geöffnet wird. Es sitzt nämlich an dem Schieber der Arm *d*, und trägt die drehbare Klinke *efg*, deren linke Seite *e* schwerer ist als ihre rechte Seite *g*. Steht nun diese Klinke so, wie in Abb. 140 gezeichnet, so wird das Gasventil mittels des Gleitstückes *h* aufgestossen und die Maschine erhält eine Gasfüllung; steht sie wie in Abb. 143, so unterbleibt die Oeffnung und es fällt eine Ladung aus. Die Einstellung der Klinke wird durch das Pendel *ikl* besorgt. Man denke es sich zunächst in Stellung Abb. 140. Geht der Schieber zurück, so legt sich das Pendel in seine Lager *m* und die Klinke geht in die Stellung Abb. 142. Geht darauf der Schieber wieder nach links, so schwingt das Pendel ihm nach und holt ihn bei regelrechter Geschwindigkeit ein, so dass es die Klinke wieder abfängt. Geht aber die Maschine zu schnell, so kommt das Pendel zu spät und die Klinke wird verfehlt, wie Abb. 143 darstellt. Eine mit dieser Vorrichtung ausgestattete Maschine in vollendeter Ausführung war auf der Ausstellung in München 1888 im Betriebe zu sehen. Soweit ich beobachtet habe, arbeitet die Regelung durchaus zuverlässig.

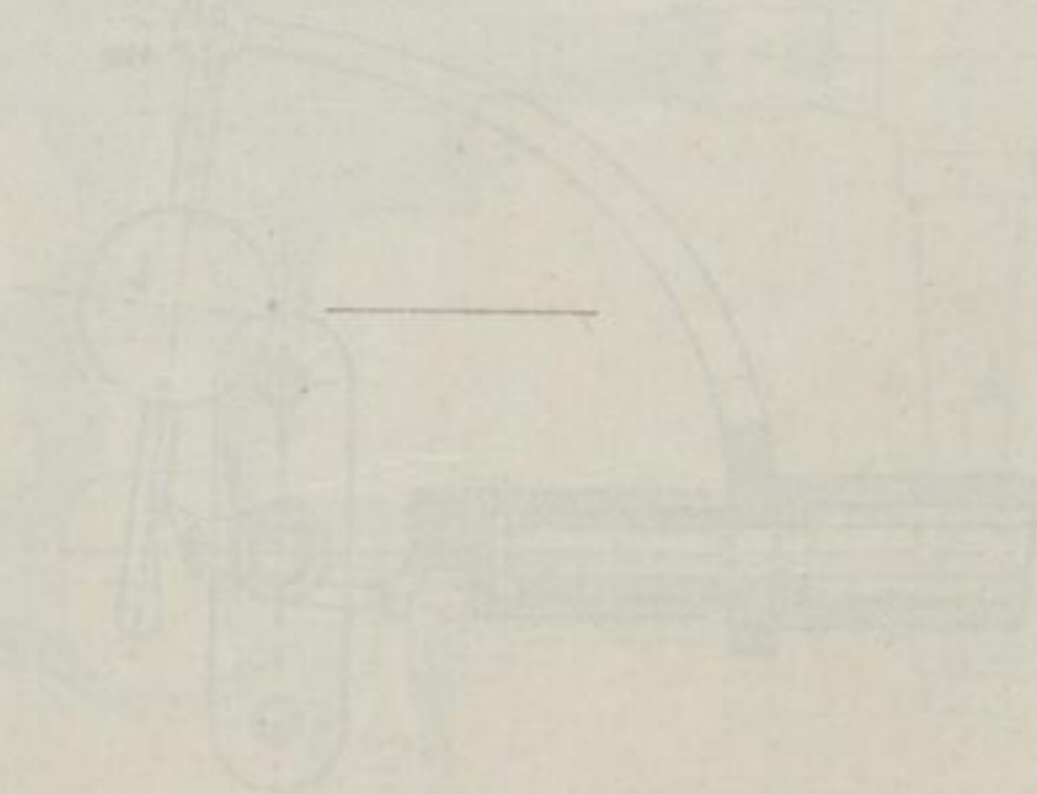


Abb. 140. 141. 142.

143. Nach Zeichnung von Tross

Verpuffungsmaschinen, welche mit verdichteter Ladung, aber nicht im Viertakt arbeiten.

In England sind neuerdings einige Maschinen aufgetaucht, welche nicht im Viertakt, sondern im Sechstakt arbeiten; man lässt nämlich zwischen jedem Viertaktspiele Luft ansaugen und ausstossen, so dass die Verbrennungsgase des vorangegangenen Spieles ausgetrieben oder doch wenigstens verdünnt werden. Diesen leeren Hub nennen die Engländer „scavenger“¹⁾. Dieses „Auswaschen“ des Cylinders ist wohl zuerst von Clerk bei seiner später zu beschreibenden Zweitaktmaschine angewendet und es sollte bei dieser den Zweck haben, Vorzündungen durch die heissen Verbrennungsgase zu verhüten. Nun wissen wir aber, dass solche Vorzündungen selbst dann nicht stattfinden, wenn man erheblich grössere Verdichtungsspannung, als Otto, anwendet; es ist also schwer einzusehen, welchem Zwecke dieser „scavenger“ eigentlich dienen soll. In den vorliegenden Beschreibungen der Sechstaktmaschinen ist auch nichts darüber gesagt, und man irrt vielleicht nicht, wenn man annimmt, dass lediglich die Absicht, die Deutzer Patente nicht zu verletzen, die Einführung desselben veranlasst hat.

The „Beck“ gas engine. Die von Rollason entworfene, sogenannte Beckmaschine war im Jahre 1887 auf der Ausstellung in Newcastle upon Tyne ausgestellt und arbeitete hier ruhig und anscheinend zuverlässig.

Abgesehen von der Drittelwirkung unterscheidet sie sich sehr wenig von der Deutzer Maschine, der Patentschrift²⁾ zufolge eigentlich nur dadurch, dass die Uebersetzung nach der Steuerwelle

1) Nach Flügels Wörterbuch bedeutet „scavenger“ einen Gassenkehrer, in abgeleiteter Bedeutung aber einen Mann, „welcher die Dampfmaschinen, während sie im Gange sind, von Staub und Schmutz freihält“. 2) D. R.-P. 39568.

1:3 statt 1:2 ist, und daher die Schieberkurbel anders aufgekeilt sein muss; in der Ausführung, wie sie die englischen Zeitschriften¹⁾

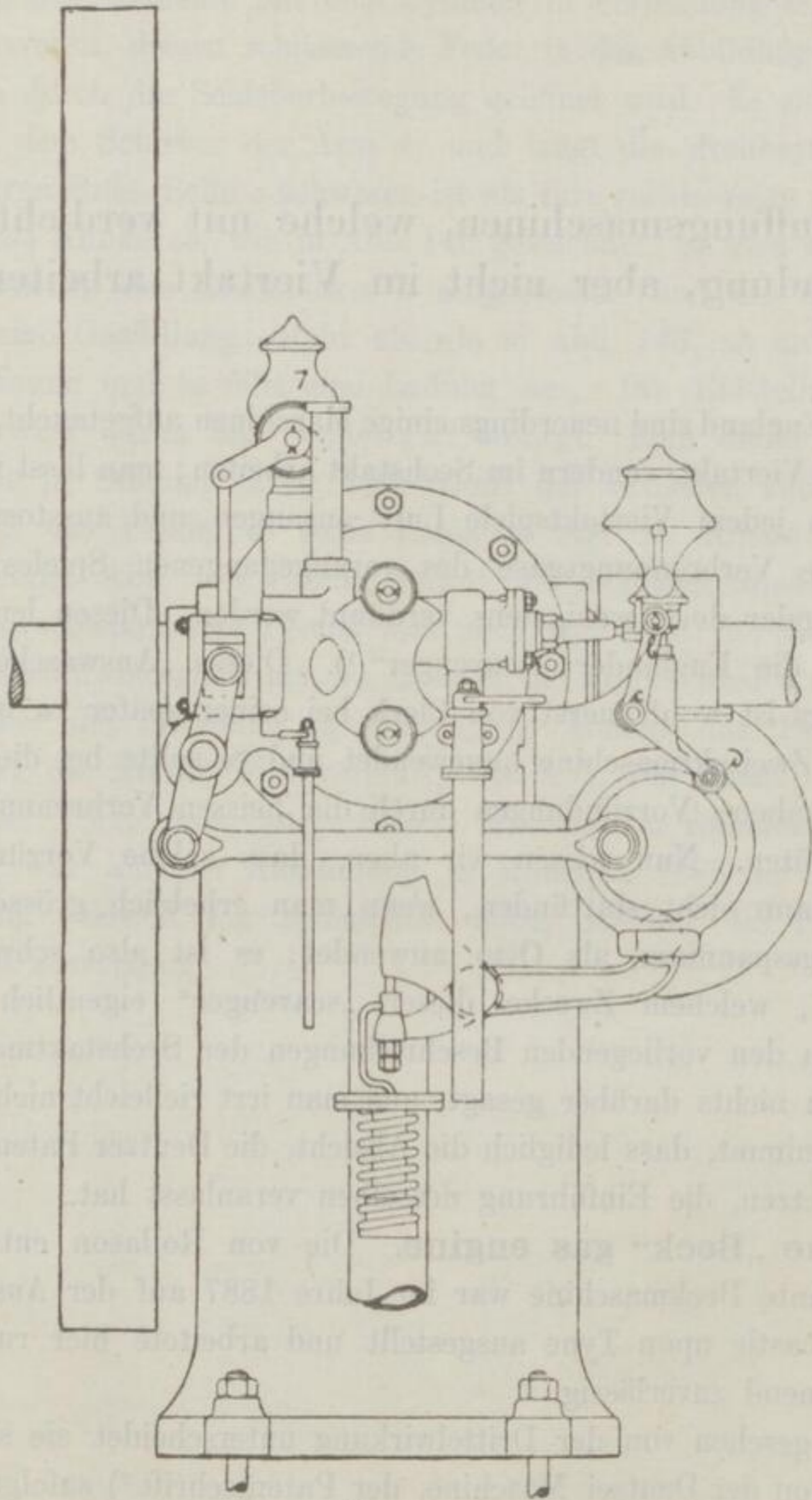


Abb. 144.

zeigen, ist sie mit einigen andern Einzelheiten ausgerüstet. Wie die Abb. 144 bis 146 zeigen, ist der Verdichtungsraum vom Kühl-

1) Eng. 1888, 65, 368. Engng. 1888, 45, 439.

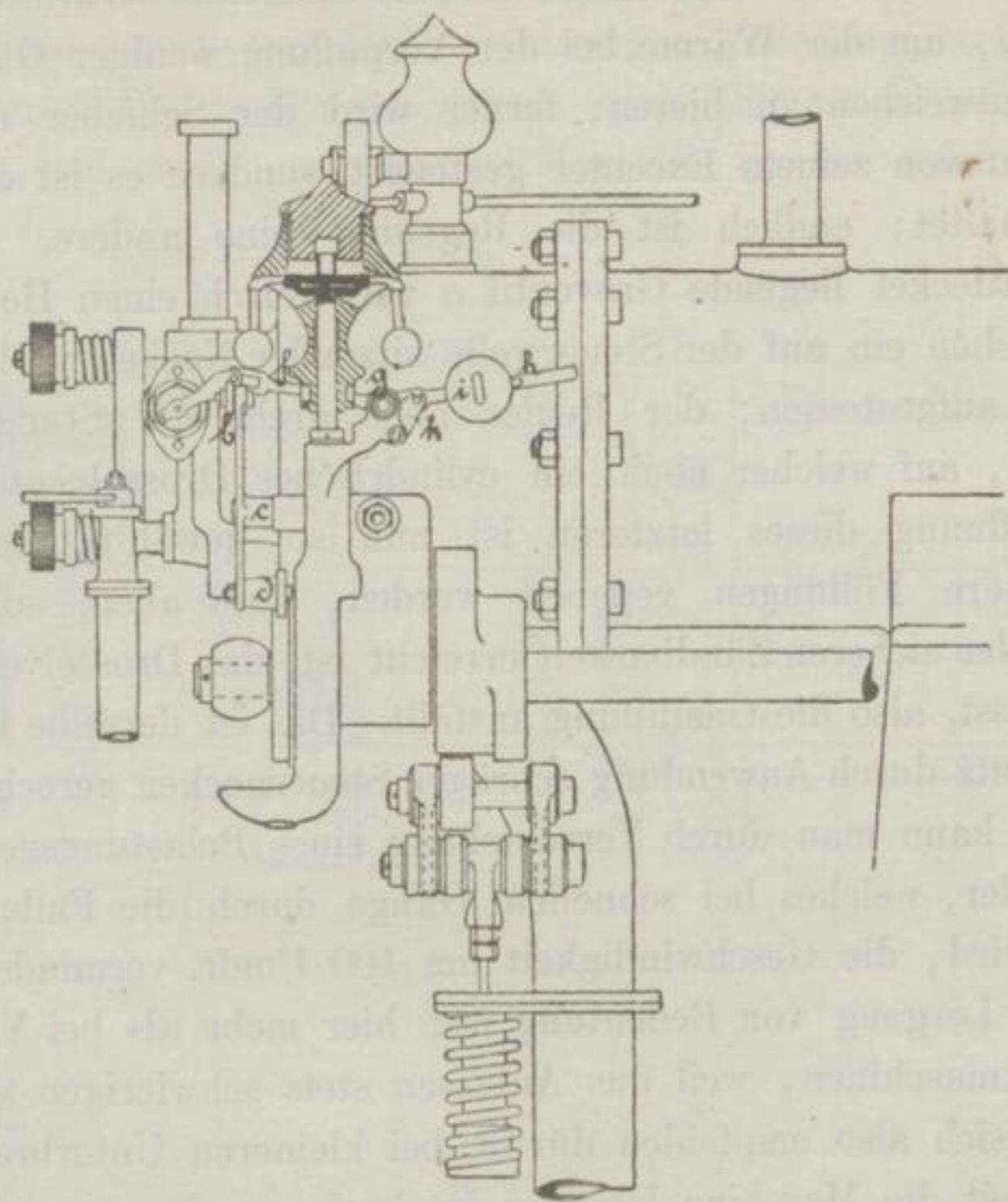


Abb. 145.

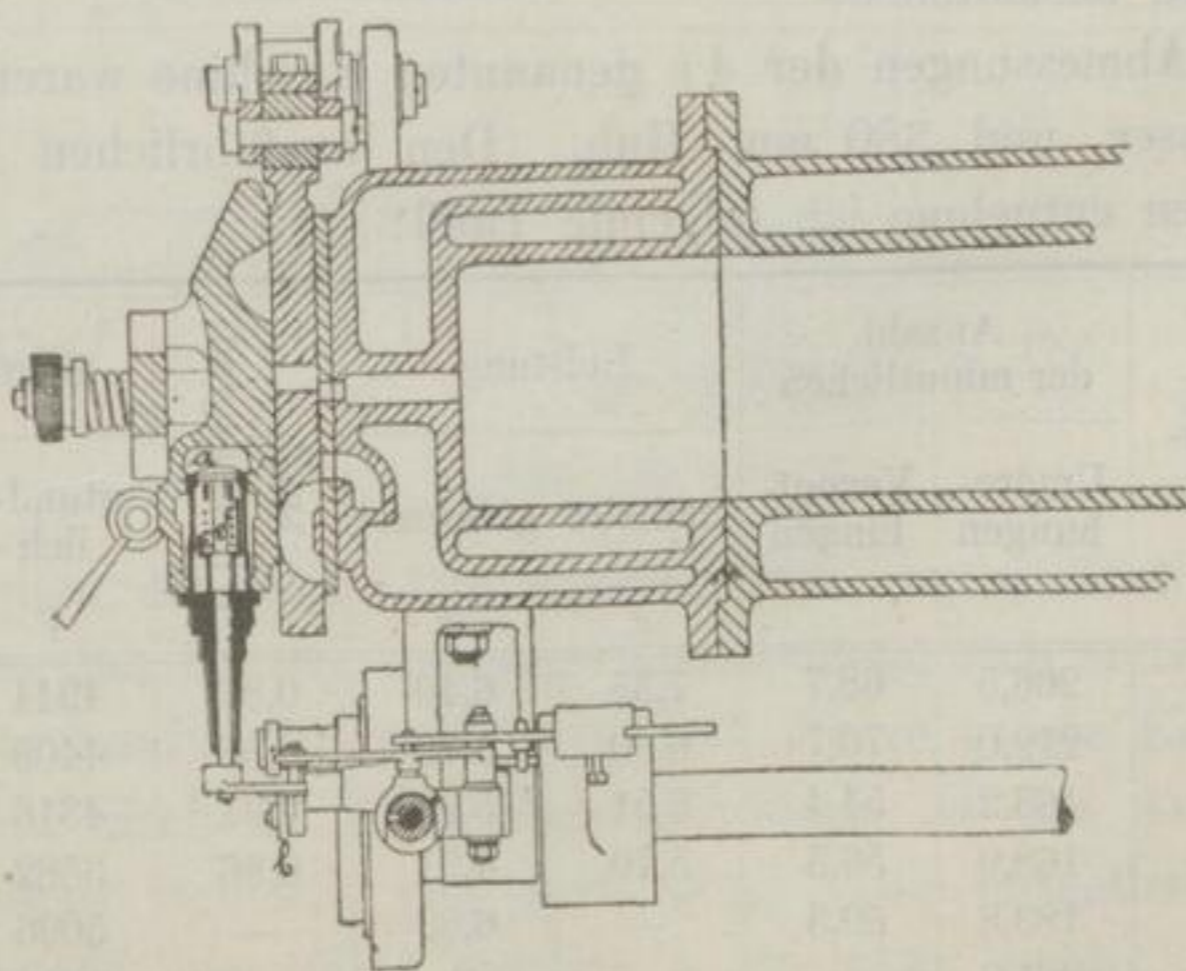


Abb. 146.

mantel durch eine ringförmige Schicht schlechter Wärmeleiter geschieden, um der Wärme bei der Verpuffung weniger Gelegenheit zum Entweichen zu bieten; ferner wird der Schieber nicht unmittelbar von seinem Excenter gesteuert, sondern es ist ein Hebel eingeschaltet; endlich ist die Regelung eine andere. Das im Schieberdeckel liegende Gasventil *a* wird durch einen Hebel *bcd*, auf welchen ein auf der Steuerwelle sitzender Nocken wirkt, regelmässig aufgestossen; der Regler aber dreht die Stange dieses Ventiles, auf welcher noch ein cylindrisches Drosselventil *e* sitzt. Die Oeffnung dieses letzteren ist nun so gewählt, dass zwar schwächere Füllungen gegeben werden, dass aber, sobald die Grenze der sicheren Zündbarkeit erreicht ist, das Drosselventil ganz abschliesst, also die Gasfüllung ausfällt. Das ist derselbe Gedanke, dem Deutz durch Anwendung schräger Steuernocken gerecht wurde. Endlich kann man durch Verschiebung eines Belastungsgewichtes *f* am Regler, welches bei schnellem Gange durch die Falle *g* abgestützt wird, die Geschwindigkeit um 100 Umdr. vermindern, was für den Lergang von Bedeutung ist; hier mehr als bei Vier- oder Zweitaktmaschinen, weil das Anlassen stets schwieriger sein wird und es sich also empfehlen dürfte, bei kleineren Unterbrechungen der Arbeit die Maschine langsam ler laufen zu lassen.

Mit solcher Maschine hat nun Prof. Kennedy ziemlich ausführliche Versuche angestellt, über welche die englischen Zeitschriften¹⁾ ausführlich berichten.

Die Abmessungen der 4 *e* genannten Maschine waren 190 mm Durchmesser und 380 mm Hub. Den ausführlichen Versuchsergebnissen entnehme ich folgende Tafel:

Ziffer	Ver- suchs- dauer <i>h</i>	Anzahl der minutlichen		Leistung		Mech. Wirkungsgrad	Gasverbrauch	
		Umdre- hungen	Verpuf- fungen	indiziert	gebremst		stünd- lich 1	für <i>e</i> und <i>h</i> 1
				<i>e</i>	<i>e</i>			
1	2½	206,5	68,7	7,35	6,40	0,87	4944	772
2	1	212,0	70,7	6,60	5,79	0,88	4409	762
3	2½	163,2	54,4	6,51	5,93	0,91	4316	728
4	2	168,9	56,3	5,70	4,91	0,86	3582	730
5	½	183,8	60,3	—	6,59	—	5096	766
6	¼	221,9	—	—	0	—	1620	—

1) A. a. O.

The „Griffin“ gas engine. Eine zweite englische Sechstaktmaschine ist die von Griffin entworfene Maschine, welche von Dick, Kerr & Cie. in London gebaut wird. Sie ist deshalb eigentümlich, weil es die erste neuere Maschine ist, bei welcher beide

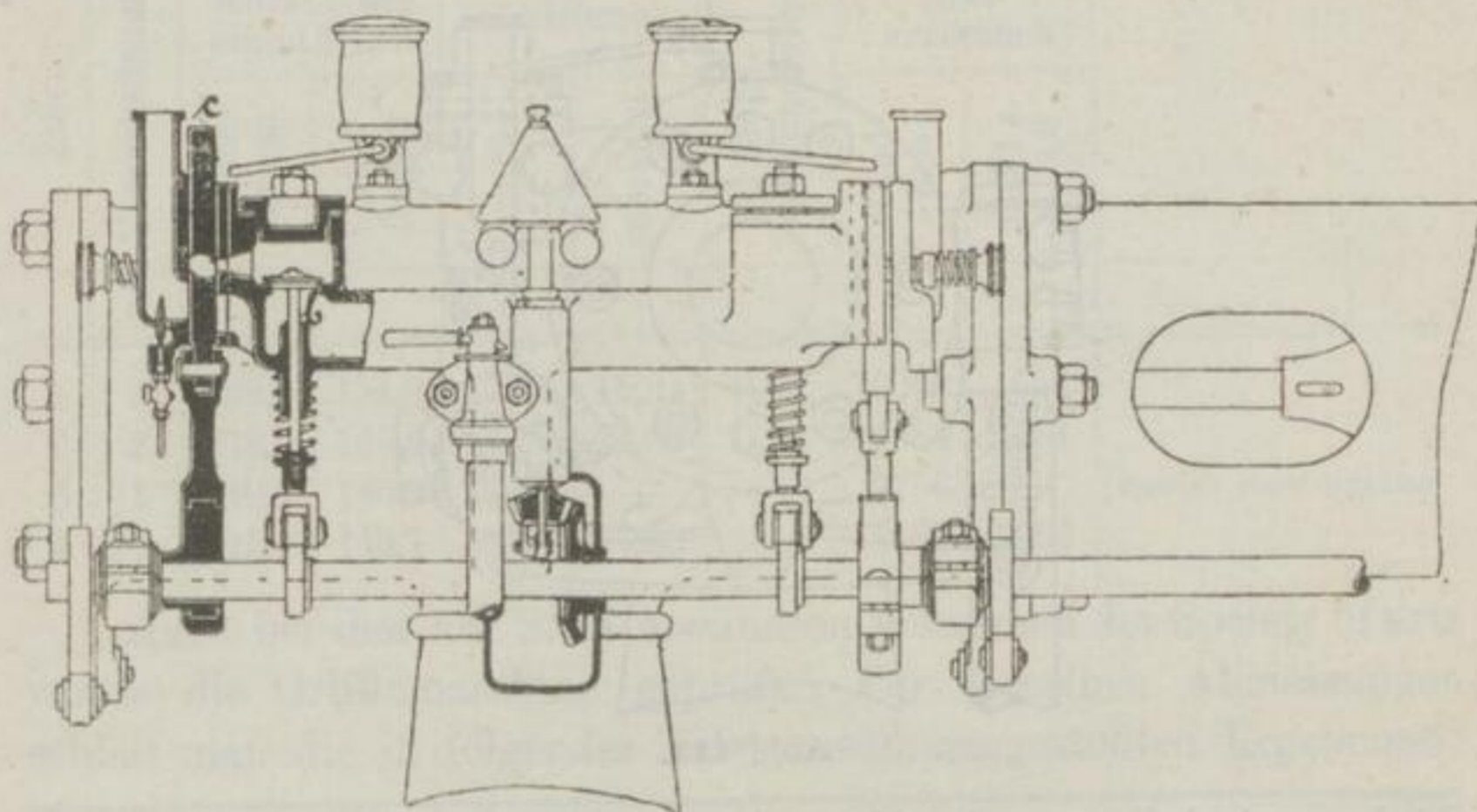


Abb. 147.

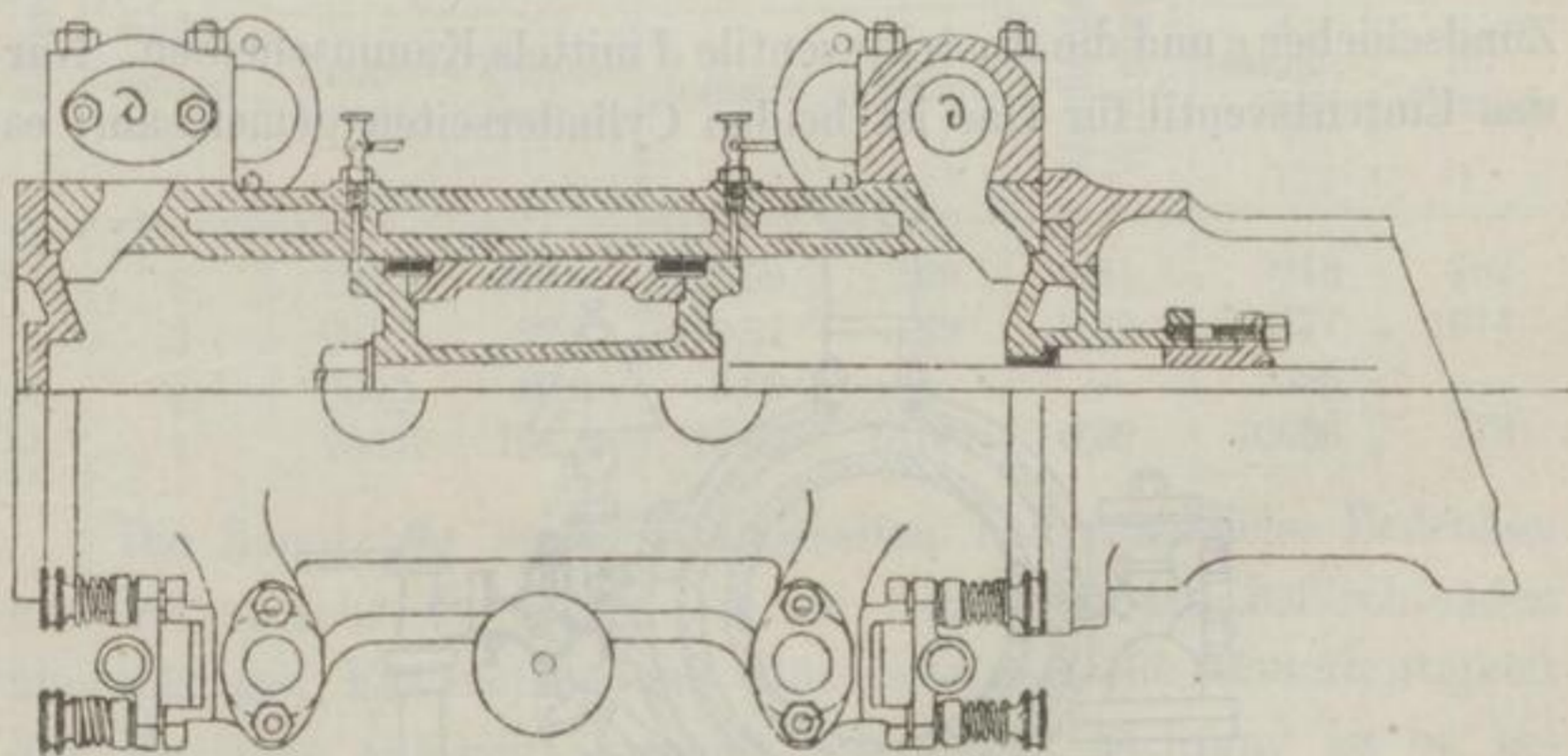


Abb. 148.

Cylinderseiten arbeiten. Die Maschine ist also wirklich $1\frac{1}{2}$ wirkend. Man hat bei den neueren Gasmaschinen sich stets auf eine Kolbenseite beschränkt, wohl, weil man die zu grosse Erwärmung des Kolbens fürchtete — in dieser Richtung ist das Auswaschen des Cylinders vielleicht von Bedeutung. Die mitgetheilten Abbildungen 147 bis 150¹⁾ werden kaum ganz richtig sein, da

1) Eng. 1888, 65, 403. Engng. 1888, 45, 361.

die Quellen nur sehr mangelhafte Zeichnungen bringen, aber genügen, sich ein Bild von der Maschine zu machen. Das Gestell ist als Bajonnet gebildet; die Lagerung des Cylinders auf einer

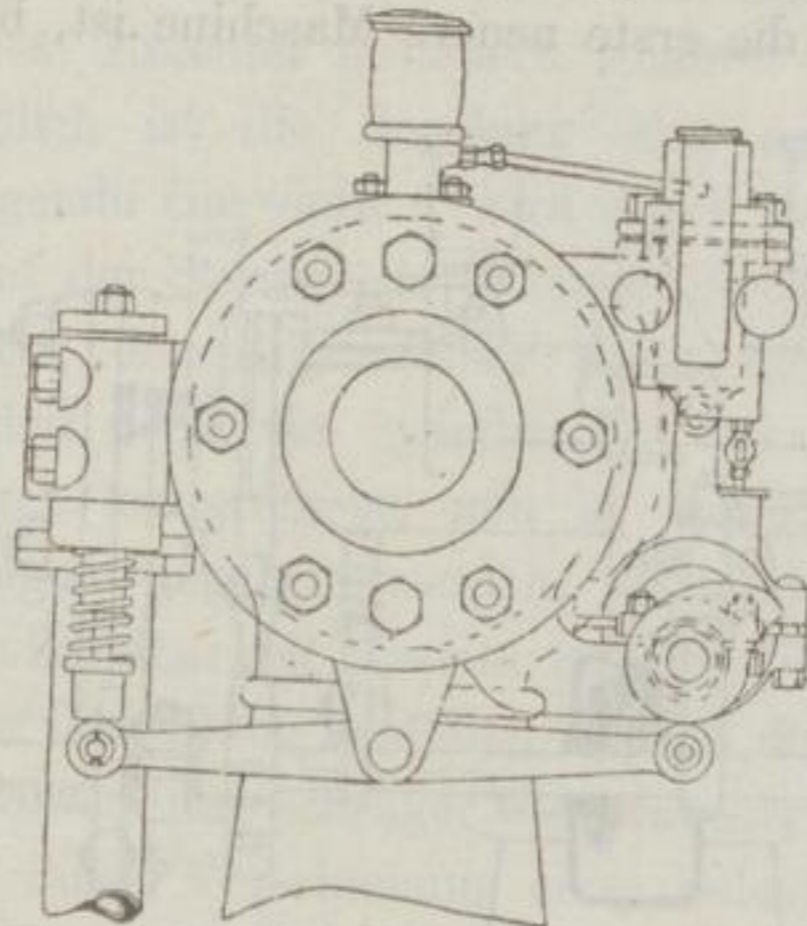


Abb. 149.

Säule wenig lobenswerth. Eine, durch Schraubenräder angetriebene Steuerwelle bewegt die Eintrittsventile für Gas (*a*) und Luft (*b*), die Züandschieber *c* und die Austrittsventile *d* mittels Kammscheiben. Nur das Eintrittsventil für Gas ist beiden Cylinderseiten gemeinsam; es

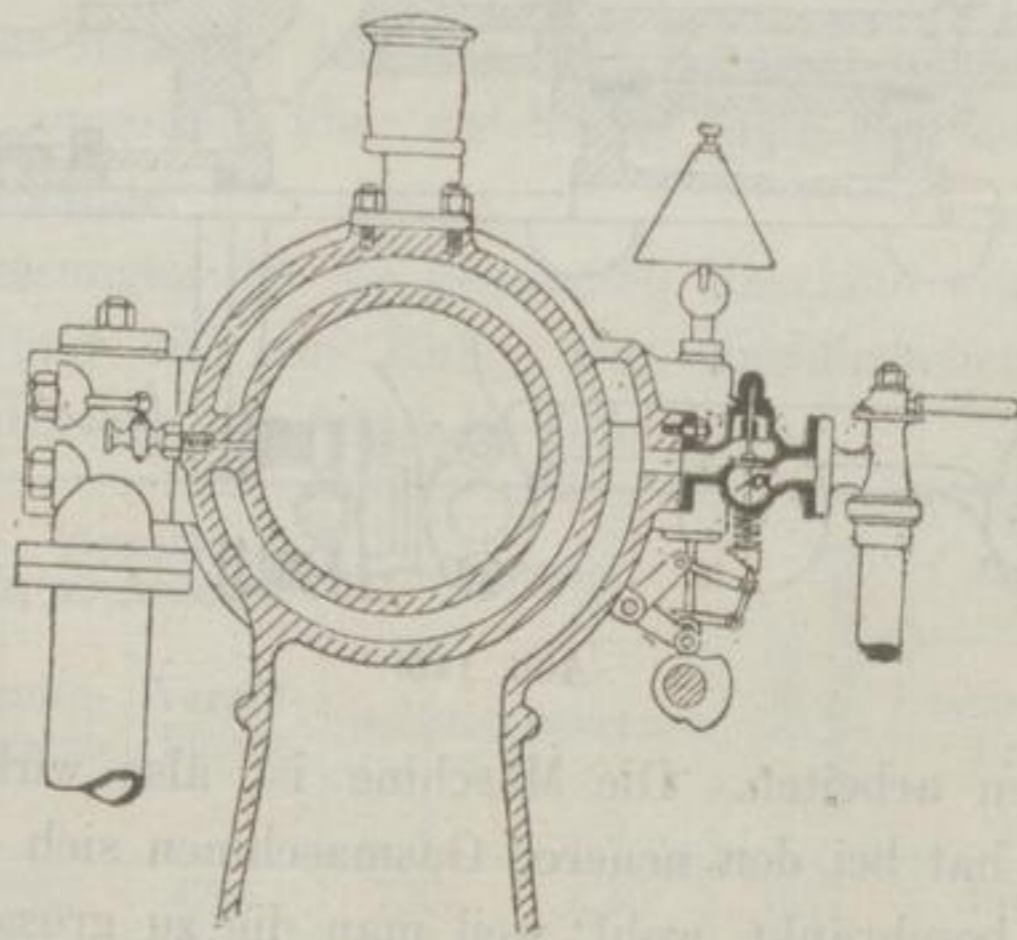


Abb. 150.

wird durch den Regler in ähnlicher Weise, wie bei Sombart, beeinflusst. Die Regelung geschieht wegen der Stufenscheibe unter der Ventil-
stange anfangs durch Drosselung, später durch Ausfall von Ladungen.

Auch diese Maschine ist von Kennedy untersucht. Die Hauptergebnisse stelle ich in folgender Tafel zusammen. Die Maschine hatte 229 mm Durchmesser und 356 mm Hub und wurde 8 e genannt.

Ziffer	Versuchsdauer	Anzahl der minutlichen		Leistung		Mech. Wirkungsgrad	Gasverbrauch		
		Umdrehungen	Verpuffungen	indiziert	gebremst		stündlich	für 1 e u. 1 h	
	h			e	e		l	l	
1	2	228,7	151,8	17,89	15,34	0,86	10068	656	
2	2	218,9	145,8	17,52	14,96	0,85	9884	661	
3	1	210,4	140,3	17,41	—	—	9756	—	Betrieb einer Dynamo.
4	1/2	215,5	143,7	—	7,83	—	8088	1033	

Auch bei den auf S. 87 erwähnten Versuchen der Society of arts wurde die Griffinmaschine geprüft. Für dieselben Abmessungen erhielt man die in folgender Tafel zusammengestellten Ergebnisse:

Ziffer	Versuchsdauer	Anzahl der minutlichen		Leistung		Mechanischer Wirkungsgrad	Gasverbrauch		
		Umdrehungen	Verpuffungen	indiziert	gebremst		stündlich	für e und h	
	h			e	e		l	l	
1	6	198,1	129,0	15,69	12,69	0,81	9918	782	
2	3	201,8	82,6	10,37	6,39	0,62	6477	1014	
3	1/2	200,1	30,6	3,89	—	—	2696	—	
4	1	206,0	136,5	16,62	13,58	0,82	10506	773	

Die Benutzung beider Kolbenseiten hat erhebliche Bedenken und es ist sehr die Frage, ob sie wegen der zu befürchtenden übermässigen Erwärmung mit Rücksicht auf die Dauerhaftigkeit der Maschine zulässig erscheint. In dieser Richtung ist es bedeutungsvoll und vielleicht für den Gasmaschinenbau der Zukunft massgebend, dass Kennedy seine Aufmerksamkeit auch auf diesen Punkt gerichtet hat. Er liess nämlich die Maschine sechs Stunden lang ununterbrochen bei voller Belastung laufen, ohne irgend welche Uebelstände in oben angedeuteter Richtung zu beobachten. Es dürfte also durch diesen Versuch der Beweis geführt sein, dass die Benutzung beider Kolbenseiten, also die Verminderung der Grösse der Maschinen auf fast die Hälfte, möglich ist — ein Ergebniss von weittragender Bedeutung.

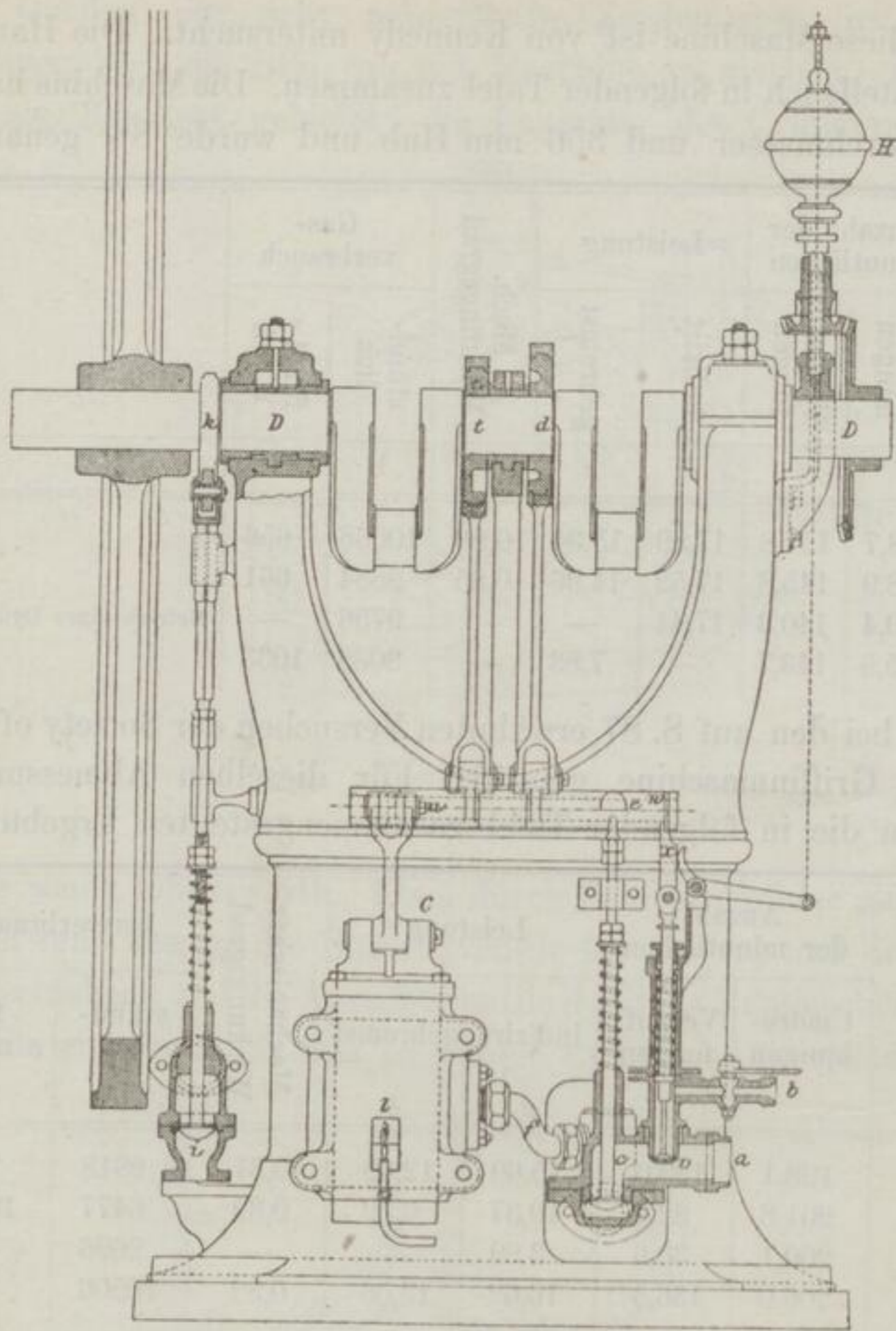


Abb. 151.

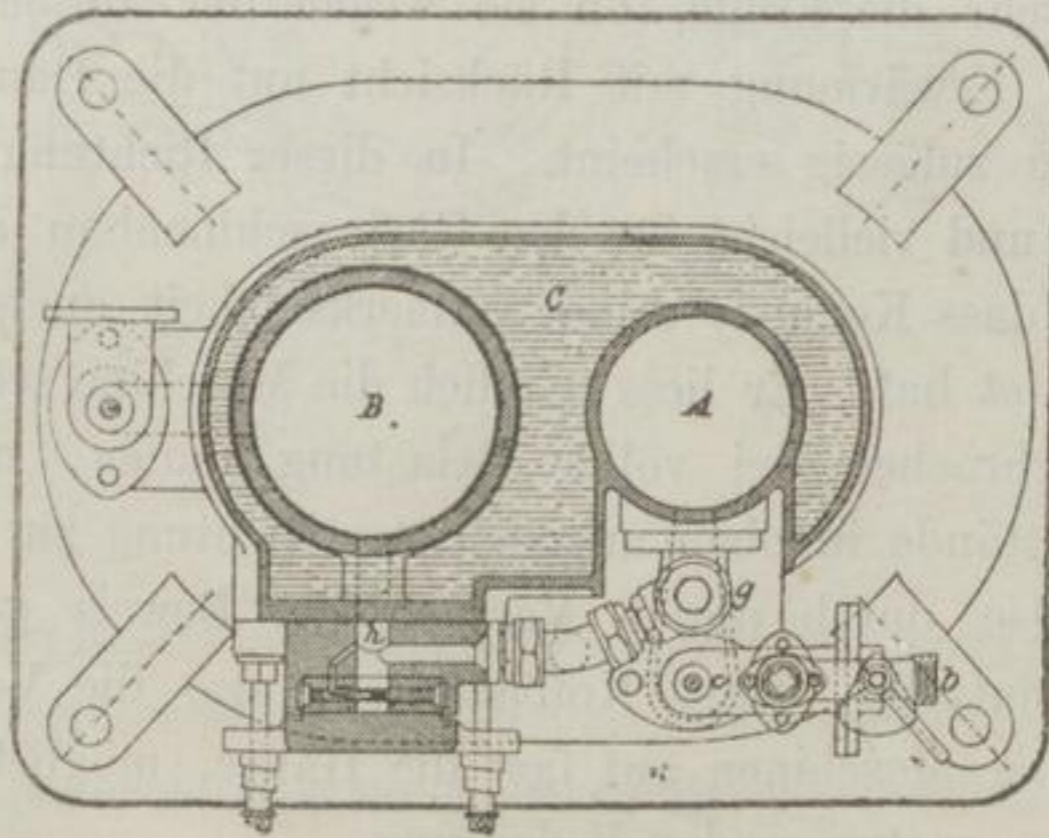


Abb. 154.

Wittig und Hees. Die Maschine ist eine Zweitakt-, d. h. einfachwirkende Maschine; sie hat also statt eines Cylinders, welcher abwechselnd als Arbeitscylinder und Pumpe dient, deren zwei, von denen jeder nur einer dieser beiden Bestimmungen dient. Die Maschine ist stehend angeordnet; die beiden Cylinder (*A* Pumpe,

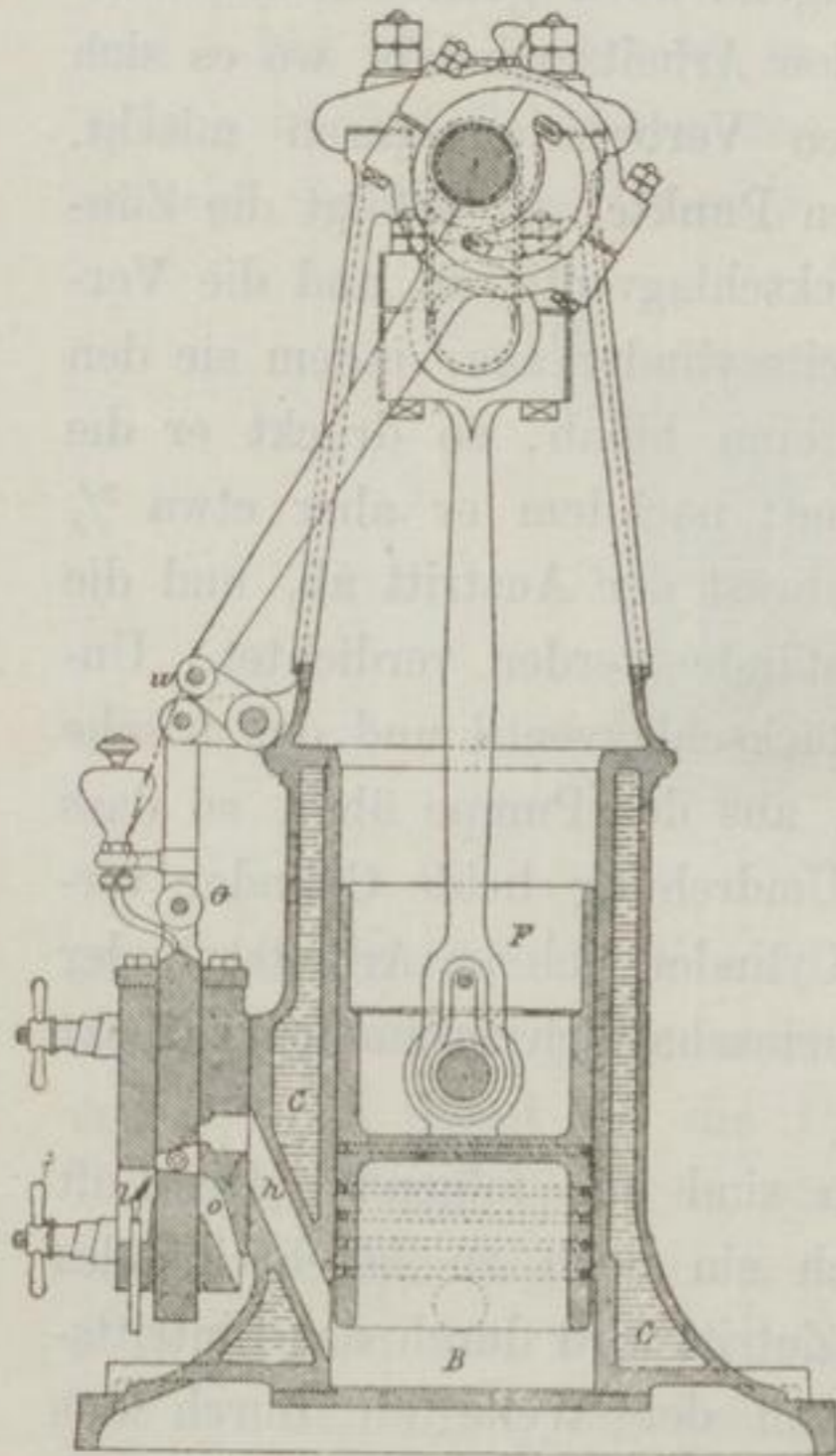


Abb. 152.

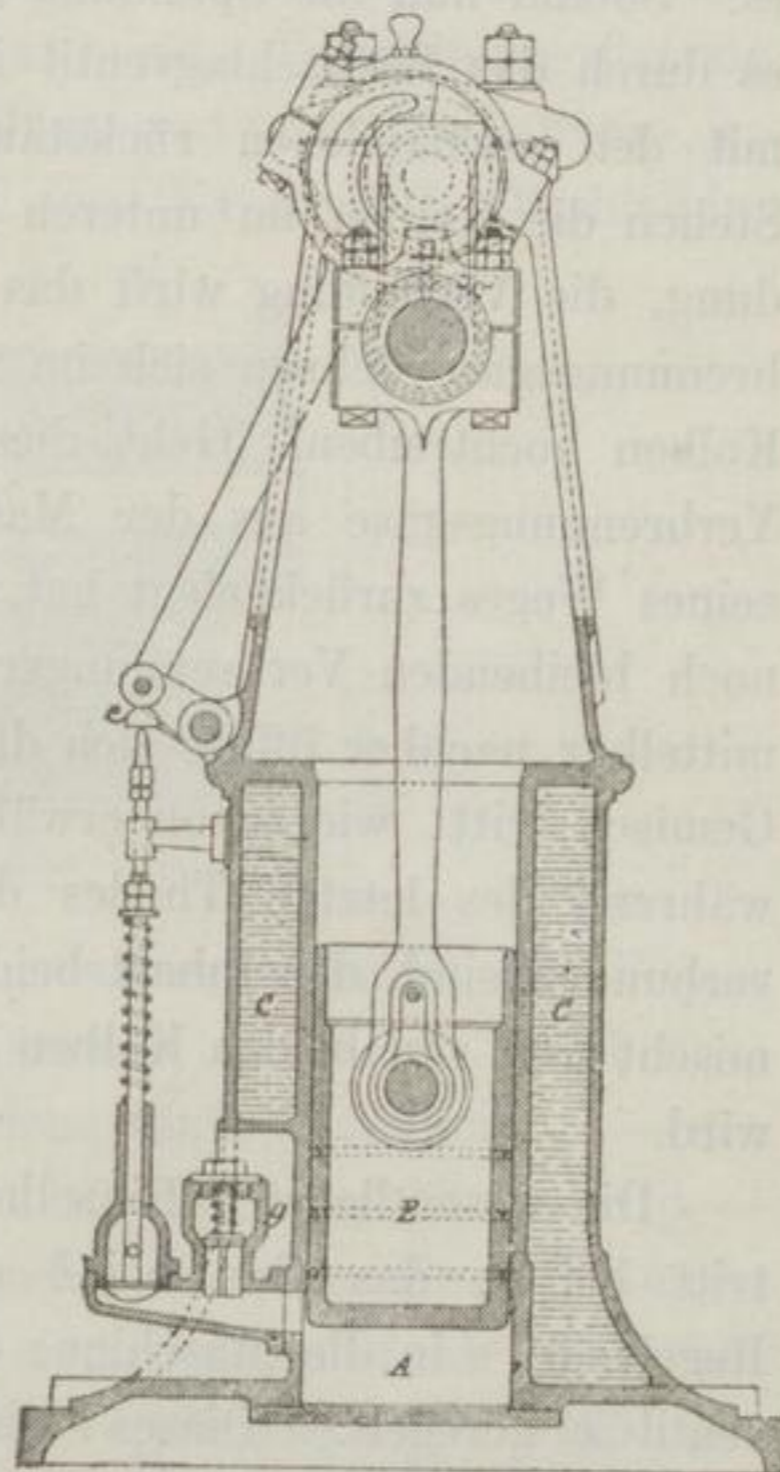


Abb. 153.

B Arbeitscylinder, Abb. 151 bis 154) befinden sich in einem Kühlmantel *C*, mit dem sie ein Gussstück bilden; die Welle *D* liegt über den Cylindern und ist in Anwüchsen des überhaupt als Gestell dienenden Mantels gelagert. Sie ist zweimal gekröpft, und zwar stehen beide Kröpfungen überein, so dass also die Kolben miteinander auf- und niedergehen. Letztere, *E* und *F*, sind Tauchkolben und so ausgebildet, dass im Arbeitscylinder ein erheblich grosser Verdichtungsraum (etwa $\frac{5}{8}$ des vom Kolben durchlaufenen, also nicht wesentlich anders als bei Otto) entsteht, während derselbe in der Pumpe möglichst beschränkt ist. Beide Cylinder sind durch ein aussen liegendes Rohr mit einander verbunden; in

dieses ist ein selbstthätiges durch Federdruck geschlossen gehaltenes Rückschlagventil eingeschaltet.

Die Maschine arbeitet nun folgendermassen: Geht der Pumpenkolben aus seinem unteren Totpunkte aufwärts, so saugt er das frische Verbrennungsgemisch an, geht er herab, so verdichtet er es. Sobald nun die Spannung genügend hoch getrieben ist, tritt es durch das Rückschlagventil in den Arbeitscylinder, wo es sich mit den vorhandenen rückständigen Verbrennungsgasen mischt. Stehen die Kolben im unteren toten Punkte, so erfolgt die Zündung, die Verpuffung wirft das Rückschlagventil zu und die Verbrennungsgase dehnen sich im Arbeitscylinder aus, indem sie den Kolben hochtreiben. Geht dieser dann hinab, so drückt er die Verbrennungsgase aus der Maschine; nachdem er aber etwa $\frac{3}{5}$ seines Weges zurückgelegt hat, schliesst der Austritt ab, und die noch bleibenden Verbrennungsrückstände werden verdichtet. Unmittelbar nachher öffnet sich das Rückschlagventil und das frische Gemisch tritt, wie schon erwähnt, aus der Pumpe über, so dass während des letzten Theiles der Umdrehung beide Cylinder verbunden sind, der Inhalt beider Cylinder sich im Arbeitscylinder mischt und von beiden Kolben gemeinschaftlich zusammengedrückt wird.

Die wesentlichsten Einzelheiten sind nun folgende: Die Luft tritt bei *a*, das Gas bei *b* durch ein noch zu beschreibendes Regelventil *v* in die Maschine; der Zutritt wird durch das Eintrittsventil *c* geregelt. Dieses wird von der Welle ab. durch das Excenter *d* geöffnet; es ist gewöhnlich durch Federdruck geschlossen und macht nur auf, so lange das Excenter mittels des Knaggens *e* die Feder zusammendrückt. Aus der Pumpe führt das Rohr *f* zum Arbeitscylinder; in dasselbe ist das mehrerwähnte Rückschlagventil *g* eingeschaltet. Dieses Rohr mündet in einen Schieberkasten, dessen Schieber die Zündung vermittelt; durch den Kanal *h* steht dieser Schieberkasten mit dem Inneren des Cylinders in Verbindung. Der Austritt wird durch das, gewöhnlich gleichfalls durch Federdruck geschlossen gehaltene Ventil *i* geregelt, es wird von der Welle ab gesteuert und durch den Knaggen der Kamm-scheibe *k* rechtzeitig eröffnet. Der Zündschieber *G* wurde schon auf Seite 115 beschrieben, er hat folgende Einrichtung (siehe auch Abb. 155): In dem Schieberdeckel brennt eine Zündflamme *l*; in

dem Schieber selbst ist die Kammer *m* ausgespart. Steht nun der Schieber in seinem unteren Totpunkte, so strömt durch den kleinen Kanal *n* brennbares Gemisch aus dem Schieberkasten in die Kammer *m*, während durch *o* Luft zutreten kann. Dieses Gemisch entzündet sich an der Schieberdeckelflamme. Geht der Schieber in die Höhe, so schneidet die Kammer *m* die Verbindung nach *l* und *o* hin ab, es brennt in ihr also eine Vermittlungsflamme, welche in den Schieberkasten schlägt und eine Verpuffung verursacht, sobald die Kammer mit dem Kanale *h* in Verbindung

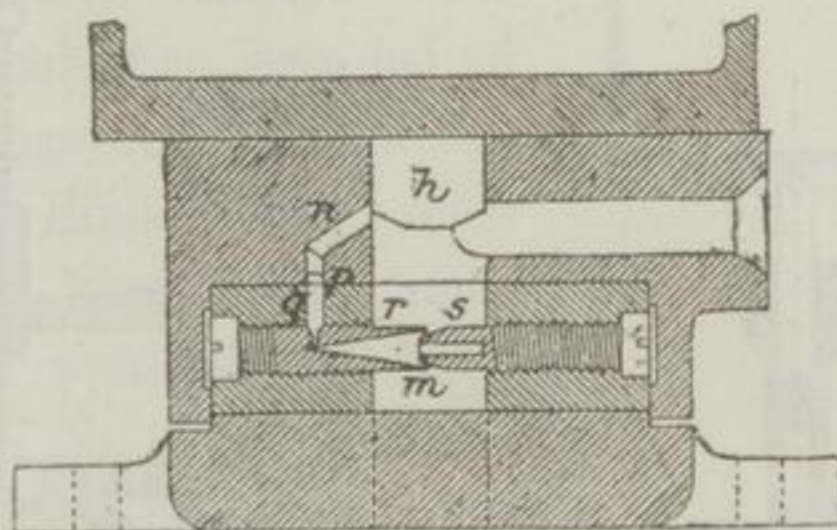


Abb. 155.

tritt. Damit aber die Vermittlungsflamme während des Weges, den sie in der abgeschlossenen Kammer zurücklegt, nicht etwa erlischt und damit sie die Cylinderspannung annimmt — was nöthig ist, damit sie nicht, statt zu zünden, ausgeblasen wird — erfolgt die Speisung durch *n* beständig. Zu dem Zwecke mündet *n* in die auf den Schieberspiegel eingegrabene Mulde *p*, welche mit der Bohrung *q* des Schiebers in Verbindung steht. Um aber die Speisung genau regeln und um der Vermittlungsflamme die Richtung nach dem Kanale *h* geben zu können, sind zwei sich gegenüber stehende Stifte *r* und *s* vorhanden. Der erstere ist hohl und dient als Fortsetzung der Bohrung *q*; der andere ist vorn konisch und kann mehr oder weniger weit vorgeschoben werden, so dass also die Oeffnung des ersten Stiftes, aus welcher das Speisegas zuströmt, mehr oder weniger zugestellt wird. Die Regelung geschieht durch einen Cosinusregler *H*. Dieser stellte bei den älteren Ausführungen ein in der Gasleitung liegendes Ventil mehr oder weniger weit zu; war er nun auch so empfindlich, dass er fast stets in seinen äussersten Stellungen sich befand d. h. das Ventil entweder ganz offen oder ganz zuhielt, so ist doch die Einrichtung zur Erzielung eines stets gleichmässig zusammen-

gesetzten Gemisches weniger gut geeignet als diejenige von Otto. Deshalb war bei den neueren Maschinen dieser Bauart die letztere Einrichtung nachgeahmt. Das gewöhnlich durch Federdruck geschlossen gehaltene Regulirventil v wird bei regelrechtem Gange mit dem Eingangsventile c gemeinschaftlich durch den Knaggen w geöffnet; geht aber die Maschine zu schnell, so drückt der Regler den oberen drehbaren Theil x der Ventilstange zur Seite, der

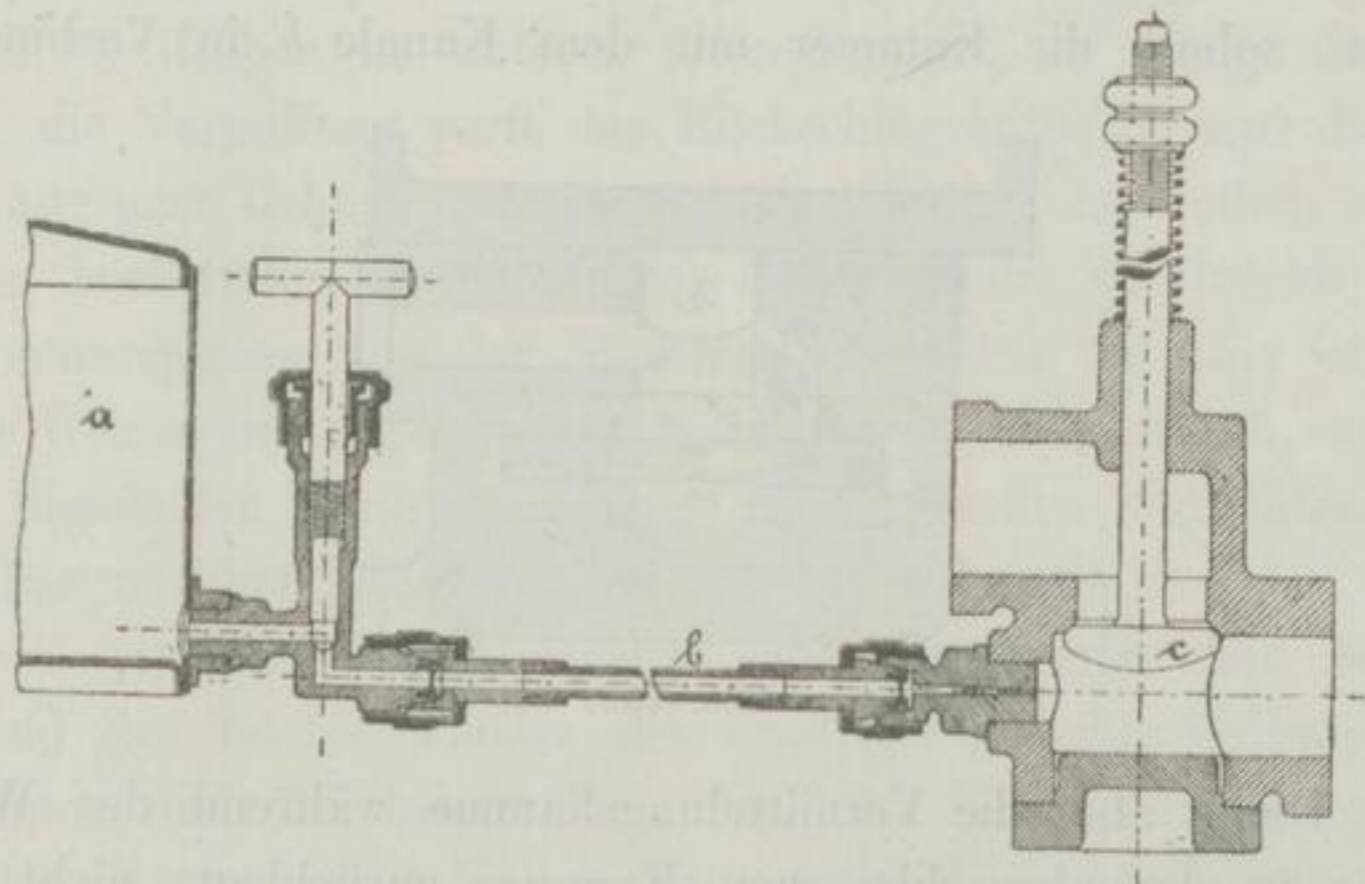


Abb. 156.

Knaggen w trifft ihn folglich nicht, und das Ventil bleibt geschlossen: die Maschine erhält entweder gar kein Gas oder volle Ladung.

Die Maschine wurde von der Hannoverschen Maschinenbau-Aktiengesellschaft in Linden gebaut; die Herstellung ist aber seit mehreren Jahren aufgegeben. Der Verfasser hatte Gelegenheit, solche Maschinen, allerdings nicht letzter Anordnung, einigemale zu bremsen. Es fanden sich z. B. für die 2 e Maschine folgende Ergebnisse: Dauer des Versuches 52 Min., mittlere Umdrehungszahl 105,5, Leistung 1,78 e , Gasverbrauch stündlich 1985 l, also für h und e 1116 l. Andere Versuche verliefen theils etwas günstiger, theils schlechter. Für 4 e (Durchmesser des Arbeitscyinders 200 mm, des Pumpencyinders 165 mm, gemeinschaftlicher Hub 180 mm) wurde von Brauer und Schöttler auf der Ausstellung in Altona 1881 ermittelt: Dauer des Versuches 40 Min., mittlere Umdrehungszahl 103,0; Leistung 3,75 e ; Gasverbrauch stündlich 4650 l; also für h und e 1240 l.

Die Maschine wurde auch mit Benzin betrieben. Die dazu erforderliche Einrichtung war sehr einfach: Das Benzin befindet sich in einem Gefässe *a*, Abb. 156, welches durch die Leitung *b*, in welche ein Sperr- und zwei Rückschlagventile eingeschaltet sind, mit dem Saugventilgehäuse der Pumpe verbunden ist. Die Luft tritt durch das Saugventil *c* in die Pumpe und reisst das Benzin in fein vertheiltem Zustande mit, so ein Gemenge, welches sich ganz ähnlich wie Gasgemisch verhält, bildend. Die Regelung geschieht so, dass bei zu schnellem Gange der Maschine der Regler das Einlassventil auch während der Verdichtung mehr oder weniger weit geöffnet hält; es wird also ein Theil des Gemenges in die Luftleitung (Ansaugtopf) gedrängt und von hier aus beim folgenden Hube wieder angesaugt; diese Einrichtung dürfte den Uebelstand haben, dass

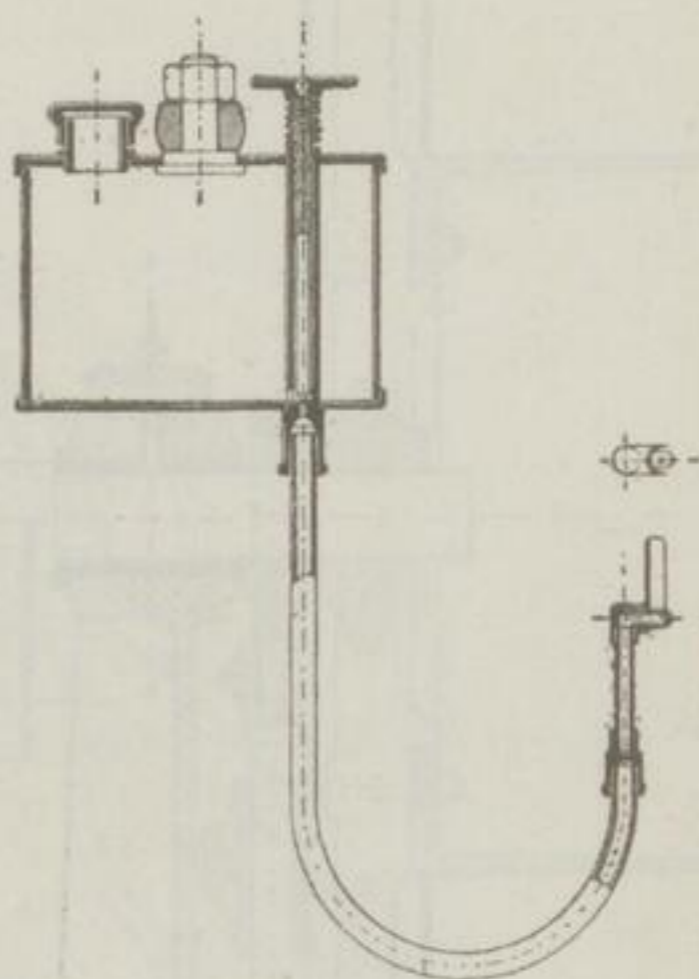


Abb. 157.

die Mischung für die folgende Verpuffung reicher als regelrecht wird. Die Zündflamme ist durch eine Benzinlampe, Abb. 157, ersetzt. Ich habe mit der Maschine verschiedentlich Versuche angestellt; der Gang war recht regelmässig, der Bedarf einer 4 e genannten Maschine etwa 1 l : h . e ; auffällig hoch der Lergangsbedarf.

Körting-Lieckfeldt. Diese, früher von der Firma Gebr. Körting in Hannover gebaute Maschine steht der vorigen sehr nahe; sie ist nur eine andere Ausführung desselben Gedankens. In den Abb. 158 bis 160 stellt *A* den Arbeitscylinder, welcher von einem Wassermantel umgeben ist, *B* den Pumpcylinder dar. *a* ist ein selbstthätiges Mischventil, *b* ein Rückschlagventil, *c* der Zünder, *d* das gesteuerte Auslassventil. Eine Beschreibung dieser Einzeltheile kann unterbleiben, weil sich aus diesen Anordnungen die heutigen, welche früher ausführlich beschrieben wurden, entwickelt haben. Die Arbeitsweise der Maschine braucht auch nicht weiter erörtert zu werden, weil sie mit der vorbeschriebenen

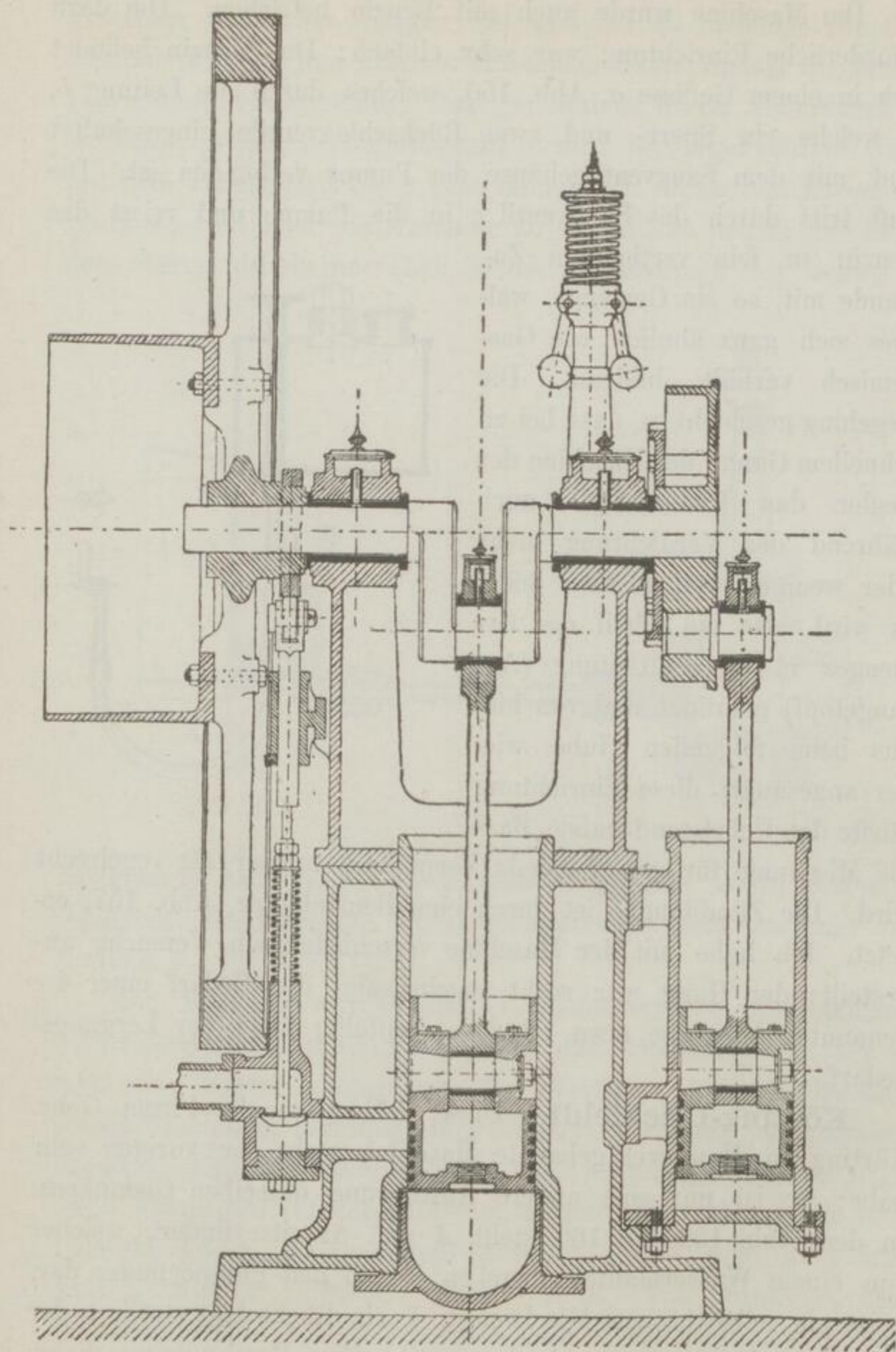


Abb. 158.

übereinstimmt. Erwähnung verdient nur noch die eigenartige Regelung. Neben der Pumpe befindet sich nämlich ein Gefäß *D*, welches durch den Regler mit ihr in Verbindung gesetzt und von

ihr abgeschlossen werden kann. Geht die Maschine zu schnell, so dreht der Regler, welcher an der Schleife *e* der Stange des

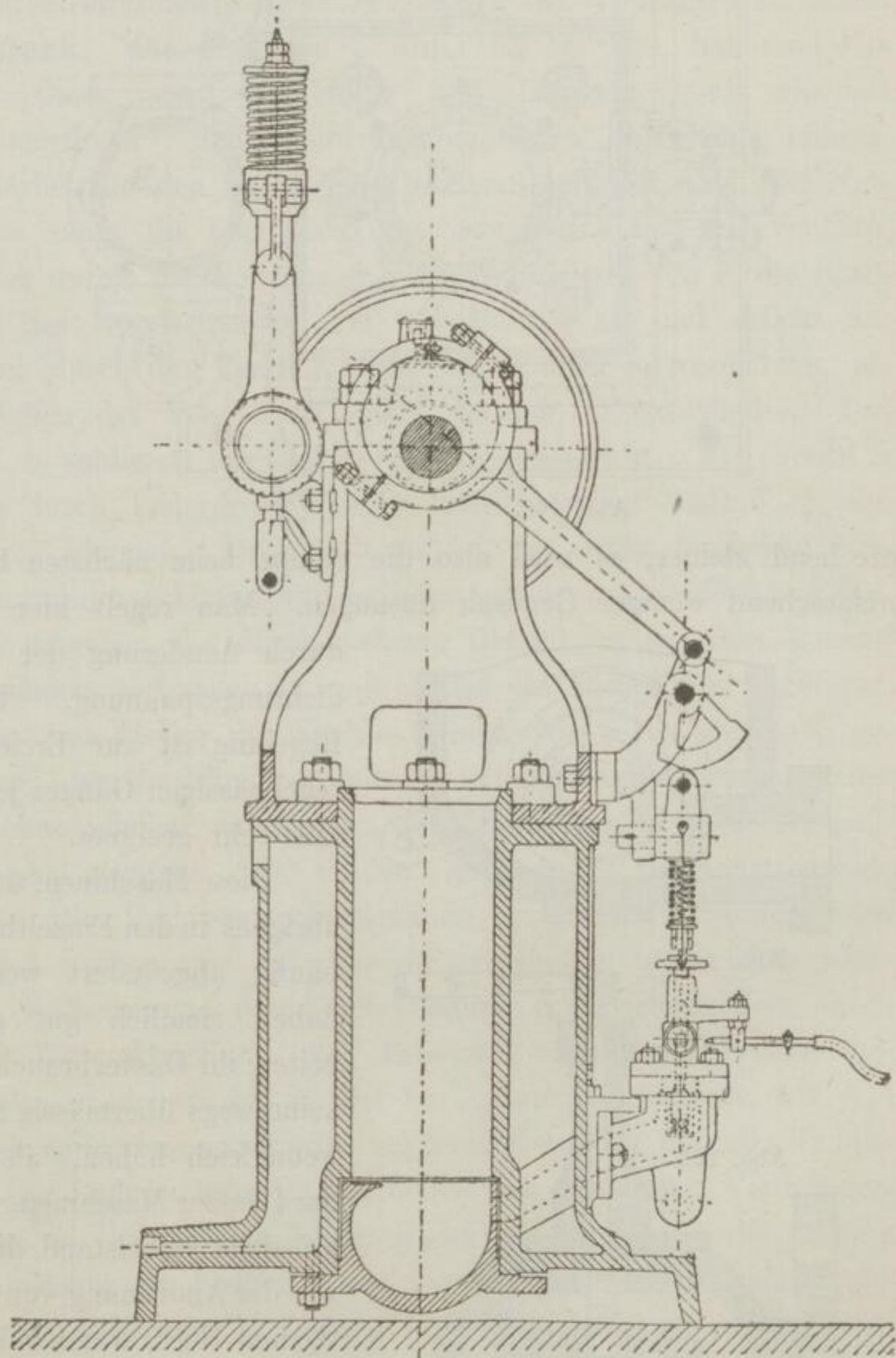


Abb. 159.

Kreisschiebers *f* (Abb. 161 und 162) angreift, diesen so, wie gezeichnet; dann ist also der schädliche Raum der Pumpe entsprechend grösser; es wird also die Verdichtungsspannung ent-

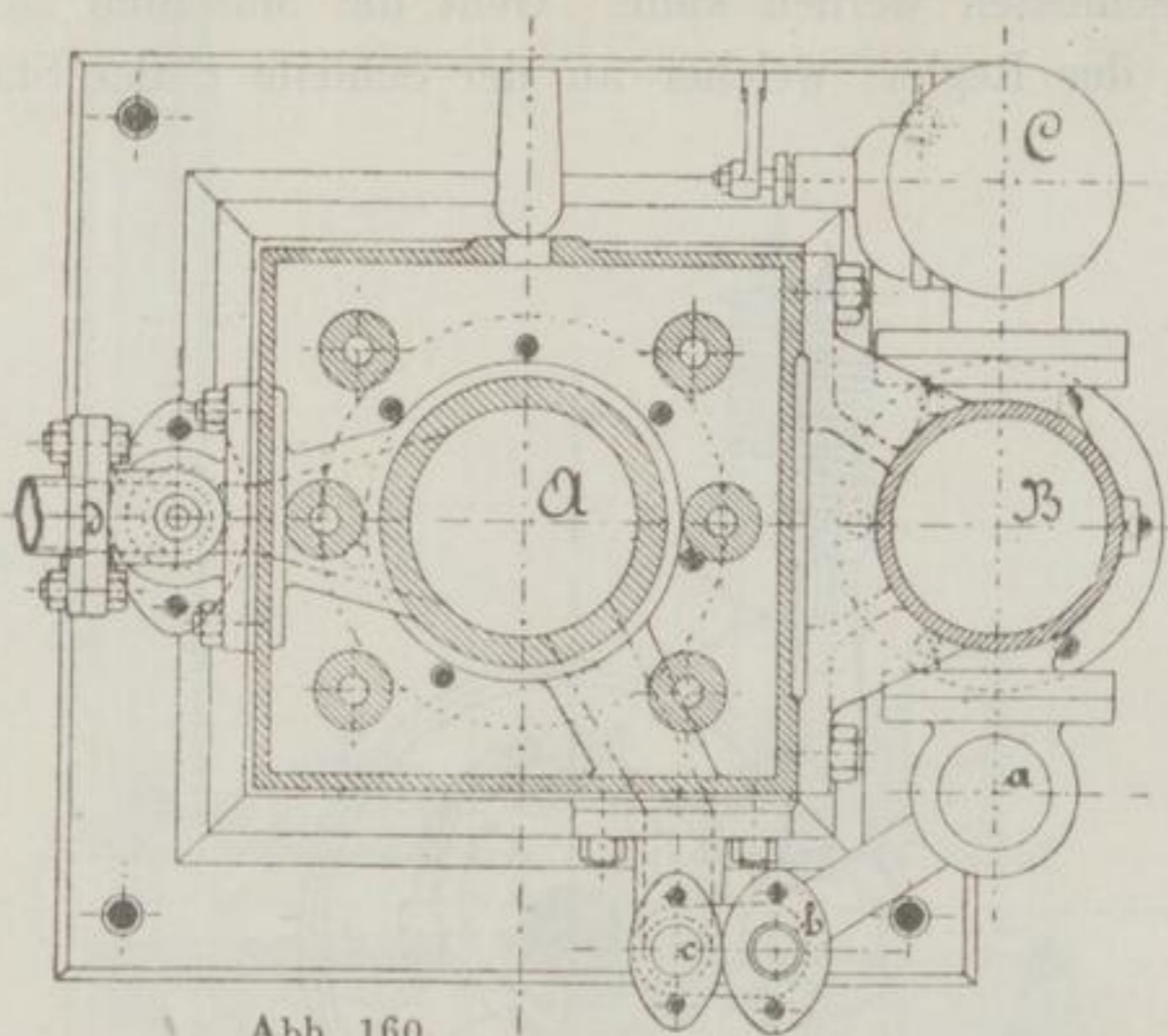


Abb. 160.

sprechend kleiner, es wird also die Pumpe beim nächsten Hube entsprechend weniger Gemisch ansaugen. Man regelt hier also

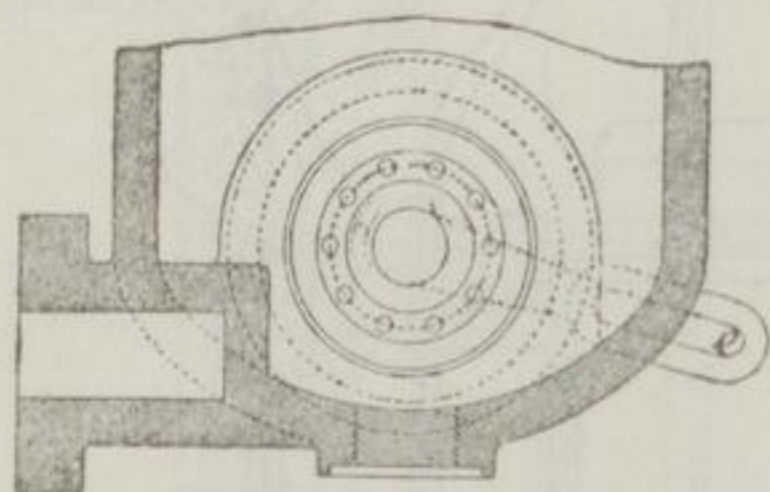


Abb. 161.

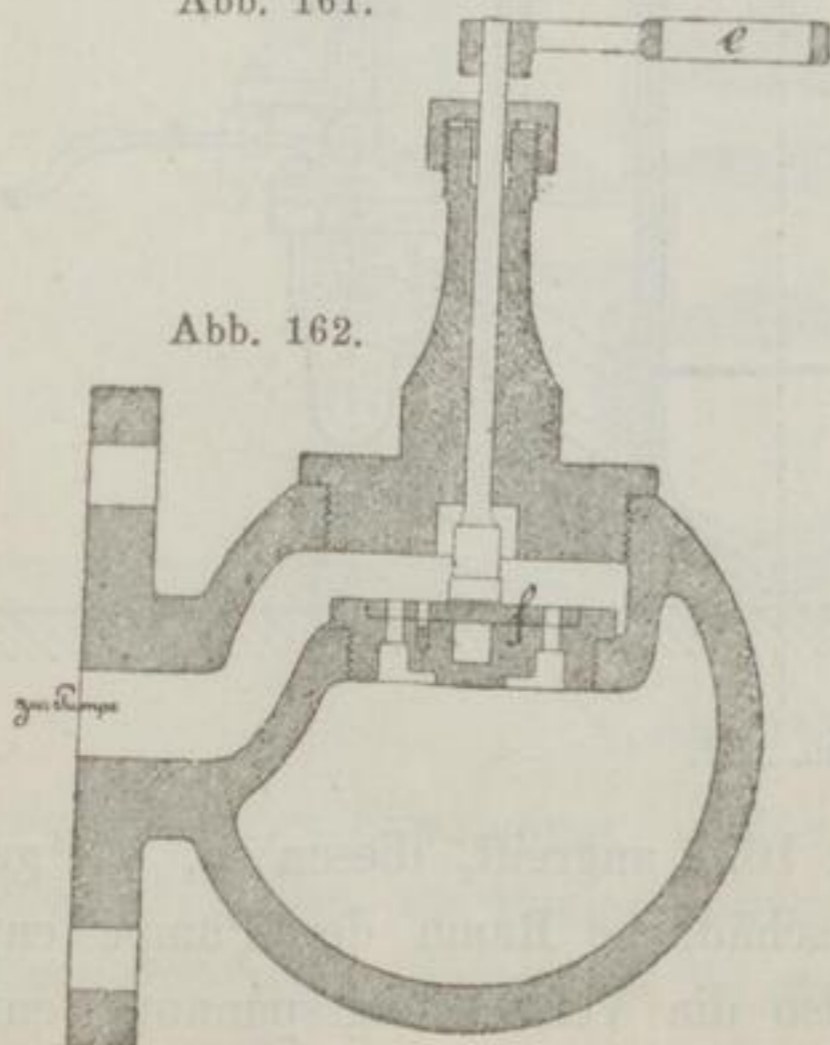


Abb. 162.

durch Aenderung der Verdichtungsspannung. Diese Regelung ist zur Erzielung regelmässigen Ganges jedenfalls sehr geeignet.

Diese Maschinen, welche übrigens in den Einzeltheilen häufig abgeändert werden, haben ziemlich gut gearbeitet; ihr Gasverbrauch war keineswegs übermässig hoch, wengleich höher, als der der Deutzer Maschinen. Der grösste Uebelstand dieser, wie der Anordnung von Wittig und Hees, war wohl der, dass es nie gelang, das Rückschlagventil völlig sicher zu machen; es kam immer hin und wieder vor, dass eine Verpuffung in den Pump-

cylinder zurückschlug, was natürlich, abgesehen von dem unangenehmen Knall, auf den Gang der Maschine sehr störend einwirkte, ja sie zuweilen zum Stehen brachte. Die Anordnung ist von der ausführenden Firma zu gunsten des Viertaktes verlassen.

Clerk. Die Maschine ¹⁾, Abb. 163 bis 165, hat zwei Cylinder; Clerk nennt sie „Motor“ und „Displacer“, was man mit „Arbeitscylinder“ und „Verdrängercylinder“ übersetzen könnte. Die Kurbel für den Kolben des letzteren eilt 90° vor. Der Verdränger saugt die Luft durch den Saugtopf *a* und das Ventil *b*, das Gas durch die Bohrungen *c* des Ventilsitzes von *b*, die Kammer *d* des Regelschiebers und das Rohr *e* an und drückt das Gemisch durch das Ventil *f*, ohne jedoch mehr zu verdichten, als das Heben des Ventiles erfordert, in den Arbeitscylinder. Das Ventil *b* schliesst nur durch sein Eigengewicht, das Ventil *c* jedoch durch Federdruck; beide Ventile tragen Luftkolben, um nicht zu klappen. Der Kraftcylinder hat einen konischen Verdichtungsraum *g* hinten und ist vorn von einem ringförmigen Kanale *h* umgeben, der durch mehrere Oeffnungen mit dem Inneren des Cylinders verbunden ist, und an den das Auspuffrohr *i* schliesst. Da nun zum Heben des Ventiles *f* immerhin etwas Spannung gehört und der Verdränger voreilt, so erfolgt das Ueberdrücken des Gemisches offenbar dann, wenn der Kraftkolben über die Auspufföffnungen weggeht. Es werden also durch die einströmende Ladung die Verbrennungsrückstände ausgetrieben werden. Da nun der Kolbenraum des Verdrängercylinders gleich dem wirklichen Kolbenraume des Kraftcylinders, d. h. gleich dem durch innere Totpunktstellung und Eröffnung der Auspuffkanäle begrenzten, ist, so würden so viel Verbrennungsrückstände, wie dem Verdichtungsraume entspricht, zurückbleiben. Da aber die Temperatur der Ladung beim Ueberdrücken aus dem kalten Verdrängercylinder in den heissen Kraftcylinder zunimmt, also die Ladung sich ausdehnt, so bleiben etwas weniger Verbrennungsrückstände. Eine geringe Menge der Ladung wird dabei wohl unmittelbar entweichen; Clerk selbst giebt das zu. Bevor noch das Ueberdrücken vollendet ist, hat der Kraftkolben die Auspufföffnungen geschlossen und verdichtet die Ladung, wobei sich Ventil *f* wieder schliesst.

1) Eng. 1885, 60, 257; Clerk, The Gas Engine, London 1886, 184.

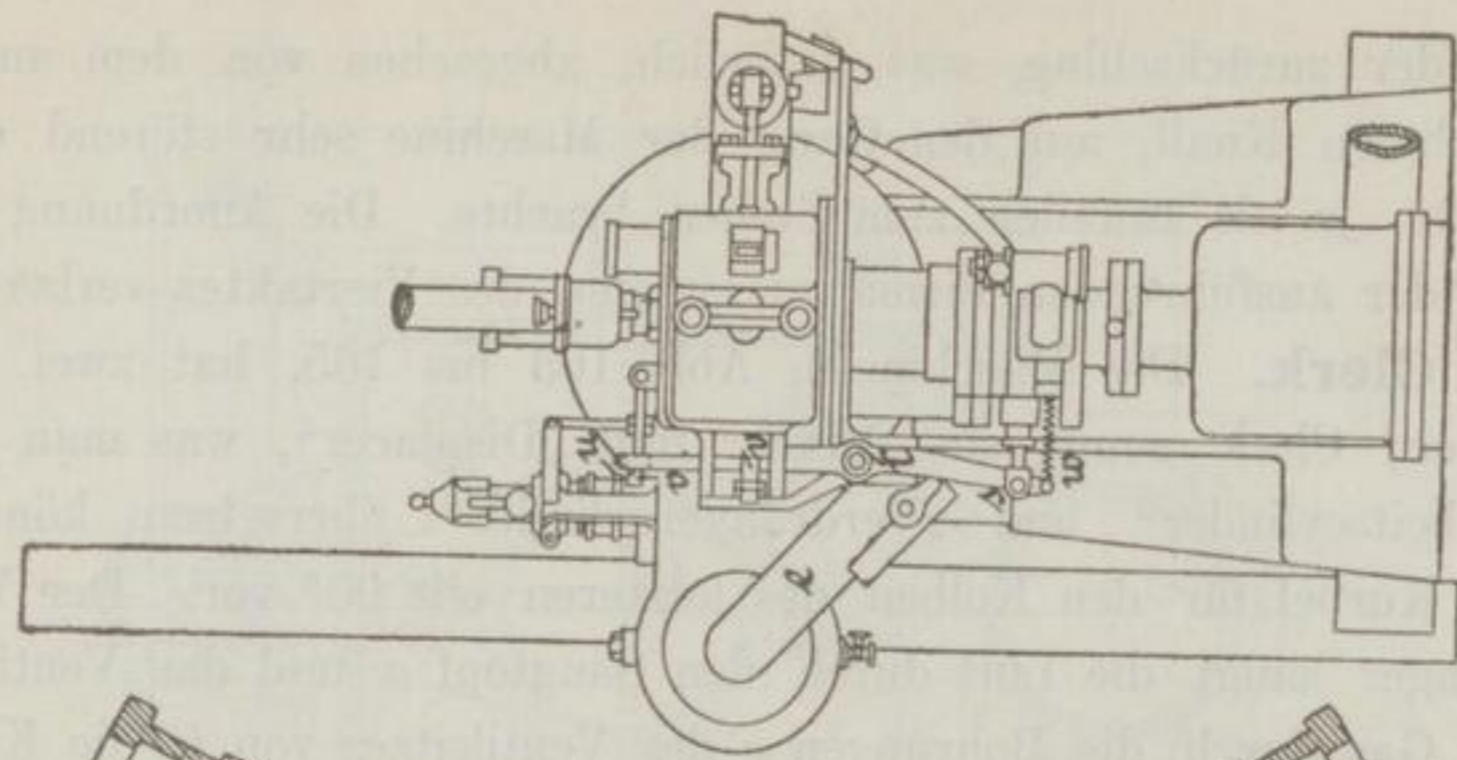


Abb. 165.

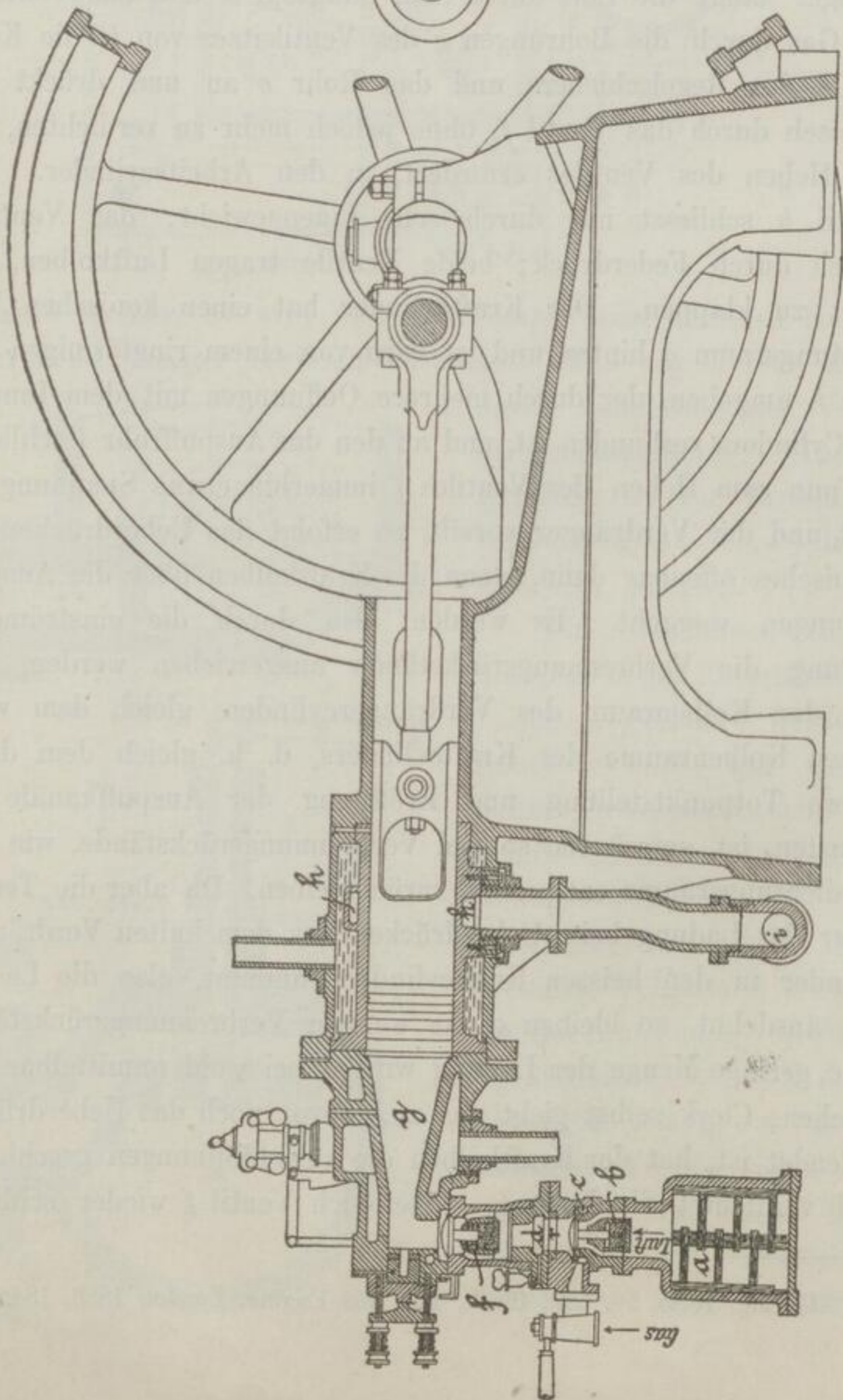


Abb. 163.

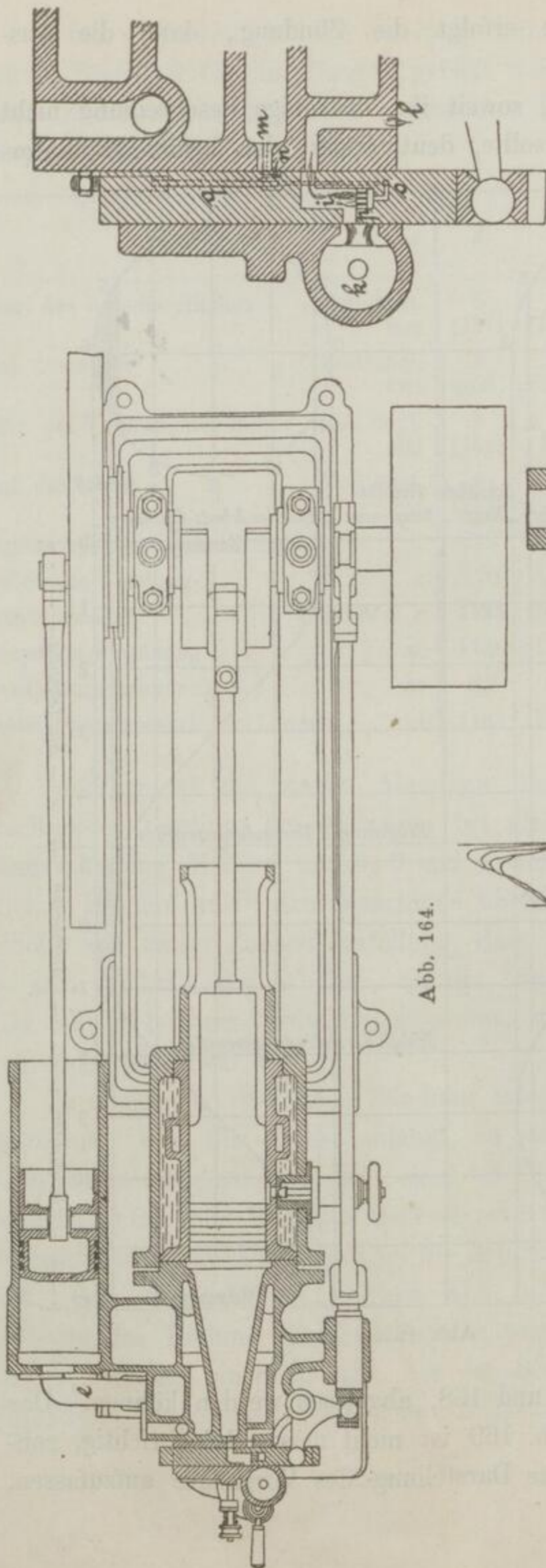


Abb. 164.

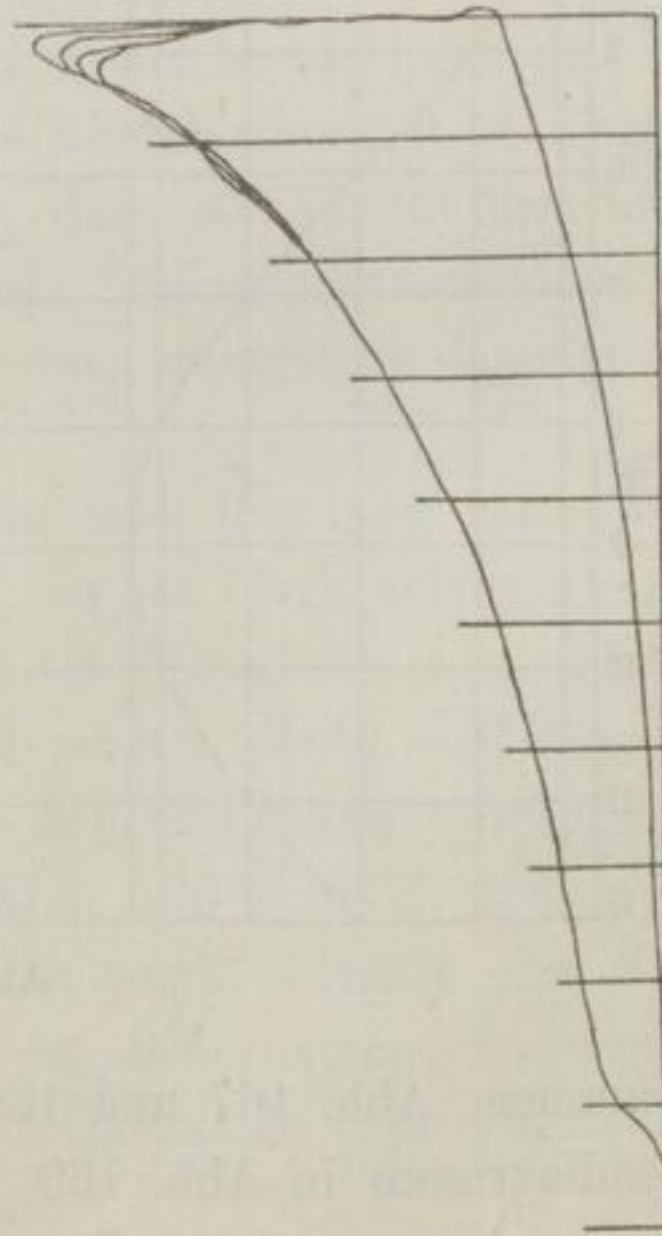


Abb. 167.

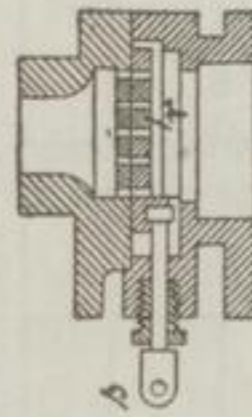


Abb. 166.

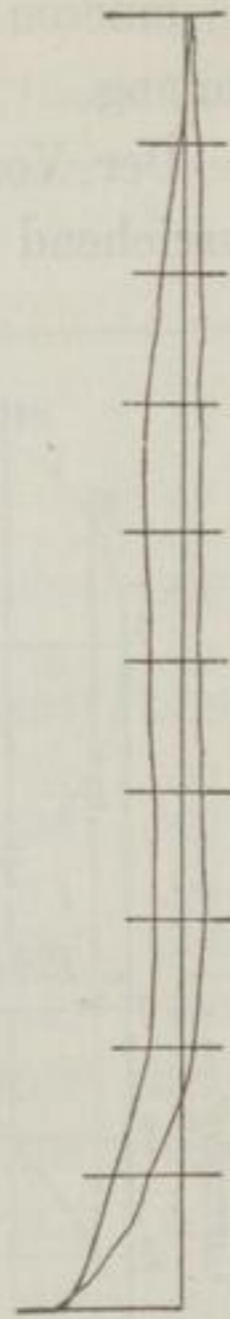


Abb. 168.

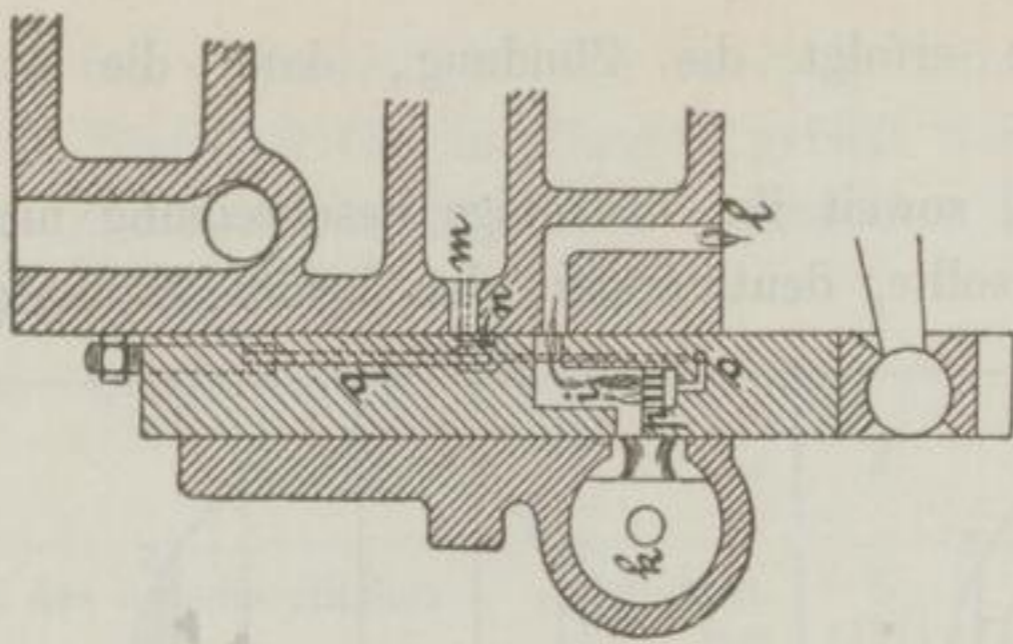


Abb. 170.

Im inneren Totpunkte erfolgt die Zündung, dann die Ausdehnung.

Der Vorgang wird, soweit ihn die obige Beschreibung nicht ausreichend erläutern sollte, deutlich aus den beiden Indikator-

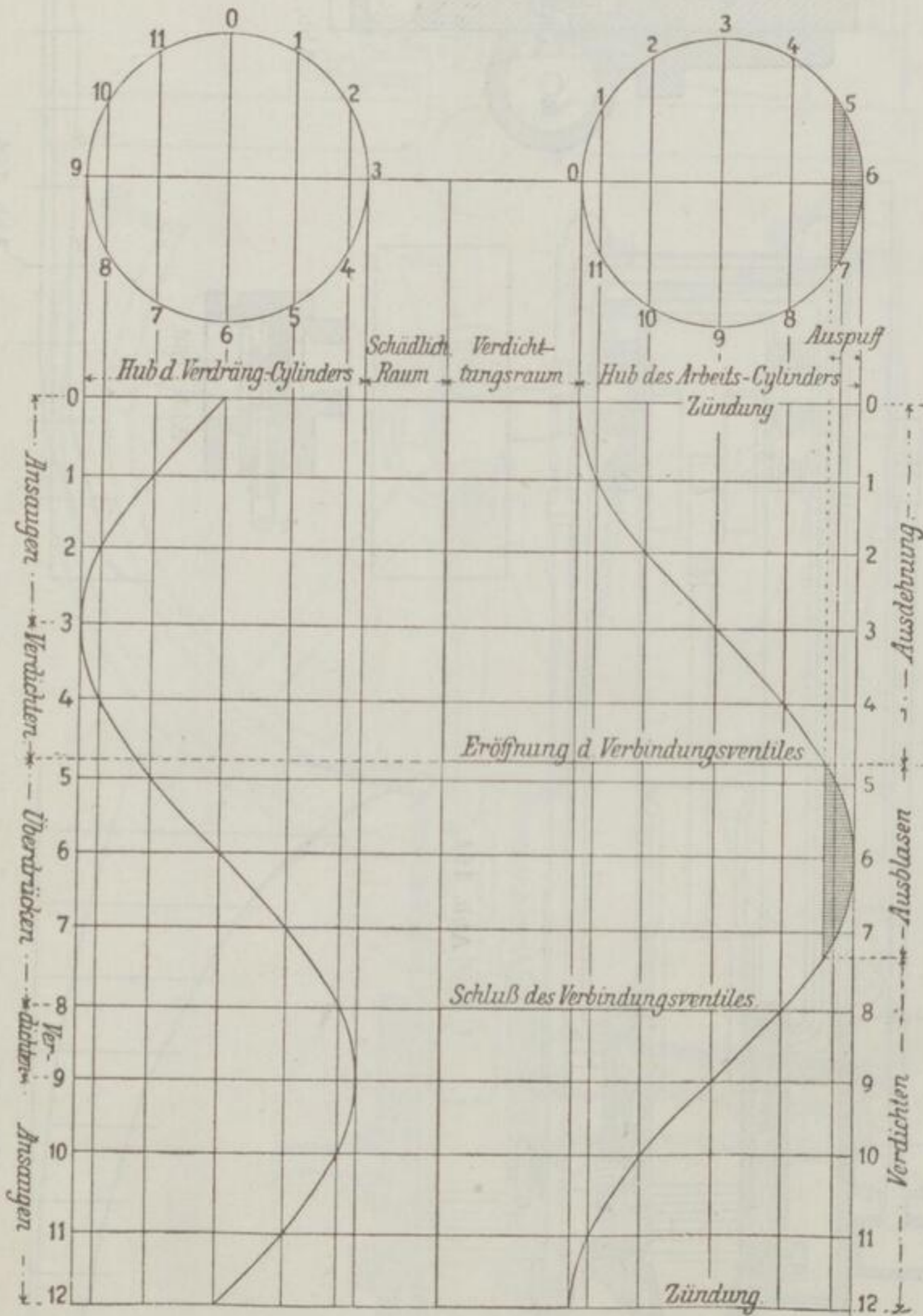


Abb. 169.

diagrammen, Abb. 167 und 168, abgelesen werden können. Das Kolbendiagramm in Abb. 169 ist nicht massstäblich richtig, sondern nur als angenäherte Darstellung des Vorganges aufzufassen.

Ueber Abmessungen und Leistung seiner Maschinen, welche von L. Sterne & Co. in Glasgow gebaut werden, giebt Clerk folgende Zusammenstellung nach angestellten Bremsversuchen ¹⁾ von Garrett, dem Leiter der Firma:

Benennung	<i>e</i>	2	4	6	8	12
Dmr. des Arbeitscylinders . . . Zoll engl. mm		5 (127)	6 (152)	7 (178)	8 (203)	9 (229)
Hub desselben Zoll engl. mm		8 (203)	10 (254)	12 (305)	16 (406)	20 (508)
Dmr. des Verdrängercylinders . Zoll engl. mm		6 (152)	7 (178)	7½ (191)	10 (254)	10 (254)
Hub desselben Zoll engl. mm		9 (229)	11 (279)	12 (305)	13 (330)	20 (508)
Durchschnittliche Umdrehungszahl . . .		212	190	146	142	132
Gebremste Leistung <i>e</i>		2,70	5,63	7,23	13,69	23,21
Gasverbrauch l für <i>h</i> u. <i>e</i>		1133	1056	861	753	682
Verpuffungsspannung at		11,9	17,6	14,7	14,7	17,7
Verdichtungsspannung at		3,7	4,9	4,4	4,4	5,0
Stündl. Gasverbrauch für Lergang . . . l		1133	1642	1614	1982	2548

Auffällig ist die starke Abnahme des Gasverbrauches mit wachsender Leistung der Maschine bei gleichbleibender Verdichtungsspannung, Reihe 2 und 5, 3 und 4, welche nicht mit den Versuchen Brauers an Deutzer Maschinen übereinstimmt ²⁾. Uebrigens erhellt aus dieser Zusammenstellung, dass die Viertaktmaschinen an sich vortheilhafter arbeiten, als die Zweicylindermaschinen, da hier bei viel höherer Verdichtungsspannung wenigstens dasselbe Gas gebraucht wird, wie dort.

Zu erwähnen sind noch Zündung und Regelung von Clerks Maschine. Was die erstere anlangt, so ist Clerk seiner Aussage nach davon ausgegangen, dass eine der Ottoschen entsprechende Anordnung für seine Maschine nicht ausreichen würde, weil diese bei der gleichen Anzahl Umdrehungen die doppelte Anzahl Verpuffungen hat. Sein Züandschieber, welchen Abb. 170 ³⁾ auf S. 153 in der Stellung der Bildung der Zündflamme zeigt, enthält eine Kammer *i*, welche einerseits mit der im Schornsteine brennenden Flamme *k*, andererseits mit dem Abzugskanale *l* in Verbindung

1) Clerk a. a. O. 191. 2) Siehe Seite 84. 3) Clerk a. a. O. 218.

steht. In diese Kammer tritt Ladungsgemisch durch die über dem Zündkanale liegende Bohrung *m* mittels der in den Schieber gearbeiteten Furche *n*, durch den Kanal *o* und den Rost *p*. Letzterer soll ein Rückschlagen der Flamme verhindern. Damit die Spannung in der Kammer nicht grösser werden kann, als im Cylinder, was ein Ausgehen der Flamme wegen Nahrungsmangels bedeuten würde, so ist der Zufluss durch den Stift *q* genau einstellbar. Diese Zündung genügt nach Clerks Angabe für bis zu 300 Umdrehungen.

Die Regelung der Clerkschen Maschine stammt von Garrett; sie geschieht mittels eines Rostschiebers *r*, Abb. 163 und 166, welcher an einem Hebel *stu* hängt, Abb. 165, der durch die Feder *w* offen gehalten und durch den am Schieber befestigten Anschlag bei jedem Hube geschlossen wird. Geht die Maschine zu schnell, so hebt der Regler die Klinke *v*, und diese hindert den Rückgang des Rostschiebers. Letzterer bleibt also geschlossen; es gelangt keine Füllung in die Maschine. Wir haben hier also Regelung durch Ausfall von Ladungen, im Gegensatze zur Regelung durch Ausfall von Verpuffungen.

Benz. Diese Maschine ist einfachwirkend, die Vorderseite des Kolbens dient aber zur Förderung von Luft. Es zerfällt also der Cylinder, Abb. 171 und 172, gewissermassen in den Arbeitscylinder *A* (hinter dem Kolben) und die Luftpumpe *B* (vor dem Kolben). Letztere arbeitet mittels des Schiebers *a* in einen Behälter, welcher im Gestelle liegt und von dem aus das Rohr *b* zum Arbeitscylinder führt. Die an den Kreuzkopf geschlossene Gaspumpe *C* drückt durch den Kanal *c* in denselben. Die Arbeitsweise ist nun folgende: Wenn der Kolben in seinem inneren Totpunkte steht, so befindet sich in dem jetzt ganz geschlossenen Verdichtungsraume die fertige Ladung; sie wird durch eine Folge elektrischer Funken entzündet, verpufft und dehnt sich, den Kolben vorwärts treibend, aus. Kurze Zeit, bevor dieser in seinem äusseren Totpunkte angekommen ist, öffnet das Austrittsventil *d*, so dass die Spannung rasch sinkt; sobald der Kolben die Bewegungsrichtung gewechselt hat, das Luftventil *e*. Es strömt also verdichtete Luft in den offenen Cylinder und wäscht die Verbrennungsgase aus. Nachdem aber der Kolben etwa die Hälfte seines Rückhubes gemacht hat, schliesst das Luftventil sich wieder; die Luft im Cylinder wird jetzt also



verdichtet; erst unmittelbar vor dem Hubende drückt die Gas-
pumpe ihren Inhalt durch Ventil *f* in den Cylinder; hier mischt

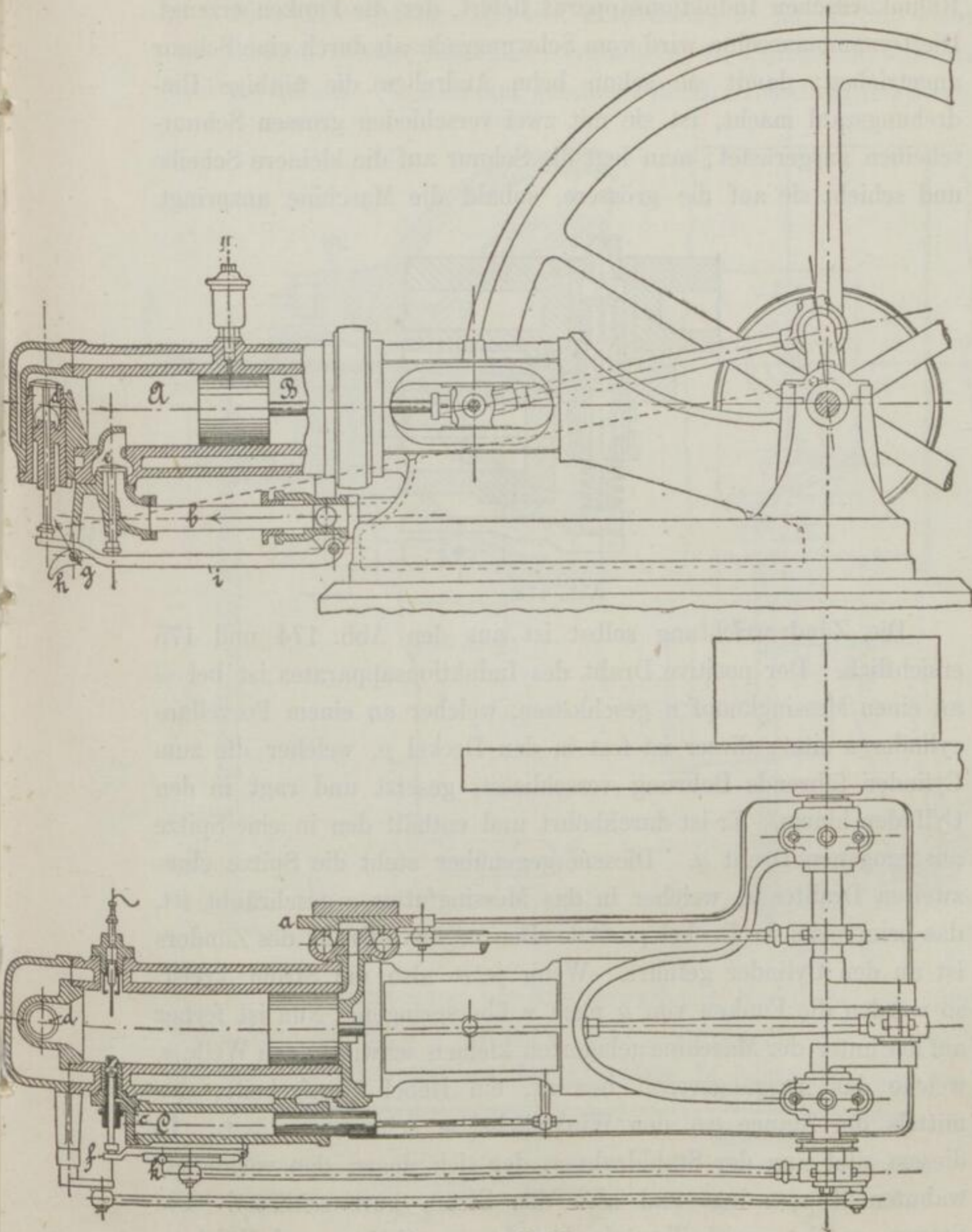


Abb. 171 und 172.

sich das Gas mit der vorhandenen Luft, so dass mit dem Hub-
ende die neue Ladung zur Zündung wieder bereit steht.

Die elektrische Zündung arbeitet recht zuverlässig; sie geht von einer Dynamomaschine aus, welche den Strom für einen Rühmkorffschen Induktionsapparat liefert, der die Funken erzeugt. Die Dynamomaschine wird vom Schwungrade ab durch eine Schnur angetrieben; damit sie schon beim Andrehen die nöthige Umdrehungszahl macht, ist sie mit zwei verschiedenen grossen Schnur-scheiben ausgerüstet; man legt die Schnur auf die kleinere Scheibe und schiebt sie auf die grössere, sobald die Maschine anspringt.

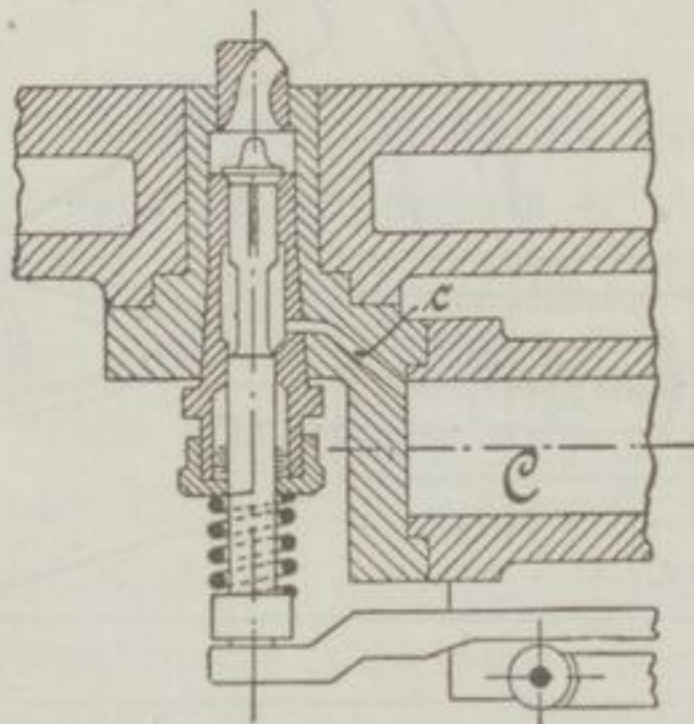


Abb. 173.

Die Zündvorrichtung selbst ist aus den Abb. 174 und 175 ersichtlich. Der positive Draht des Induktionsapparates ist bei *m* an einen Messingknopf *n* geschlossen, welcher an einem Porzellan-cylinder *o* sitzt; dieser ist fest in den Deckel *p*, welcher die zum Cylinder führende Bohrung verschliesst, gesetzt und ragt in den Cylinder hinein. Er ist durchbohrt und enthält den in eine Spitze ausgezogenen Draht *q*. Diesem gegenüber steht die Spitze eines zweiten Drahtes *r*, welcher in das Messingfutter *s* geschraubt ist, das seinerseits im Deckel *p* sitzt. Der negative Draht des Zünders ist an den Cylinder geführt. Wenn jetzt also ein Strom kreist, so werden die Funken von *q* nach *r* überspringen. Nun ist ferner auf der unter der Maschine gelagerten kleinen schwingenden Welle *g*, welche das Ausgangsventil bewegt, ein Hebel *t* aufgekeilt, der mittels der Stange *uv* den Winkelhebel *w* schwingen lässt. In diesem sitzt nun der Stahldraht *x*, der sich gegen den vorhin erwähnten Kopf *n* legt und also den Strom kurz schliesst. Die Stange *uv* ist zweitheilig; sie besteht aus Stift *u* und Hülse *v*; ersterer kann sich so weit in letztere *r* verschieben, dass die Drehung des Winkelhebels *w* und damit der kurze Stromschluss erst in der Totpunktstellung beginnt. Bei jeder Schwingung der Welle

aber verlässt er den Kopf *n* und es wird so der kurze Stromschluss unterbrochen; alsdann springt eine Funkenfolge über.

Diese Einrichtung ist leicht in Ordnung zu halten und giebt, wie Besitzer solcher Maschinen versichern, zu Unregelmässigkeiten fast nie Anlass. Die Regelung geschieht durch Drosselung des Gases.

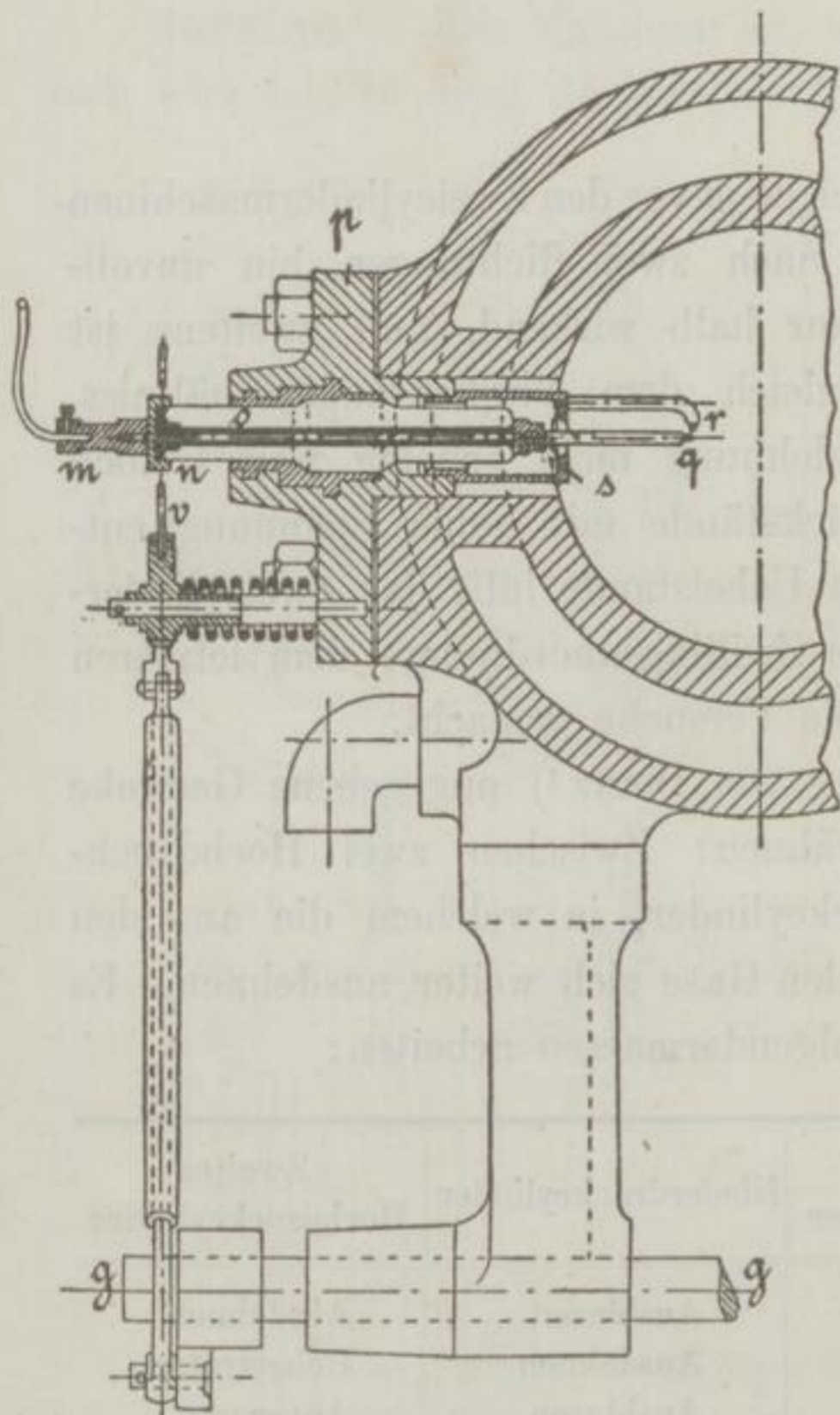


Abb. 174.

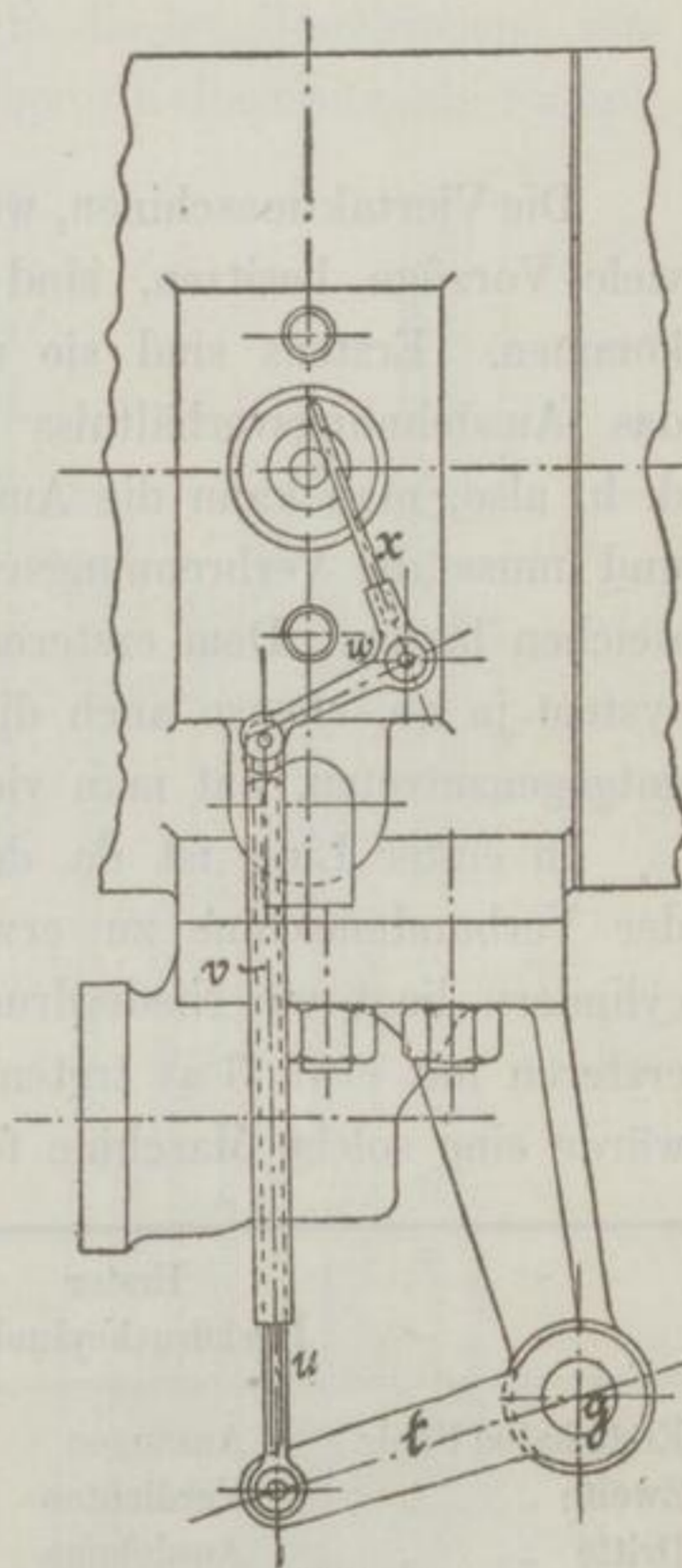


Abb. 175.

Auf der Ausstellung für Kleingewerbe in Karlsruhe von 1886 wurde eine solche, 4 *e* genannte, Maschine geprüft und es theilt der Beurteilungsausschuss das Ergebniss in folgender Tafel mit:

Versuchsdauer	Mittlere Umdrehungszahl	Bremsleistung	Gasverbrauch	
			stündlich	für 1 <i>e</i> in 1 <i>h</i>
Min.		<i>e</i>	l	l
40	152,6	5,61	3966	707
40	161,1	2,69	3255	1209
30	140,5	0	2402	—

Danach zeigte diese, von der Gasmotorenfabrik Mannheim gebaute Maschine von allen, welche geprüft wurden, den geringsten Gasverbrauch bei voller Belastung und den grössten bei Lergang; so dass schon bei halber Belastung das Ergebniss recht ungünstig war. Dem liesse sich durch bessere Regelung wohl abhelfen.

Die Viertaktmaschinen, welche ja vor den Zweicylindermaschinen viele Vorzüge besitzen, sind nach zwei Richtungen hin unvollkommen. Erstens sind sie nur halb wirkend, und zweitens ist das Ausdehnungsverhältniss gleich dem Verdichtungsverhältniss, d. h. also, man kann die Ausdehnung nicht beliebig weit treiben und muss die Verbrennungsrückstände mit hoher Spannung entweichen lassen. Dem ersteren Uebelstande hilft das Zweicylindersystem ja ab, ebenso auch die Zwillingsanordnung; dem letzteren entgegenzutreten, hat man viele Versuche gemacht.

In erster Linie ist da der von Deutz¹⁾ angegebene Gedanke der Verbundmaschine zu erwähnen: Zwischen zwei Hochdruckcylindern liegt ein Niederdruckcylinder, in welchem die aus den ersteren mit etwa 3 at tretenden Gase sich weiter ausdehnen. Es würde eine solche Maschine folgendermassen arbeiten:

	Erster Hochdruckcylinder	Niederdruckcylinder	Zweiter Hochdruckcylinder
Erste halbe Umdr.	Ansaugen	Ausblasen	Ausdehnen
Zweite „ „	Verdichten	Ausdehnen	Uebertreten
Dritte „ „	Ausdehnen	Ausblasen	Ansaugen
Vierte „ „	Uebertreten	Ausdehnen	Verdichten

Solche Maschinen sind ausgeführt, aber wieder verlassen. Wahrscheinlich fand man die gehofften Vortheile nicht im vollen Masse verwirklicht, weil die Abkühlung bei dem Uebertritte vom kleinen in den grossen Cylinder zu stark war.

Eine sehr einfache Lösung der Aufgabe, welche aber meines Wissens noch nicht ausgeführt ist, schlägt Köhler²⁾ vor. Er will den Viertakt beibehalten, die Steuerung aber so einrichten, dass die Maschine nur während eines Theiles des Saughubes Füllung

1) D. R.-P. 10116. 2) Köhler, Theorie der Gasmachine. Leipzig 1887.

ansaugt, also den letzten Theil des Hubes tot macht. Offenbar ist jetzt die Verdichtung geringer, wie die Ausdehnung. Selbstredend ist der Verdichtungsraum entsprechend kleiner zu machen, als er bei vollem Saughube sein würde, um denselben Verdichtungsgrad zu erzielen.

Seraine ¹⁾. Die Maschine ist, wie die letztbeschriebene, einfach wirkend; es dient die vordere (obere) Kolbenseite als Pumpe,

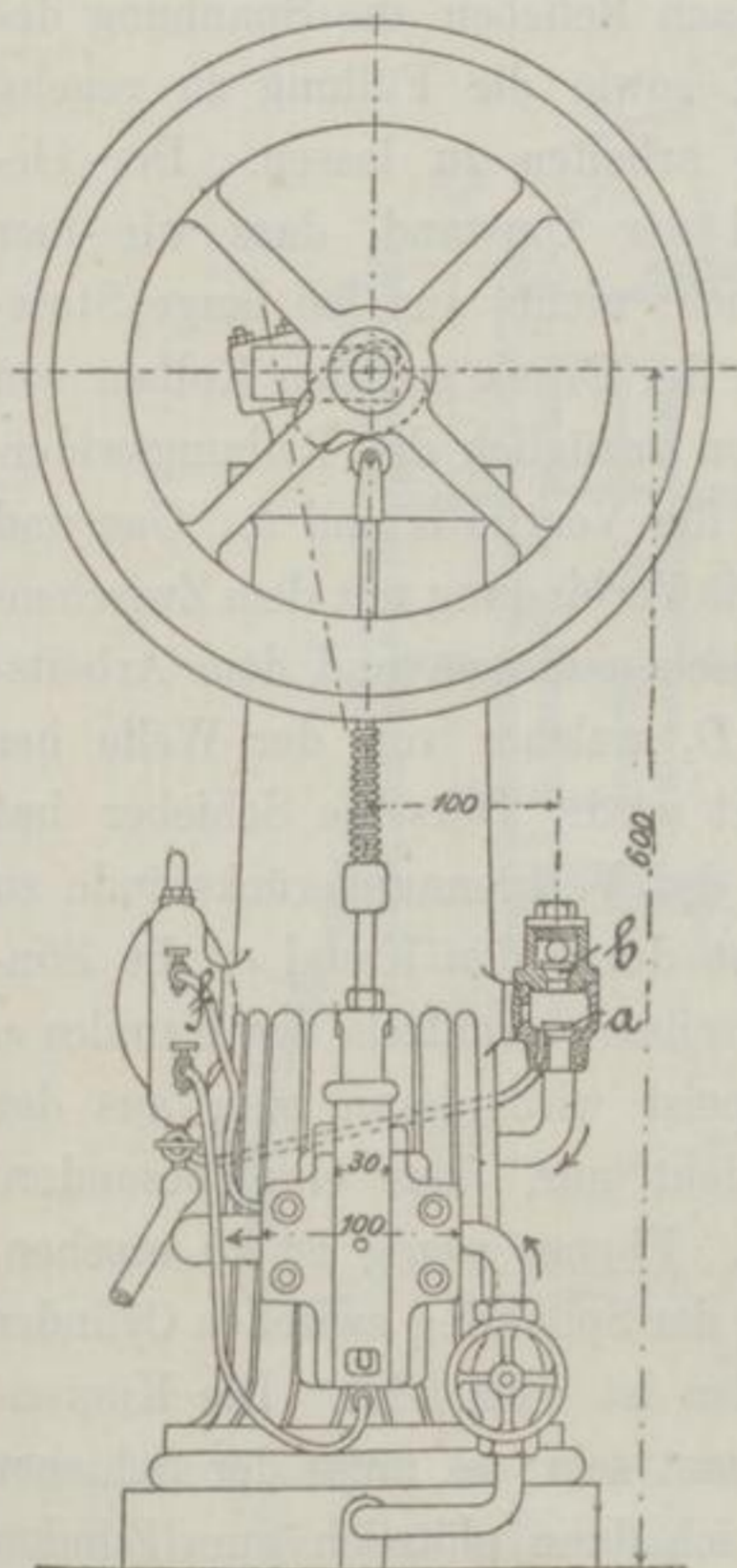


Abb. 176.

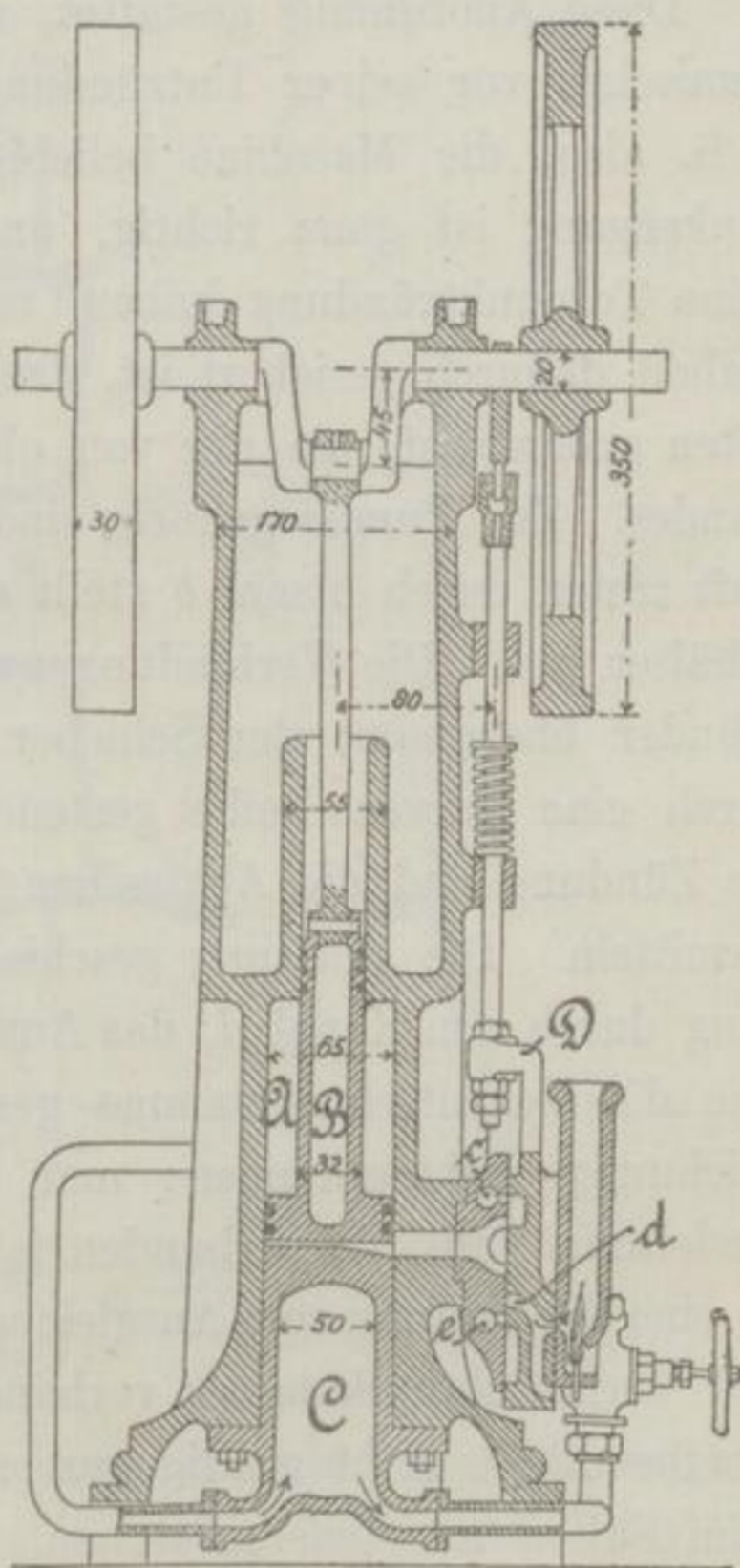


Abb. 177.

die hintere (untere) als Kraftcylinder. Man hat hier den Verdichtungsgrad aber unabhängig vom Ausdehnungsgrade gemacht, indem man einfach die Kolbenstange auf der Pumpenseite entsprechend dicker machte. Das ist ja etwas altbekanntes — ich erinnere nur an Daelens Dampfhammer —, aber neu in der Anwendung auf Gasmaschinen. Abb. 176 und 177 geben Ansicht

1) Ann. ind. 1884, 1, 471. Eng. 1884, 57, 344.

Schöttler, Gasmaschine.

und Durchschnitt der Maschine. Im Cylinder *A* bewegt sich der Doppelkolben *B*. Geht er abwärts, so saugt er das Gemisch in den oberen Cylindertheil, verdichtet es beim Rückgange und drückt es in den Behälter *C*. Von hier tritt es während des Kolbenaufganges in den unteren Cylindertheil, wird nach vollendeter Füllung entzündet und dehnt sich bis an das Hubende aus; beim Niedergange werden die Verbrennungsgase entfernt.

Diese Anordnung gestattet, nach Belieben die Spannung des Gemisches vor seiner Entzündung sowie die Füllung zu regeln, d. h. also, die Maschine beliebig arbeiten zu lassen. Der Gendankengang ist ganz richtig, und der Umstand, dass wir hier keine Totpunktzündung haben, macht nichts aus, so lange Stossfreiheit dadurch gesichert ist, dass der Druck auf den Kolben von unten grösser ist, als der von oben zuzüglich des Reibungswiderstandes. Zur Pumpe gehörig sind die Ventile *a* und *b*. Gas und Luft treten durch *a* ein, *b* stellt die Verbindung mit dem Zwischenbehälter her. Die Verbindung zwischen diesem und dem Arbeitscylinder übernimmt der Schieber *D*, welcher von der Welle her durch eine Kurvenscheibe gesteuert wird. Derselbe Schieber hat die Zündung und die Austreibung der Verbrennungsrückstände zu vermitteln. Die Speisung geschieht durch den Kanal *c*, die Zündung durch den Kanal *d*, das Austreiben vermittels des Kanales *e*. Wie die Vermittlungsflamme gespeist wird, kann man aus der Zeichnung nicht erkennen; man sieht nur, dass eine besondere Gasleitung *f* für sie vorhanden ist. Ebenso wenig ist zu ersehen, ob eine Einrichtung zum Ausgleiche der Spannung zwischen Cylinder und Vermittelungskammer vorhanden ist oder fehlt. Die Kurvenscheibe dürfte nicht richtig gezeichnet sein; es muss der Schieber beim Füllen am tiefsten stehen, sich dann plötzlich zum Zünden heben, dann eine Weile still stehen oder langsam steigen, darauf in höchster Stellung verbleiben, um die Verbrennungsrückstände herauszulassen, und endlich rasch in seine erste Stellung zurückgehen. Will man einen Theil der Verbrennungsrückstände in der Maschine behalten und sie auf die Spannung des Gemisches im Behälter bringen, so ist das leicht zu machen.

Als Gasverbrauch werden 600 l für *h* und *e* angegeben, was sich wohl kaum auf die in $\frac{2}{15}$ der nat. Gr. abgebildete Maschine von nur 6 mkg Leistung beziehen dürfte.

Sturgeon. Die Lösung der oben gestellten Aufgabe durch die von Henry Wallwork & Cie. in Manchester gebaute „Sturgeon gas engine“ ist recht umständlich. Wie aus den Abb. 178—180, welche die Gerippskizze der Maschine in drei verschiedenen Stellungen zeigen, hervorgeht, hat sie zwei Cylinder und drei Kolben. Der liegende Cylinder *A* dient als Ladepumpe; bewegt sich sein Kolben *B* von

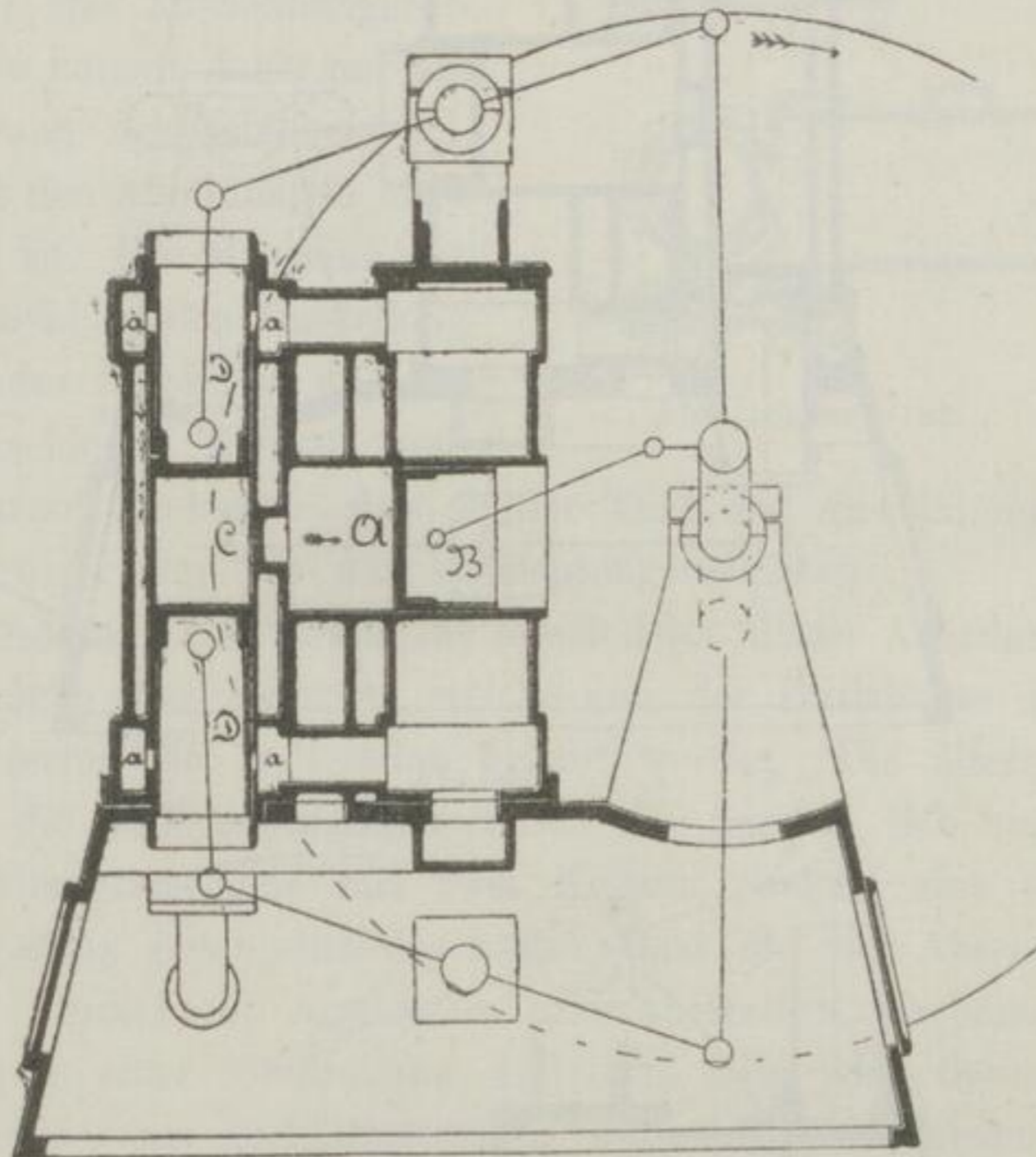


Abb. 178.

links nach rechts, so steht der Schieber, wie Abb. 181 zeigt, es wird also Gemisch angesaugt. Gleichzeitig ist der Arbeitscylinder *C* mit fertiger Ladung gefüllt, es erfolgt die Zündung, die Kolben *DD* bewegen sich auswärts. Nachdem sie in die Stellung Abb. 179 gekommen sind, kehrt der Kolben der Ladepumpe um und verdichtet die Ladung etwas, bis die Kolben *DD* die Stellung Abb. 180 erreicht haben und die Ausblaseöffnungen freigeben. Dann nimmt der Schieber die Stellung Abb. 182 ein; die Ladepumpe drückt ihren Inhalt über und es werden die Verbrennungsgase ausgetrieben. Sobald aber die rückgehenden Kolben *DD* die Auslassöffnungen *a* wieder schliessen, beginnt die Verdichtung

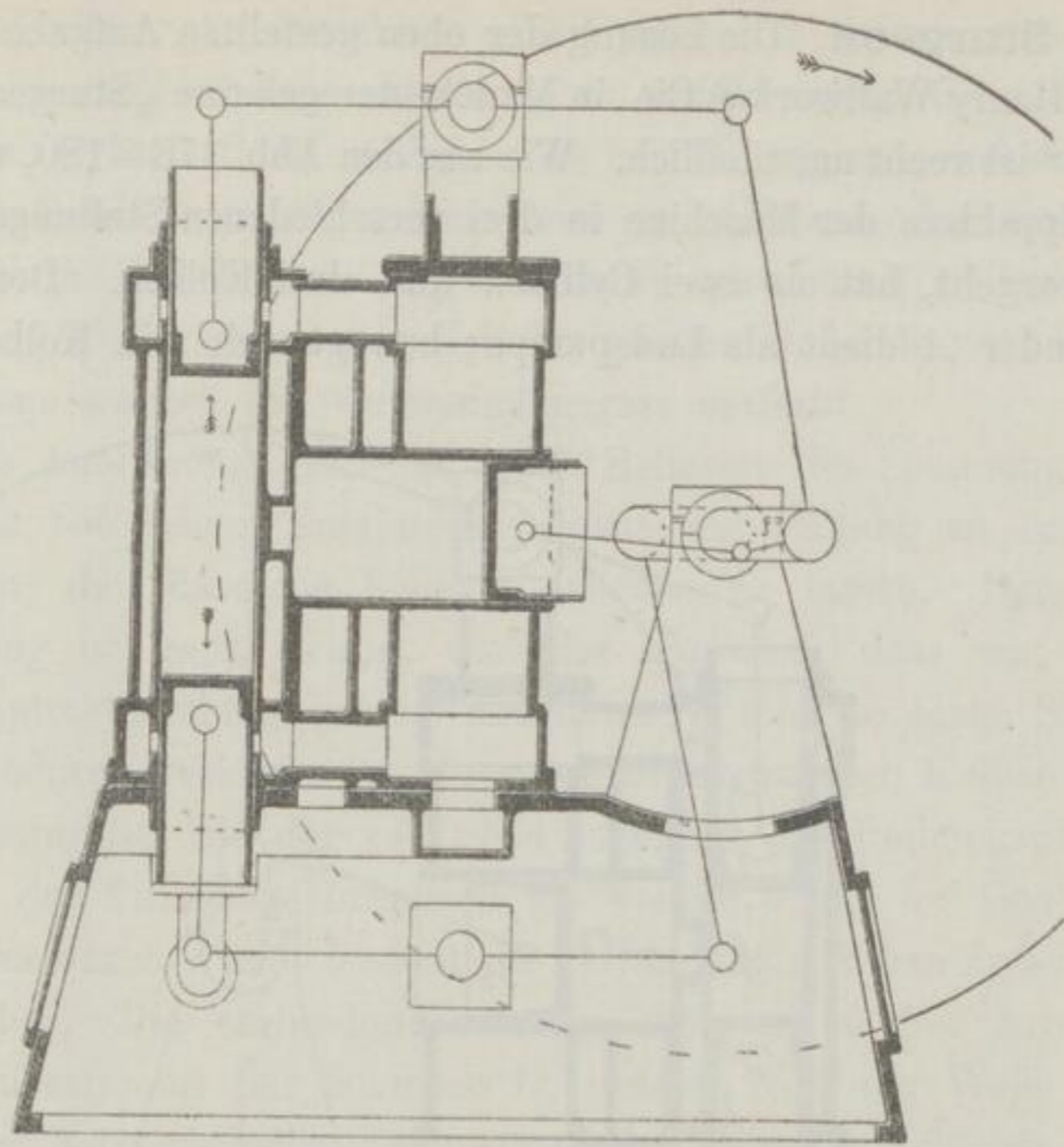


Abb. 179.

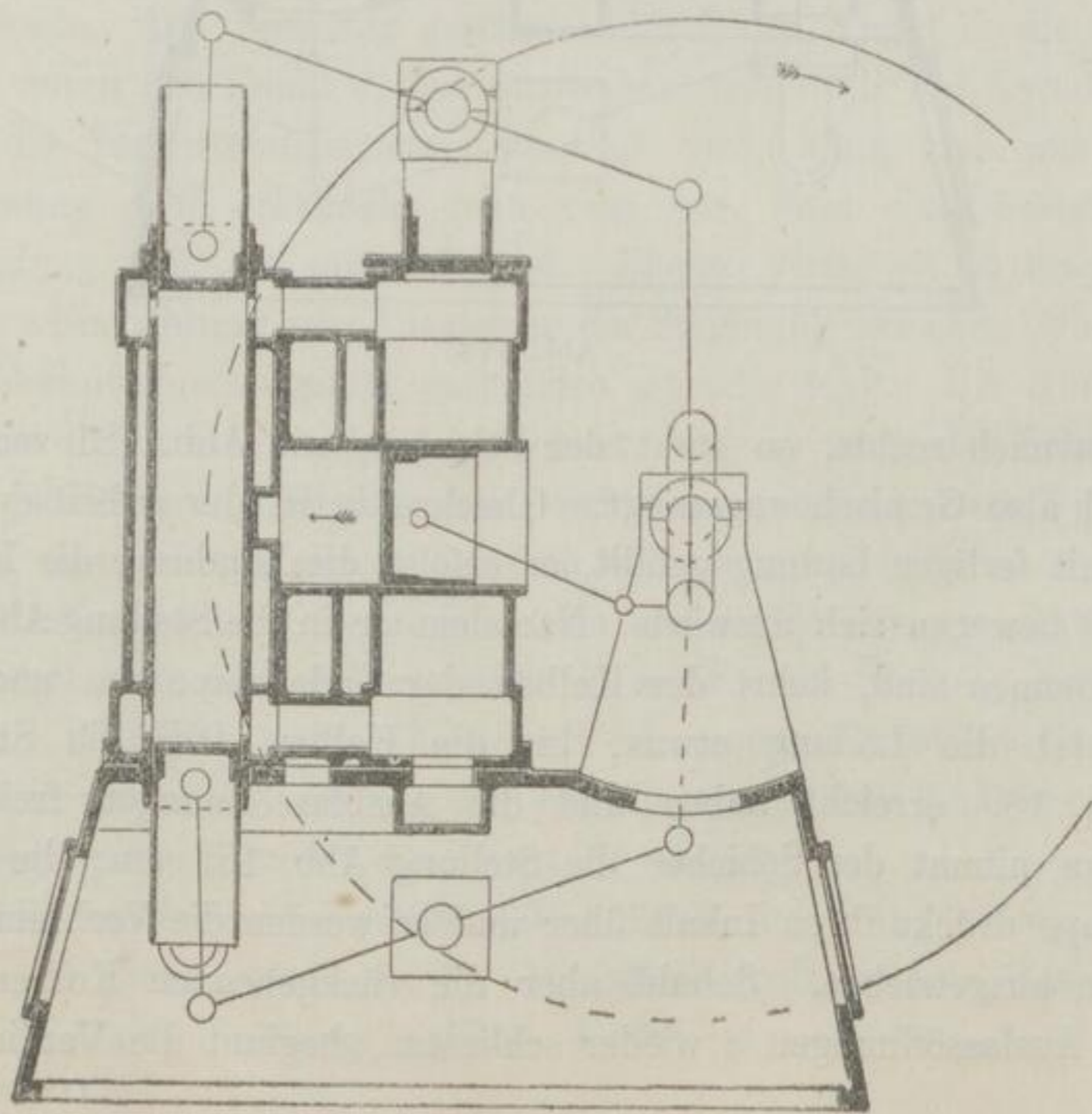


Abb. 180.

der Ladung, nachdem der Schieber wieder in seine erste Stellung zurückgegangen ist. Da der Kolben der Ladepumpe bereits zurückgeht, wenn die Kolben des Arbeitscyinders sich nähern, so ist es offenbar möglich, das Verdichtungsverhältniss kleiner zu machen als das Ausdehnungsverhältniss; es kommt dabei nur auf die Steuerung des Schiebers an, welche aus den Abbildungen nicht ersichtlich ist. Die Maschine war auf der Royal Jubilee Ausstellung in Manchester vorgeführt und fiel ihr geräuschloser Auspuff auf, welcher darauf hindeutete, dass in der That das Ausdehnungsverhältniss grösser war, als das Verdichtungsverhältniss.

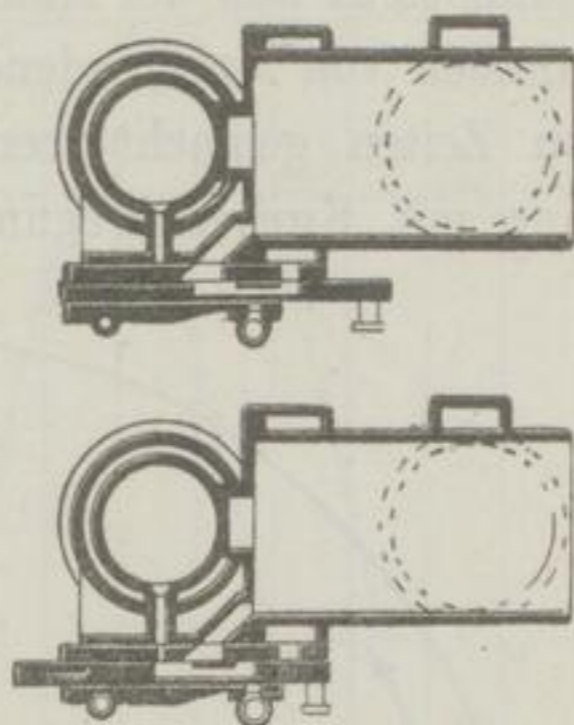


Abb. 181 und 182.

Atkinson. Bei weitem die fesselndsten dieser Anordnungen sind diejenigen von Atkinson, welche von der British gas engine and engineering Cie. in London gebaut werden. Die ältere von ihnen ist die Differentialgasmaschine. Es handelt sich hier um eine Eincylindermaschine mit zwei Kolben, welche eine solche Relativbewegung gegen einander haben, dass die vier Abschnitte: Ansaugen, Verdichten, Ausdehnen und Austreiben, nacheinander während nur einer Umdrehung auftreten. Um die Bewegung, welche durch einen verhältnissmässig einfachen Mechanismus erzielt wird, besser beurtheilen zu können, ist zunächst dieser in Abb. 183 im Gerippe gezeichnet; die eingeschriebenen Masse beziehen sich auf die 2pferdige Maschine. Man sieht, die beiden Kolben A_1 und A_2 hängen durch Pleuelstangen an den Winkelhebeln $B_1 C_1 D_1$ bzw. $B_2 C_2 D_2$, diese aber durch Stangen $D_1 E$ und $D_2 E$ an der Kröpfung E der Welle F , welche über dem wagerechten Cylinder quer zu diesem liegt. Geht man nun von der Kurbelstellung O aus, welche fast genau der äusseren Totpunktstellung des linken und der inneren Totpunktstellung des rechten Kolbens entspricht, so erhält man das Kolbendiagramm Abb. 184. Hier stellt also die Kurve AB die Bewegung des linken und CD die des rechten Kolbens dar; der freie Cylinderraum wandert im Cylinder von rechts nach links und wieder nach

rechts. Die dabei stattfindende Relativbewegung beider Kolben stellt die Kurve EF in ihrem Abstände von der geraden Linie GH dar. Man sieht aus der Abbildung, dass die Relativbewegung vier Kolbenhüben von verschiedener Länge entspricht, welche in etwa gleichen Zeiten gemacht werden, d. h., dass eine gleichwerthige Maschine mit Kurbelbewegung bei jeder Umdrehung zwei Spiele

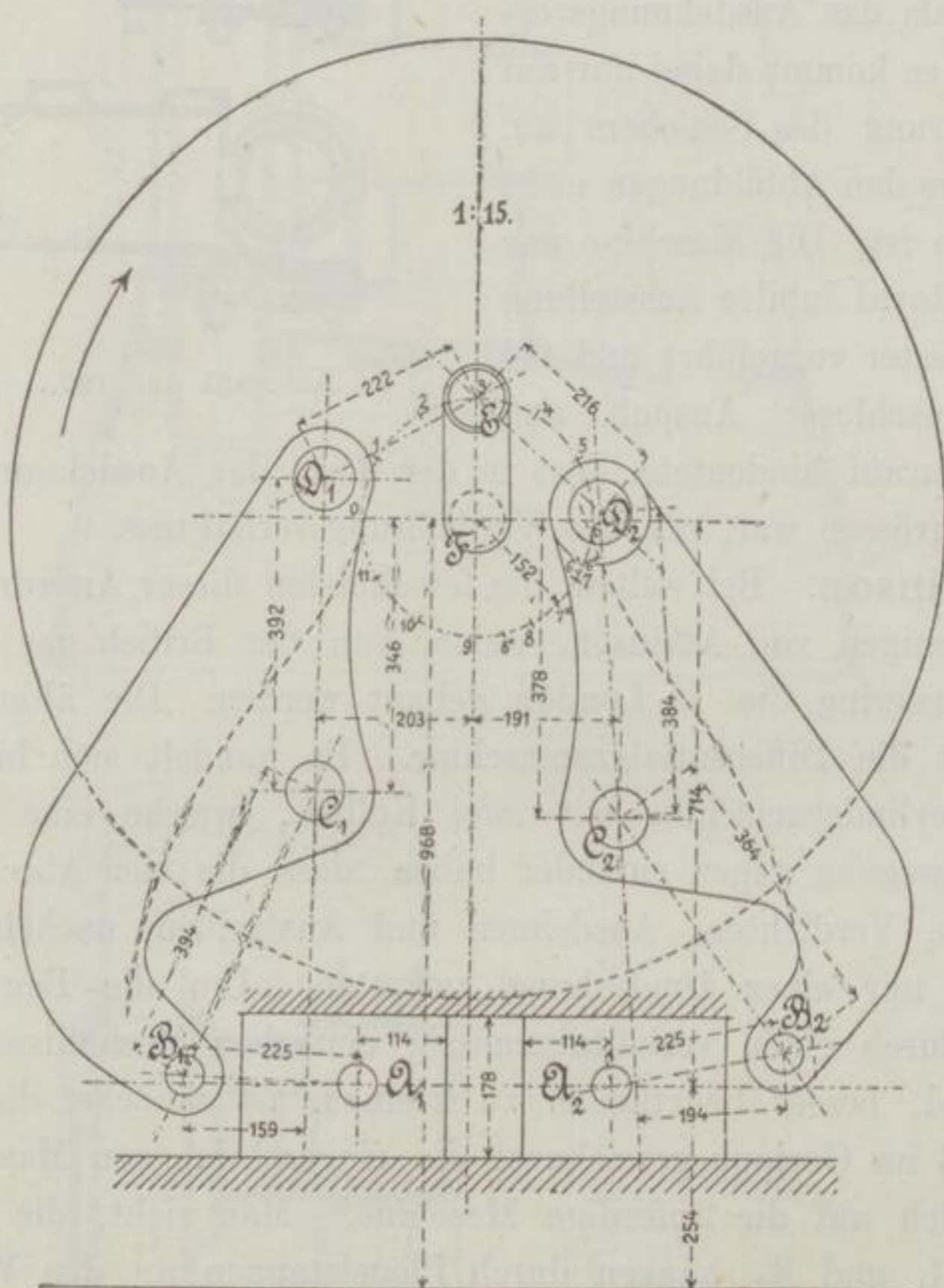
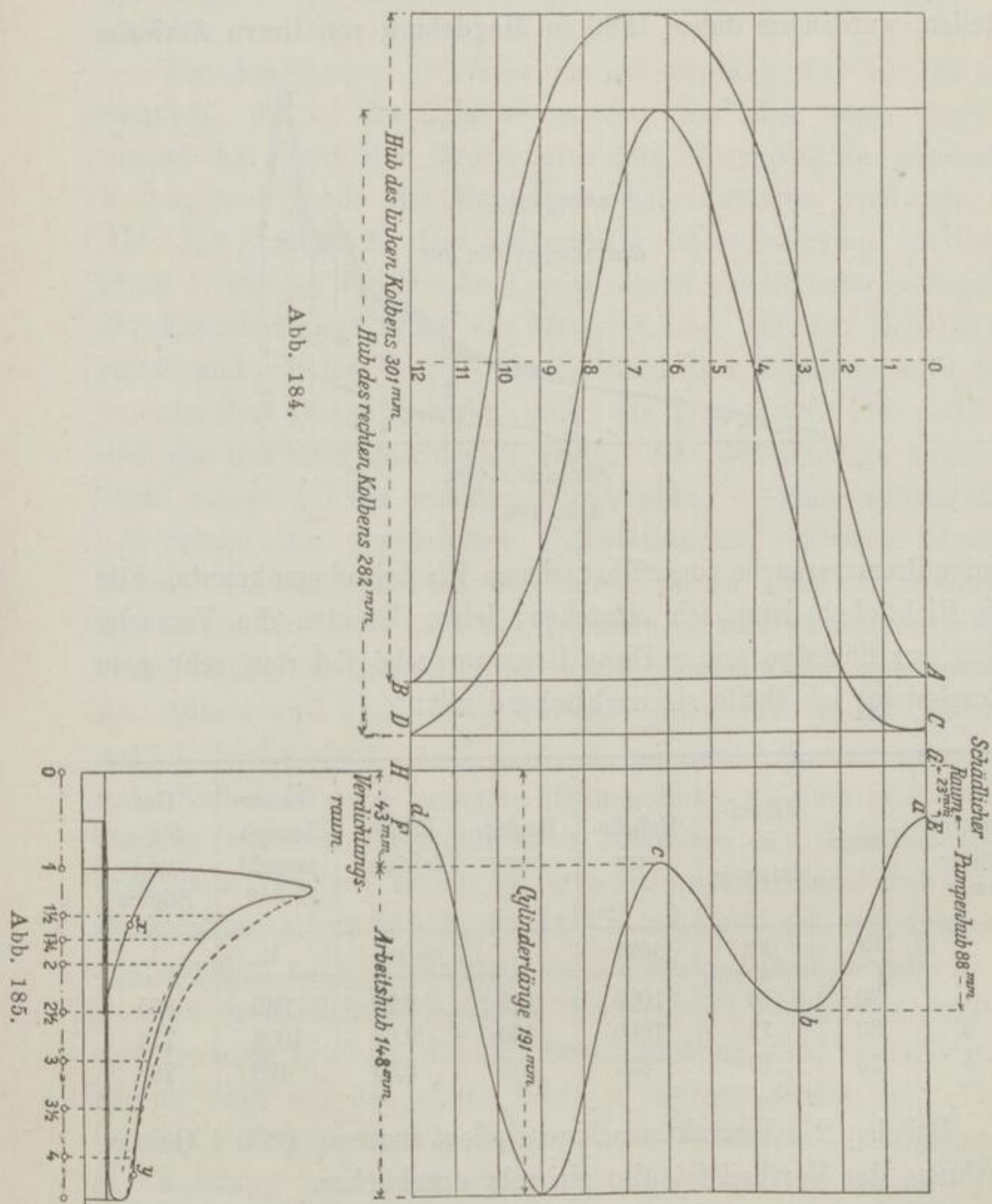


Abb. 183.

machen müsste, um dasselbe zu leisten, von denen das eine als Pumpenspiel, das andere als Arbeitsspiel gelten würde. Mit anderen Worten: wir haben eine Viertaktbewegung mit verschiedenen langen Einzelhüben, können also das Verdichtungsverhältniss unabhängig vom Ausdehnungsverhältnisse wählen. Das ist aber genau richtig gedacht; es werden hier die oben erwähnten Mängel des Viertaktes vermieden.

Es geht aus den eingeschriebenen Zahlen hervor, dass das Verdichtungsverhältniss $(23 + 88) : 43 = 2,58$, das Ausdehnungsverhält-



niss aber $191 : 43 = 4,44$ ist. Demgegenüber zeigt die Deutzer 2 e Maschine für beide Werthe 2,6. Wir haben also eine viel grössere Ausdehnung bei gleicher Verdichtung, können also eine entsprechend grössere Arbeitsleistung bei gleichem Gasverbrauche erwarten, wenn die sonstigen Verhältnisse dieselben sind. Das ist nun allerdings nicht der Fall; die Kolbengeschwindigkeiten sind

andere, und es ist das Verhältniss von Oberfläche : Volumen des Cylinderraumes ein anderes.

Um den Gasverbrauch im Verhältniss zur Leistung festzustellen, wurden im Jahre 1886 in Magdeburg von Herrn Atkinson

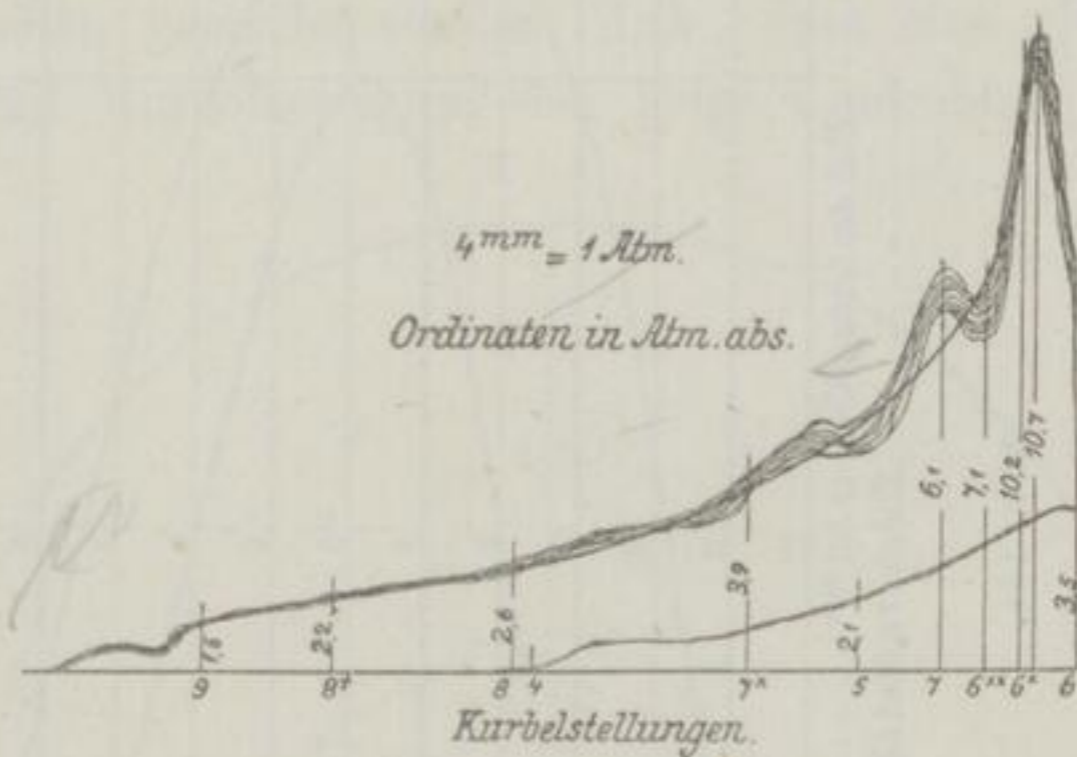


Abb. 186.

einige Bremsversuche vorgeführt, denen ich beiwohnen konnte. Für die Richtigkeit kann ich einstehen; leider konnten die Versuche aber nur flüchtige sein. Diese Bremsversuche lieferten sehr gute Ergebnisse; ich theile sie nachstehend mit:

Ver- suchs- num- mer	Dauer	Hebel- be- lastung	Hebels- arm	Umdre- hung	Brems- leistung	Gasver- brauch ausschl. Zündfl.	Gas für <i>e</i> und Stunde
	Min.	kg	mm		<i>e</i>	l	l
1	30	10	1000	159	2,22	960	865
2	30	12	1000	160	2,68	1038	774
3	15	19	622	157	2,59	498	769

Bei den 2 *e* Viertaktmaschinen pflegt man ∞ 1000 l Gas zu rechnen, der Vortheil ist also ein sehr erheblicher.

Abb. 186 giebt ein während dieser Versuche abgenommenes Indikatordiagramm wieder. Leider war der Indikator recht un- zweckmässig angebracht, so dass es ziemlich verzerrt ist. Doch ist das insofern gleichgiltig, als man es doch nicht ohne weiteres gebrauchen kann, sondern für die relative Kolbenbewegung um- zeichnen muss. Das ist in Abb. 185 geschehen. Es muss aber bemerkt werden, dass man wegen des wandernden Cylinderraumes

ein vollständiges Diagramm überhaupt nicht erhält, sondern nur einen Theil eines solchen. In Abb. 185 sind nun die Ordinaten richtig von Punkt x bis Punkt y ; das übrige ist schätzungsweise ergänzt.

Die Ausführung der Maschine ist aus Abb. 187 bis 189 ersichtlich. Es ist der Cylinder, welcher nur oben einen Wassermantel hat, mit der Grundplatte aus einem Stücke gegossen. Kolben und Theile des Uebertragungsmechanismus sind wie in Abb. 183 bezeichnet. Das Luftventil a ist selbstthätig, das Gasventil b , welches vor ihm liegt, wird durch ein Excenter gesteuert. Die Excenterstange trägt ein Messer c , das auf den Hebel def stösst und so das Ventil öffnet. Durch den Regulator wird bei zu schnellem Gange bewirkt, dass das Messer sein Ziel verfehlt und das Gasventil geschlossen bleibt. Das selbstthätige Auslassventil g liegt auf der anderen Cylinderseite; es kann selbstthätig sein wegen des wandernden Cylinderraumes. Ebenso ist die äusserst einfache Zündung nur durch diesen Umstand möglich. Am äussersten linken Ende des Cylinders ist nämlich ein schmiedeeisernes Röhrchen eingeschraubt, das am äusseren Ende geschlossen ist. Dieses wird durch einen Bunsenbrenner, der in den Schornstein h hineinbrennt, stets glühend erhalten. Kommt nun der linke Kolben in seine äusserste Stellung links, so giebt er die Verbindung zwischen dem glühenden Röhrchen und Cylinder frei, brennbares Gemisch strömt in ersteres und entzündet sich hier. Die Zündung arbeitete während der Versuche sehr gut, nur braucht man ziemlich viele Zündröhren, welche leicht durchbrennen.

Am bedenklichsten erscheint das Getriebe. Allerdings ergibt eine genauere Prüfung, dass die Beanspruchung nicht so ungünstig ist, als man auf den ersten Blick zu meinen geneigt ist, auch liegen die Druckwechsel günstig; dennoch arbeitete die Maschine in Magdeburg keineswegs sehr ruhig. Allerdings war sie nur vorübergehend aufgestellt und gar nicht fundamentirt, sondern nur mit Eisenbarren belastet, so dass ich ein massgebendes Urtheil nicht habe; doch wird auch von anderer Seite etwas stossender Gang behauptet. Andere Augenzeugen wollen sie wieder ganz ruhig haben gehen sehen. Immerhin wird die Ausführung des Getriebes sehr gut sein müssen, und die Maschine wird schlechte Behandlung nicht ertragen können.

Noch muss ich des hohen Gasverbrauches bei Lergang gedenken. Die in Mägdeburg gefundene Zahl war so wunderlich, dass ich mich scheue, sie mitzutheilen. Doch ist der hohe Lergangsverbrauch keineswegs im mechanischen Wirkungsgrade begründet, wie eine Flächenmessung der Diagramme, die ja aller-

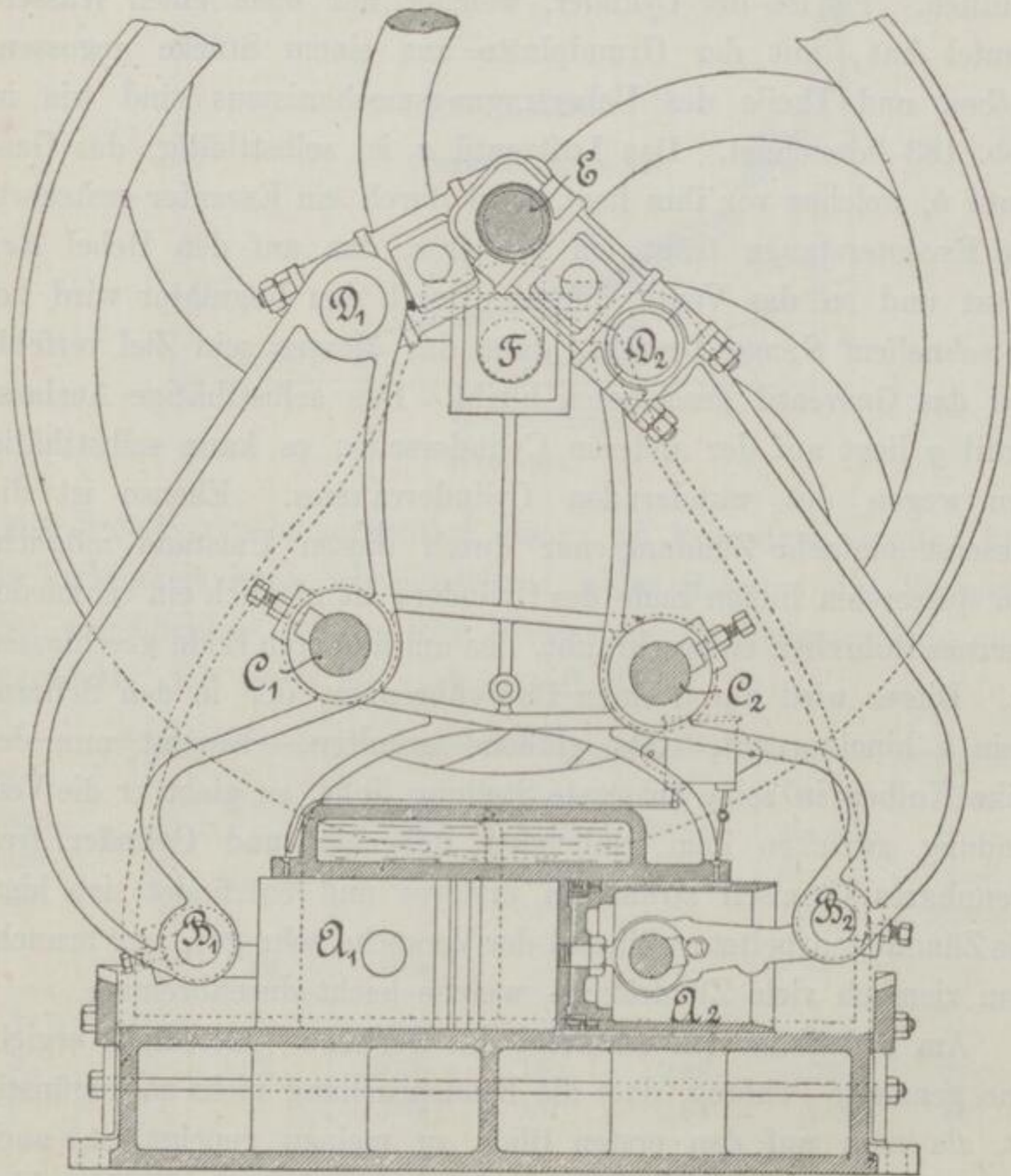


Abb. 187.

dings nur näherungsweise richtig sein kann, ergibt; ich glaube vielmehr, dass sie von der Regelung herrührt, welche nicht so arbeitete, wie sie soll. Das liesse sich aber leicht ändern. Auf alle Fälle ist Atkinsons Maschine eine sehr fesselnde Erscheinung im Gasmotorenbaue, ja, wohl seit Ottos Erfindung die erste ausgeführte Maschine, welche wirklich grundsätzlich neues bringt.

Denselben Gedanken, welchem Atkinson in seiner Differential-

maschine Ausdruck verlieh, hat er auch in einer Einkolbenmaschine verwirklicht. Die Skelettabbildung 190 lässt die Anordnung ihrem Wesen nach erkennen; die eingeschriebenen Masse gelten für eine 2 e genannte Maschine.

Hier ist einerseits der Tauchkolben mittels der Stange *ab*, andererseits die Schwinge *cd* an die Pleuelstange *bdf* gekoppelt, welche an der Kurbel *fg* hängt. Die Bewegung der einzelnen

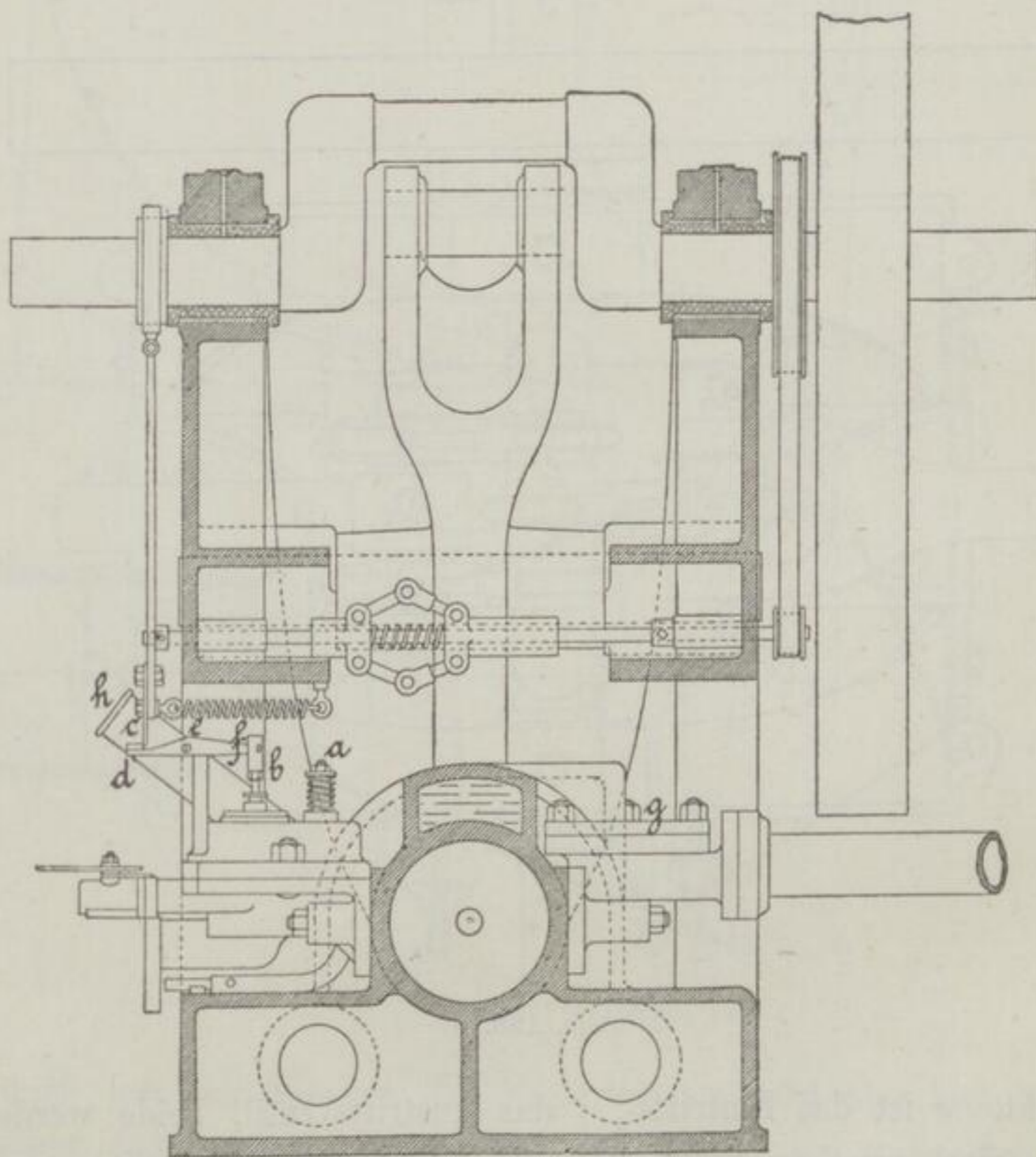


Abb. 189.

Theile erhellt aus der Abbildung ohne weiteres; sie lässt sich durch eine Schaulinie ebenso, wie es in Abb. 183 für die Differentialmaschine geschah, darstellen: die Absolutbewegung des Kolbens der neuen ist gleichbedeutend mit der Relativbewegung der Kolben der Differentialmaschine. Die Verhältnisse sind hier im wesentlichen dieselben wie dort: das Verdichtungsverhältniss ist $162 : 64 = 2,53$, das Ausdehnungsverhältniss $275 : 64 = 4,30$.

Die Ausbildung des Gerippes zur Maschine zeigen die Abbildungen 191—193 ¹⁾. An ein aufrechtes Gestell ist der liegende Cylinder geschraubt, die Verbindung zwischen Kolben und Kurbel wird durch die, besser aus der Skelettskizze zu entnehmenden Theile, Kolbenstange *a*, Pleuelstange *b*, Schwinge *c*, Kröpfung *d*

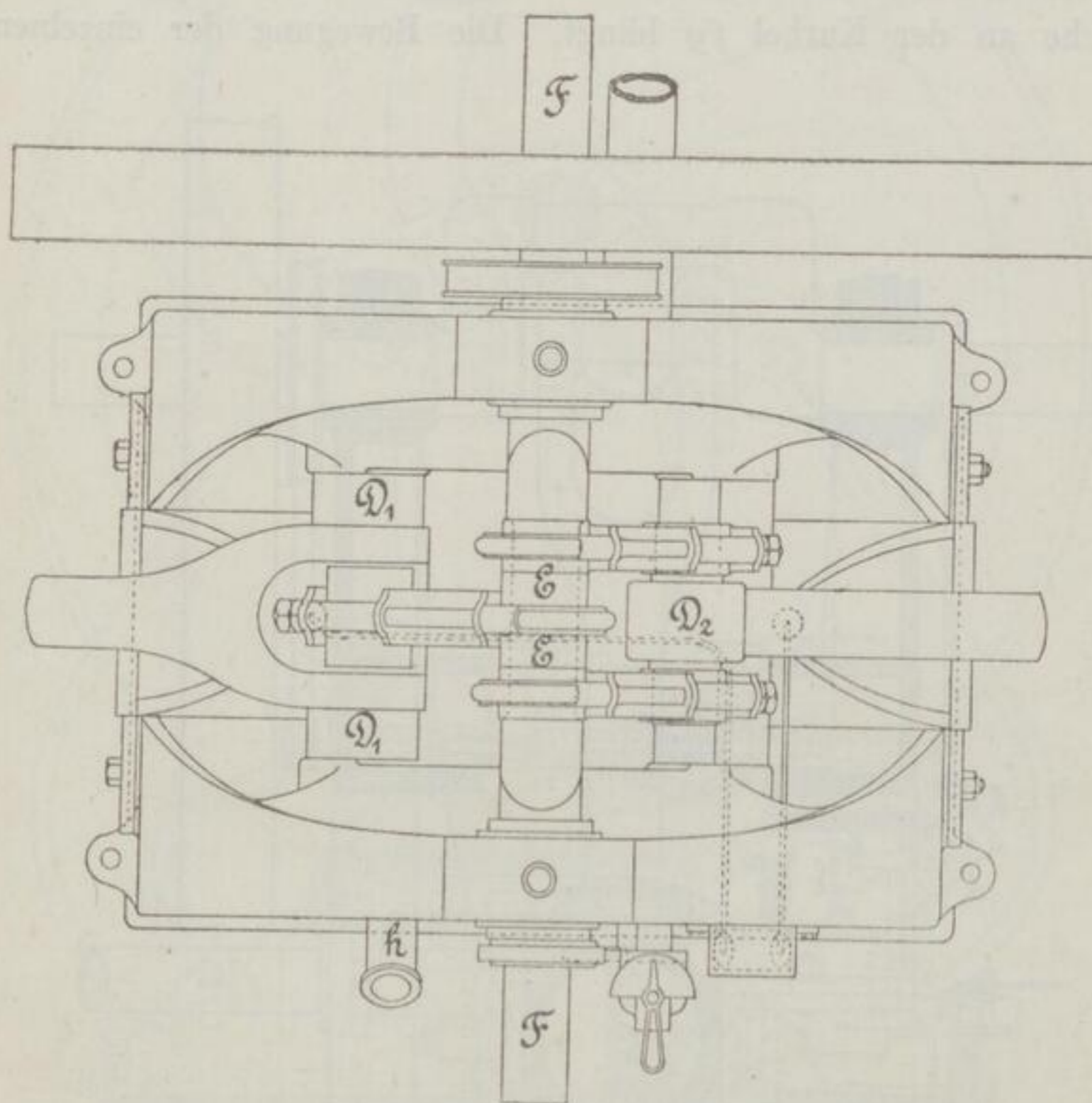


Abb. 188.

bewirkt. *e* ist das Eintritts-, *f* das Austrittsventil, beide werden durch eine zwischen ihnen liegende Feder auf ihren Sitzen gehalten und von den Kammscheiben *g* und *h* ab mittels der Hebel *i* und *k* und der Stangen *l* und *m* gesteuert. *n* ist der Gashahn, *o* das vor dem Eintrittsventil liegende Gasventil, welches von dem Hebel *i* aus mittels der Stange *p* gesteuert wird. Die Stange *p* ist aber nicht fest mit dem Gasventil verbunden, sondern sie stösst das Ventil nur dann auf, wenn sie richtig steht; wird sie

1) Engng. 1888, 46, 624.

aber durch den Fliehkraftregler q seitlich durchgebogen, so verfehlt sie das Ventil und es fällt dann also die Verpuffung aus. Die Zündung ist eine Rohrzündung, das Zündrohr stets in Ver-

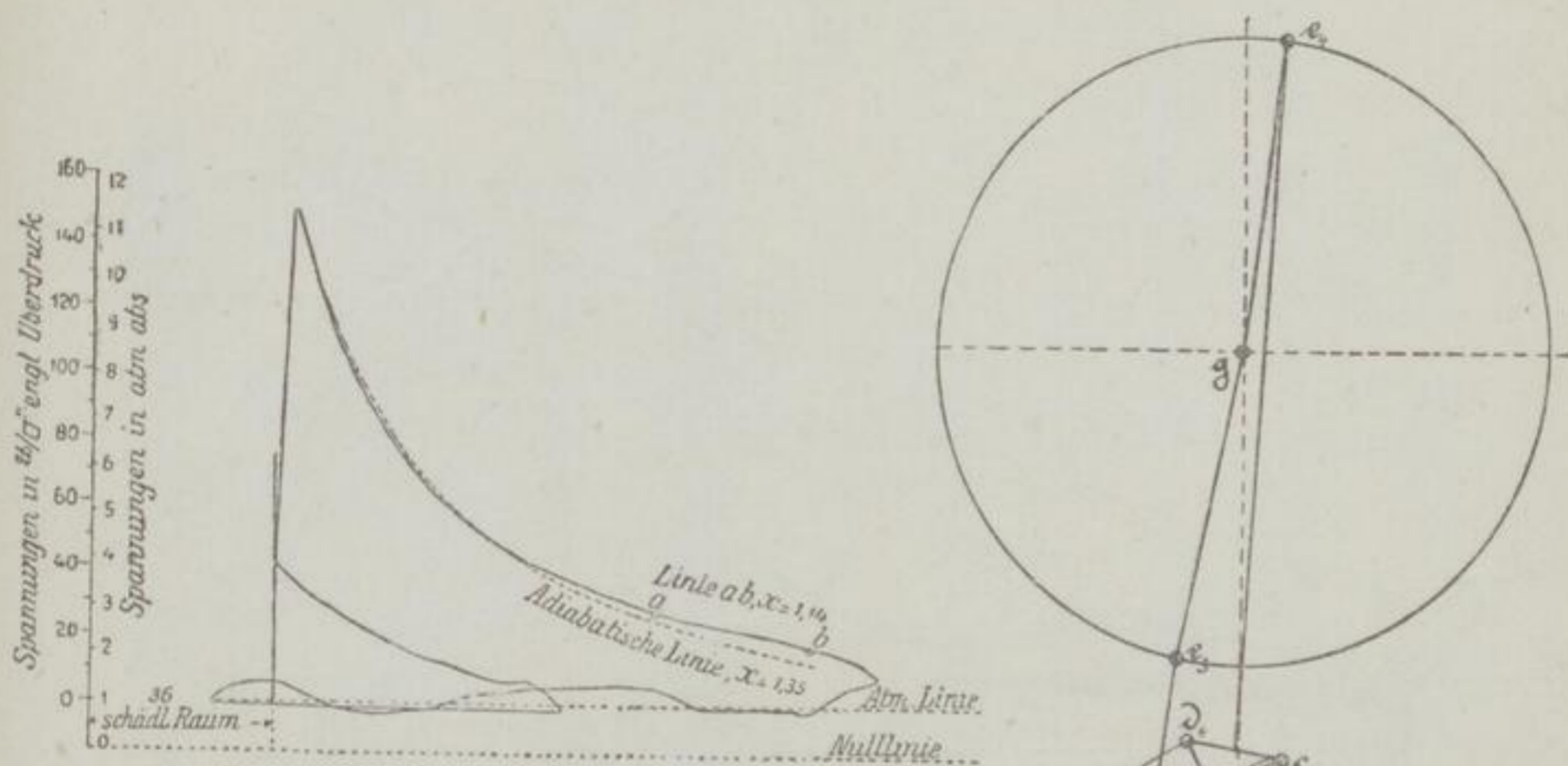


Abb. 194.

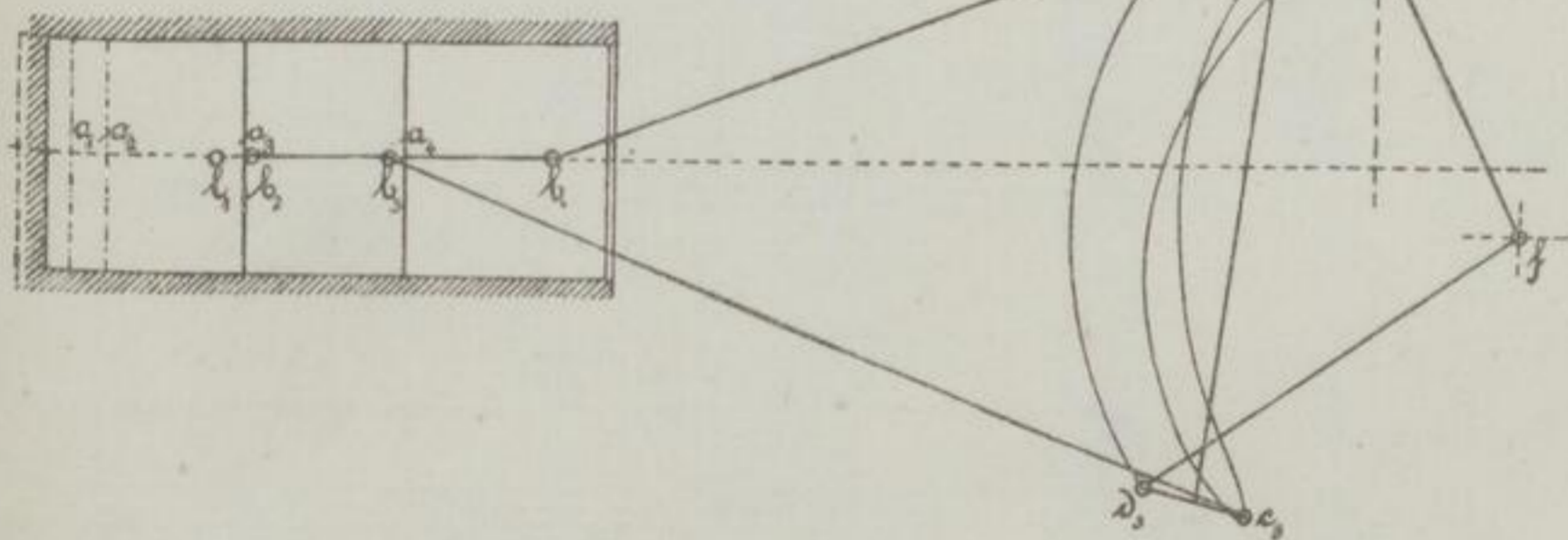


Abb. 190.

bindung mit dem Inneren der Maschine; es wird also eine Entzündung dann eintreten, wenn die Verdichtung am grössten ist (siehe Seite 97). Damit dieser Punkt genau eingehalten werden kann, ist der Schornstein der Zündflamme verschiebbar. Ist dieser einmal richtig eingestellt, so arbeitet die Zündung ganz sicher.

Mit einer derartigen Maschine von 190 mm Durchmesser und 235 mm Hub, 4 e genannt, hat Prof. Unwin in London eine Reihe von Versuchen ¹⁾ angestellt, welche folgendes ergaben:

1) Eng. 1887, 63, 361; Engng. 1887, 43, 433.

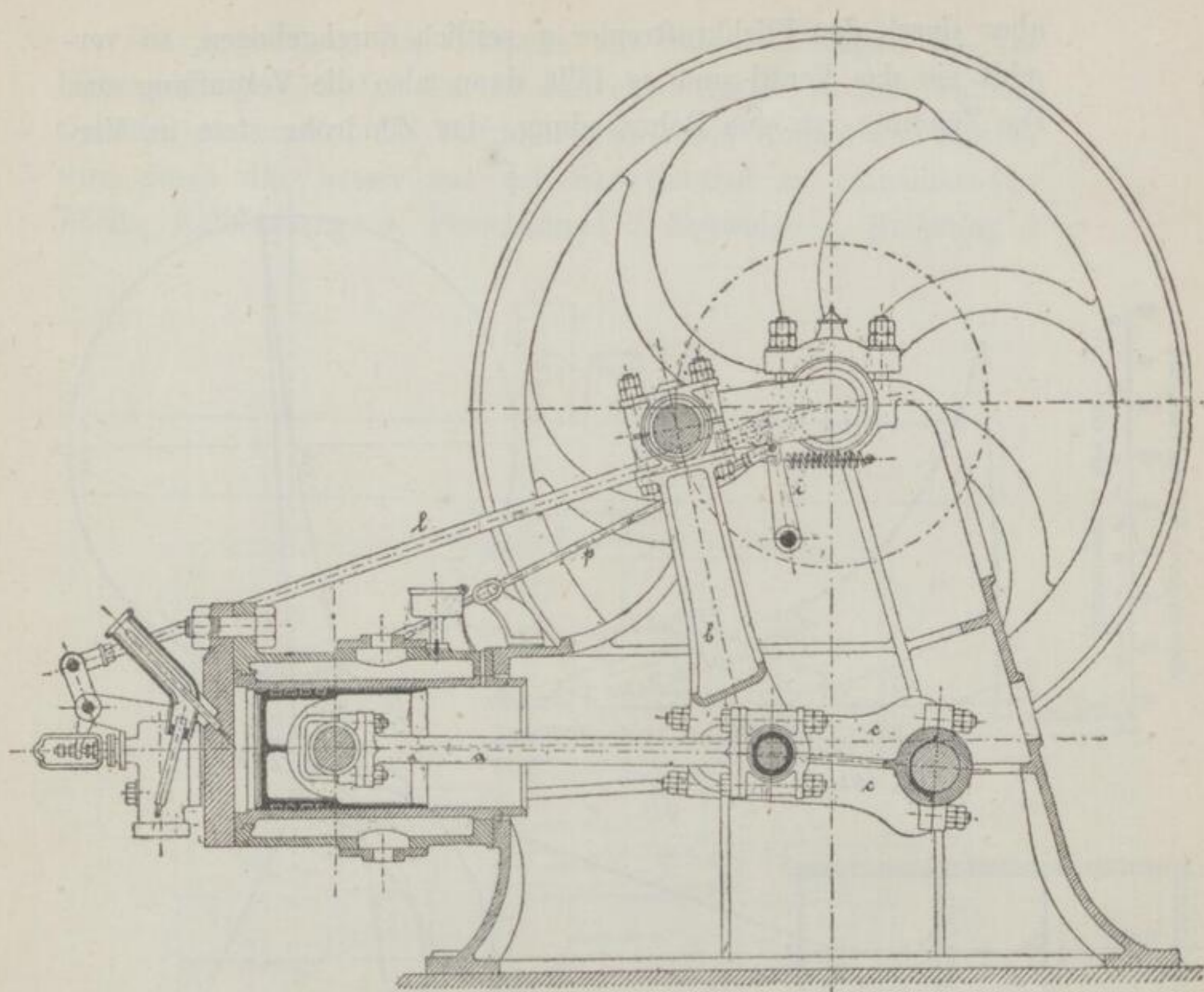


Abb. 191.

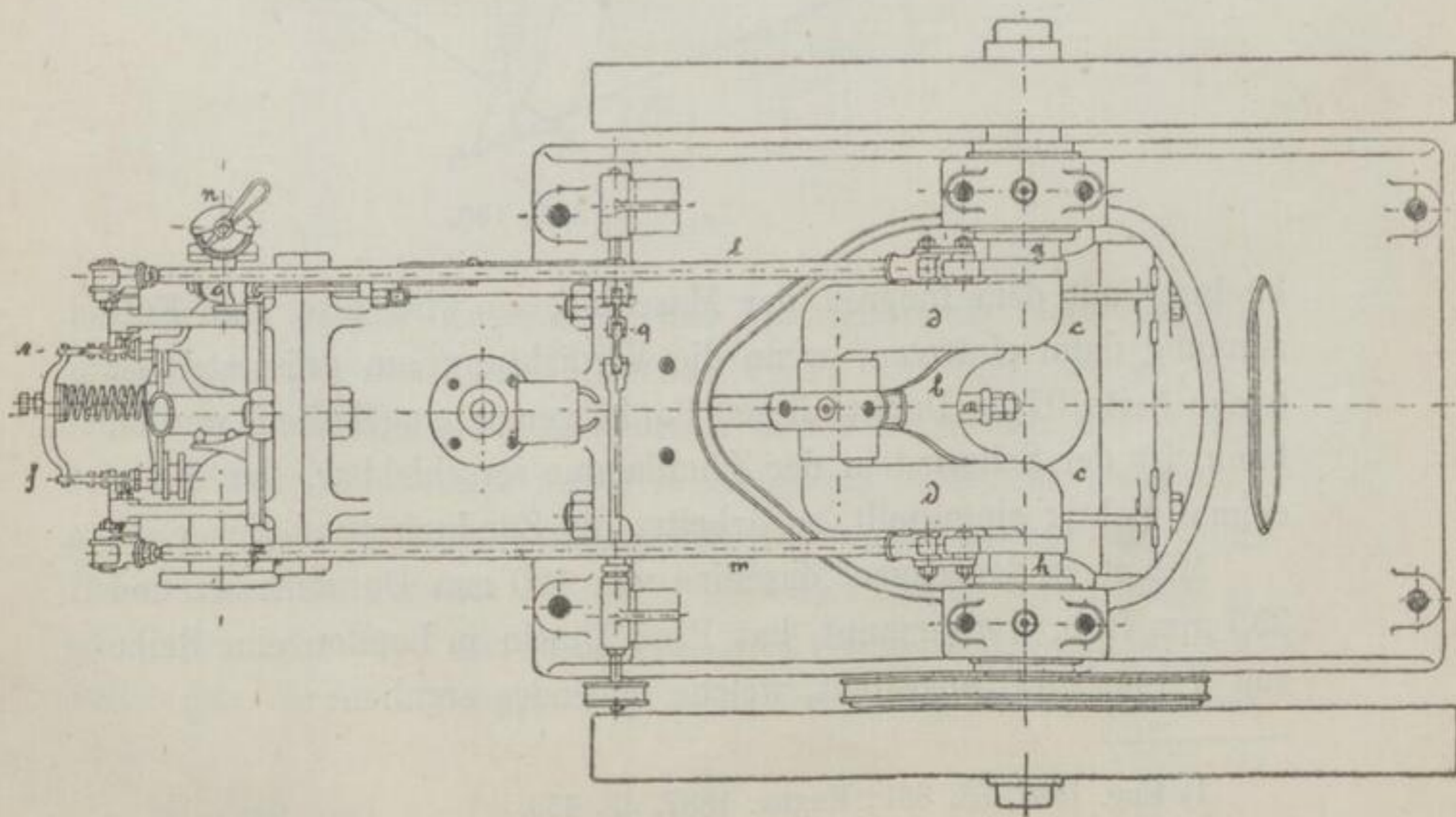


Abb. 192.

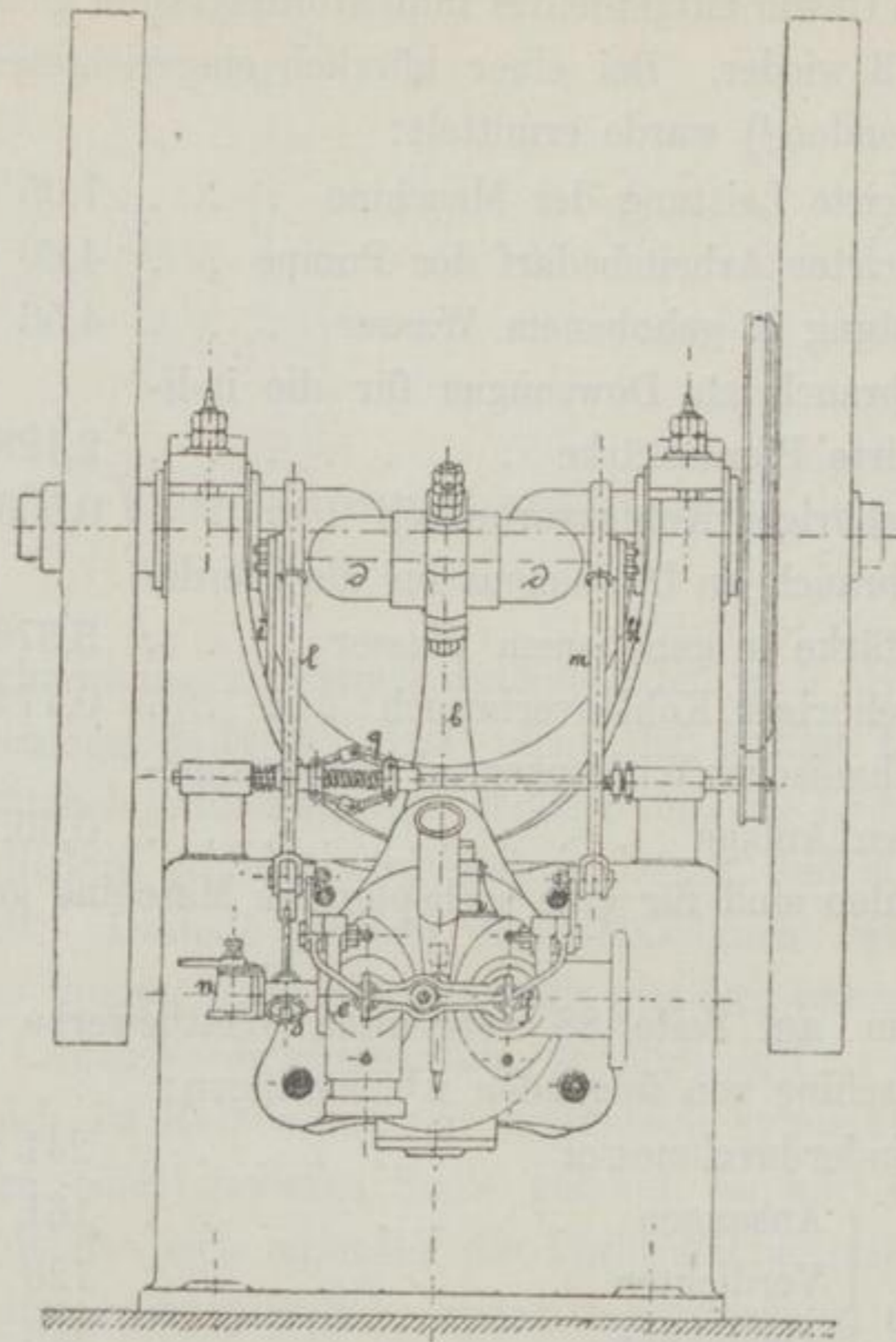


Abb. 193.

Dauer	Um- drehungs- zahl	Leistung		Gasverbrauch		Kühlwasser	
		indicirt	ge- bremst	stünd- lich	für <i>h</i> u. <i>e</i>	Ver- brauch stündl.	Tempe- ratur- erhöhung
Min.		<i>e</i>	<i>e</i>	1	1	1	0
30	146,0	5,81	5,26	3285	626	54,4	49,2 ²⁾
60	147,8	5,56 ¹⁾	4,89	3116	637	56,9	59,4
45	149,3	4,16	3,33	2565	765	56,6	55,2
35	149,1	—	1,64	1722	1049	55,5	36,2
35	150,0	—	0	1047	—	54,7	27,8

1) 119 Zündungen in der Minute. 2) Temperatur steigend.

Ein von Unwin mitgetheiltes Indikatordiagramm giebt Abb. 194 auf Seite 173 wieder. Bei einer kürzlich eingerichteten Pumpenanlage in London¹⁾ wurde ermittelt:

Indicirte Leistung der Maschine	7,05 e
Indicirter Arbeitsbedarf der Pumpe	4,60 e
Leistung in gehobenem Wasser	4,56 e
Verbrauch an Dowsongas für die indicirte Pferdestärke	2,128 cbm
Zugehöriger Kohlenverbrauch	0,503 kg
Verbrauch an Dowsongas für die Pferdestärke in gehobenem Wasser	3,378 cbm
Zugehöriger Kohlenverbrauch	0,774 kg
Mechanischer Wirkungsgrad der gesammten Anlage	0,65.

Die Zahlen sind für eine sechspferdige Maschine geradezu erstaunlich.

Bei dem auf Seite 88 erwähnten Wettbewerbe ergab sich für eine Maschine von folgenden Abmessungen:

Cylinderdurchmesser	241 mm	
Hub {	Ansaugen	161 „
	Verdichten	128 „
	Ausdehnen	283 „
	Abblasen	316 „

die folgende Zahlentafel:

Versuchsdauer	Anzahl der		Leistung		Mechanischer Wirkungsgrad	Stündlicher Gasverbrauch für die	
	Umdrehungen	Zündungen	indicirt	gebremst		indicirte	gebremste
<i>h</i>			<i>e</i>	<i>e</i>		<i>l</i>	<i>l</i>
6	131,1	121,6	11,32	9,61	0,85	533	626
3	129,6	69,1	6,68	4,81	0,72	546	759
1/2	131,9	23,8	2,33	—	—	580	—
1/2	110,5	—	—	8,41	—	—	662
1/2	100,5	—	—	7,18	—	—	651

1) Engng. 1888, 46, 627. 2) Ausschliesslich der Zündflamme, welche im Mittel stündlich 150 l verbrauchte.

Verbrennungsmaschinen.

Die Verbrennungsmaschinen unterscheiden sich von den Verpuffungsmaschinen dadurch, dass nicht die fertige Ladung des Cylinders plötzlich entflammt wird, sondern dass die Ladung ausserhalb des Cylinders gebildet wird und verbrennt, indem sie in den Cylinder tritt. Deshalb müssen diese Maschinen zwei Cylinder, nämlich eine Pumpe und einen Arbeitcylinder, haben; dagegen besitzen sie keinen Verdichtungsraum, sondern es tritt die Ladung ein, indem sich der Kolben aus seinem inneren Totpunkte entfernt; ist er bis zu einer gewissen Stelle gelangt, so hört die Füllung auf und es dehnen sich nunmehr die Verbrennungsgase aus. Wir haben hier also keine plötzliche Spannungssteigerung, sondern die Verdichtungsspannung ist die höchste, welche vorkommt, indem der Kolben des Arbeitcylinders so viel Platz macht, wie in jedem Augenblicke die durch die Verbrennung erzeugte Volumenveränderung bedingt.

Solche Maschine ist zuerst von W. Siemens im Jahre 1860 vorgeschlagen ¹⁾, jedoch nicht ausgeführt.

Brayton. Dagegen hat eine amerikanische Petroleummaschine, nach diesen Grundsätzen gebaut, der sogenannte „Readymotor“ von Brayton, einige Verbreitung erlangt. Es sind von dieser Maschine eine ganze Reihe verschiedener Anordnungen bekannt geworden; ich will mich aber darauf beschränken, nur eine hier mitzutheilen, welche 1878 auf der Pariser Ausstellung gezeigt wurde ²⁾. Die Kolben der beiden Cylinder *A* (Arbeitcylinder) und *B* (Pumpe), Abb. 195 und 196, hängen hier an einem Balancier, von dem aus die Kurbel-

1) Minutes of Proc. of the Inst. of Civ. Eng. 1881/82, LXIX. Vortrag von Clerk. 2) Slaby, Dingler 230, 289.

Schöttler, Gasmachine.

welle mittels Pleuelstange angetrieben wird. Die Pumpe besitzt ein selbstthätiges Saugventil *a* und ein gesteuertes Druckventil *b*, sie

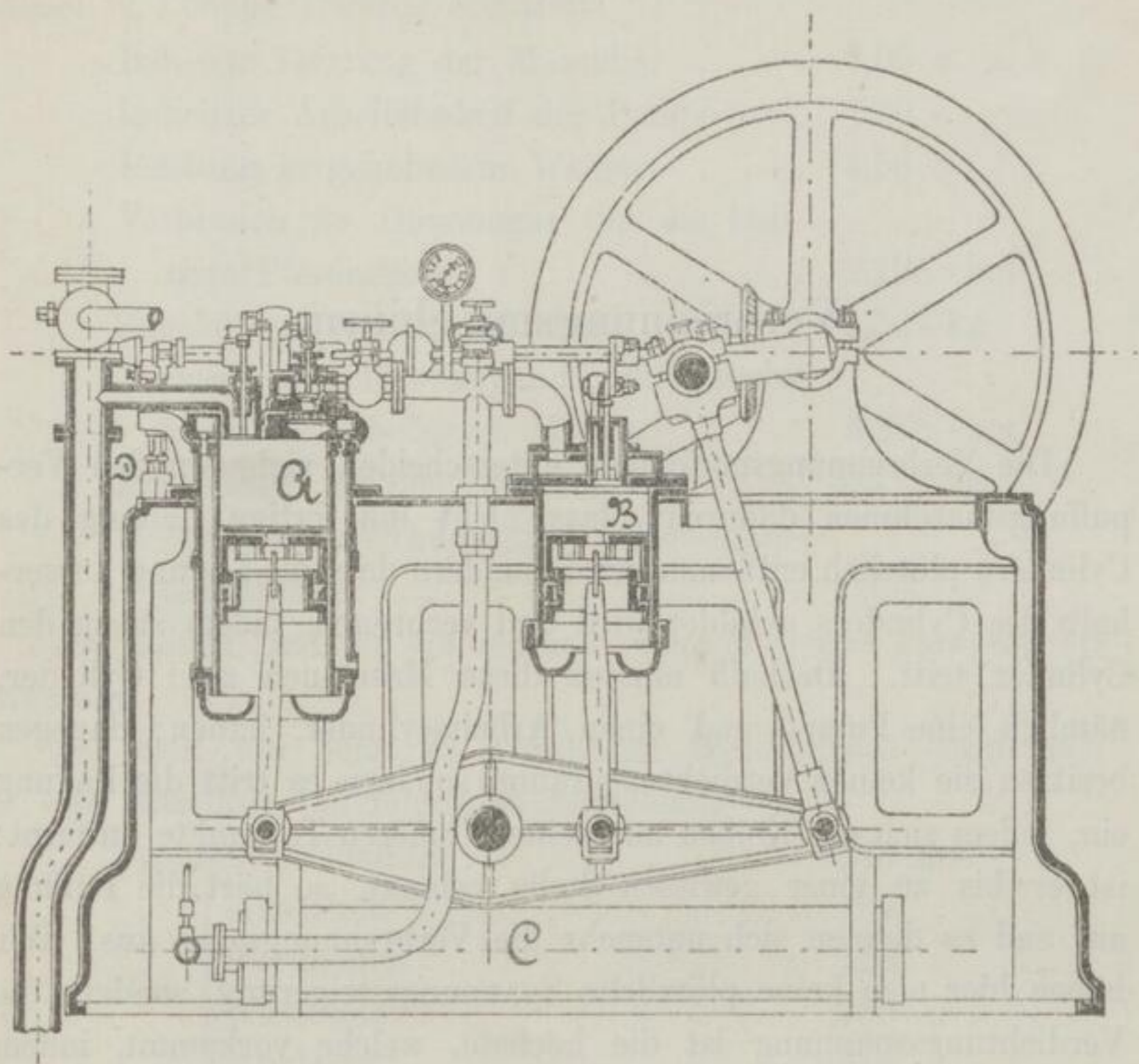


Abb. 195.

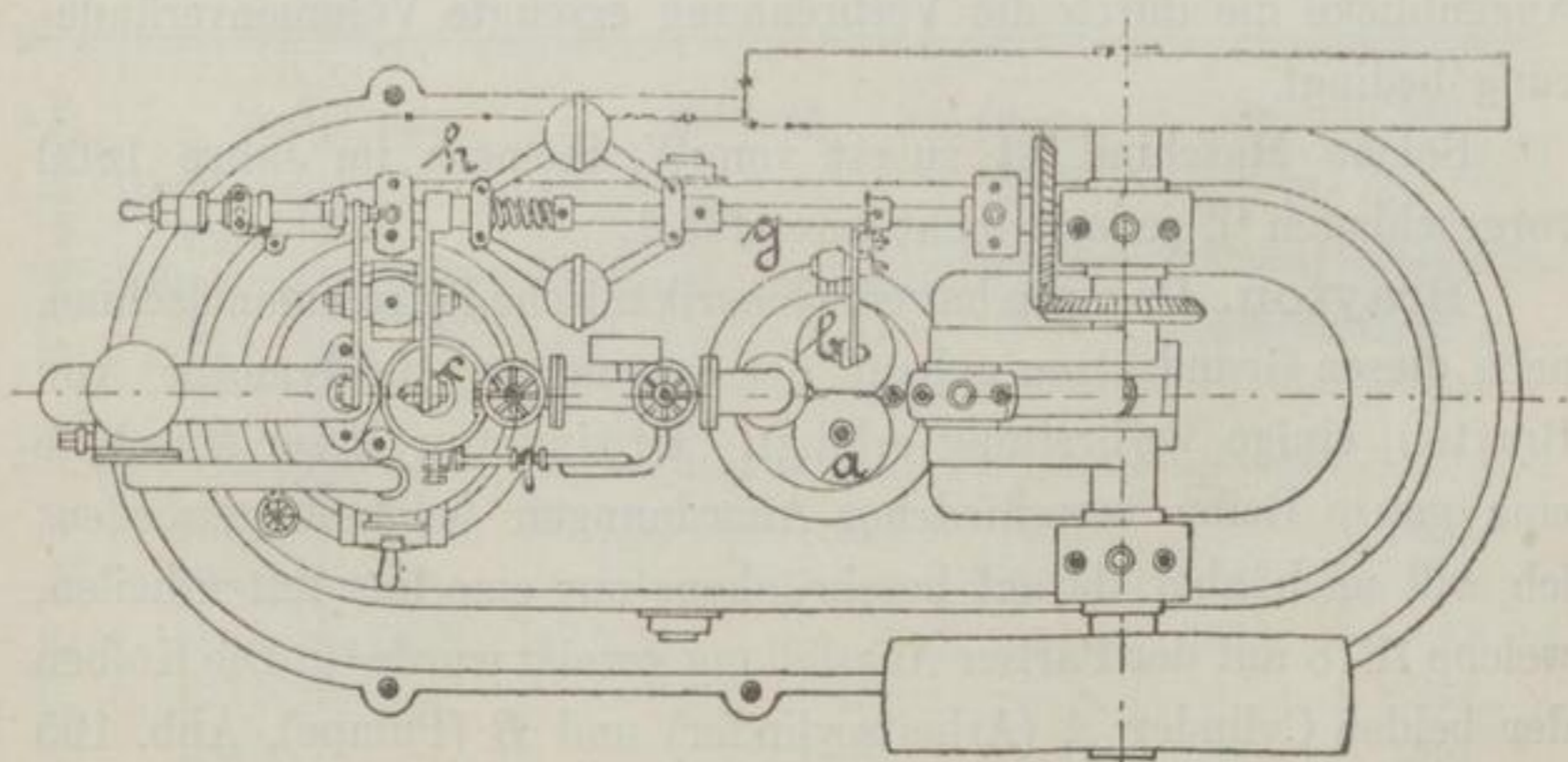


Abb. 196.

fördert die verdichtete Luft theils unmittelbar zum Einlassventile des Arbeitscyinders, theils in die im Gestelle gelagerten Behälter *C*.

Diese haben den Zweck, die Spannung gleichmässig zu erhalten und bei kürzeren Betriebspausen zum Anlassen zu dienen. Das Einlassventil *a* des Arbeitscylinders ist aus Abb. 197 genauer ersichtlich. Unterhalb des eigentlichen Ventiles befinden sich zwei gelochte Bleche *dd*, zwischen denen ein Drahtgeflecht liegt; der Raum zwischen den Blechen und dem Ventil ist mit einer ringförmigen Filz- oder Fasermasse ausgefüllt. Auf diese Masse münden eine Reihe feiner Bohrungen, welche nicht zu sehen sind, durch welche sowohl das Benzin als auch gespannte Luft Zutritt. Ersteres wird von

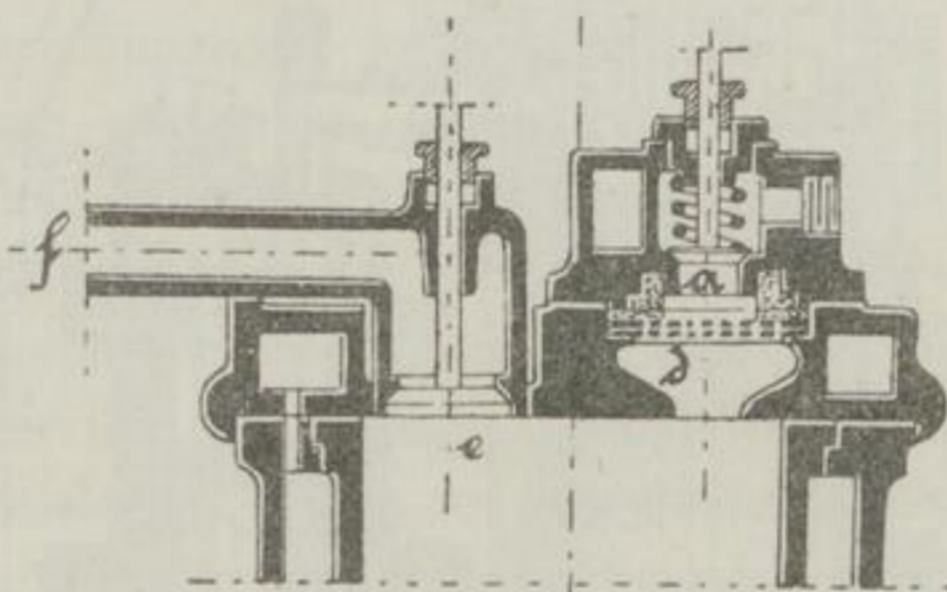


Abb. 197.

einer kleinen Pumpe *D*, deren Hub stellbar ist, geliefert, letzteres selbstredend durch die Luftpumpe. Indem nun die Luft durch die mit Benzin getränkte Filzmasse tritt, sättigt sie sich mit Brennstoff und füllt den Raum über den Blechen mit Schaum an. Oeffnet sich nun beim Niedergange des Kolbens das gesteuerte Ventil *d*, so tritt die Luft ein und reisst den gebildeten Schaum mit fort; der so entstandene Benzindampf entzündet sich an einer im Cylinder beständig brennenden Flamme. Ist die Füllung vollendet, so schliesst sich das Eintrittsventil und die Gase dehnen sich bis an das Hubende aus; der zurückgehende Kolben entfernt die Verbrennungsgase durch das Ventil *e* und das Rohr *f*. Die Steuerung der Ventile wird von der Steuerwelle *g* ab bewirkt, das Einlassventil erhält seine Bewegung von einer verschiebbaren Muffe *h* aus, welche so geformt ist, dass ihre achsiale Verschiebung durch den Regler eine verschiedene Füllung bewirkt.

Ueber die Leistung und den Brennstoffbedarf dieser Maschine ist zuverlässiges nicht bekannt geworden.

Simon. Offenbar im Anschlusse an diese Maschine hat Simon in Nottingham seine Gasmaschine gebaut, welche gleichfalls 1878 in Paris ausgestellt war und viel Aufsehen machte.

Die sie darstellende Abb. 198¹⁾ versinnbildlicht eine etwas spätere Anordnung; doch soll sie nur zur Erläuterung des Gedankens dienen. Die Maschine wird heute nicht mehr gebaut; in

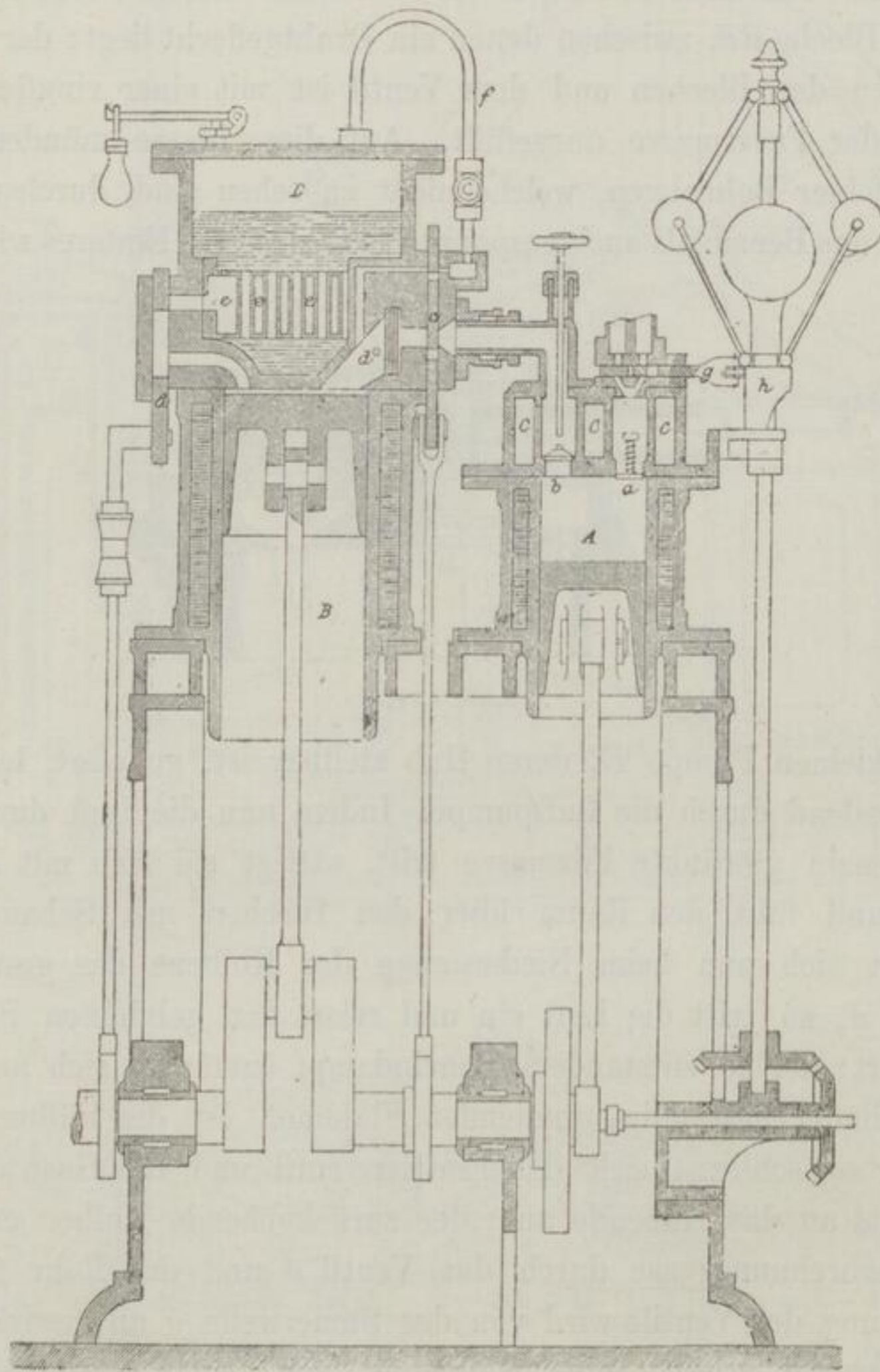


Abb. 198.

Deutschland arbeitete nach diesem Entwurf, aber mit vielen Aenderungen, die Fabrik von Otto Henniges in Berlin; doch sind nur wenige Stücke in Betrieb gekommen.

1) Slaby im Sitzungsberichte d. V. f. G. in Pr. vom 3. März 1879.

Es ist *A* der Pump- und *B* der Arbeitscylinder. Ersterer saugt das Gemisch durch ein Ventil *a* an, verdichtet es und drückt es durch das Ventil *b* in den Behälter *C*. Von hier gelangt es durch Vermittelung des Schiebers *c* in den Arbeitscylinder. In diesem brennt beständig eine Flamme *d* vor einem Drahtnetze, welches das Zurückschlagen in den Behälter verhindern soll und bewirkt, dass das Gemisch in dem Masse, wie es übertritt, verbrennt. Nachdem eine genügende Menge desselben eingetreten ist, schliesst der Schieber den Eintrittskanal ab und es dehnen sich die Verbrennungsgase aus bis ans Ende des Kolbenhubes; beim Rückgange werden sie durch Vermittelung des Schiebers *d* ausgetrieben und gelangen durch die Schlange *e* in das Freie. Diese Schlange liegt nun in einem kleinen Dampfkessel *D*; die noch sehr heissen Verbrennungsgase verdampfen das in ihm befindliche Wasser und der erzeugte Dampf wird durch das Rohr *f* mittels des Schiebers *c* in den Arbeitscylinder geleitet, wo er dem Gasgemisch zu Hülfe kommt und die Schmierung erleichtert. Die Regelung erfolgt durch gleichzeitiges, theilweises Abschneiden des Gas- und Luftzutrittes, also in vollkommen richtiger Weise, durch den Schieber *g*, welcher durch die entsprechend geformte Muffe *h* des Reglers, gegen die er sich infolge der Einwirkung einer Feder lehnt, bewegt wird. Die ganze Anordnung macht einen noch etwas unfertigen Eindruck.

Man sieht, die Maschine unterscheidet sich von den vorher beschriebenen Anordnungen wesentlich in zwei Punkten, nämlich durch die allmälige Verbrennung statt der Verpuffung und die Dampfwirkung.

Die Anwendung von Dampf ist nicht neu; schon Hugon machte sie, indem er Wasser in den Cylinder spritzte. Damit wollte er die Leistung vergrössern und die Schmierung erleichtern, ein Bestreben, dem man wohl Beifall zollen kann; die Verwendung von Dampf statt Wasser erscheint zweckmässig, weil man dadurch die Wärme, welche die Verbrennungsgase mitnehmen, theilweise wieder gewinnt. Es fragt sich aber, ob es als zweckmässig angesehen werden darf, der Gasmaschine, die doch gerade bestimmt hat, den Dampfkessel mit allen seinen Uebelständen und Gefahren zu beseitigen, nun wieder einen solchen beizugeben? Mindestens für das Kleingewerbe wird diese Frage ohne weiteres

verneint werden müssen. Auch ist nicht ausser acht zu lassen, dass die Wartung wesentlich erschwert und die Maschine beträchtlich weniger einfach wird.

Wenn somit die erste Besonderheit der Simonschen Maschine als von fragwürdigem Werthe erscheint, so kann man das von der zweiten nicht sagen; die Einführung der allmäligen Verbrennung an Stelle der Verpuffung hat manches für sich, wie später erörtert werden wird; es wird sich nur um eine genügend zweckmässige Ausführung handeln. — Je allmäliger die Wärme

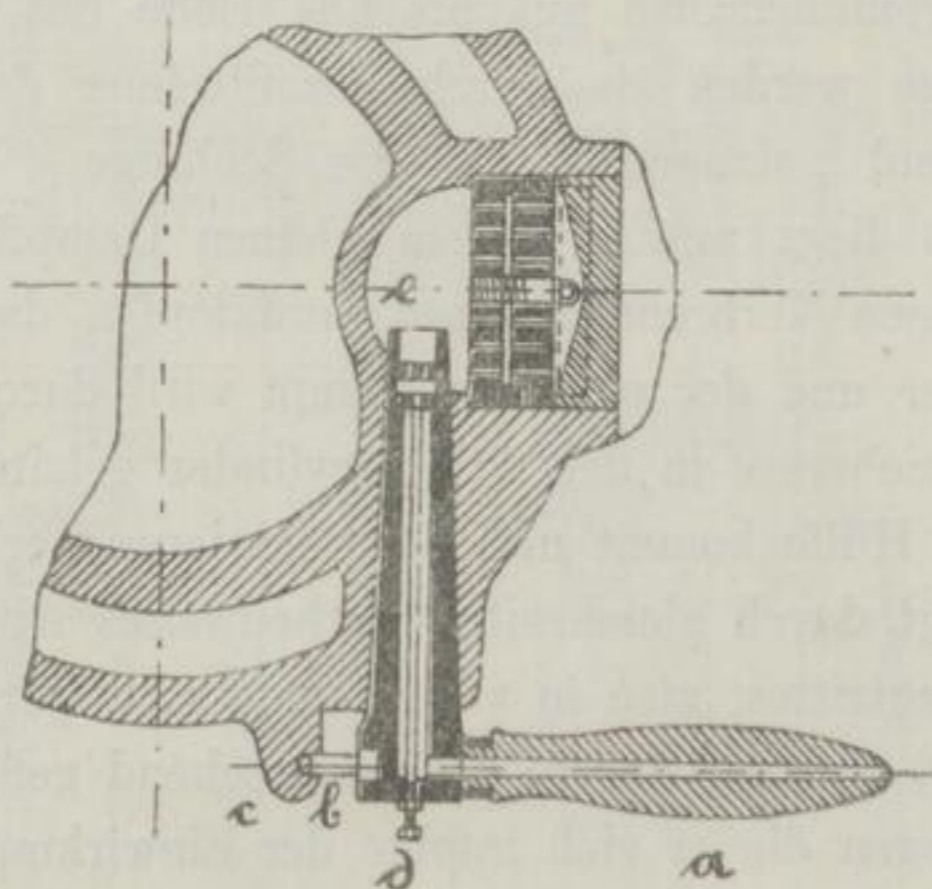


Abb. 199.

zugeführt wird, desto mehr Zeit und Gelegenheit hat sie, sich in Arbeit zu verwandeln, und desto weniger davon braucht nutzlos durch das Kühlwasser abgeführt zu werden. Dass man auch mit viel geringeren Anfangsspannungen arbeiten kann, ist nicht gerade von grossem Werthe, aber als Beigabe auch nicht zu verachten.

Die Firma Otto Henniges & Cie. in Berlin hat sich, wie oben bereits erwähnt, mit dem Baue dieser Maschine beschäftigt und dieselbe in vielen Punkten nach den Patenten von Hambruch verbessert.

Weil die Zündflamme bei der ursprünglichen Anordnung schwer anzuzünden ist und leicht erlischt, soll dieselbe bequem zum Herausnehmen eingerichtet und mit einer Schutzkappe gegen das Ausblasen versehen sein. Deshalb ist der Brenner, Abb. 199, wie ein Hahnküken gestaltet und mit einem Handgriffe *a* versehen, auf diesen aber ein das Gas zuführender Schlauch geschoben. Dreht

man diesen Griff so weit, dass der am Brenner befindliche Stift *b* den als Schraubenfläche gestalteten Vorsprung *c* verlässt, so kann man ihn bequem herausnehmen und die Flamme entzünden. Um sie zu regeln, ist ein stellbarer Stift *d* vorhanden, welcher die Ausflussöffnung mehr oder weniger zustellt; auf den Brenner ist die Kappe *e* geschoben. Bei den kleineren Maschinen, welche sich

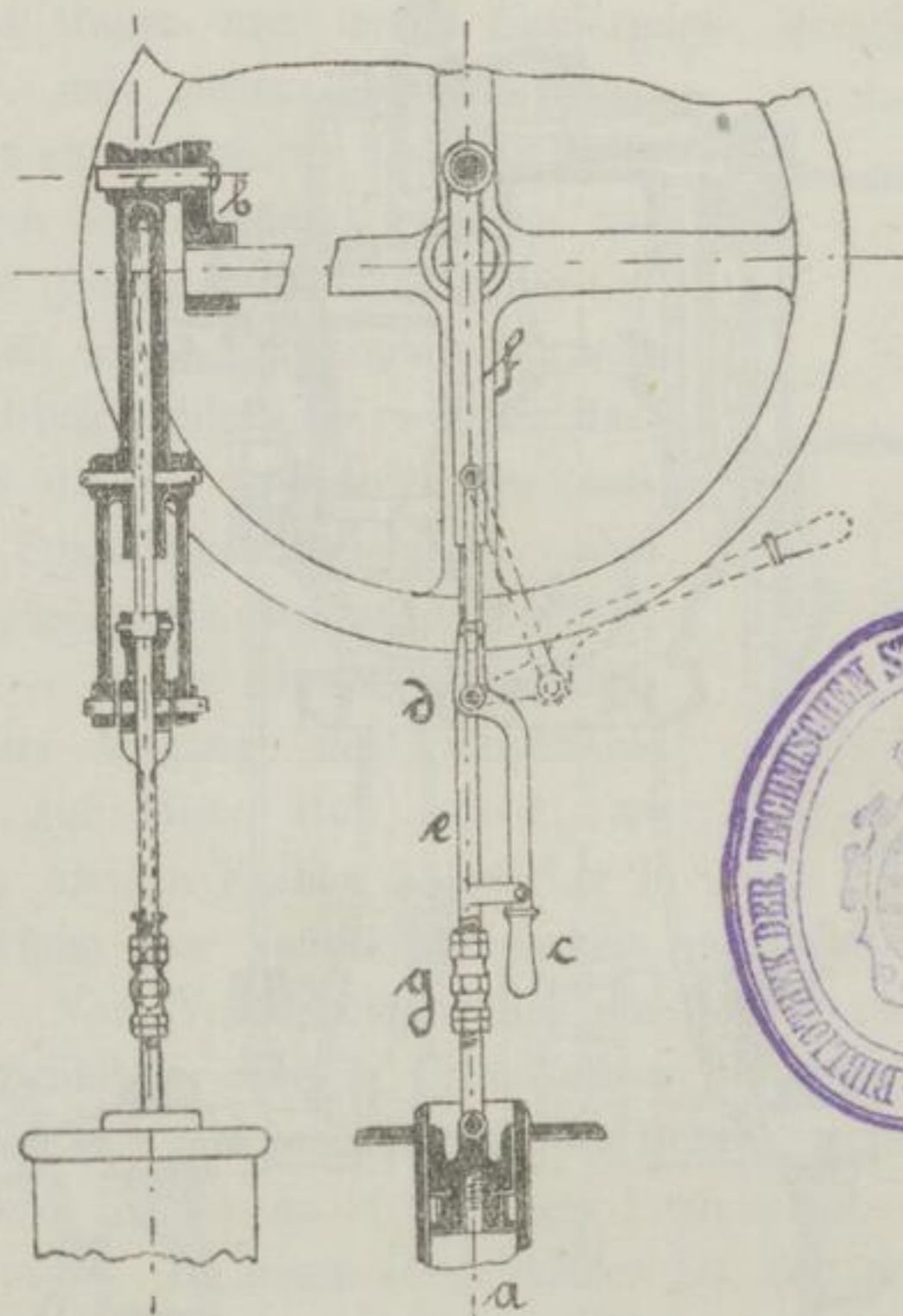


Abb. 200.

Abb. 201.

leicht andrehen lassen, wird die Flamme vom Pumpencylinder ab gespeist, bei den grösseren über 4 *e* aber durch eine besondere kleine Pumpe, Abb. 200 und 201; diese wird während des Ganges von der Hauptwelle ab, vor dem Anlassen aber von Hand bewegt. Zu dem Zwecke ist der Kolben *a* derselben mit der Kurbel *b* durch einen Mechanismus verbunden, welcher, wenn der Handgriff *c* mit einem Stifte an den Ansatz *d* der Kolbenstange *e* geschlossen ist, als Lenkstange wirkt; löst man aber den Handgriff und bewegt man ihn in die punktiert gezeichnete Stellung und zurück, so verschiebt sich die Stange *e* in der Hülse *f* und die Pumpe

arbeitet unabhängig von der Kurbel. Zur genauen Einstellung der Stangenlänge dient die mit Rechts- und Linksgewinde versehene Mutter *g*. In Abb. 202 sind die Ein- und Auslassschieber der Simonschen Maschine durch Ventile ersetzt. Es ist *a* das Saug-

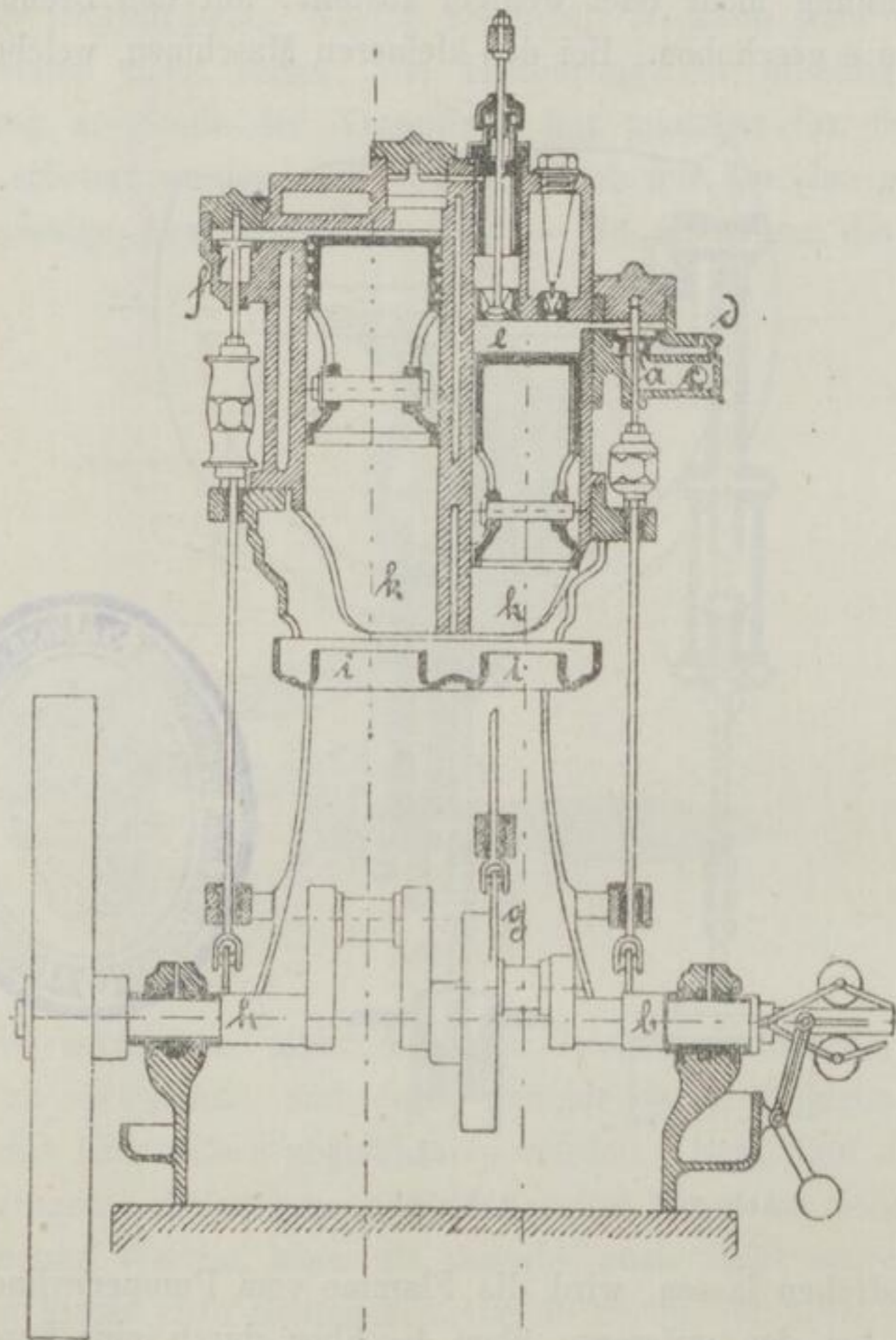


Abb. 202.

ventil der Pumpe, von der Welle her durch einen Knaggen, der auf der Muffe *b* sitzt, gesteuert. Dieser Knaggen ist auf einer Seite parallel der Achse, auf der anderen nach einer Schraubewindung gestaltet, so dass er das Ventil, je nachdem der Regler die Muffe verschiebt, kürzere oder längere Zeit offen hält. Die Luft tritt bei *c* ein und geht durch die Höhlung des Ventilsitzes, das Gas tritt bei *d* ein und geht durch kleine Bohrungen im

Ventilsitze, so dass eine gute Mischung stattfindet — eine schon früher mehrfach angewendete Einrichtung. *e* ist das Druckventil, *f* das Auslassventil; beide werden durch die auf der Welle sitzenden Knaggen *g* und *h* gesteuert. Noch zu erwähnen ist die Schmierung. Unter den Cylindern befindet sich das flache Gefäss *i*, in welchem der Oelspiegel stets genau gleich hoch gehalten wird. Die Kolben tragen nun unten ringförmige, gezackte Verlängerungen *kk*, mit denen sie bei jedem Niedergange eintauchen, so dass mit Hilfe von schrägen Schmiernuten zwischen den Zacken eine gleichmässige Oelung des Cylinders erzielt wird. Eine andere Einrichtung des Druckventiles, bei welcher dasselbe durch die im Arbeitscylinder auftretenden Spannungsunterschiede, also selbstthätig, gesteuert wird, zeigt Abb. 203. Das Ventil *a* ist so schwer ausgeführt, dass es beim Aufgange des Pumpenkolbens erst auf Mitte Hub öffnet; es trägt einen kleinen Kolben *b*, welcher in einer Vertiefung des Ventilkastendeckels möglichst luftdicht geführt wird. Vom Ventildeckel führt ein Rohr *c* nach der Mitte des Arbeitscylinders; eine in dem Kolben dieses befindliche Oeffnung *d* deckt sich mit der Mündung des Rohres, wenn der Arbeitskolben, dessen Kurbel um 90° der des Pumpenkolbens voreilt, im Totpunkte steht. In diesem Augenblicke ist also das Ventil mit dem äusseren Luftdrucke belastet und beginnt zu öffnen. Es tritt also Gasmischung über und das Ventil bleibt geöffnet, weil seine obere Fläche weniger belastet ist, als seine untere. Sobald aber der Pumpenkolben ganz oben, also der Arbeitskolben auf Mitte steht, ist der Raum über *b* mit dem Raume über dem Arbeitskolben in Verbindung, also schliesst das Ventil; und es bleibt geschlossen, bis die Anfangsstellung der Kolben wieder erreicht ist.

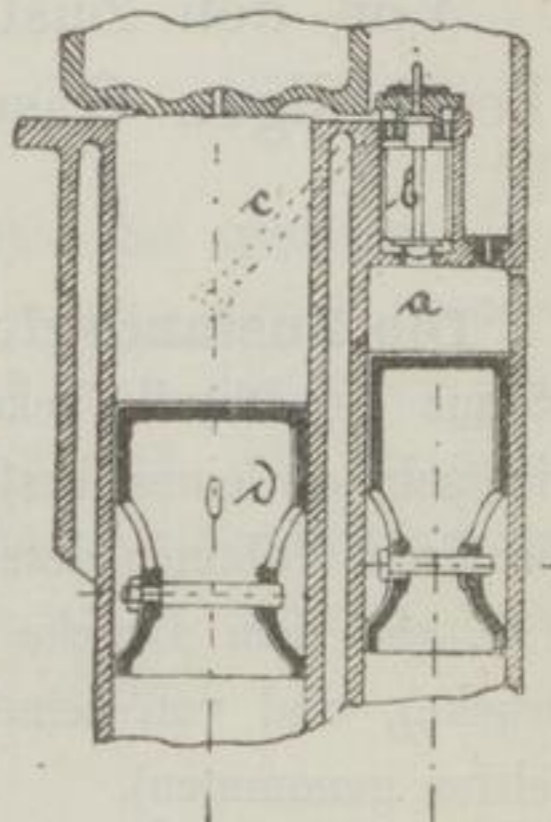


Abb. 203.

Von den Zustandsänderungen, welche die beständigen Gase durch die Wärme erfahren.¹⁾

Die Zustandsgleichung der beständigen Gase. Es ist aus der Physik bekannt, dass der Raum v , welchen die Gewichtseinheit eines beständigen Gases einnimmt, das sogenannte spezifische Volumen desselben, abhängig ist von seiner Spannung p , d. h. von dem Drucke auf die Flächeneinheit (dem spezifischen Drucke), und von seiner Temperatur t (im folgenden stets nach Celsius genommen).

Die Beziehungen nun, in welchen diese drei Grössen zu einander stehen, werden ausgedrückt durch die Gesetze von Mariotte und von Gay-Lussac; die Gleichung

$$v = f(p, t)$$

aber, welche diese Gesetze ausspricht, nennt man die Zustandsgleichung des Gases.

Es ist ferner aus der Physik bekannt, dass es höchst wahrscheinlich ein beständiges Gas gar nicht giebt; vielmehr darf man als gewiss annehmen, dass alle Gase niederschlagen sind; nur ist es noch nicht gelungen, den Vorgang selbst in allen Fällen durchzuführen. Deshalb gelten auch die angezogenen Gesetze für kein bekanntes Gas mit völliger Genauigkeit, wohl aber passen sie um so besser, je weiter das Gas von seinem Kondensationspunkte entfernt ist; und der Fehler, den man begeht, wenn man für Luft und Leuchtgas beide Gesetze als richtig annimmt, ist so klein, dass er ohne alle Gefahr für die Richtigkeit der Rechnungen, welche im folgenden angestellt werden sollen, vernachlässigt werden darf.

1) Nur für solche Leser, denen die Gesetze der mechanischen Wärmetheorie nicht geläufig sind.

Es mag also zunächst die Zustandsgleichung $v = f(p, t)$ unter dieser Voraussetzung entwickelt werden.

Das Gesetz von Mariotte lautet bekanntlich: „Die spezifischen Volumina v zweier Mengen ein und derselben Gasart verhalten sich bei gleicher Temperatur t umgekehrt, wie ihre Spannungen p “. Es würde also dieses Gesetz durch die Gleichung

$$\frac{v_1}{v_2} = \frac{p_2}{p_1} \quad (t = \text{Konst})$$

oder

$$vp = \text{Konst}$$

ausgedrückt werden können.

Das Gesetz von Gay-Lussac besagt, dass das spezifische Volumen eines Gases bei gleichbleibender Spannung direkt proportional der Temperatur wächst. Bezeichnet man das spezifische Volumen bei 0° mit v_0 , und nennt man die Zahl, mit der diese Grösse zu multipliciren ist, um den Zuwachs bei einer Erwärmung von 0 bis 1° zu finden, die Ausdehnungsvorzahl α , so folgt, dass bei einer Temperatur von t° das spezifische Volumen

$$v = v_0 (1 + \alpha t)$$

ist. Es verhalten sich demnach bei gleichbleibender Spannung die spezifischen Volumina zweier Mengen ein und derselben Gasart

$$\frac{v_1}{v_2} = \frac{v_0 (1 + \alpha t_1)}{v_0 (1 + \alpha t_2)} = \frac{\frac{1}{\alpha} + t_1}{\frac{1}{\alpha} + t_2} = \frac{a + t_1}{a + t_2},$$

also wie die um eine Konstante $\frac{1}{\alpha} = a$ erhöhten Temperaturen derselben. Nennt man diese Temperatur $a + t = T$ die absolute Temperatur des Gases, so lässt sich das Gay-Lussacsche Gesetz einfach so aussprechen: „Die spezifischen Volumina zweier Mengen ein- und derselben Gasart verhalten sich bei gleicher Spannung wie ihre absoluten Temperaturen“, und es wird durch die Gleichung

$$\frac{v_1}{v_2} = \frac{T_1}{T_2} \quad (p = \text{Konst})$$

oder

$$\frac{v}{T} = \text{Konst}$$

ausgedrückt.

Die Ausdehnungsvorzahl α ist nun für alle Gase nahezu dieselbe, und man kann sie für ein vollkommen beständiges Gas

$$\alpha = 0,0036630$$

setzen, so dass

$$a = 273$$

folgt. Es ist also die absolute Temperatur stets um 273° höher, als die am Thermometer abgelesene.

Mit Hilfe der beiden angeführten Gesetze kann man nun leicht den durch die Gleichung $v = f(p, t)$ angegebenen augenblicklichen Zustand jedes Gases feststellen. Geht das Gas aus dem durch die Grössen (v_1, p_1, T_1) gegebenen Zustande in den Zustand (v_2, p_2, T_2) über, etwa durch Erwärmung oder Verdichtung, so kann dies so geschehen, dass es, während erstens Volumen und Spannung sich ändern, seine Temperatur, und darauf zweitens, während Volumen und Temperatur sich ändern, seine Spannung beibehält. Mit anderen Worten, die Zustandsänderung von (v_1, p_1, T_1) bis (v_2, p_2, T_2) kann aus zwei Theilen bestehen; der erste Theil geht von (v_1, p_1, T_1) bis (v_x, p_2, T_1) und der zweite von (v_x, p_2, T_1) bis (v_2, p_2, T_2) . Während der ersten Aenderung folgt das Gas dem Mariotteschen Gesetze, man findet

$$v_x = v_1 \cdot \frac{p_1}{p_2},$$

während der zweiten Aenderung folgt es dem Gay-Lussacschen Gesetze, man findet

$$v_2 = v_x \frac{T_2}{T_1} = v_1 \frac{p_1}{p_2} \frac{T_2}{T_1}$$

oder

$$\frac{v_2 p_2}{T_2} = \frac{v_1 p_1}{T_1}.$$

Diese Gleichung besagt, dass in jedem beliebigen Augenblicke das Produkt aus der Spannung, dem specifischen Volumen und der reciproken absoluten Temperatur eine konstante Grösse ist; man kann sie deshalb auch

$$\frac{vp}{T} = R$$

oder

$$vp = RT$$

schreiben, wenn R die Konstante bezeichnet, welche natürlich für jede Gasart einen besonderen Werth hat. Diese Gleichung nennt man die Zustandsgleichung des Gases, sie dient dazu, durch je zwei der Grössen v, p, T die dritte derselben zu bestimmen; um dies zu können, muss selbstredend die Konstante R als bekannt vorausgesetzt werden. Diese Grösse berechnet sich sehr leicht. So wiegt z. B. 1 cbm Luft bei 0° Temperatur (also $T^{\circ} = 273$) und 1 at = 10000 kg : qcm = 735 mm Quecksilbersäule Spannung

(also $p_0 = 10000$) 1,25139 kg (bei 1 at = 10334 kg : qm = 760 mm Quecksilbersäule 1,29318 kg); das spezifische Volumen der Luft in diesem Zustande ist also

$$v_0 = \frac{1}{1,25139} = 0,79911 \text{ (bez. } \frac{1}{1,29318} = 0,77329),$$

mithin ist

$$R = \frac{p_0 v_0}{T_0} = \frac{10000 \cdot 0,79911}{273} = 29,272 \text{ (bez. } \frac{10334 \cdot 0,77329}{273} = 29,272)$$

die Konstante der Luft.

Bestimmung der zur Herbeiführung einer Zustandsänderung erforderlichen Wärmemenge. Eine jede Erwärmung (Wärmezufuhr) oder Abkühlung (Wärmeabfuhr oder als Wärmezufuhr negativ aufzufassen) einer Gasmenge muss selbstredend eine Zustandsänderung derselben im Gefolge haben. Würde z. B. die Einrichtung so getroffen sein, dass sich das Volumen nicht ändern könnte, so würde sich bei positiver Wärmezufuhr die Spannung erhöhen und gleichzeitig die Temperatur steigen. In welcher Weise sich die beiden Aenderungen zu einander verhalten, muss einstweilen dahin gestellt bleiben; sicher ist nur, dass keine derselben gleich Null werden kann. Denn die Gleichung $vp = RT$ besagt bei der Annahme eines konstanten Werthes v , dass der Quotient aus Spannung und Temperatur während der ganzen Zustandsänderung einen konstanten Werth $\frac{p}{T} = \frac{R}{v}$ haben soll, und dies ist nur möglich, wenn die Aenderung keiner der beiden Grössen Null wird; übrigens bedingt die Annahme einer von beiden die andere. Aehnlich gestaltet sich die Sache, wenn während der Wärmezufuhr die Temperatur, oder wenn das Volumen konstant gehalten wird.

Es zeigt nun der Versuch, dass die Wärmemenge, welche nöthig ist, um eine gewisse Menge einer bestimmten Gasart aus dem Zustande $(p_1 v_1 T_1)$ in den Zustand $(p_2 v_2 T_2)$ überzuführen, nicht stets dieselbe, sondern dass sie abhängig ist von der Art und Weise, wie die drei Grössen aus ihrem Anfangs- in ihren Endzustand übergehen. Da die eine derselben stets durch die andern beiden zufolge der Beziehung $vp = RT$ bestimmt ist, so sagt man besser, dass die in Rede stehende Wärmemenge abhängig sei von der Beziehung, die zwischen je zwei dieser Grössen be-

$\frac{vp}{T} = R$

steht, also z. B. von der Art, wie sich das spezifische Volumen mit der Spannung ändert.

Es zeigt der Versuch ferner, dass für jede Gasart die Wärmemenge, welche zuzuführen ist, wenn entweder das Volumen, oder wenn die Spannung während der Zustandsänderung konstant gehalten wird, der stattfindenden Temperaturerhöhung direkt proportional ist, aber in jedem der beiden Fälle einen andern Werth hat.

Diejenige Wärmemenge nun, welche erforderlich ist, um die Gewichtseinheit einer bestimmten Gasart in ihrer Temperatur um 1° zu erhöhen, nennt man die spezifische Wärme des Gases und drückt sie aus in Wärmeeinheiten (Kalorien). Da der Weg, welcher zu dieser Temperaturerhöhung eingeschlagen werden kann, in bezug auf den Zusammenhang zwischen Spannung und Volumen auf unendlich verschiedene Weise gewählt werden kann, so muss es demnach auch unendlich viele Werthe der spezifischen Wärme eines Gases geben. Zwei derselben sind, entsprechend den angeführten beiden Fällen, besonders wichtig; die spezifische Wärme bei konstantem Volumen mag mit c_v , diejenige bei konstanter Spannung mit c_p bezeichnet werden. Für Luft ist ihr Werth

$$c_v = 0,16844 \quad 0,1691$$

$$c_p = 0,23751.$$

Um also die Temperatur von 1 kg Gas um t° zu erhöhen, ist, wenn dabei das Volumen ungeändert bleiben soll, die Wärmemenge

$$Q_v = c_v t$$

wenn aber die Spannung ungeändert bleiben soll, die Wärmemenge

$$Q_p = c_p t$$

zuzuführen.

Es handelt sich nun darum, allgemein zu bestimmen, wie gross diese Wärmemenge sein muss, wenn sich sowohl Spannung wie Volumen ändern. Es ist alsdann Q abhängig von der Beziehung, welche zwischen den Grössen p und v besteht, und welche durch die Gleichung

$$p = f(v)$$

gegeben sein muss.

Diese Gleichung lässt sich durch eine Kurve AB , Abb. 204, so darstellen, dass die Werthe v die Abscissen, die Werthe p die Ordinaten ihrer Punkte ergeben. Es würde dann der Punkt A

dem Anfangszustande (v_1, p_1, T_1) , B dem Endzustande (v_2, p_2, T_2) entsprechen. Geschehe der Uebergang bei konstantem Volumen, so würde die Kurve in eine Gerade, welche der Ordinatenachse, geschähe er bei konstanter Spannung, in eine solche, welche der Abscissenachse parallel läuft, übergehen.

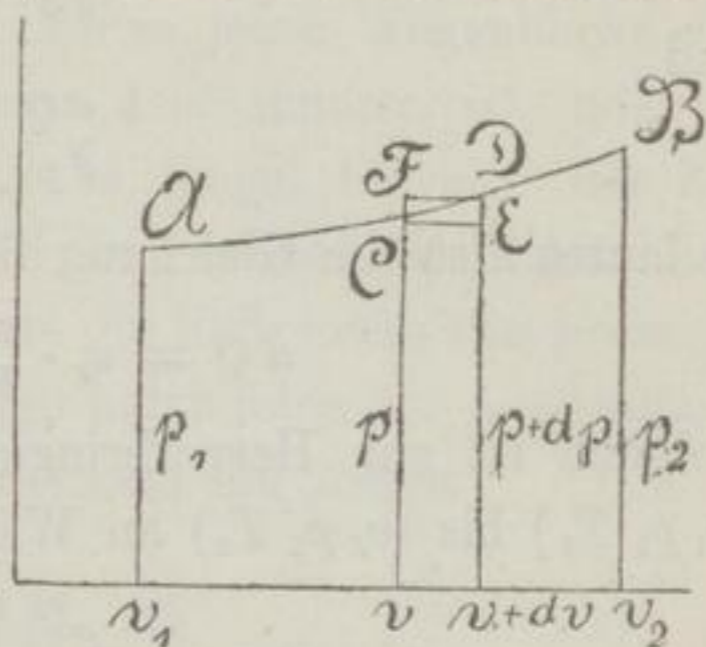


Abb. 204.

Betrachten wir nun eine unendlich kleine Zustandsänderung von C , Zustand (p, v, T) , bis D , Zustand $(p + dp, v + dv, T + dT)$, welche auf dem Wege CD stattfindet, so ist zu dieser Aenderung

erforderlich gewesen die Wärmemenge dQ , und gemäss den Regeln der Differentialrechnung ist, da Q eine Funktion der beiden Veränderlichen v und p ist (T ist keine unabhängige Veränderliche, sondern durch $vp = RT$ gegeben), wegen $Q = f(v, p)$

$$dQ = \frac{\delta Q}{\delta p} dp + \frac{\delta Q}{\delta v} dv.$$

*isobar, konstant
denn dp = 0
also:*

$$\delta Q = \frac{\partial Q}{\partial v} dv$$

$$\delta Q = c_p \cdot \delta T$$

Das partielle Differential $\delta_p Q$ ist die Wärmemenge, welche zuzuführen sein würde, wenn die Zustandsänderung nicht von (vp, T) bis $(v + dv, p + dp, T + dT)$, sondern bis $(v + dv, p, T + \delta_p T)$, d. h. wenn sie nicht auf dem Wege CD , sondern auf dem Wege CE stattgefunden hätte. Bezeichnet man den betreffenden Werth der spezifischen Wärme mit c_p , so ergibt sich

$$\delta_p Q = c_p \delta_p T.$$

Gleicherweise ist $\delta_v Q$ die Wärmemenge, welche zuzuführen sein würde, wenn die Zustandsänderung von (vp, T) bis $(v, p + dp, T + \delta_v T)$, d. h. auf dem Wege CF stattgefunden hätte. Bezeichnet man den betreffenden Werth der spezifischen Wärme mit c_v , so ergibt sich

$$\delta_v Q = c_v \delta_v T.$$

Durch Differentiation der Zustandsgleichung

$$pv = RT$$

erhält man bei konstantem p

$$\delta_p T = \frac{p}{R} \delta_p v,$$

und bei konstantem v

$$\delta_v T = \frac{v}{R} \delta_v p;$$

setzt man diese Werthe in die Ausdrücke $\delta_p Q$ und $\delta_v Q$ ein, so ergibt sich

$$\frac{\delta Q}{\delta v} = c_p \cdot \frac{p}{R}$$

und

$$\frac{\delta Q}{\delta p} = c_v \cdot \frac{v}{R};$$

es lautet also die Gleichung für dQ nunmehr

$$dQ = c_v \cdot \frac{v}{R} dp + c_p \cdot \frac{p}{R} dv.$$

Folglich ist zur Hervorbringung der Zustandsänderung AB von $(v_1 p_1 T_1)$ bis $(v_2 p_2 T_2)$ an Wärme zuzuführen die Menge

$$Q = \frac{1}{R} \int_{v_1, p_1}^{v_2, p_2} (c_v \cdot v dp + c_p \cdot p dv).$$

Dieser Ausdruck lässt sich auf eine, für die weitere Behandlung bequemere Form bringen, wenn man das Verhältniss der beiden specifischen Wärmen $\frac{c_p}{c_v} = \kappa$, also $c_p = \kappa c_v$ setzt (für Luft ergibt sich $\kappa = 1,410$). Dann lautet die obige Gleichung:

$$\begin{aligned} Q &= \frac{c_v}{R} \int_{v_1}^{v_2} (v dp + \kappa p dv) = \frac{c_v}{R} \int_{v_1}^{v_2} [v dp + p dv + (\kappa - 1) p dv] \\ &= \frac{c_v}{R} \int_{v_1}^{v_2} [d(vp) + (\kappa - 1) p dv] = \frac{c_v}{R} \left\{ v_2 p_2 - v_1 p_1 + (\kappa - 1) \int_{v_1}^{v_2} p dv \right\}. \end{aligned}$$

Die geometrische Deutung des Integrales ist leicht, es stellt die von der Kurve AB begrenzte Fläche zwischen den Endordinaten dar.

Es ist kaum nöthig, besonders hervorzuheben, dass Q negativ wird, sobald zur Herbeiführung der Zustandsänderung von $(v_1 p_1 T_1)$ bis $(v_2 p_2 T_2)$ Wärme nicht zu-, sondern abzuführen ist. Dieser Fall tritt z. B. stets ein, wenn Verdichtung stattfindet und mit dieser eine Temperaturerniedrigung verbunden ist.

Die Aequivalenz von Wärme und Arbeit. Der Grund, weshalb die bei Zustandsänderungen von gleichem Endresultate zuzuführende Wärmemenge nicht stets dieselbe, sondern von dem Zusammenhange zwischen Spannung und specifischem Volumen abhängig ist, lässt sich an einem Beispiele gut erläutern:

Denkt man sich in einem Cylinder vom Querschnitte 1 eine Gewichtseinheit Gas eingeschlossen, so ist die Länge zwischen

$\kappa = \frac{c_p}{c_v}$
 $= \frac{0,2375}{0,1691}$
 $= 1,410$

Boden und Kolben offenbar stets = v , d. h. es hat diese Entfernung so viele Längeneinheiten, wie der Cylinderinhalt Raumeinheiten; sie stellt also das spezifische Volumen als Länge dar. Trifft man nun die Einrichtung so, dass in jedem Augenblicke der äussere Druck auf den Kolben gleich dem inneren ist, und erwärmt man dann den Cylinderinhalt so lange, bis sich der Zustand $(v_1 p_1 T_1)$ in $(v_2 p_2 T_2)$ geändert hat, wobei der Einfachheit wegen angenommen werden mag, dass die Endwerthe von v und T grösser als ihre Anfangswerthe sind, so hat infolge der Ausdehnung des Cylinderinhaltes von v_1 bis v_2 das Gas die Arbeit

$$L = \int_{v_1}^{v_2} p \, dv$$

geleistet. Würde eine Ausdehnung nicht stattgefunden haben, so hätte man zur Aenderung der Temperatur von T_1 bis T_2 an Wärme gebraucht die Menge

$$Q_v = c_v (T_2 - T_1),$$

in der That aber gebraucht man die Menge

$$\begin{aligned} Q &= \frac{c_v}{R} \left\{ v_2 p_2 - v_1 p_1 + (\kappa - 1) \int_{v_1}^{v_2} p \, dv \right\} \\ &= c_v \left\{ T_2 - T_1 + \frac{\kappa - 1}{R} \int_{v_1}^{v_2} p \, dv \right\}, \end{aligned}$$

also mehr

$$\frac{c_v (\kappa - 1)}{R} \int_{v_1}^{v_2} p \, dv.$$

Es fragt sich nun: wo ist diese Wärmemenge, welche verbraucht, aber durch die stattgefundene Temperaturerhöhung nicht nachweisbar ist, geblieben? Die Antwort ist wiederum eine Frage: Wo kommt die zur Ueberwindung des äusseren Druckes nöthige Arbeit her? Offenbar ist die eine die Folge der andern — weil

das Gas bei seiner Ausdehnung die Arbeit $\int_{v_1}^{v_2} p \, dv$ leisten musste,

wurde es nöthig, die Wärmemenge $\frac{c_v}{R} (\kappa - 1) \int_{v_1}^{v_2} p \, dv$ zuzuführen.

Vergleicht man beide Ausdrücke, so sieht man, dass die aufge-

wendete Wärmemenge der geleisteten Arbeit direkt proportional ist, nämlich

$$\frac{c_v}{R} (\kappa - 1) = A$$

mal so gross; es sind also $\frac{c_v}{R} (\kappa - 1)$ Wärmeeinheiten nöthig, um 1 mkg Arbeit zu leisten.

Der Ausdruck für die insgesamt bei einer beliebigen Zustandsänderung zuzuführende Wärmemenge

$$Q = \frac{c_v}{R} \left\{ v_2 p_2 - v_1 p_1 + (\kappa - 1) \int_{v_1}^{v_2} p dv \right\}$$

lässt sich also auch so schreiben:

$$Q = c_v (T_2 - T_1) + A L,$$

wenn $L = \int_{v_1}^{v_2} p dv$ die bei der Zustandsänderung geleistete Arbeit

darstellt. Die gesammte Wärme, welche verbraucht wird, zerfällt also in zwei Theile: $c_v (T_2 - T_1)$ Wärmeeinheiten bewirken die Temperaturänderung von T_1 bis T_2 , $A L$ Wärmeeinheiten bewirken die Arbeitsleistung von L , sie werden in Arbeit verwandelt. Die Konstante A , welche angiebt, wie viele Wärmeeinheiten nöthig sind, um eine Arbeitseinheit zu erzeugen, nennt man das Wärmeäquivalent der Arbeitseinheit oder das mechanische Wärmeäquivalent; es findet sich ihr Zahlwerth leicht durch Einsetzung der Konstanten der Luft als

$$A = \frac{0,16844 \cdot 0,41}{29,272} \approx \frac{1}{424};$$

ihre Reciproke $\frac{1}{A} = 424$ nennt man entsprechend das Arbeitsäquivalent der Wärmeeinheit oder das kalorische Arbeitsäquivalent.

Man kann also durch Aufwand von 1 c Wärme 424 mkg Arbeit erzeugen, oder auch umgekehrt durch Aufwand von 1 mkg Arbeit $\frac{1}{424}$ c Wärme entwickeln. Letzteres sieht man leicht ein, wenn man die Zustandsänderung so stattfinden lässt, dass v_2 und T_2 kleiner als v_1 und T_1 sind, also wenn man das Gas gleichzeitig verdichtet und abkühlt; dabei muss die Wärmemenge

$\frac{c_v}{R} (\kappa - 1) \int_{v_1}^{v_2} p dv$ mehr abgeführt werden, als der Temperaturände-

rung nach geschehen sollte; es ist das diejenige Wärme, welche infolge des zur Verdichtung nöthigen Arbeitsaufwandes entstand.

Den Satz, dass Wärme aus Arbeit und Arbeit aus Wärme entstehen kann, und dass dann stets die betreffenden Mengen beider einander direkt proportional sind, nennt man den Satz von der Aequivalenz der Wärme und Arbeit. Er wurde hier nur an einem Beispiele erläutert, ist aber ganz allgemein gültig, wie durch zahlreiche unmittelbare Versuche gezeigt werden kann — es ist hier aber weder der Ort, auf diese Versuche einzugehen, noch allgemeinere Folgerungen über den Zustand der Körper anzuknüpfen.

Dagegen mag ein Zahlenbeispiel hier seine Stelle finden.

5 kg Gas nehmen bei 1 at Spannung 10 cbm Raum ein, sie sollen auf 5 cbm zusammengedrückt werden und dann 2 at Spannung haben. Wieviel Wärme ist zur Hervorbringung dieser Zustandsänderung zuzuführen?

Der Anfangszustand ist $v_1 = 2; p_1 = 10000; T_1 = \frac{2 \cdot 10000}{29,272} = 683,2;$

der Endzustand $v_2 = 1; p_2 = 20000; T_2 = \frac{1 \cdot 20000}{29,272} = 683,2;$

d. h. also, die Endtemperatur ist dieselbe, wie die Anfangstemperatur.

Bevor zur Rechnung geschritten werden kann, muss noch Bestimmung darüber getroffen werden, wie die Zustandsänderung vor sich gehen soll. Es mag dies auf dreifach verschiedene Weise geschehen:

1. Es werde zunächst bei konstanter Spannung das Endvolumen erzielt, dann aber bei konstantem Volumen die Endspannung hervorgebracht.

Mit dem ersten Theile ist eine Temperaturänderung bis $T_x = \frac{p_1 v_2}{R} = \frac{10000 \cdot 1}{29,272} = 341,6^\circ$ verbunden, es sind also

$$Q_p = - 5 \cdot 0,23751 \cdot 341,6 = - 406 \text{ c} \quad 81,2$$

Wärme zu-, d. h. 406 c abzuführen; im zweiten Theile des Processes aber müssen

$$Q_v = 5 \cdot 0,16844 \cdot 341,6 = 288 \text{ c} \quad 57,6$$

zugeführt werden, so dass der Gesamtverbrauch

$$Q = - 406 + 288 = - 118 \text{ c} \quad 23,6$$

ist. Diese 118 c müssen also dem Gas endgiltig entzogen werden,

und zwar genau auf die angegebene Weise, damit der gewünschte Endzustand erreicht wird.

2. Es werde zunächst bei konstantem Volumen die Endspannung hervorgebracht, und nachdem dies geschehen, das Gas bei konstanter Spannung zusammengedrückt.

Die Temperatur steigt im ersten Theile des Processes auf

$$T_2 = \frac{p_2 v_1}{R} = \frac{20000 \cdot 2}{29,272} = 1366,4^\circ, \text{ es sind also zunächst}$$

$$Q_v = 5 \cdot 0,16844 \cdot 683,2 = 575 \text{ c, } \quad 115$$

dann aber während der Verdichtung

$$Q_p = -5 \cdot 0,23751 \cdot 683,2 = -811 \text{ c } \quad 162,4$$

zuzuführen, so dass der Gesamtbedarf

$$Q = 575 - 811 = -236 \text{ c } \quad -47,4$$

ist.

3. Die Zustandsänderung gehe so vor sich, dass die Temperatur in jedem Augenblicke während des ganzen Processes dieselbe sei. Die Gleichung $p = f(v)$ lautet also jetzt

$$p v = R T = \text{Konst} = 29,272 \cdot 683,2,$$

so dass die zuzuführende Wärmemenge

$$Q = c_v (T_2 - T_1) + A L$$

wegen $T_2 = T_1$ und $L = \int_{v_1}^{v_2} p dv = 29,272 \cdot 683,2 \int_{v_1}^{v_2} \frac{dv}{v} = 29,272 \cdot 683,2 \cdot \log \text{ nat } \frac{1}{2}$

$$Q = A L = \frac{29,272 \cdot 683,2}{424} \log \text{ nat } \frac{1}{2} = -164 \text{ c } \quad 32,8$$

ist.

Wiewohl also die Zustandsänderung in allen drei Fällen zu demselben Ergebnisse führte, sind doch die dabei freigewordenen Wärmemengen sehr verschiedene, weil die Aenderung auf verschiedene Weise stattfand, wozu verschieden viel Arbeit gebraucht wurde. Da ein Temperaturunterschied nicht auftritt, so muss in allen drei Fällen die abgeführte Wärme der geleisteten Arbeit äquivalent sein.

In der That ergibt sich

- | | | |
|---|---|--------|
| 1. $L = 5 \cdot 10000 (1 - 2)$ | $= -50000 \text{ mkg äqu. } Q = -118 \text{ c.}$ | -118,6 |
| 2. $L = 5 \cdot 20000 (1 - 2)$ | $= -100000 \text{ mkg äqu. } Q = -236 \text{ c.}$ | -47,4 |
| 3. $L = 5 \cdot 29,272 \cdot 683,2 \log \text{ nat } \frac{1}{2}$ | $= -69310 \text{ mkg äqu. } Q = -164 \text{ c.}$ | -32,8 |

Die isothermische, die adiabatische und die polytropische Kurve. Drei besondere Fälle der Zustandsänderung eines Gases sind für das folgende von besonderer Wichtigkeit:

1. Die Aenderung erfolgt bei konstanter Temperatur. In diesem Falle nennt man die Kurve $p = f(v)$ eine isothermische Kurve. Man übersieht sofort, dass sie für permanente Gase weiter nichts ist, als eine geometrische Darstellung des Mariotteschen Gesetzes: es verhalten sich die Ordinaten umgekehrt wie die Abscissen; ihre Gleichung lautet also

$$p v = \text{Konst.}$$

Demgemäss ist sie eine gleichseitige Hyperbel, welche die Koordinatenachsen zu Asymptoten hat, ist also bei Kenntniss einer beliebigen Abscisse und der zugehörigen Ordinate leicht zu verzeichnen.

Dehnt sich ein Gas der isothermischen Kurve gemäss von v_1 bis v_2 aus, so leistet es dabei die Arbeit

$$\begin{aligned} L &= \int_{v_1}^{v_2} p \, dv = R T \int_{v_1}^{v_2} \frac{dv}{v} = R T \log \text{nat} \frac{v_2}{v_1} = p_1 v_1 \log \text{nat} \frac{v_2}{v_1} \\ &= p_2 v_2 \log \text{nat} \frac{v_2}{v_1}. \end{aligned}$$

Es ist zu beachten, dass bei solcher Zustandsänderung die gesammte zugeführte Wärme in Arbeit verwandelt wird.

2. Die Aenderung erfolgt so, dass weder Wärme zu- noch abgeführt wird. In diesem Falle heisst die Spannungskurve eine adiabatische Linie. Ihre Gleichung ist nach Seite 192:

$$dQ = \frac{c_v}{R} \{ v \, dp + \kappa p \, dv \} = 0.$$

Dieselbe ist integrabel, man erhält

$$\begin{aligned} v \, dp + \kappa p \, dv &= 0 \\ \frac{dp}{p} + \kappa \frac{dv}{v} &= 0 \\ \int_{p_1}^{p_2} \frac{dp}{p} + \kappa \int_{v_1}^{v_2} \frac{dv}{v} &= 0 \\ \log \text{nat} \frac{p_2}{p_1} + \kappa \log \text{nat} \frac{v_2}{v_1} &= 0 \\ \frac{p_2}{p_1} &= \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^\kappa. \end{aligned}$$

Das durch diese Gleichung ausgedrückte Gesetz der adiabatischen Kurve permanenter Gase, welches man auch einfacher

$$p v^{\alpha} = \text{Konst}$$

schreiben kann, nennt man das Poissonsche Gesetz; richtiger würde es allerdings nach Laplace getauft sein.

Wenn also ein beständiges Gas eine Zustandsänderung erleidet, bei welcher weder Wärme zu- noch abgeführt wird, so ändert es seinen Zustand auf der adiabatischen Kurve oder gemäss dem Poissonschen Gesetze, d. h. „es verhalten sich die Spannungen umgekehrt wie die α ten Potenzen der spezifischen Volumina“. Wegen seiner Aehnlichkeit mit dem Mariotteschen hat man es auch wohl das potenzierte Mariottesche Gesetz genannt.

Führt man statt der Spannung die Temperatur ein, so folgt, dass

$$\frac{p_2}{p_1} = \frac{R T_2 v_1}{R T_1 v_2} = \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^{\alpha}$$

also

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^{\alpha-1}$$

ist; d. h. „es verhalten sich bei einer Aenderung auf der adiabatischen Kurve die absoluten Temperaturen umgekehrt wie die $(\alpha - 1)$ ten Potenzen der spezifischen Volumina“. Führt man aber in die zuerst gegebene Formel für das Poissonsche Gesetz die Temperatur an Stelle des spezifischen Volumens ein, so ergibt sich die Beziehung

$$\frac{p_2}{p_1} = \left(\frac{R T_1 p_2}{R T_2 p_1}\right)^{\alpha}$$

$$\frac{T_1}{T_2} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{1}{\alpha}-1} = \left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{\frac{\alpha-1}{\alpha}};$$

d. h. man kann das Gesetz auch so aussprechen: „Es verhalten sich die absoluten Temperaturen wie die $\left(\frac{\alpha-1}{\alpha}\right)$ ten Potenzen der Spannungen“.

Die bei einer solchen Zustandsänderung geleistete Arbeit ist

$$L = \int_{v_1}^{v_2} p dv,$$

kann also wegen der Gleichung

$$Q = c_v (T_2 - T_1) + A L = 0$$

auch in der Form

$$L = \frac{c_v}{A} (T_1 - T_2)$$

oder

$$L = \frac{c_v}{A} T_1 \left(1 - \frac{T_2}{T_1}\right) = \frac{c_v}{A} T_1 \left\{1 - \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^{\gamma-1}\right\} = \frac{c_v}{AR} v_1 p_1 \left\{1 - \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^{\gamma-1}\right\}$$

oder

$$L = \frac{c_v}{A} T_1 \left(1 - \frac{T_2}{T_1}\right) = \frac{c_v}{A} T_1 \left\{1 - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}\right\} = \frac{c_v}{AR} v_1 p_1 \left\{1 - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}\right\}$$

geschrieben werden.

Es ist dabei zu beachten, dass diese ganze Arbeit eine Folge der stattfindenden Temperaturänderung ist.

3. Ändert ein Gas seinen Zustand so, dass es dabei einem Gesetze von der Form $p v^x = \text{Konst}$ folgt, so kann man also, wenn die Änderung von $(v_1 p_1 T_1)$ bis $(v_2 p_2 T_2)$ vor sich geht,

$$p_1 v_1^x = p_2 v_2^x$$

oder

$$\frac{p_1 v_1}{p_2 v_2} = \left(\frac{v_2}{v_1}\right)^{x-1} = \frac{T_1}{T_2}$$

setzen. Während dieser Änderung leistet das Gas die Arbeit

$$\begin{aligned} L &= \int_{v_1}^{v_2} p dv = p_1 v_1^x \int_{v_1}^{v_2} \frac{dv}{v^x} = p_1 v_1^x \cdot \frac{1}{1-x} \left\{v_2^{1-x} - v_1^{1-x}\right\} \\ &= \frac{1}{1-x} p_1 v_1 \left\{\left(\frac{v_1}{v_2}\right)^{x-1} - 1\right\} = \frac{1}{1-x} R T_1 \left\{\frac{T_2}{T_1} - 1\right\} \\ &= \frac{R}{1-x} \left\{T_2 - T_1\right\} = \frac{1}{A} \cdot \frac{\gamma-1}{1-x} \cdot c_v \left\{T_2 - T_1\right\} \end{aligned}$$

und es beansprucht die Wärmemenge

$$\begin{aligned} Q &= c_v (T_2 - T_1) + AL = c_v (T_2 - T_1) + \frac{\gamma-1}{1-x} c_v (T_2 - T_1) \\ &= \frac{\gamma-x}{1-x} c_v (T_2 - T_1) = \lambda (T_2 - T_1). \end{aligned}$$

Da diese Formel für die zuzuführende Wärmemenge den Formeln $Q = c_v (T_2 - T_1)$ für die Änderung bei konstantem Volumen und $Q = c_p (T_2 - T_1)$ für die Änderung bei konstanter Spannung gleichwerthig ist, so nennt man den Ausdruck

$$\lambda = \frac{\gamma-x}{1-x} c_v$$

passend die spezifische Wärme des Änderungsgesetzes $p v^x = \text{Konst.}$

Es hat dieses Gesetz insofern Bedeutung, als sich in vielen Fällen eine beliebige Aenderung demselben näherungsweise unterstellen lässt, wenn man nur den Werth x passend wählt. Die Kurve $p v^x = \text{Konst}$ nennt Zeuner die polytropische Kurve; die Formel ergiebt eine Kurvenschar, von denen jeder einzelnen ein besonderer Werth x zukommt.

Die polytropische Kurve wird

- zur Linie konstanten Volumens für $x = \infty$
- zur Linie konstanter Spannung für $x = 0$
- zur isothermischen Linie für $x = 1$
- zur adiabatischen Linie für $x = \kappa$.

Sie lässt sich auf folgende Weise¹⁾ ziemlich bequem ver-

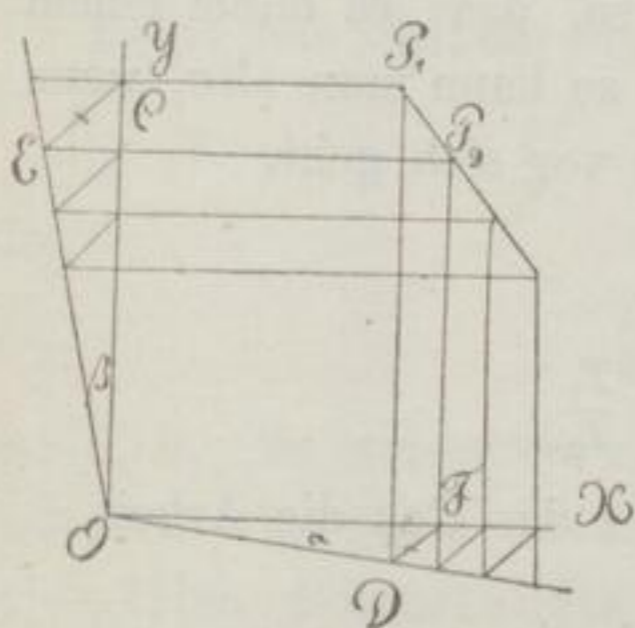


Abb. 205.

zeichnen: Ist in Abb. 205 durch den Punkt P_1 eine Polytrope mit dem Exponenten x zu legen, so ziehe man durch den Koordinatenursprung O eine Linie OA , welche unter dem beliebigen Winkel α gegen die Abscissenachse OX geneigt ist, und eine Linie OB , welche um den aus der Gleichung

$$(1 + \text{tg } \beta)^x = (1 + \text{tg } \alpha)^x$$

zu entnehmenden Winkel β gegen die Ordinatenachse OY geneigt ist. Dann ziehe man durch P_1 Parallelen zu den Ordinatenachsen und merke die Schnittpunkte C und D an; durch diese lege man unter 45° zu den Ordinatenachsen die Linien CE und DF , dann durch E und F wieder Parallelen zu den Ordinatenachsen. So erhält man den zweiten Punkt P_2 der Polytropen und beliebig viele andere durch die Zickzacklinien, welche aus der Abbildung ersichtlich sind. Die einzelnen Punkte liegen um so näher beieinander, je kleiner man α wählt. Der Beweis für die Richtigkeit des Verfahrens ist leicht zu führen. Der Abbildung nach muss

$$\text{tg } \alpha = \frac{v_2 - v_1}{v_1} \text{ und } \text{tg } \beta = \frac{p_1 - p_2}{p_2}$$

sein; setzt man diese Werthe in die obige Gleichung

1) Brauer „Konstruktion gesetzmässiger Expansionskurven von der allgemeinen Form $p v^x = C^a$. Zeitschr. d. V. d. I. 1885, 433.

$$(1 + \operatorname{tg} \beta) = (1 + \operatorname{tg} \alpha)^x$$

ein, so folgt ohne weiteres

$$\frac{p_1}{p_2} = \left(\frac{v_2}{v_1}\right)^x.$$

Der umkehrbare Kreisprozess. Ändert man den Zustand eines beständigen Gases nach irgend einem Gesetze so, dass schliesslich der Anfangszustand wieder hergestellt wird, so nennt man einen solchen Process einen Kreisprozess. Dies kann z. B. derartig geschehen, dass das Gas, Abbildung 206, aus dem Zustande *A* auf dem durch die Spannungskurve *ACB* angegebenen Wege in den Zustand *B* über-, und von hier auf dem Wege *BDA* wieder in den Anfangszustand *A* zurückgeführt wird. Ein solcher Kreisprozess ist nur dann umkehrbar, d. h. man kann ihn von *A*

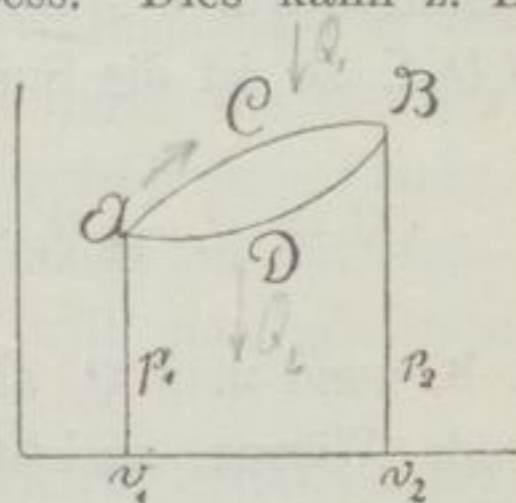


Abb. 206.

über *D*, *B* und *C* nach *A* nur dann vornehmen, wenn der äussere Druck auf die Gasmenge in jedem Augenblicke während des Processes stets gleich ist dem inneren — sonst ist die Umkehrung nicht möglich, da durch eine kleinere Kraft eine grössere nie überwunden werden kann. Das im folgenden Entwickelte gilt aber nur unter dieser Voraussetzung, weil es auf den Ergebnissen des vorigen Abschnittes, die unter derselben Beschränkung gefunden wurden, beruht. Es mag übrigens hier darauf hingewiesen werden, dass die strenge Durchführung einer umkehrbaren Zustandsänderung überall unmöglich ist, weil zur Änderung des Volumens natürlich eine Bewegung und zur Hervorbringung dieser eine Kraft nöthig ist, also nicht während der Änderung Gleichgewicht herrschen kann. Wohl aber kann man den Unterschied zwischen äusserem und innerem Druck als unendlich klein ansehen und dann eine Umkehrung als möglich erachten; es ist also, streng genommen, die umkehrbare Zustandsänderung nur als Grenzfall anzusehen; die Betrachtung dieses Grenzfalles ist aber gerade von besonderer Wichtigkeit; man legt ihn deshalb stets da zugrunde, wo die Abweichung von der Wirklichkeit nicht erheblich erscheint.

Die auf dem Wege *ACB* zuzuführende Wärmemenge ergibt sich, wie gezeigt, als

$$Q_1 = \frac{c_v}{R} \left\{ v_2 p_2 - v_1 p_1 + (\kappa - 1) \int_{v_1}^{v_2} p dv \right\},$$

die auf dem Wege BDA zuzuführende ist

$$Q_2 = \frac{c_v}{R} \left\{ v_1 p_1 - v_2 p_2 + (\kappa - 1) \int_{v_2}^{v_1} p dv \right\}.$$

In beiden Ausdrücken ist p eine Funktion von v , da aber die Spannungskurve ACB eine andere Form derselben angiebt, als BDA , so ist die Summe beider Grössen nicht gleich 0, sondern

$$Q = Q_1 + Q_2 = \frac{c_v}{R} (\kappa - 1) \int_{v_1}^{v_2} [f(v) dv - F(v) dv];$$

d. h. wenn man Q_2 als von vornherein negativ, also als abzuführende Wärme, ansieht, und mithin $Q = Q_1 - Q_2$ setzt: es ist während des Kreisprocesses die Wärmemenge Q mehr zu- als abzuführen.

Auf dem Wege ACB hat das Gas, indem es sein Volumen von v_1 bis v_2 änderte, die Arbeit

$$L_1 = \int_{v_1}^{v_2} f(v) dv$$

geleistet, auf dem Wege BDA aber, indem es sein Volumen von v_2 bis v_1 änderte, die Arbeit

$$L_2 = \int_{v_2}^{v_1} F(v) dv,$$

im Ganzen also

$$L = L_1 + L_2 = \int_{v_1}^{v_2} [f(v) dv - F(v) dv];$$

d. h. wenn man L_2 als von vornherein negativ, also als verbrauchte Arbeit ansieht, und mithin $L = L_1 - L_2$ setzt: es ist während des Kreisprocesses die Arbeit L geleistet.

Diese Arbeit L ist natürlich eine Folge der Wärmemenge Q , und man sieht sofort, dass sie dieser äquivalent ist, dass die Beziehung

$$Q = AL$$

auch hier besteht.

Es ist also durch den Kreisprocess $ACBDA$ die Wärmemenge Q in Arbeit verwandelt; gleichzeitig aber ging die Wärmemenge $Q_1 - Q = Q_2$, ohne umgewandelt zu werden, durch das Gas — also z. B. bei Zugrundelegung einer Heissluftmaschine vom Ofen in das Kühlwasser.

Hätte man den Process in umgekehrter Richtung durchgeführt, also in der Richtung $ADBCA$, so würde durch denselben die Wärmemenge Q aus Arbeit erzeugt sein.

Die durch die überschüssig zugeführte Wärmemenge Q erzeugte Arbeit L wird nun offenbar dargestellt durch die von den beiden Spannungskurven ACB und BDA eingeschlossene Fläche. Jede Flächeneinheit derselben (gemessen als Produkt aus der Masseneinheit von p und der Masseinheit von v) stellt eine geleistete Arbeitseinheit dar.

Wenn also eine Maschine in einem gewissen Zeitabschnitte die durch eine solche Fläche, welche man ein Spannungsdiagramm nennt, nachweisbare Beziehung zwischen p und v befolgt, wie mittels des Indikators durch den Versuch festzustellen ist, so lässt sich aus dieser Fläche leicht die in dem Zeitabschnitte geleistete Arbeit abmessen.

Der Carnotsche Kreisprocess und der Wirkungsgrad. Wenn man an die einen umkehrbaren Kreisprocess darstellende Spannungskurve der Abb. 207 zwei tangirende Isotherme und zwei tangirende Adiabate legt, so entsteht ein Kurvenviereck, das gleichfalls als Kreisprocess angesehen werden kann. Diesen Kreisprocess hat Carnot zuerst betrachtet und er wird deshalb nach ihm benannt. Er hat die Eigenthümlichkeit, dass bei ihm die gesammte Wärmemenge, welche zugeführt wird, bei der höchsten in ihm überhaupt auftretenden Temperatur zugeführt, und dass die gesammte Wärmemenge, welche abgeführt wird, bei der niedrigsten in ihm überhaupt auftretenden Temperatur abgeführt wird. Da nun durch die Natur der Stoffe, mit denen man arbeitet, die Ueberschreitung einer gewissen höchsten und die Unterschreitung einer gewissen niedrigsten Temperatur verboten ist, da also von der Natur gewisse Temperaturgrenzen gesetzt sind, so kommt man leicht zu dem Schlusse, dass von allen Kreisprocessen, welche man innerhalb gegebener Temperaturgrenzen ausführen kann, derjenige von Carnot die grösste Arbeitsmenge liefert. Inbezug auf

die Ausnutzung der Wärme leistet also der Carnotsche Process das äusserst mögliche, er ist also das Ideal eines Kreisprocesses überhaupt. Die Arbeitsmenge, welche man mittels des Carnotschen Kreisprocesses aus einer gegebenen Wärmemenge gewinnen kann, lässt sich nun leicht berechnen.

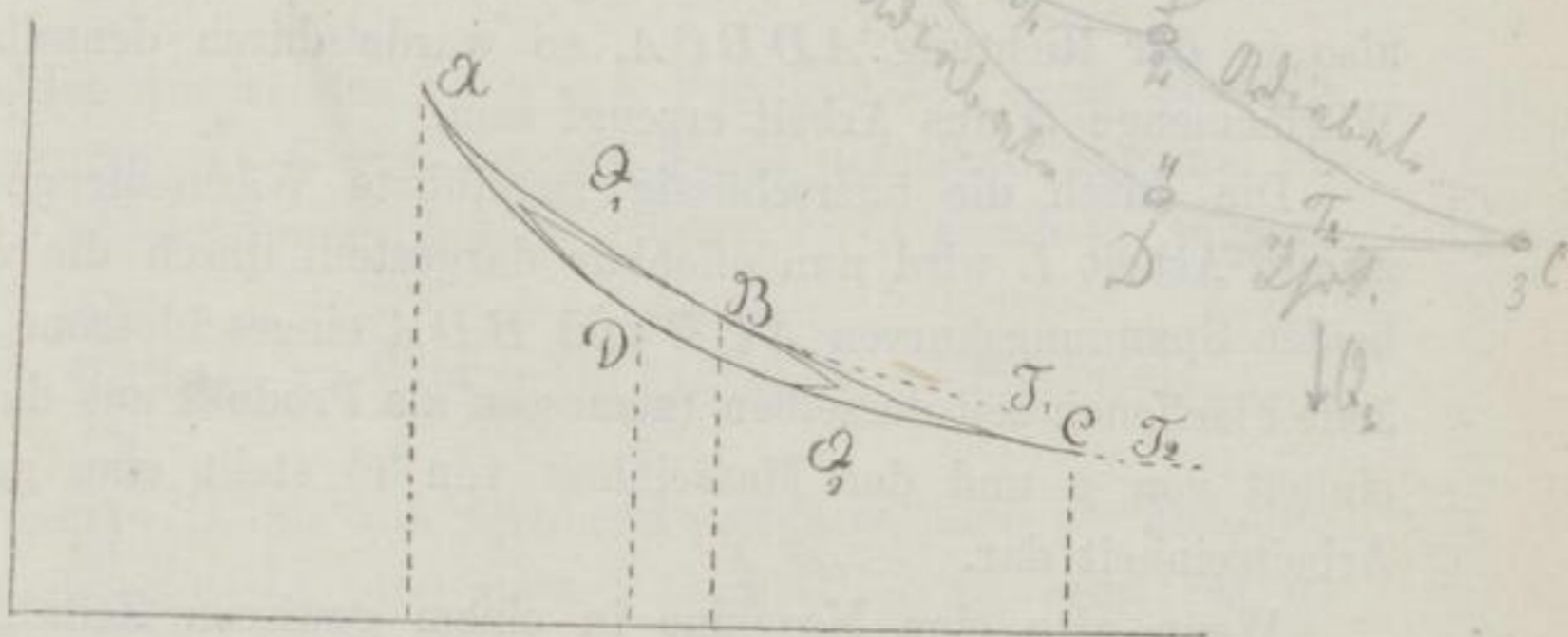


Abb. 207.

Es ergibt sich für das Kurvenviereck $ABCD$ ohne weiteres für 1 kg arbeitendes Gas als zugeführte Wärmemenge (Kurve AB)

$$Q_1 = A R T_1 \log \text{nat} \frac{p_1}{p_2},$$

als abgeführte Wärmemenge (Kurve CD)

$$Q_2 = A R T_2 \log \text{nat} \frac{p_4}{p_3},$$

so dass also die geleistete Arbeit aus

$$AL = Q = Q_1 - Q_2 = A R \left\{ T_1 \log \text{nat} \frac{p_1}{p_2} - T_2 \log \text{nat} \frac{p_4}{p_3} \right\}$$

zu berechnen ist. Da nun wegen der Adiabaten BC und DA die Beziehungen

$$T_1 : T_2 = (p_1 : p_4)^{\frac{x-1}{x}} \text{ und } T_1 : T_2 = (p_2 : p_3)^{\frac{x-1}{x}}$$

bestehen, da also

$$p_1 p_3 = p_2 p_4$$

ist, so folgt

$$Q_1 : Q_2 = T_2 : T_1$$

und

$$L = \frac{1}{A} (Q_1 - Q_2) = \frac{Q_1}{A} \left(1 - \frac{Q_2}{Q_1} \right) = \frac{Q_1}{A T_1} (T_1 - T_2).$$

Es ist also nicht möglich, mehr als die Wärmemenge $Q = AL$ von einer mit der Temperatur T_1 gegebenen Wärmemenge Q_1 in

Arbeit zu verwandeln. Wenn man also das Verhältniss $\frac{Q}{Q_1} = \eta$ den Wirkungsgrad eines Kreisprocesses nennt, so würde der Carnotsche Kreisprocess den grösstmöglichen Wirkungsgrad ergeben und dieser sein

$$\eta = \frac{AL}{Q_1} = 1 - \frac{T_2}{T_1}.$$

Derselbe hängt also lediglich von den Grenztemperaturen ab und ist um so grösser, je grösser der Unterschied dieser ist.

Nun hat aber Zeuner darauf aufmerksam gemacht, dass der Ausdruck $\frac{Q}{Q_1}$ für den Wirkungsgrad eines Kreisprocesses nicht zutreffend ist, weil er einen Vergleich mit etwas unmöglichem, nämlich der vollständigen Verwandlung der Wärmemenge Q_1 in Arbeit enthält. Dieses würde nur durch den Carnotschen Process mit der unteren Temperaturgrenze $T_2 = 0$ erzielbar sein, eine Grenze, welche eben unmöglich erreicht werden kann. Deshalb sagt Zeuner, von einer gegebenen Wärmemenge Q_1 ist nur der Theil $Q_c = \frac{Q_1}{T_1} (T_1 - T_2)$ innerhalb der gegebenen Temperaturgrenzen in Arbeit verwandelbar, nur diese Wärmemenge Q_c ist in der That verfügbar und wenn nun in einem gewissen Kreisprocesse wirklich die Wärmemenge Q verfügbar ist, so ist der Werth des Processes nicht durch das Verhältniss $\frac{Q}{Q_1}$, sondern durch das Verhältniss $\frac{Q}{Q_c}$ festgestellt, und er nennt deshalb mit Recht das Verhältniss

$$\eta_c = \frac{Q}{Q_c} = \frac{Q_c}{Q_1}$$

den Wirkungsgrad. Er will damit die Wärmekraftmaschinen genau so wie die Wasserkraftmaschinen beurtheilt wissen, bei welchen eine gewisse Wassermenge G von der Höhe H_1 bis auf die Höhe H_2 herabsinkt und also die Arbeitsmenge $G (H_1 - H_2)$ verfügbar ist, als Wirkungsgrad aber stets das Verhältniss der wirklich geleisteten Arbeit zu dieser verfügbaren Arbeitsmenge angesehen ist. Die Forderung, die ganze gegebene Wärmemenge Q_1 auszunutzen, d. h. also, die Annahme $T_2 = 0$ für eine Wärmekraftmaschine würde mit der Annahme $H_2 = 0$ für eine Wasserkraftmaschine, d. h. mit der Ausnutzung des Gefälles vom Oberwasserspiegel bis zum Mittelpunkte der Erde, zusammenfallen. In der That decken

sich die beiden Formeln für die verfügbare Leistung der Wärmekraftmaschine

$$L = \frac{Q_1}{A T_1} (T_1 - T_2)$$

und für die verfügbare Leistung der Wasserkraftmaschine

$$L = G (H_1 - H_2)$$

vollkommen; die Temperaturgrenzen treten an Stelle der Gefälle-
grenzen und an Stelle des Wassergewichtes G tritt der Ausdruck
 $\frac{Q_1}{A T_1}$, den Zeuner deshalb auch das „Wärmegewicht“ der Wärme-
menge Q_1 genannt hat.

Das Wärmediagramm. Die Wärmemenge, welche man bei einer beliebigen Zustandsänderung von $(v_1 p_1 T_1)$ bis $(v_2 p_2 T_2)$, deren Gesetz $p = f(v)$ bekannt ist, zuführen muss, lässt sich nach Belpaires Vorgang zweckmässig zeichnerisch darstellen.

Beachtet man die Umformung des Ausdruckes

$$\begin{aligned} dQ &= c_v \frac{v}{R} dp + c_p \frac{p}{R} dv = \frac{c_v}{R} \left\{ v dp + \kappa p dv \right\} \\ &= \frac{p v}{R} c_v \left\{ \frac{dp}{p} + \kappa \frac{dv}{v} \right\}, \end{aligned}$$

so folgt, wenn man auf beiden Seiten durch $A T$ dividirt

$$\begin{aligned} \frac{dQ}{A T} &= \frac{c_v}{A} \left\{ \frac{dp}{p} + \kappa \frac{dv}{v} \right\} \\ \int \frac{dQ}{A T} &= \frac{c_v}{A} \log \text{nat } p v^\kappa + \text{Konst.} \end{aligned}$$

Den links stehenden Ausdruck $\int \frac{dQ}{A T}$ nennt Zeuner das Wärmegewicht der bei wechselnder Temperatur zugeführten Wärmemenge Q , man sieht, er ist lediglich abhängig von p und v , also völlig bestimmt durch den augenblicklichen Zustand des Gases.

Abgesehen von der Konstanten, ist also das Wärmegewicht direkt proportional dem Ausdrucke

$$P = \log \text{nat } p v^\kappa.$$

Trägt man nun die Werthe P als Abscissen und die Temperaturen

$$T = \frac{p v}{R}$$

als Ordinaten an, so erhält man aus der Spannungskurve Abb. 208 eine neue Kurve Abb. 209, welche Zeuner die „Abbildung“ der

ersteren nennt. Die von dieser begrenzte Fläche $\int T dP$ stellt aber ohne weiteres die Wärmemenge Q in Arbeitseinheiten dar, wenn man den konstanten Faktor $\frac{c_v}{A}$ berücksichtigt, denn es ist

$$\frac{c_v}{A} \int T dP = \int \frac{dQ}{A} = \frac{Q}{A}.$$

Bildet man in gleicher Weise einen umkehrbaren Kreisprozess ab, so erhält man eine „Abbildung“, aus welcher ohne weiteres

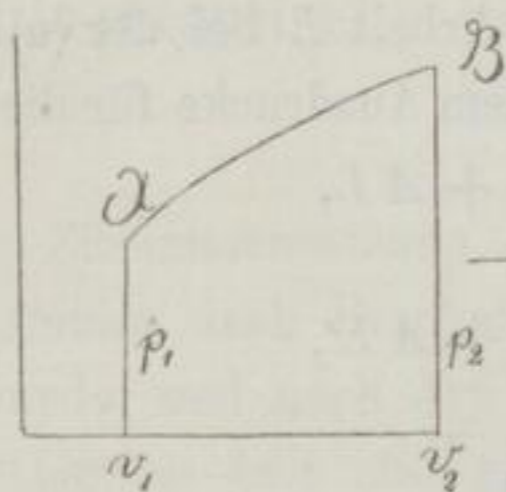


Abb. 208.

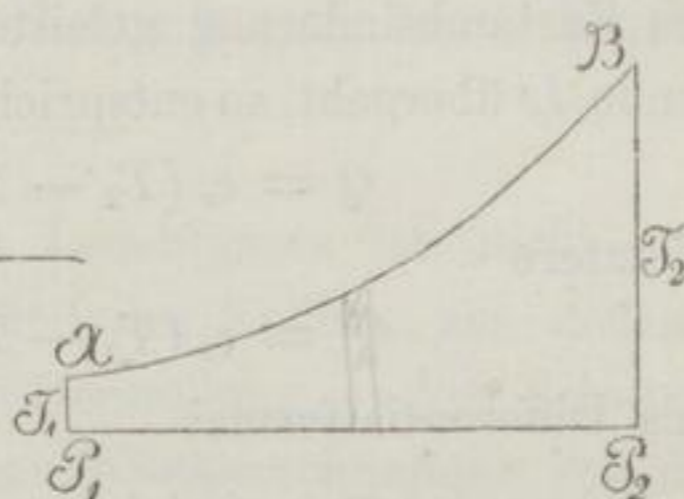


Abb. 209.

die Art der Wärmezuführung abgelesen werden kann. Statt des Zeunerschen Ausdruckes „Abbildung“ nenne ich die neue Darstellung lieber das „Wärmediagramm“ im Gegensatze zum „Spannungsdiagramm“.

Der nicht umkehrbare Kreisprozess. Ist in einem Cylinder vom Querschnitte 1 qm die Gasmenge 1 kg enthalten, so giebt der Punkt *A* in Abb. 210 den augenblicklichen Zustand $(p_1 v_1 T_1)$ an. Dieser als Anfangszustand einer nicht umkehrbaren Zustandsänderung sei ein Gleichgewichtszustand. Wird nun der Gleichgewichtszustand dadurch gestört, dass der auf dem Kolben lastende Aussen- druck p_1 plötzlich auf den Werth p_1' vermindert wird, so wird sofort eine Ausdehnung des Gases stattfinden, und es hängt die dabei geleistete Arbeit L' ab von dem Gesetze, nach welchem sich p' mit v ändert. Wird der Kolben nach Erreichung des Kolbenraumes v_2 plötzlich festgehalten, so kommt das vorher in stürmische Bewegung gerathene Gas zur Ruhe und es stellt sich die Spannung p_2 her, welche durch den Punkt *B* angegeben ist,

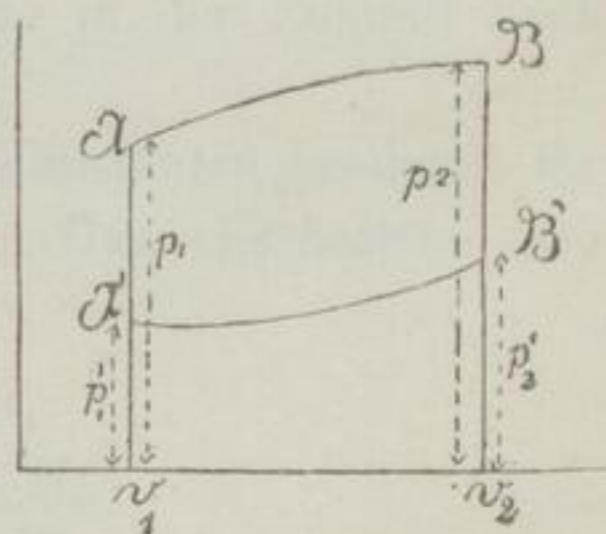


Abb. 210.

während der äussere Druck sich gemäss einer beliebigen Kurve $A'B'$ änderte. Ist also das Gas auf dem nicht umkehrbaren Wege $AA'B'B$ vom Zustande A in den Zustand B übergeführt, so hätte das auch auf dem umkehrbaren Wege AB geschehen können; man nennt die Kurve AB die Gleichgewichtsdruckkurve im Gegensatze zur Arbeitsdruckkurve $AA'B'B$. Da nun, wenn Anfangs- und Endzustand bekannt sind, die nur zur Temperaturänderung erforderliche Wärmemenge jedenfalls $c_v (T_2 - T_1)$ ist, da die bei der umkehrbaren Zustandsänderung geleistete Arbeit L bei der nicht umkehrbaren in L' übergeht, so entspricht dem Ausdrucke für die erstere

$$Q = c_v (T_2 - T_1) + AL,$$

für die letztere

$$Q' = c_v (T_2 - T_1) + AL',$$

welche als Differentialformel

$$dQ' = c_v dT + Ap' dv = \frac{A}{\kappa - 1} d(pv) + Ap' dv$$

geschrieben werden kann.

Die Konstanten für Gemische von Leuchtgas und Luft.

Die Zusammensetzung des Leuchtgases ist nicht stets dieselbe, sondern nach Beschaffenheit der Kohlen, aus denen es bereitet wurde, und nach Art der Herstellung starken Schwankungen unterworfen, so dass man genaue Wärmerechnungen von der Analyse desselben abhängig machen muss. Kennt man diese, so kann man die Verbrennung rechnermässig verfolgen.

In umstehender Zahlentafel habe ich eine Anzahl verschiedener Analysen für Leucht- und Heizgase zusammengestellt, aus welcher ersichtlich ist, dass die vorkommenden Abweichungen recht beträchtliche sind.

Die Heizgase sind berücksichtigt, weil sie für den Betrieb von Gasmaschinen an Bedeutung mehr und mehr gewinnen und die Wahrscheinlichkeit dafür spricht, dass sie in der Zukunft noch eine grosse Rolle spielen werden.

Im folgenden sind beispielsweise die Konstanten bestimmt für das in der Tafel angegebene hannoversche Gas. Es bestehe also 1 cbm Leuchtgas aus

0,0069	cbm	Benzol, $C_6 H_6$
0,0037	„	Propylen, $C_3 H_6$
0,0211	„	Aethylen, $C_2 H_4$
0,3755	„	Sumpfgas, CH_4
0,4627	„	Wasserstoff, H
0,1119	„	Kohlenoxyd, CO
0,0081	„	Kohlensäure, CO_2
0,0101	„	Stickstoff, N .

Um nun die Werthe der specifischen Gewichte, specifischen Volumina u. s. f. der Gase, welche in den folgenden Betrachtungen

		Gas aus Boghead Cannel nach Frankland ¹⁾	Gas aus Wigan Cannel nach Frankland ¹⁾	Gas aus Newcastle Kohlen; Durchschn. aus 4 Analysen nach Frankland ¹⁾	Gas von der Imperial Cie in London nach Humbidge ¹⁾	Gas von der Chartered Cie in London; Durchschn. aus 5 Analysen nach Humbidge ¹⁾	Gas aus einer Gasfabrik zu Manchester nach Bunsen ¹⁾	Königsberger Leuchtgas aus englischen Kohlen; Durchsch. aus 2 Analysen nach Blochmann ¹⁾	Heidelberger Leuchtgas; Durchschn. aus 4 Analysen nach Landolt ¹⁾	Dresdener Leuchtgas nach Hempel ¹⁾	Pariser Leuchtgas nach Hudelot ²⁾	Chemnitzer Leuchtgas
Benzol . . .	C ₆ H ₆	24,50	10,81	3,50	4,18	3,99	—	—	—	3,0	5,8	4,
Propylen . . .	C ₃ H ₆						—	—	—			
Butylen . . .	C ₄ H ₈						2,38	2,97	3,20			
Elayl	C ₂ H ₄						4,08	3,90	4,57			
Sumpfgas . . .	CH ₄	58,38	41,99	36,23	36,57	37,02	34,90	38,23	39,49	33,4	33,1	36,
Wasserstoff . .	H	10,54	35,94	50,17	40,82	49,23	45,58	47,06	41,43	48,7	50,1	51,
Kohlenoxyd . .	CO	6,58	10,07	9,14	6,97	4,97	6,64	5,20	4,57	8,0	6,3	4,
Kohlensäure . .	CO ₂	—	1,19	0,28	—	—	3,67	0,68	0,24	1,5	1,5	1,
Stickstoff . . .	N	—	—	0,68	9,73	4,50	2,46	1,96	5,10	4,0	2,7	1,
Sauerstoff . . .	O	—	—		1,91	0,50	—	—	—	1,4	0,5	—
Schwefelwasserstoff . .	SH	—	—	—	—	—	0,29	—	—	—	—	—

- 1) Schilling, Handbuch für Steinkohlengasbeleuchtung, München 1879, Oldenburg.
- 2) Pécelet, La chaleur I, 116.
- 3) Clerk a. a. O. 272.
- 4) Dingler 1883, 249, 178.
- 5) Journal für Gas und Wasser 1883.

eine Rolle spielen und aus unmittelbaren Beobachtungen nicht immer ganz gleich angegeben werden, auf gemeinsamer Grundlage zu erhalten, gehe ich von der Voraussetzung aus, dass 1 cbm Luft bei 1 at = 10000 kg/qcm Spannung und 0° Temperatur 1,25139 kg wiege und aus 0,21 cbm Sauerstoff und 0,79 cbm Stickstoff bestehe. Aus dieser Annahme folgt mit Rücksicht auf die Atomgewichte 16 für Sauerstoff, 14 für Stickstoff und 1 für Wasserstoff als spezifisches Gewicht (Gewicht der Raumeinheit 1 cbm) des letzteren Gases

Parisier Leuchtgas nach Hudelot ²⁾	Chemnitzer Leuchtgas nach Chandler ³⁾	Bonner Leuchtgas nach Chandler ³⁾	Berliner Leuchtgas ³⁾	New-Yorker Leuchtgas ³⁾	Hannoversches Leuchtgas nach Ferd. Fischer ⁴⁾	Leuchtgas der Deutzer Gasmotorenfabrik ⁵⁾	Durchschnitt für Pariser Leuchtgas nach Witz ⁶⁾	Durchschnitt für Züricher Leuchtgas nach Lunge ⁷⁾	Natürliches Gas der Petroleumquelle Burns Butler Co's well in Pennsylvanien ³⁾	Natürliches Gas der Petroleumquelle Harvey Butler Co in Pennsylvanien ³⁾	Wassergas von Schulz-Knautd in Essen a. d. Ruhr ⁸⁾	Durchschnitt für Dowsongas ⁹⁾	Durchschnitt für Generatorgas ¹⁰⁾
5,8	4,91	4,75	4,61	15,00	0,69 0,37	3,5	0,6	8	—	—	—	2	—
3,1	36,45	43,12	32,70	24,30	2,11	34,4	4,9	40	18,12	5,72	—	—	3,5
0,1	51,29	39,80	49,75	30,30	46,27	56,9	52,8	40	6,10	13,50	50	17	7,0
6,3	4,45	4,66	9,54	26,50	11,19	5,2	5,6	10	—	—	41	23	20,0
1,5	1,08	3,02	2,50	1,00	0,81	—	—	—	0,34	0,66	4	6	4,0
2,7	1,41	4,65	0,68	2,40	1,01	—	3,8	—	—	—	5	52	65,5
0,5	—	—	0,22	0,50	—	—	—	2	—	—	—	—	—
—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—

- 6) Witz a. a. O. 70.
 7) Schweiz. Bauztg. 1886, 59.
 8) Zeitschr. d. V. d. L. 1886, 408, Vortrag von List.
 9) Das. 1887, 1007, Vortrag von Böcking.
 10) Das. 1884, 703, Mittheilung von Lürmann.

$$\left(16 \cdot \frac{21}{100} + 14 \cdot \frac{19}{100}\right) x = 1,25139$$

$$x = 0,08678.$$

Mit Hilfe dieser Zahl lässt sich nun aus den Atomgewichten $O = 16$, $N = 14$, $H = 1$, $C = 12$ leicht die folgende Zahlentafel berechnen¹⁾:

1) Der Gang der Rechnung ist folgender: Butylengas hat das chemische Zeichen C_4H_8 , folglich das Molekulargewicht $4 \cdot 12 + 8 = 56$; die Dichte in-
 14*

Chemisches Zeichen . .	C_6H_6	C_3H_6	C_4H_8	C_2H_4	CH_4	H	CO	N	O	CO_2	$H_2O^{1)}$
Moleculargewicht . . .	78	42	56	28	16	1	28	14	16	44	18
Dichte inbezug auf H	39	21	28	14	8	1	14	14	16	22	9
Specifisches Gewicht ²⁾ .	3,384	1,822	2,430	1,215	0,694	0,087	1,215	1,215	1,388	1,909	0,781
Specifisches Volumen .	0,296	0,549	0,412	0,823	1,440	11,523	0,823	0,823	0,720	0,524	1,280

Aus dieser Tafel lässt sich nun leicht finden, das 1 cbm Leuchtgas von der oben angenommenen Zusammensetzung

$$\begin{aligned}
 &0,0069 \cdot 3,384 + 0,0037 \cdot 1,822 + 0,0211 \cdot 1,215 \\
 &+ 0,3755 \cdot 0,694 + 0,4627 \cdot 0,087 + 0,1119 \cdot 1,215 \\
 &+ 0,0081 \cdot 1,909 + 0,0101 \cdot 1,215 = 0,5204 \text{ kg}
 \end{aligned}$$

wiegt, dass also 1 kg den Raum $1 : 0,5204 = 1,922$ cbm einnimmt.

Die Zusammensetzung des Leuchtgases lässt sich danach leicht in Gewichtstheilen bestimmen. Man findet, dass 1 kg desselben aus

- 0,045 kg Benzol, C_6H_6
- 0,013 „ Propylen, C_3H_6
- 0,049 „ Aethylen, C_2H_4
- 0,501 „ Sumpfgas, CH_4
- 0,078 „ Wasserstoff, H
- 0,260 „ Kohlenoxyd, CO
- 0,030 „ Kohlensäure, CO_2
- 0,024 „ Stickstoff, N

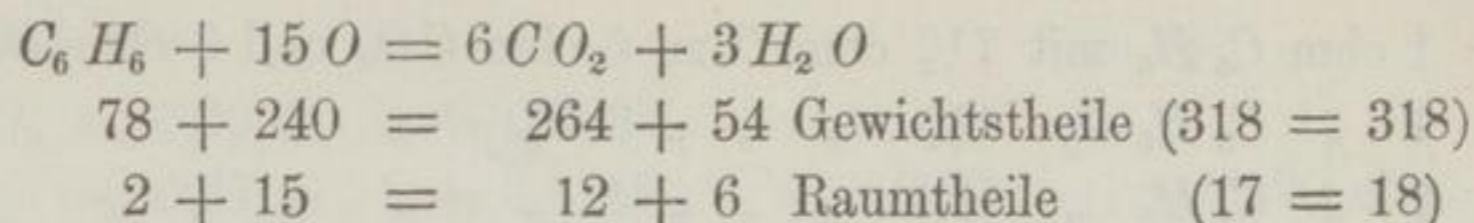
besteht ³⁾.

Die einzelnen Bestandtheile verbrennen in folgender Weise:

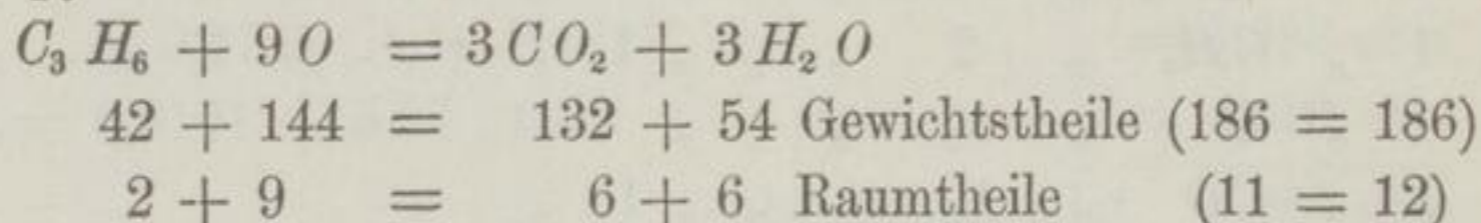
bezug auf H ist halb so gross, = 28; das specifische Gewicht also $28 \cdot 0,08678 = 2,430$ und das specifische Volumen $1 : 2,430 = 0,412$.

1) H_2O bedeutet selbstverständlich sogenanntes chemisches Wasser, d. h. Wasser, gedacht als beständiges Gas (unendlich stark überhitzter Dampf) von $0^\circ C$. Temperatur und 1 at Spannung, also in einem Zustande, in welchem es gar nicht bestehen kann. 2) Bei $0^\circ C$. und 1 at Spannung. 3) Das findet man so: 1 cbm Leuchtgas enthält $0,0069 \text{ cbm} = 0,0069 \cdot 3,384 \text{ kg}$ Benzol, also enthält 1 kg Leuchtgas von letzterem $\frac{0,0069 \cdot 3,384}{0,5204} = 0,045 \text{ kg}$.

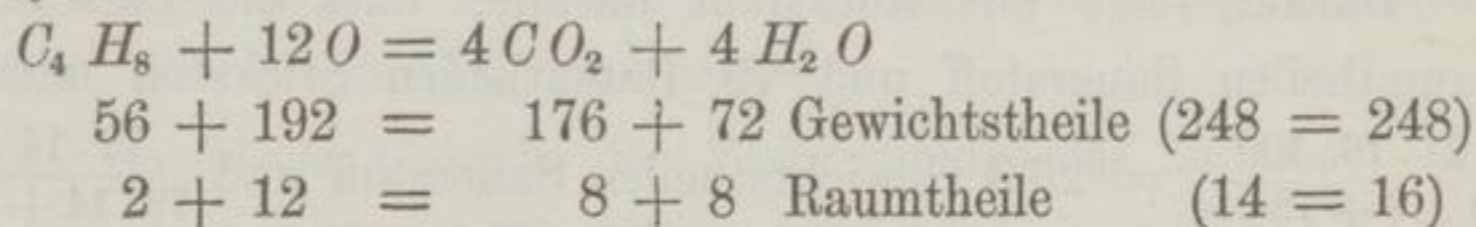
1. Benzol:



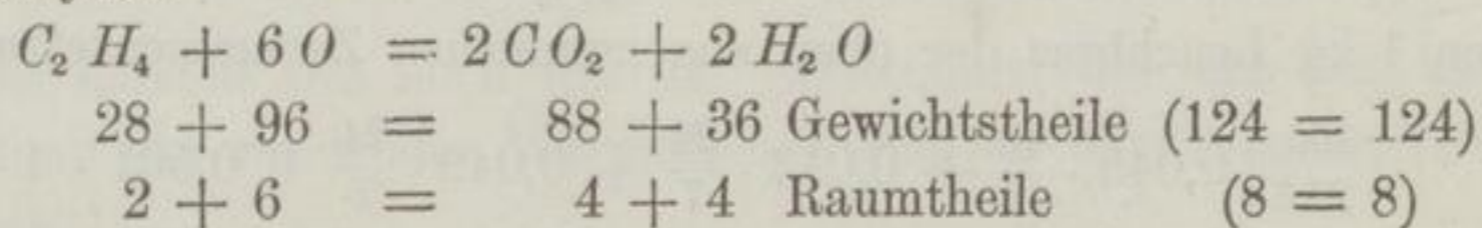
2. Propylen:



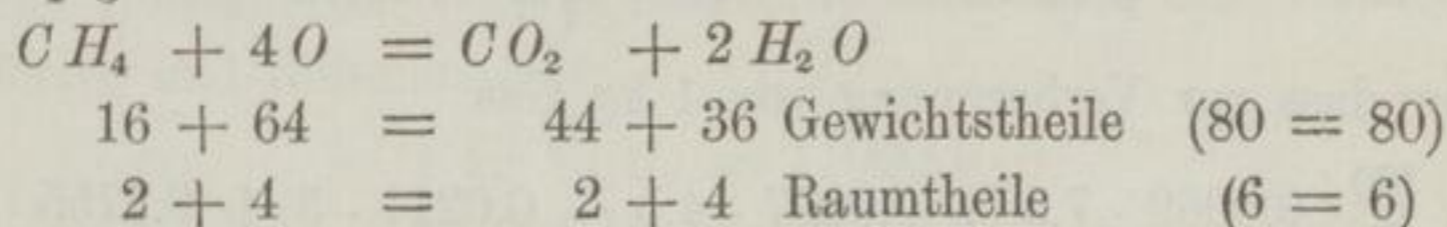
3. Butylen:



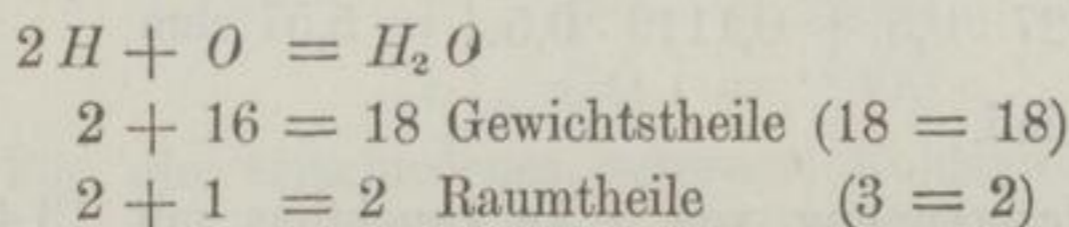
4. Aethylen:



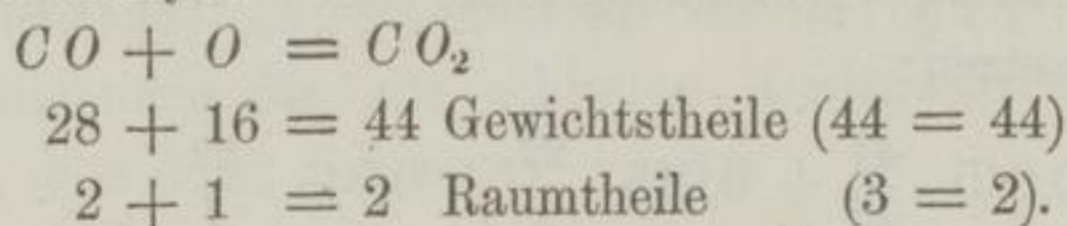
5. Sumpfgas:



6. Wasserstoff:



7. Kohlenoxyd:



Es verbrennt also:

1 kg $C_6 H_6$	mit	$\frac{40}{13}$ kg O	zu	$\frac{44}{13}$ kg $C O_2$	und	$\frac{9}{13}$ kg $H_2 O$
1 „ $C_3 H_6$	„	$\frac{24}{7}$ „	„	$\frac{22}{7}$ „	„	$\frac{9}{7}$ „
1 „ $C_4 H_8$	„	$\frac{24}{7}$ „	„	$\frac{22}{7}$ „	„	$\frac{9}{7}$ „
1 „ $C_2 H_4$	„	$\frac{24}{7}$ „	„	$\frac{22}{7}$ „	„	$\frac{9}{7}$ „
1 „ $C H_4$	„	4 „	„	$\frac{11}{4}$ „	„	$\frac{9}{4}$ „
1 „ H	„	8 „	„	11 „	„	9 „
1 „ $C O$	„	$\frac{4}{7}$ „	„	$\frac{11}{7}$ „	„	„

oder

1 cbm	$C_6 H_6$	mit	$7\frac{1}{2}$ cbm	O	zu	6 cbm	CO_2	und	3 cbm	$H_2 O$
1	"	$C_3 H_6$	"	$4\frac{1}{2}$	"	"	"	"	3	"
1	"	$C_4 H_8$	"	6	"	"	"	"	4	"
1	"	$C_2 H_4$	"	3	"	"	"	"	2	"
1	"	CH_4	"	2	"	"	"	"	1	"
1	"	H	"	$\frac{1}{2}$	"	"	"	"	1	"
1	"	CO	"	$\frac{1}{2}$	"	"	"	"	1	"

Daraus folgt mit Rücksicht darauf, dass die Luft aus 21 Raumtheilen Sauerstoff und 79 Raumtheilen Stickstoff oder aus $\frac{21 \cdot 16 \cdot 100}{21 \cdot 16 + 79 \cdot 14} = 23,3$ Gewichtstheilen Sauerstoff und $\frac{79 \cdot 14 \cdot 100}{79 \cdot 14 + 21 \cdot 16} = 76,7$ Gewichtstheilen Stickstoff besteht, dass zur Verbrennung von 1 kg Leuchtgas der oben angenommenen Zusammensetzung

$$\frac{100}{23,3} \left\{ 0,045 \cdot \frac{40}{13} + 0,013 \cdot \frac{24}{7} + 0,049 \cdot \frac{24}{7} + 0,501 \cdot 4 + 0,078 \cdot 8 + 0,260 \cdot \frac{4}{7} \right\} = 13,42 \text{ kg}$$

oder dass zur Verbrennung von 1 kg Gas

$$\frac{100}{21} \left\{ 0,0069 \cdot 7,5 + 0,0037 \cdot 4,5 + 0,0211 \cdot 3 + 0,3755 \cdot 2 + 0,4627 \cdot 0,5 + 0,1119 \cdot 0,5 \right\} = 5,57 \text{ cbm}$$

Luft erforderlich sind.

Durch die Verbrennung von 1 kg Leuchtgas mit 13,42 kg Luft entstehen 14,42 kg Verbrennungsgase, welche sich folgendermassen zusammensetzen:

$$\begin{aligned} CO_2 &= 0,030 + 0,045 \cdot \frac{44}{13} + 0,013 \cdot \frac{22}{7} + 0,049 \cdot \frac{22}{7} \\ &\quad + 0,501 \cdot \frac{11}{4} + 0,260 \cdot \frac{11}{7} &&= 2,16 \text{ kg} \\ H_2O &= 0,045 \cdot \frac{9}{13} + 0,013 \cdot \frac{9}{7} + 0,049 \cdot \frac{9}{7} \\ &\quad + 0,501 \cdot \frac{9}{4} + 0,078 \cdot 9 &&= 1,93 \text{ kg} \\ N &= 0,024 + 13,42 \cdot 0,767 &&= 10,33 \text{ kg} \\ &&& \underline{\hspace{1.5cm}} \\ &&& 14,42 \text{ kg.} \end{aligned}$$

Demnach haben die Verbrennungsgase das spezifische Volumen

$$\frac{2,16 \cdot 0,524 + 1,93 \cdot 1,280 + 10,33 \cdot 0,823}{14,42} = 0,839.$$

theile sich im Gemenge befinden. Setzen wir die spezifische Wärme¹⁾ für

Kohlensäure: $c_p = 0,2169$; $c_v = 0,1714$

Wasserdampf: $c_p = 0,4805$; $c_v = 0,3694$

Stickstoff: $c_p = 0,2438$; $c_v = 0,1727$,

so folgt für die Verbrennungsgase der Verbrennung von Leuchtgas ohne Luftüberschuss:

$$c_p = 0,15 \cdot 0,2169 + 0,13 \cdot 0,4805 + 0,72 \cdot 0,2438 = 0,271$$

$$c_v = 0,15 \cdot 0,1714 + 0,13 \cdot 0,3694 + 0,72 \cdot 0,1727 = 0,198;$$

das Verhältniss beider ist also

$$\kappa = \frac{0,271}{0,198} = 1,37.$$

Da nun die mit der Verbrennung des Leuchtgases verbundene Zusammenziehung, wie oben nachgewiesen wurde, sehr gering ist, so kann man die Verbrennung, wenn man diese Zusammenziehung ganz vernachlässigt, offenbar ansehen als eine Wärmezuführung bei konstantem Volumen. Es wird also, weil 1 kg Leuchtgas mit 13,42 kg Luft 14,42 kg Verbrennungsgase ergiebt, jedes kg der letzteren 9935 : 14,42 c aufnehmen, also muss die Temperatur nach der Verbrennung, wenn diejenige vor derselben $T_0 = 273^\circ$ war,

$$T_1 = 273 + \frac{9935}{14,42 \cdot 0,198} = 273 + 3484 = 3757^\circ$$

sein, während die Spannung von $p_0 = 1$ at bis

$$p_1 = 1 \cdot \frac{3757}{273} = 13,8 \text{ at}$$

steigt. Diese letztere Zahl ist gewissermassen ein Mass für die Verpuffungskraft des Gases.

Bei der Berechnung vergleichender Beispiele muss man selbstredend immer dasselbe Gas zu grunde legen; ich habe mit Rücksicht auf zahlreiche durchgerechnete Analysen im nächsten Abschnitte stets folgende Mittelwerthe angenommen:

Specificsches Gewicht	0,5 kg	=	1 cbm
Specificsches Volumen	2 cbm	=	1 kg
Heizwerth	10000 c	=	1 kg, 5000 c = 1 cbm
Luftmenge zur Verbrennung von 1 kg Gas . . .		=	14 kg
Luftmenge zur Verbrennung von 1 cbm Gas . .		=	5,6 cbm.

1) Grashof, Theoretische Maschinenlehre 1, 109.

Zusammensetzung der Verbrennungsgase:

1 kg =	0,15 kg	CO ₂	+	0,13 kg	H ₂ O	+	0,72 kg	N
Specifisches Gewicht derselben	. . .	1,2	kg	=	1	cbm		
Specifisches Volumen derselben	. . .	0,83	cbm	=	1	kg		
Specifische Wärme bei konstantem Volumen	. . .	c _v	=	0,20				
Specifische Wärme bei konstanter Spannung	. . .	c _p	=	0,27				
Verhältniss beider	x	=	1,35.				

Die Kreisprocesse der Gasmaschinen.

Es ist auf grund der bisherigen Versuchsergebnisse und sonstiger Beobachtungen vorerst noch nicht gelungen und auch wohl nicht möglich, den Kreisprocess einer bestimmten Gasmachine von vornherein mit hinlänglicher Genauigkeit festzustellen, d. h. das Indikatordiagramm, welches sie liefern wird, zu entwerfen. Es wird noch mancher Versuche und Rechnungen bedürfen, bis man so weit gekommen sein wird, z. B. die Abmessungen einer Gasmachine, welche eine bestimmte Arbeit verrichten soll, auf grund gewisser, durch Erfahrungszahlen verbesserter, theoretisch abgeleiteter Formeln festzustellen, wie das bei der Dampfmaschine zu geschehen pflegt. Es sind solche Versuche, aus welchen derartige Regeln nur abgeleitet werden können, namentlich um deshalb einigermaßen umständlich, weil man, der verschiedenartigen Zusammensetzung des Leuchtgases wegen, zu einer genauen Verfolgung der Vorgänge in der Maschine stets einer selbständigen Gasanalyse bedarf und weil es zur genauen Bestimmung des Mischungsverhältnisses Gas : Luft nöthig ist, die angesaugte Luftmenge zu messen.

Es können deshalb die nachfolgenden Betrachtungen nicht den Zweck haben, eine ziffermässig genaue Darstellung der wirklichen Kreisprocesse zu geben; sie können vielmehr nur dazu dienen, in grossen Zügen klar zu stellen, welche Umstände auf das Ergebniss Einfluss haben und nach welcher Richtung hin dieser stattfindet.

Es ist vor allen ein Umstand, welcher die Sache erschwert, nämlich der Einfluss der Kühlung; es ist nicht angängig, für diesen ein nur einigermaßen einfaches, annähernd richtiges Gesetz aufzustellen. Deshalb ist von ihrem Einflusse zunächst ganz abgesehen und es werden die verschiedenen Kreisprocesse der ver-

schiedenen Maschinen zunächst so betrachtet, als ob eine Kühlung nicht stattfinde — später soll dann versucht werden, diesen Einfluss wenigstens im allgemeinen zu kennzeichnen.

Es hat dieses Vorgehen auch eine innere Berechtigung. Denn die Kühlung ist unter allen Umständen ein grosser Nachtheil, den man sich nothgedrungen gefallen lassen muss, weil man keine Stoffe besitzt, welche bei hohen Temperaturen dauerhaft genug sind, um ohne sie bestehen zu können. Wir sehen also in ihr eine Unvollkommenheit, welche möglichst beschränkt werden muss und wir betrachten also, wenn wir sie unberücksichtigt lassen, gewissermassen den idealen Kreisprocess, denjenigen, welchem man sich in der Maschine möglichst nähern will, wenngleich man sehr wohl weiss, dass man ihn nie erreichen kann. Wenn aber einmal die Kühlung unberücksichtigt bleibt, so können wir auch andere, weniger erhebliche Unvollkommenheiten der Maschine zunächst ausser acht lassen und nur die Folge von Zustandsänderungen betrachten, welche bei der besonderen Gattung von Maschinen mit dem Gasgemische vorgenommen werden soll.

Diese Untersuchung stellt dann das unerreichbare Ideal, dem man sich möglichst annähern will, fest. Dabei muss man aber wohl beachten, dass man die wirklich ausgeführten Maschinen nicht allein auf grund der idealen Kreisprocesse, welche ihre Arbeitsweise angeben, beurtheilen darf, dass man namentlich die erhaltenen Ergebnisse nicht ohne weiteres unter einander vergleichen darf. Denn die Möglichkeit der Annäherung an das Ideal ist für die verschiedenen Gattungen von Maschinen ganz verschieden gross — mit anderen Worten: es kann eine sehr unvollkommene Maschine der Ausdruck eines sehr vollkommenen Kreisprocesses sein; man hat also bei der Beurtheilung und gegenseitigen Vergleichung verschiedener Kreisprocesse sehr grossen Werth darauf zu legen, festzustellen, in wie weit sich die Näherung vollziehen lässt und welche Eigenthümlichkeiten des Kreisprocesses die Annäherung erschweren.

1. Der Kreisprocess der ohne Verdichtung arbeitenden direkt wirkenden Maschinen. Es mag angenommen werden, dass ein schädlicher Raum in der Maschine nicht vorhanden sei. Dann ist der Kreisprocess einfach folgender:

Die Maschine saugt das Gemisch im Gewichtsverhältniss 1 : n mit der Spannung p_0 und der Temperatur T_0 während des Kolbenweges v_1 an; nach Zurücklegung dieses Hubtheiles, also nachdem sich der Kolben um die Wegeslänge v_1 vom Cylinderboden entfernt hat, erfolgt die Verpuffung, welche als ganz plötzlich, als gar keine Zeit erfordernd, angesehen werde; infolge derselben steigt die Spannung plötzlich, also bei konstantem Volumen, bis p_1 , die Temperatur aber bis T_1 ; nun erfolgt die Ausdehnung der

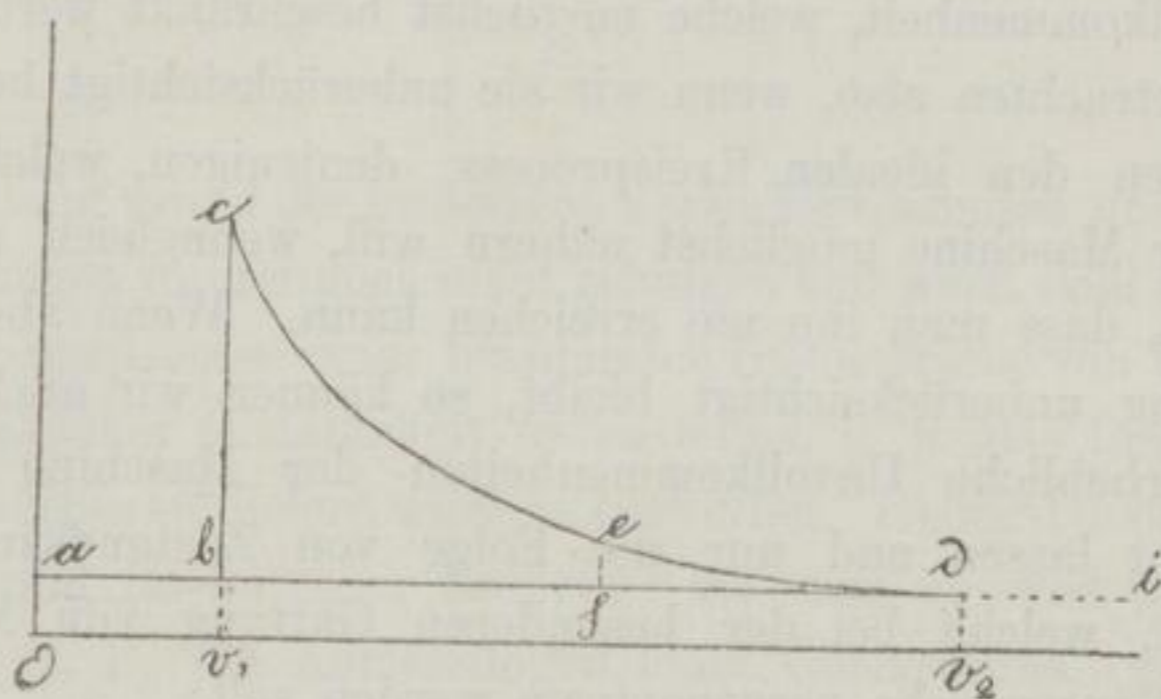


Abb. 211.

Verbrennungsgase bis an das Ende des Hubwechsels, welcher nach Zurücklegung des Kolbenweges v_2 eintritt, wenn die Spannung bis p_0 und die Temperatur bis T_0 gesunken ist; beim Kolbenrückgange werden die Verbrennungsgase mit konstanter Spannung p_0 ausgetrieben. Dieser Kreisprozess wird durch die Abb. 211 veranschaulicht und ergibt die Diagrammfläche $abcdba = bcdb$. Die Ausdehnung ist als adiabatische Zustandsänderung anzusehen, weil von dem Einflusse der Kühlung abgesehen und demnach weder Wärmezufuhr noch Wärmeabfuhr beabsichtigt wird.

Da zur vollständigen Verbrennung von 1 kg Gas 14 kg Luft erforderlich sind, so gehen mit jedem Kilogramm Gas, welches den Kreisprozess durchmacht, $(n-14)$ kg Luft überschüssig durch die Maschine; die spezifische Wärme der Verbrennungsgase ist also mit Rücksicht auf die Werthe $c_v = 0,20$ und $c_p = 0,27$ für unverdünnte Verbrennungsrückstände, $c_v = 0,17$ und $c_p = 0,24$ für Luft:

$$c_v = \frac{15 \cdot 0,20 + (n - 14) 0,17}{1 + n}$$

$$c_p = \frac{15 \cdot 0,27 + (n - 14) 0,24}{1 + n}$$

Durch die Verpuffung wird also, da sie einer Wärmezuführung bei konstantem Volumen von $Q_1 = 10000 \text{ c}$ für 1 kg Gas entspricht, welche sich auf $(1 + n)$ kg Verbrennungsgase vertheilt, die Temperatur von T_0 bis T_1 gesteigert, und zwar ist

$$\frac{Q_1}{1+n} = c_v (T_1 - T_0),$$

also

$$T_1 = T_0 + \frac{Q_1}{c_v (1+n)}.$$

Gleichzeitig wächst die Spannung infolge der Verpuffung von p_0 bis p_1 ; und da sich der Gleichung $p v = R T$ zufolge bei konstantem Volumen die Spannungen wie die absoluten Temperaturen verhalten (denn es ist $\frac{p}{T} = \frac{R}{v} = \text{Konst}$), so findet sich

$$p_1 = p_0 \frac{T_1}{T_0}.$$

Von diesem Augenblicke an dehnen sich die Verbrennungsgase, dem Gesetze $p v^\kappa = \text{Konst}$ folgend aus, bis die Spannung wieder p_0 geworden ist; man erhält also als Endtemperatur des Hubes wegen

$$p_1 v_1^\kappa = p_0 v_2^\kappa$$

und wegen

$$\frac{p_1 v_1}{T_1} = \frac{p_2 v_2}{T_2}$$

den Werth

$$T_2 = T_1 \frac{p_0 v_2}{p_1 v_1} = T_1 \left(\frac{v_2}{v_1} \right)^{1-\kappa} = T_1 \cdot \varepsilon^{1-\kappa},$$

in welcher Formel $\varepsilon = \frac{v_2}{v_1}$ das Ausdehnungsverhältniss bedeutet.

Macht also 1 kg Gas diesen Kreisprocess durch, so wird den entstehenden $(1 + n)$ kg Verbrennungsgasen auf dem Wege bc die Wärmemenge

$$Q_1 = 10000 \text{ c}$$

zugeführt, und auf dem Wege db die Wärmemenge

$$Q_2 = (1 + n) c_p (T_2 - T_0)$$

entzogen; so dass durch den Kreisprocess die Wärmemenge

$$Q = Q_1 - Q_2$$

in Arbeit verwandelt wird.

Das Verhältniss zwischen der Wärmemenge Q_1 , die man in einem Kreisprocesse zuführen muss, um die Arbeitsmenge $Q:A$ aus demselben zu erhalten, und der dieser aequivalenten Wärme-

menge Q , nennt man den Wirkungsgrad des Processes (siehe Seite 205); es ist also

$$\eta = \frac{Q}{Q_1} = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1} = 1 - \frac{Q_2}{Q_1}.$$

Zahlenbeispiel. Es werde angenommen, dass die Temperatur des eintretenden Gasgemisches = 12° , also $T_0 = 285^\circ$, seine Spannung 1 at sei, und dass es sich aus 1 Raumtheil Gas und 9 Raumtheilen Luft zusammensetze.

Auf 1 kg Gas entfallen also

$$n = 9 \cdot \frac{1,25}{0,5} \approx 22,5 \text{ kg}$$

Luft; es gehen also mit jedem Kilogramm Gas $22,5 - 14 = 8,5$ kg Luft überschüssig durch. Demnach ist die spezifische Wärme der so verdünnten Verbrennungsgase

$$c_v = \frac{15 \cdot 0,20 + 8,5 \cdot 0,17}{23,5} = 0,189;$$

$$c_p = \frac{15 \cdot 0,27 + 8,5 \cdot 0,24}{23,5} = 0,259;$$

und ihr Verhältniss

$$\kappa = \frac{0,259}{0,189} = 1,370.$$

Die Verpuffungstemperatur wird

$$T_1 = 285 + \frac{10000}{0,189 \cdot 23,5} = 2536^\circ$$

und die Verpuffungsspannung

$$p_1 = 1 \frac{2536}{285} = 8,90 \text{ at.}$$

Weil die Ausdehnung adiabatisch ist, so erhält man bei der vorausgesetzten Ausdehnung bis zur Anfangsspannung p_0 das Ausdehnungsverhältniss

$$\epsilon = \frac{v_2}{v_1} = \left(\frac{p_1}{p_0}\right)^{\frac{1}{\kappa}} = 8,90^{\frac{1}{1,370}} = 4,9$$

und die Endtemperatur

$$T_2 = 2536 \cdot 4,9^{-0,370} = 1405^\circ.$$

Während des Kreisprocesses wird durch jedes Kilogramm Gas die Wärmemenge

$$Q_1 = 10000 \text{ c}$$

zu-, durch die aus dessen Verbrennung entstehenden Rückstände aber die Menge

$$Q_2 = 23,5 \cdot 0,259 (1405 - 285) = 6817 \text{ c}$$

wieder abgeführt, so dass nur

$$Q = 10000 - 6817 = 3183 \text{ c}$$

in Arbeit umgesetzt werden.

Das Güteverhältniss des Kreisprocesses ist also

$$\eta = \frac{3183}{10000} = 0,32$$

und die von einem Kilogramm Gas verrichtete Arbeit ist

$$L = 424 \cdot 3183 = 1349592 \text{ mkg;}$$

zur Verbrennung von 1 cbm Gas wäre erforderlich ein Kolbenraum

$$V = 4,90 (1 + 9) = 49,00 \text{ cbm.}$$

Wiederholt man die Rechnung für verschiedene Mischungsverhältnisse, so erhält man folgende Zahlentafel:

Volum- verhält- nisse	n	c_v	c_p	α	T_1	p_1	ε	T_2	Q_2	Q	η	V
1:6	15,0	0,198	0,268	1,356	3442	12,07	6,2	1756	6308	3692	0,37	43,4
1:7,5	18,8	0,193	0,263	1,363	2902	10,18	5,4	1551	6593	3407	0,34	45,9
1:9	22,5	0,189	0,259	1,370	2536	8,90	4,9	1405	6817	3183	0,32	49,0
1:10,5	26,3	0,186	0,256	1,376	2254	7,91	4,5	1289	7017	2983	0,30	51,8
1:12	30,0	0,184	0,254	1,380	2039	7,15	4,2	1198	7189	2811	0,28	54,6
1:13,5	33,8	0,183	0,253	1,383	1855	6,51	3,9	1118	7334	2666	0,27	56,6

Man sieht also, dass von der zugeführten Wärme sich um so mehr in Arbeit verwandelt, je stärker das Gasgemisch gewählt wird. Mit der Verdünnung nimmt η ab; aber es ist wohl zu beachten, dass diese Abnahme gering ist im Verhältniss zur Abnahme der höchsten Temperatur, welche sehr erheblich ist; d. h. also, es ist der Kreisprocess um so besser ausführbar, je dünner die Mischung ist. Mit der Verdünnung nimmt auch V , nehmen also die Abmessungen der Maschine zu, aber es ist diese Zunahme gleichfalls viel geringer, als die Abnahme von T_1 . Deshalb wird man zweckmässiger mit armen als mit reichen Mischungen arbeiten.

Die Art der Wärmebewegung im Kreisprocess wird deutlicher, wenn man das Wärmediagramm verzeichnet. Da die Temperaturen dem Produkte $p v$ direkt proportional sind, so nimmt man einfach diese Produkte in beliebigem Massstabe als Ordinaten und da es nur auf die Aenderungen der Wärmegewichte, nicht aber

auf deren Absolutwerthe ankommt, so setzt man die Konstante (Seite 206) gleich Null, berechnet die diesen Aenderungen direkt proportionalen Werthe $P = \log p + \kappa \log v$ und nimmt dann die Ausdrücke $P - P_{min}$ als Abscissen. Auf diese Weise ist mit Hilfe

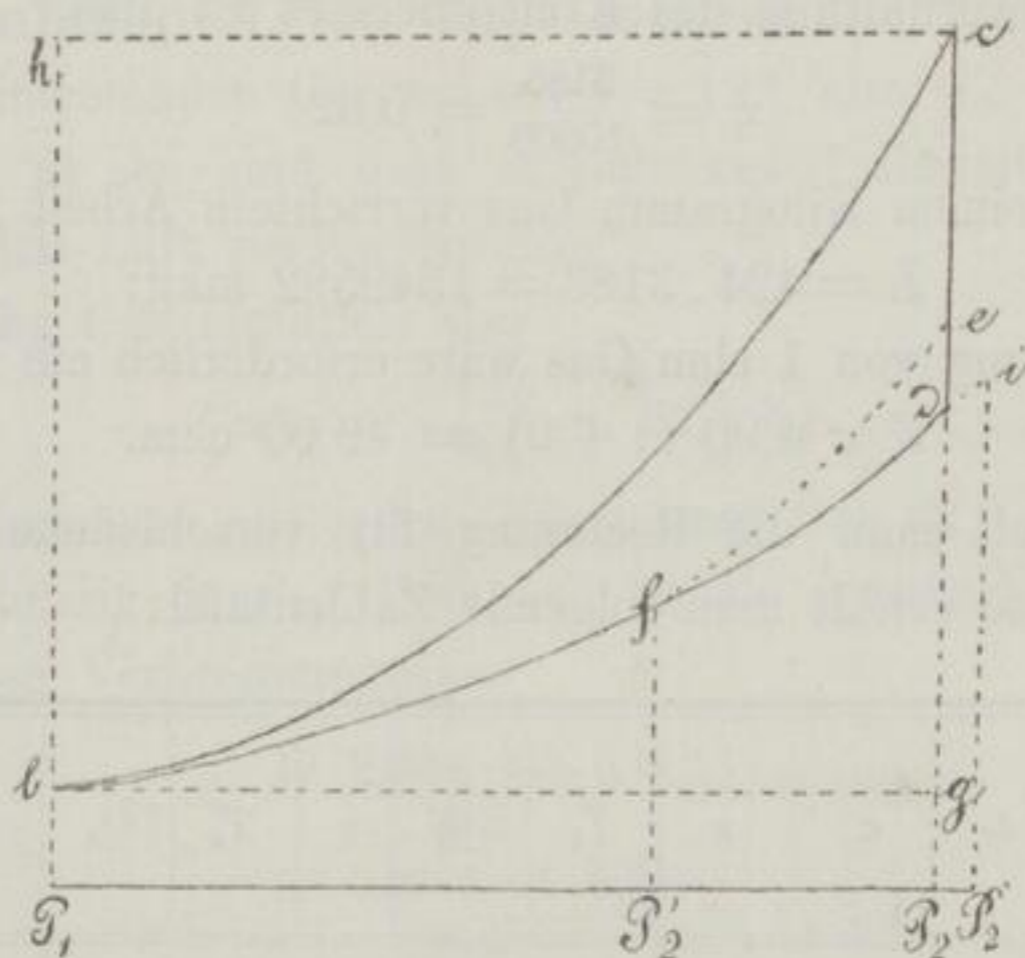


Abb. 212.

der folgenden Zahlentafel aus Abb. 211 die Abb. 212 entstanden. Beide Bilder sind auf $\frac{3}{5}$ ihrer ursprünglichen Grösse verkleinert worden.

v	p	vp	P	$P - P_{min}$
20	5	100	2,481	0,000
20	10	200	2,782	0,301
20	15	300	2,959	0,477
20	26	500	3,180	0,699
20	35	700	3,326	0,845
20	44,5	890	3,431	0,949
98	5	490	3,431	0,949
80	5	400	3,306	0,824
60	5	300	3,135	0,654
40	5	200	2,894	0,412
25	5	125	2,614	0,133

Aus diesem Wärmediagramme erkennt man die Art der Wärmezufuhr und -abfuhr viel deutlicher; die Fläche $P_1 b c P_2$ stellt die Wärmemenge Q_1 , die Fläche $P_1 b d P_2$ die Wärmemenge Q_2

und die Fläche bcd die Wärmemenge Q dar. Es ist also die Fläche bcd inhaltsgleich der Fläche bcd des Spannungsdiagrammes, wenn beide nach demselben Massstabe gezeichnet sind.

Das ist nun hier allerdings nicht der Fall; man kann indessen den Flächenmassstab für das Wärmediagramm leicht aus den obigen Formeln ableiten, findet ihn aber am bequemsten, indem man die Fläche $P_1 b c P_2$ planimetriert und sie $= Q_1$ setzt. Der Massstab für die Ordinaten ergibt sich am einfachsten durch den Umstand, dass die Länge $P_1 b$ die Temperatur T_0 darstellt; setzt man also $P_1 b = 1$, so erhält man alle übrigen Temperaturen als Vielfache von T_0 .

Uebrigens liefert die Verzeichnung des Wärmediagrammes einige sehr einfache Rechnungsproben. Zunächst muss, da cd eine Adiabate ist, der berechnete Werth P für die Punkte c und d derselbe sein. Ferner muss auch das Wärmediagramm eine geschlossene Linie sein, es muss also die positive Aenderung des Wärmegewichtes bei der Wärmezufuhr gleich der negativen Aenderung des Wärmegewichtes bei der Wärmeabfuhr sein.

Da die erstere

$$\int \frac{dQ}{AT} = \frac{c_v}{A} \int_{T_0}^{T_1} \frac{dT}{T} = \frac{c_v}{A} \log \text{nat} \frac{T_1}{T_0},$$

die letztere

$$\int \frac{dQ}{AT} = \frac{c_p}{A} \int_{T_0}^{T_2} \frac{dT}{T} = \frac{c_p}{A} \log \text{nat} \frac{T_2}{T_0}$$

ist, so folgt also

$$c_v \log \frac{T_1}{T_0} = c_p \log \frac{T_2}{T_0}$$

als Beziehung für die Prüfung.

Ferner lässt das Wärmediagramm leicht den theoretischen Werth eines Kreisprocesses erkennen. Denn die überhaupt disponibele Arbeit, die Arbeitsfläche des Carnotprocesses, wird in ihm dargestellt durch das umschliessende Rechteck $bhcg$, und das Verhältniss der Flächen bcd und $bhcg$ giebt den Zeuner'schen Wirkungsgrad des Processes (Seite 205) an.

Das Wärmediagramm macht auch den Einfluss von Aenderungen des Kreisprocesses sehr deutlich. Man bemerkt z. B. be-

reits aus dem Spannungsdiagramme, dass es kaum zweckmässig sein wird, die Ausdehnung wirklich bis auf 1 at zu treiben; je grösser man dieselbe wählt, desto verhältnissmässig geringer ist der Arbeitsgewinn. Würde man z. B. das Ausdehnungsverhältniss 3 statt 4,9 nehmen, so entspräche dem die Linie ef des Spannungsdiagrammes, also auch die ebenso bezeichnete Linie im Wärmediagramme; die grosse Verringerung des Kolbenraumes verkleinert also den Wirkungsgrad und berührt die Verhältnisse der Wärmebewegung nur wenig.

Allerdings ist dabei eines zu beachten. Wenn man die Ausdehnung schon im Punkte e unterbricht, d. h. also, das Austrittsventil der Maschine schon vor der Erreichung von 1 at öffnet, so entweichen die Verbrennungsgase mit höherer Spannung; diese sinkt durch Austritt derselben schnell auf 1 at. Das ist aber eine nicht umkehrbare Zustandsänderung und es fragt sich, ob man eine solche, in den Abbildungen durch ef dargestellte, ebenso in Rechnung stellen darf, wie wenn sie umkehrbar wäre. Den Beweis für die Zulässigkeit giebt Zeuner¹⁾ so:

Wenn man annimmt, dass die Herstellung der Gleichgewichtstemperatur nicht durch Entweichen der Gase in das Freie hergestellt würde, sondern dass der Kolben nach Erreichung des Punktes f noch weiter ginge, bis sie erreicht ist, also etwa bis i , ohne dass dadurch etwas an der Art der nicht umkehrbaren Zustandsänderung verändert würde, so muss nach den Gesetzen für den nicht umkehrbaren Kreisprocess die Wärmemenge, welche für die nicht umkehrbare Zustandsänderung von dem Gleichgewichtszustande e bis zum neuen Gleichgewichtszustande i verbraucht wird, gleich sein der Wärmemenge, welche verbraucht wird, wenn man die Aenderung von e bis zu diesem Punkte i auf umkehrbarem Wege vor sich gehen lässt, also zunächst von e bis f bei konstantem Volumen und dann von f bis zur Gleichgewichtstemperatur bei i bei konstanter Spannung. Nun ist aber, da die Cylinderwandungen wärmedicht sind, die nicht umkehrbare Zustandsänderung verbunden mit dem Wärmeverbrauche Null. Es muss also die der umkehrbaren Zustandsänderung ef entsprechende Wärmeabfuhr $P_2'feP_2$ gleich sein der der umkehrbaren Zustands-

1) Zeuner, Technische Thermodynamik 1, 427.

änderung fg entsprechenden Wärmezufuhr $P_2'fiP_2''$, d. h. es müssen die beiden Flächen fed und P_2diP_2'' gleich gross sein. Die insgesamt abzuführende Wärmemenge, d. i. also die Wärmemenge, welche beim Austritte der Gase in das Freie, während der Kolben den ganzen Hub gb macht, an die Aussenluft abgegeben wird, wird dargestellt durch die Fläche P_1bfiP_2'' ; da nun aber $P_2'fiP_2'' = P_2'feP_2$ ist, so kann man sie auch darstellen durch P_1bfeP_2 . D. h. also, man kann das Diagramm genau so benutzen, als ob der Kreisprocess in allen seinen Theilen umkehrbar wäre.

2. Der Kreisprocess der mit verdichteter Ladung arbeitenden direkt wirkenden Maschinen unter Voraussetzung plötzlicher Verpuffung. Nehmen wir wieder an, dass ein schädlicher Raum nicht vorhanden sei, nehmen wir ferner an, dass eine besondere Pumpe die Verdichtung besorge und das verdichtete Gemisch in einen Behälter drücke, von welchem es in den Arbeitscylinder trete, genau, wie das nicht verdichtete Gemisch im vorigen Falle, so ist der Kreisprocess folgender:

Die Pumpe, deren Querschnitt dem des Arbeitercylinders gleich ist, bzw. deren Hub als auf diesen reducirt angenommen wird, saugt das Gemisch im Verhältnisse $1 : n$ mit der Spannung p_0 und der Temperatur T_0 während des Kolbenweges v_1 an und verdichtet es während des Rückganges von v_1 bis v' , also im Verhältnisse

$$\delta = \frac{v_1}{v'}$$

adiabatisch, wobei die Spannung bis

$$p' = p_0 \delta^n$$

und die Temperatur bis

$$T' = T_0 \delta^{n-1}$$

steigt; während des Kolbenweges v' drückt sie dann das Gemisch in den Behälter.

Aus diesem entnimmt es der Arbeitscylinder während des Kolbenweges v' , nach Zurücklegung dieses Weges erfolgt die Verpuffung, durch welche die Temperatur auf den Werth

$$T_1 = T' + \frac{Q_1}{c_v(1+n)}$$

und die Spannung auf den Werth

$$p_1 = p' \frac{T_1}{T'}$$

Um diesen Kreisprocess auszuführen, kann man entweder, wie oben angenommen, zwei Cylinder anwenden oder auch nur einen solchen nehmen, in welchem der Kolben bei jedem Spiele zwei verschieden lange Hübe macht — in letzterer Form ist die Maschine bekanntlich von Atkinson (Seite 165) ausgeführt, die erstere Form ist meines Wissens noch nicht zur Anwendung gekommen, dürfte aber besonders für grosse Maschinen eine empfehlenswerthe Grundlage abgeben.

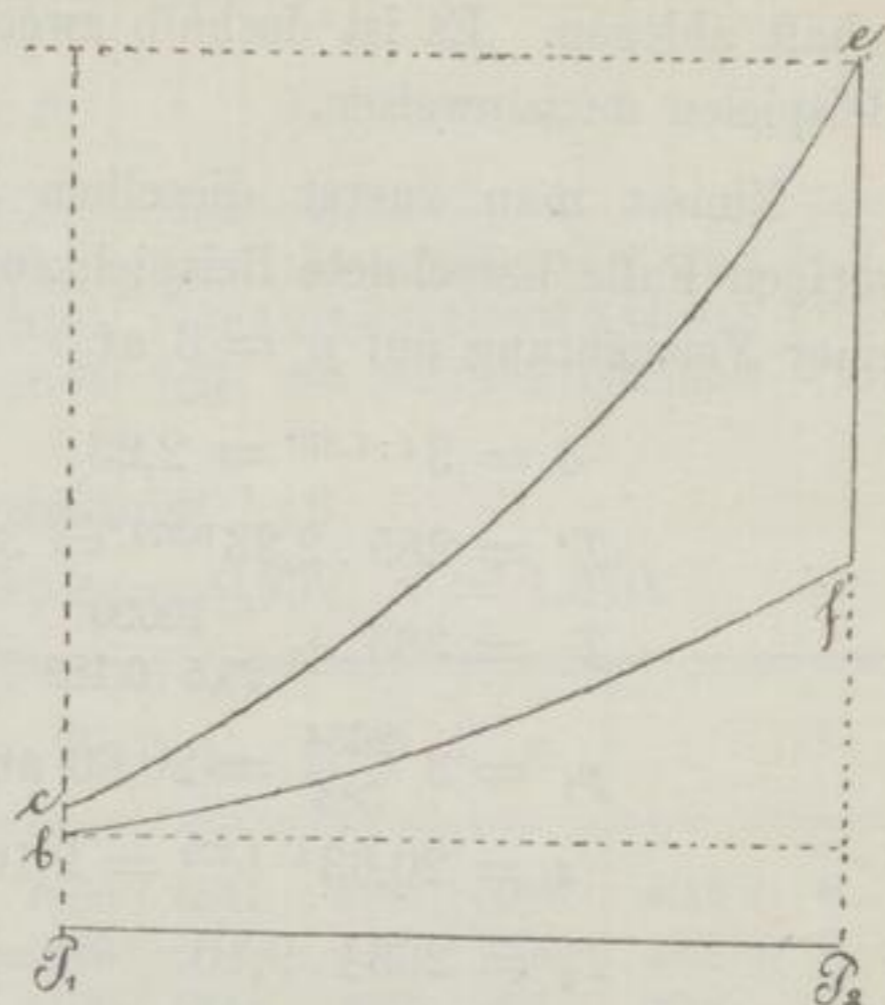


Abb. 214.

Verfolgt man nun die Formeln, indem man sie mit denen des vorigen Falles vergleicht,

Mit Verdichtung	Ohne Verdichtung
$\delta = \left(\frac{p'}{p_0}\right)^{\frac{1}{x}}$	—
$T' = T_0 \delta^{x-1}$	—
$T_1 = T' + \frac{Q_1}{c_p(1+n)}$	$T_1 = T_0 + \frac{Q_1}{c_p(1+n)}$
$p_1 = p' \frac{T_1}{T'}$	$p_1 = p_0 \frac{T_1}{T_0}$
$\varepsilon = \left(\frac{p_1}{p_0}\right)^{\frac{1}{x}}$	$\varepsilon = \left(\frac{p_1}{p_0}\right)^{\frac{1}{x}}$
$T_2 = T_1 \varepsilon^{1-x}$	$T_2 = T_1 \varepsilon^{1-x}$
$Q_2 = c_p(1+n)(T_2 - T_0)$	$Q_2 = c_p(1+n)(T_2 - T_0)$
$Q = Q_1 - Q_2$	$Q = Q_1 - Q_2$
$\eta = 1 - \frac{Q_2}{Q_1}$	$\eta = 1 - \frac{Q_2}{Q_1}$

so bemerkt man zwar unschwer, dass die Verdichtung T_1 und p_1 steigern, T_2 und Q_2 verringern, also η verbessern muss, aber über

den Grad dieser Verbesserung kann man sich nicht gut Rechenschaft ablegen. Es ist deshalb zweckmässig, denselben an einigen Beispielen nachzuweisen.

Nimmt man zuerst dieselben Zahlen an, wie für das im vorigen Falle berechnete Beispiel, so erhält man bei Voraussetzung einer Verdichtung auf $p' = 3$ at

$$\begin{aligned} \delta &= 3^{1:1,370} = 2,23 \\ T' &= 285 \cdot 2,23^{0,370} = 383^{\circ} \\ T_1 &= 383 + \frac{10000}{23,5 \cdot 0,189} = 2634^{\circ} \\ p_1 &= 3 \frac{2634}{383} = 20,63 \text{ at} \\ \epsilon &= 20,63^{1:1,370} = 9,10 \\ T_2 &= 2634 \cdot 9,10^{-0,370} = 1163^{\circ} \\ Q_2 &= 23,5 \cdot 0,259 (1163 - 285) = 5344 \text{ c} \\ Q &= 10000 - 5344 = 4656 \text{ c} \\ \eta &= 0,47 \\ V &= 10 \left\{ 1 + \frac{9,10}{2,23} \right\} = 50,8 \text{ cbm.} \end{aligned}$$

Die Verdichtung hat also eine grosse Verbesserung des Wirkungsgrades der Maschine zur Folge, ohne dass durch sie die Verbrennungstemperatur sehr erhöht würde oder die Maschine viel grösser ausfiele. Es muss also die Verdichtung der Ladung vor der Verpuffung also sehr empfehlenswerth erscheinen, da die erhöhte Spannung weniger bedenklich erscheint. Das allerdings sehr hohe Mass von 20 at verliert von seiner Ungeheuerlichkeit, wenn man bedenkt, dass man wegen der Kühlung und nicht plötzlichen Verbrennung es doch niemals wirklich erreichen wird.

Uebrigens kann, wie aus den folgenden Zahlentafeln hervorgeht, die Verbesserung des Kreisprocesses durch die Verdichtung keineswegs beliebig weit getrieben werden; die Zunahme des Wirkungsgrades ist anfänglich eine sehr schnelle, wird aber bald sehr unbedeutend. Es dürfte also die übliche Verdichtungs-
spannung von 3—4 at zweckmässig gewählt sein.

$p' = 3 \text{ at.}$

Volum- verhältn.	n	c_v	c_p	α	δ	T'	T_1	p_1	ε	T_2	Q_2	Q	η	V
1:6	15,0	0,198	0,268	1,356	2,25	380	3537	27,90	12,78	1476	5107	4893	0,49	$39,8 + 7 = 46,8$
1:9	22,5	0,189	0,259	1,370	2,23	383	2634	20,61	9,10	1163	5344	4656	0,47	$40,8 + 10 = 50,8$
1:12	30,0	0,184	0,254	1,380	2,22	386	2139	16,64	7,67	986	5520	4480	0,45	$45,0 + 13 = 58,0$

Volumverhältniss 1:9

$n = 22,5; c_v = 0,189; c_p = 0,259; \alpha = 1,370.$

p'	δ	T'	T_1	p_1	ε	T_2	Q_2	Q	η	V
1	1,00	285	2536	8,90	4,9	1405	6817	3185	0,32	$49,0 + 0 = 49,0$
2	1,66	344	2595	15,10	7,3	1246	5849	4151	0,42	$43,8 + 10 = 53,8$
3	2,23	383	2634	20,63	9,1	1163	5344	4656	0,47	$40,8 + 10 = 50,8$
4	2,75	414	2665	25,72	10,7	1109	5015	4985	0,50	$38,9 + 10 = 48,9$
5	3,25	441	2695	30,55	12,1	1069	4772	5228	0,52	$37,4 + 10 = 47,4$

3. Der Viertakt. Der sogenannte Viertakt stellt einen besonderen Fall des soeben besprochenen Kreisprocesses in seiner Anwendung auf nur einen Cylinder dar, von dem er sich dadurch unterscheidet, dass die beiden Kolbenhübe gleich sind. Es ist also hier das Verhältniss für die Ausdehnung beschränkt und gleich dem Verhältnisse für die Verdichtung; es ist nicht möglich, die Verbrennungsgase bis auf 1 at auszudehnen, sondern es müssen dieselben mit höherer Spannung aus der Maschine entweichen. Durch die Gleichheit der Kolbenhübe ist denn auch bedingt, dass der Verdichtungsraum stets mit Verbrennungsgasen gefüllt bleibt; es wird also die Ladung durch dieselben stets verdünnt.

Hat also der Verdichtungsraum die Grösse v_1 , Abb. 215, so tritt die Füllung während des Kolbenweges ab mit Aussenspannung ein und bildet durch Mischung mit den Verbrennungsgasen, welche sich im Verdichtungsraume befinden, die Ladung. Beim ersten Rückgange des Kolbens wird diese auf das Volumen v_1 gemäss der Adiabate bc verdichtet, so dass die Spannung auf p' und die Temperatur auf T' steigt, dann erfolgt die Zündung, welche die Spannung gemäss der Lothrechten cd auf p_1 und die Temperatur auf T_1 treibt, dann dehnen sich die Verbrennungsgase adiabatisch

Werth T_2 zur Folge und dieser bedingt eine grössere Wärmeabfuhr, welche aber geringer wird, weil in der Formel für Q_2 nun c_v an die Stelle von c_p tritt. Wie gross also die Verschlechterung ist, welche der Viertakt gegenüber dem vorher besprochenen Kreisproceß zeigt, lässt sich wieder nach den Formeln schlecht beurtheilen und besser an einigen Beispielen sehen.

Nehmen wir zunächst das Volumenverhältniss Gas : Luft = 1 : 6 an, so ergibt sich aus der Tafel Seite 231 die Luftmenge $n = 15$, $\kappa = 1,356$ und für $p' = 3$ at das Verdichtungsverhältniss $\delta = 2,25$. Mit Hilfe dieser Zahl berechnet sich aus der Beziehung

$$m : (16 + m) = 1 : 2,25$$

$$m = 12,8.$$

Wir würden also eine Ladung erhalten, welche aus 1 kg Gas, 15 kg Luft und 12,8 kg Verbrennungsrückständen bestände; es wäre also hier $n + m = 27,8$. Um aber mit der Tafel auf Seite 231 genau vergleichbare Ergebnisse zu erhalten, wählen wir wie dort in der dritten Spalte $n + m = 30$. Das Gemisch ist von dem vorher angenommenen nicht viel verschieden; wir werden für dasselbe ebenfalls $\delta = 2,25$ annehmen dürfen und erhalten dann aus der Beziehung

$$m : 31 = 1 : 2,25$$

$$m = 13,78.$$

Wir haben also jetzt eine Ladung angenommen, welche aus 1 kg Gas + 16,22 kg Luft + 13,78 kg Rückstand besteht. Für diese Ladung berechnet sich

$$c_v = \frac{15 \cdot 0,20 + 2,22 \cdot 0,17}{17,22} = 0,196$$

$$c_p = \frac{15 \cdot 0,27 + 2,22 \cdot 0,24}{17,22} = 0,266$$

$$\kappa = \frac{0,266}{0,196} = 1,357.$$

Diese Zahl weicht von der oben angenommenen 1,356 sehr wenig ab, daher ist denn auch ε berechnet aus

$$\varepsilon = 3^{1 : 1,357} = 2,25$$

mit der früheren Annahme für δ in Uebereinstimmung.

Mit anderen Worten: Um bei 3 at Verdichtungsspannung dieselbe Verdünnung zu erhalten wie in der Tafel auf Seite 231, dritte Spalte, angenommen wurde, nämlich 1 : 30 = Gas : Luft

gewicht, muss man ein Gemisch anwenden, welches das Gewichtsverhältniss Gas : Luft = 1 : 16,22 hat, was beiläufig dem Volumenverhältnisse 1 : 6,5 entspricht.

Für diese Ladung ergibt sich nun ohne weiteres mit $c_v = 0,196$; $c_p = 0,266$ und $\kappa = 1,357$ für $p' = 3$ at:

$$\varepsilon = 2,25$$

$$T' = 285 \cdot 2,25^{0,357} = 380^{\circ}$$

$$T_1 = 380 + \frac{10000}{0,196 \cdot 31} = 2026^{\circ}$$

$$p_1 = 3 \cdot \frac{2026}{380} = 15,99 \text{ at}$$

$$T_2 = 2026 \cdot 2,25^{-0,357} = 1517^{\circ}$$

$$p_2 = 15,99 \cdot 2,25^{-1,357} = 5,32 \text{ at}$$

$$Q_2 = 0,196 \cdot 31 (1517 - 285) = 7486 \text{ c}$$

$$Q = 10000 - 7315 = 2514 \text{ c}$$

$$\eta = 0,25.$$

Dieser Kreisprocess ist also um 0,20 von 0,45 schlechter als der mit unbegrenzter Ausdehnung; die Ausführung des letzteren ist also vielversprechend; allerdings spielt die etwas geringere Verpuffungsspannung und Verpuffungstemperatur eine gewisse Rolle. Sehr zu gunsten des Viertaktes spricht die Cylindergrösse, denn für 1 cbm Gas ist hier nur der Raum

$$V = 2 \cdot 7,5 \left(1 + \frac{1}{1,25}\right) = 27,0 \text{ cbm}$$

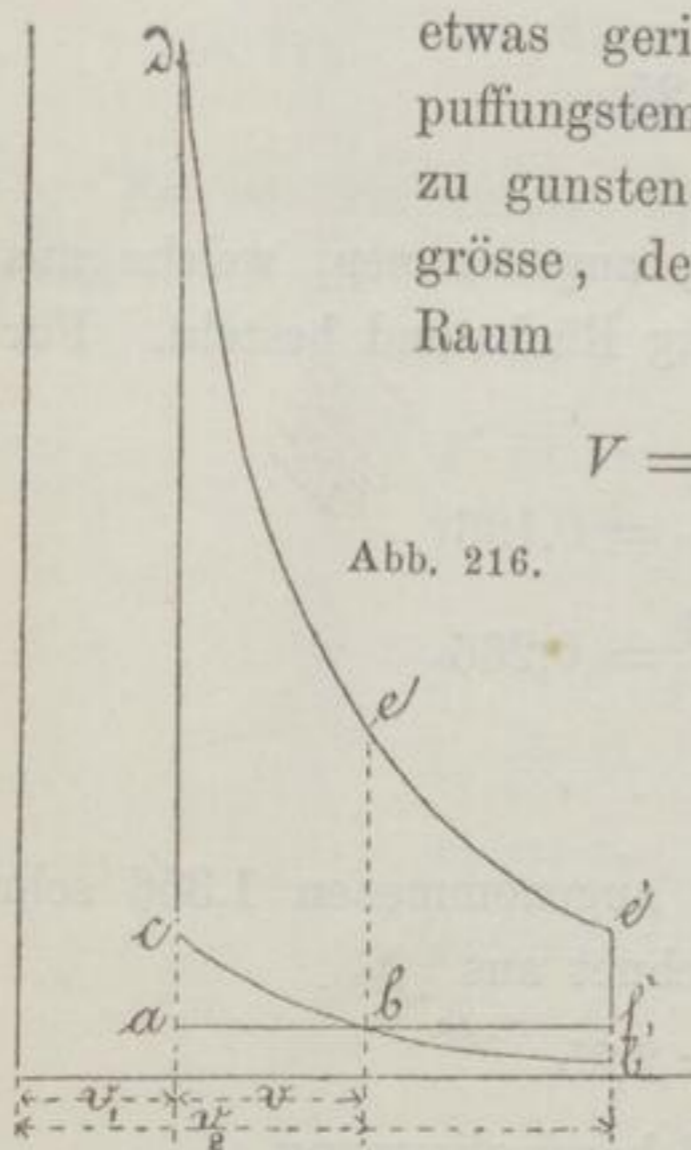


Abb. 216.

erforderlich, während wir dort 58,0 cbm fanden. Wollten wir dort denselben Kolbenraum haben, so würden wir dort auch nur dasselbe erreichen; die Verbesserung durch die vermehrte Ausdehnung ist nur zu erreichen durch Vergrösserung des Cylinders, wie das

denn auch die Betrachtung der Abbildungen ohne weiteres lehrt.

Grössere Ausdehnung kann man übrigens, natürlich auf Kosten der Leistung, nach dem bereits auf Seite 160 erwähnten Vor-

wie es eintritt; und da der Rückwirkung auf den Behälter wegen eine Spannungssteigerung nicht eintreten darf, so müssen die Abmessungen des Arbeitscylinders so gewählt sein, dass die Verbrennung bei konstanter Spannung vor sich geht. Hat nun der Kolben den Weg $de = v_3$ zurückgelegt, so ist die Einströmung und die Verbrennung beendet; die Verbrennungsgase haben nun die Temperatur T_1 und die Spannung p' und dehnen sich jetzt bis zum Ende des Kolbenhubes gemäss der Adiabate ef von v_3 bis v_4 aus; dabei sinkt die Spannung auf p_0 und die Temperatur auf T_2 . Beim Kolbenrückgange erfolgt endlich die Austreibung der Verbrennungsgase gemäss der Wagerechten fa ; der Umriss $defa$ stellt also, abgesehen vom Einflusse des schädlichen Raumes, den Kreisprocess des Arbeitscylinders dar.

Da die Fläche $abcd$ verbrauchte, die Fläche $defa$ aber geleistete Arbeit anzeigt, so ist offenbar von der Maschine der Unterschied beider Arbeiten geleistet. Man kann nun leicht beide Flächen vereinigen, wenn beide Cylinder gleichen Querschnitt haben; ist dies nicht der Fall, so braucht man nur den Pumpenhub auf den Cylinderquerschnitt zu reduciren und diesen reducirten Werth $= v_1$ zu setzen. Nun stellt der Umriss $bcefb$ den Kreisprocess der Maschine dar, d. h. wenn das angesaugte Gasgemisch, das wieder $(1 + n)$ kg betragen mag, den durch die Linie $bcefb$ angegebenen Kreisprocess durchmacht, so sind die Verhältnisse dieselben, wie wenn es durch die offene Maschine geht.

Da Verdichtung und Ausdehnung demselben Gesetze gemäss vor sich gehen, so ist auch das Verdichtungsverhältniss gleich dem Ausdehnungsverhältnisse:

$$\frac{v_1}{v_2} = \frac{v_4}{v_3} = \left(\frac{p_1}{p_0}\right)^{\frac{1}{\alpha}} = \epsilon.$$

Unter dieser Voraussetzung erhalten wir folgende Beziehungen:

$$T' = T_0 \cdot \epsilon^{\alpha - 1}$$

$$p' = p_0 \cdot \epsilon^{\alpha}$$

$$T_1 = T' \cdot \frac{v_3}{v_2} = T' + \frac{Q_1}{c_p(1+n)}$$

$$T_2 = T_1 \cdot \epsilon^{1 - \alpha}.$$

Da nun ferner

$$T_2 = T_0 \cdot \frac{v_4}{v_1}$$

sein muss, so folgt:

$$T_0 \cdot \frac{v_4}{v_1} = T_1 \cdot \varepsilon^{1-x} = T' \cdot \frac{v_3}{v_2} \cdot \varepsilon^{1-x} = T_0 \cdot \varepsilon^{x-1} \cdot \frac{v_3}{v_2} \cdot \varepsilon^{1-x} = T_0 \cdot \frac{v_3}{v_2}$$

$$\frac{v_4}{v_1} = \frac{v_3}{v_2}$$

oder

$$\frac{T_2}{T_0} = \frac{T_1}{T'}$$

$$T_2 \cdot T' = T_1 \cdot T_0 \text{ 1)}$$

Nehmen wir zunächst wieder die Verhältnisse des früheren Beispiels an, also eine Mischung 1:9 und eine Verdichtung auf 3 at, so folgt ohne weiteres wieder:

$$\varepsilon = 2,23; \quad T' = 383^\circ;$$

und ferner

$$T_1 = 383 + \frac{10000}{0,259 \cdot 23,5} = 2026^\circ$$

$$T_2 = 2026 \cdot 2,23^{-0,370} = 1506^\circ$$

$$Q_2 = 23,5 \cdot 0,259 (1506 - 285) = 7432 \text{ c}$$

$$Q = 10000 - 7432 = 2568 \text{ c}$$

$$\eta = \frac{2568}{10000} = 0,26$$

$$\frac{v_3}{v_2} = \frac{T_1}{T'} = \frac{2026}{383} = 5,29$$

$$V = 10 \cdot 5,29 + 10 = 62,9 \text{ cbm.}$$

Diese Ergebnisse scheinen ja nun sehr ungünstig zu sein; der Wirkungsgrad ist gering und der Cylinderinhalt wird sehr gross. Indessen erhalten wir sofort günstigere Ergebnisse, wenn wir eine höhere Verdichtungsspannung annehmen. Da die höchste Temperatur beträchtlich geringer ist, als im Kreisprocese 2, Seite 230, so wird solche Annahme nicht auf Ungeheuerlichkeiten führen.

Vergleicht man nun die nachstehende Zahlentafel mit der auf Seite 231, so bemerkt man, dass die höchsten Temperaturen dort geringer sind als hier, weshalb der betrachtete Kreisprocess immerhin Beachtung verdient, wenngleich sich von den bisher ausgeführten Verbrennungsmaschinen keine bewährt hat.

1) Diese Beziehung spielt bekanntlich im Kreisprocese der Heissluftmaschinen eine grosse Rolle; sie hier weiter zu verfolgen, ist ohne besonderen Zweck.

Volumverhältniss 1 : 9

$$n = 22,5; c_v = 0,189; c_p = 0,259; \kappa = 1,370.$$

p'	ε	T'	T_1	T_2	Q_2	Q	η	$\frac{v_3}{v_2}$	V
3	2,23	383	2026	1506	7432	2568	0,26	5,29	52,9 + 10 = 62,9
6	3,71	463	2106	1297	6160	3840	0,38	4,55	45,5 + 10 = 55,5
9	4,97	515	2158	1194	5533	4467	0,45	4,19	41,9 + 10 = 51,9
12	6,13	558	2201	1125	5113	4887	0,49	3,95	39,5 + 10 = 49,5

5. Der Kreisprocess der atmosphärischen Maschinen. Würde man in einem wärmedichten Cylinder eine Menge von 1 kg Gas und n kg Luft während des Kolbenweges v_1 ansaugen, dasselbe nun plötzlich verpuffen, d. h. also, seine

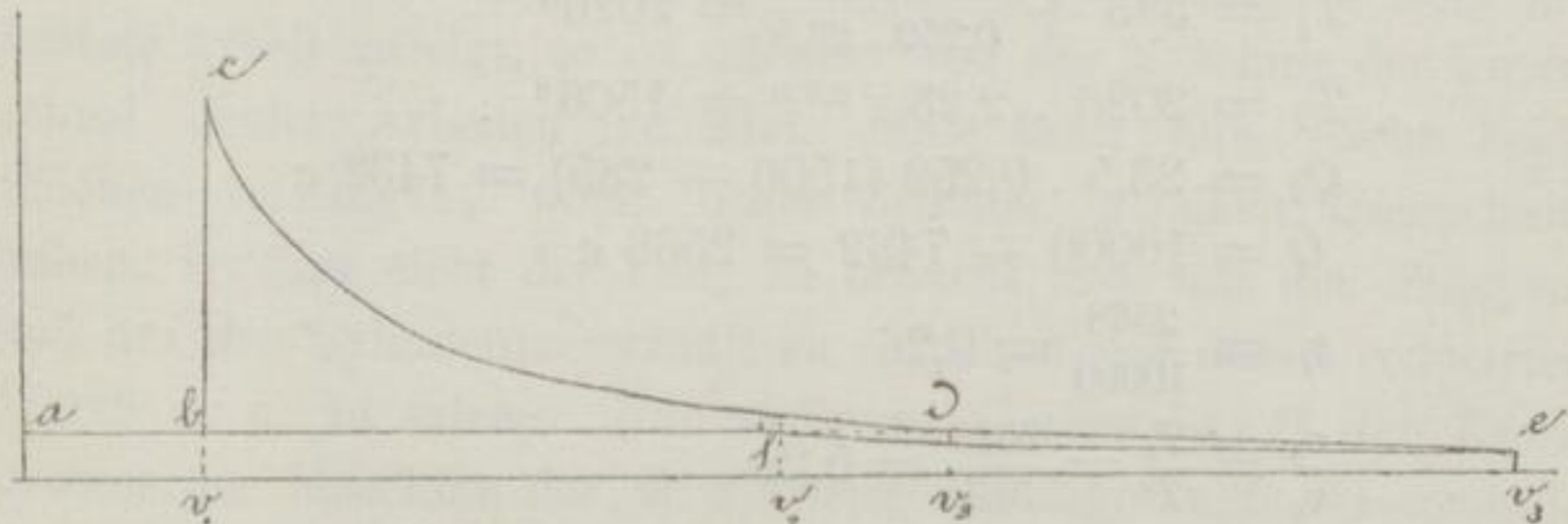


Abb. 218.

Spannung von p_0 bis p_1 , seine Temperatur von T_0 bis T_1 bei konstantem Volumen v_1 durch Zuführung einer Wärmemenge Q_1 erhöhen und nun die Ausdehnung eintreten lassen, so könnte man solche nicht weiter, als bis zur Spannung p_0 treiben, denn im entgegengesetzten Falle würde die Adiabate cd bis e verlängert werden und es müsste beim Kolbenrückgange die Strecke de in umgekehrtem Sinne zurückgelegt werden. Dieser Kreisprocess wäre also derselbe wie der der direkt wirkenden Maschine mit Hinzufügung der toten Strecke $(v_3 - v_2)$.

Anders würde die Sache liegen, wenn man die Verdichtung von v_3 ab unter Wärmeabfuhr vornehmen könnte. Dann wäre es möglich, der Arbeitsfläche bcd noch ein Stück def hinzuzufügen, das am grössten würde, wenn man den Punkt e so wählte, dass er einer Temperatur T_0 entspräche und die Wärmeabfuhr so einrichtete, dass diese Temperatur während des Weges $(v_3 - v_4)$

erhalten bliebe. Dann ergäbe sich also der grösstmögliche Zuwachs der Arbeitsfläche als das von einer Isothermen ef begrenzte Stück def . Nun würde das allerdings ein ganz unerhörtes Ausdehnungsverhältniss erfordern, so dass man diesen Kreisprocess niemals einer auszuführenden Maschine würde zu grunde legen können. Indessen möchte man sich etwa mit einer theilweisen Ausnutzung der Arbeitsfläche begnügen.

Um die Unmöglichkeit zu zeigen, den oben beschriebenen Kreisprocess einer Maschine zuzumuthen, möge das früher gewählte Beispiel auch hier durchgerechnet werden.

Man würde erhalten

$$T_1 = T_0 + \frac{Q_1}{c_v (1+n)}$$

$$p_1 = \frac{T_1}{T_0}$$

$$T_2 = T_1 \varepsilon^{1-x} = T_0,$$

also

$$\varepsilon = \left(\frac{T_1}{T_0} \right)^{\frac{1}{x-1}}$$

$$p_2 = p_1 \varepsilon^{-x}$$

$$Q_2 = (1+n) (c_p - c_v) T_0 \log \text{nat } \varepsilon$$

$$Q = Q_1 - Q_2$$

$$\eta = \frac{Q}{Q_1};$$

in Zahlen:

$$\left. \begin{array}{l} T_1 = 2536 \\ p_1 = 8,90 \text{ at} \end{array} \right\} \text{(Seite 222)}$$

$$\varepsilon = \left(\frac{2536}{285} \right)^{1:0,370} = 366 (!)$$

$$p_2 = 8,90 \cdot 366^{-1,370} = 0,0027 \text{ at} (!)$$

$$Q_2 = 23,5 (0,259 - 0,189) 285 \log \text{nat } 366 = 2768 \text{ c}$$

$$Q = 10000 - 2768 = 7232 \text{ c}$$

$$\eta = 0,72 (!).$$

Man sieht also, ein solcher Kreisprocess würde sehr gut sein, ist aber, abgesehen von allen anderen Schwierigkeiten, wegen ε unausführbar.

Begrenzen wir, indem wir von allen anderen Schwierigkeiten absehen, die Ausdehnung, welche wir nur bis zu einer Spannung $p_2 = 0,5 \text{ at}$ treiben, so erhalten wir:

$$\begin{aligned} \varepsilon &= \left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{1:x} = (8,90 : 0,5)^{1:1,370} = 8,18 \\ T_2 &= T_1 \varepsilon^{1-x} = 2536 \cdot 8,18^{-0,370} = 1165^0 \\ \delta &= \frac{v_2}{v_3} = \frac{p_0}{p_2} = 1 : 0,5 = 2 \\ Q_2 &= (1+n)(c_p - c_v) T_2 \log \text{nat } \delta + (1+n) c_p (T_2 - T_0) \\ &= 23,5 \cdot (0,259 - 0,189) \cdot 1165 \cdot \log \text{nat } 2 + 23,5 \cdot 0,259 \\ &\quad \cdot (1165 - 285) = 6685 \text{ c} \\ Q &= 10000 - 6685 = 3315 \text{ c} \\ \eta &= 0,33 \\ V &= 10 \cdot 8,18 = 81,8 \text{ cbm.} \end{aligned}$$

Ein solcher Kreisprozess wäre also wenig besser, als der direkt wirkende und würde viel grössere Abmessungen erfordern.

Uebrigens ist es selbstredend ganz unzulässig, den Kreisprozess der ausgeführten atmosphärischen Maschinen als umkehrbar zu betrachten, wenn es auch immerhin erlaubt ist, einen umkehrbaren Prozess als Vergleichsmaßstab zu benutzen, wie oben geschehen.

Berücksichtigt man, dass der Kreisprozess nicht umkehrbar ist, und nimmt man an, dass während der Ausdehnung im wärmedichten Cylinder der äussere Druck konstant ist, so kann man diese Zustandsänderung auch so rechnungsmässig verfolgen:

Wenn man den äusseren Druck mit p_n bezeichnet, so gilt für die Zeitdauer der Ausdehnung, siehe Seite 208, die Beziehung

$$dQ = c_v dT + A p_n dv = 0.$$

Integriert man diesen Ausdruck zwischen den Grenzen v_1 und v_2 , so folgt

$$\begin{aligned} c_v (T_1 - T_2) &= A p_n (v_2 - v_1) \\ v_2 - v_1 &= \frac{c_v}{A R p_n} (p_1 v_1 - p_2 v_2) \\ \frac{v_2}{v_1} \left(1 + \frac{c_v p_2}{A R p_n}\right) &= \left(1 + \frac{c_v p_1}{A R p_n}\right) \\ \varepsilon &= \frac{A R p_n + c_v p_1}{A R p_n + c_v p_2} = \frac{\frac{c_p - c_v}{c_v} p_n + p_1}{\frac{c_p - c_v}{c_v} p_n + p_2} = \frac{(x-1) p_n + p_1}{(x-1) p_n + p_2} \end{aligned}$$

Nimmt man an, dass die Ausdehnung bis zur Temperatur $T_2 = T_0$ erfolgt, so ist mit Rücksicht auf Abb. 218

$$p_2 v_3 = p_0 v_1$$

also

$$\varepsilon = \frac{v_3}{v_1} = \frac{(\kappa - 1) p_n + p_1}{(\kappa - 1) p_n + p_0 \frac{v_1}{v_3}}$$

$$(\kappa - 1) p_n \cdot \varepsilon + p_0 = (\kappa - 1) p_n + p_1$$

$$\varepsilon = 1 + \frac{p_1 - p_0}{(\kappa - 1) p_n}$$

Das ergibt z. B. für unser früheres Beispiel und $p_n = 1,25$ at:

$$\varepsilon = 1 + \frac{8,90 - 1}{0,370 \cdot 1,25} = 18,08$$

$$p_2 = p_0 : \varepsilon = 1 : 18,08 = 0,0553 \text{ at}$$

$$Q_2 = 23,5 (0,259 - 0,189) 285 \log \text{ nat } 18,08 = 1357 \text{ c}$$

$$Q = 10000 - 1357 = 8643 \text{ c}$$

$$\eta = 0,86 (!)$$

$$V = 10 \cdot 18,08 = 181 \text{ cbm } (!).$$

Begrenzt man aber die Ausdehnung durch die frühere Annahme $p_2 = 0,5$ at, so wird:

$$\varepsilon = \frac{0,370 \cdot 1,25 + 8,90}{0,370 \cdot 1,25 + 0,50} = 9,73$$

$$T_2 = \frac{p_2 v_3}{R} = \frac{p_2 v_1}{R} \varepsilon = \frac{p_2}{R} \varepsilon \frac{R T_1}{p_1} = \frac{p_2}{p_1} \varepsilon T_1 = \frac{0,5}{8,90} \cdot 9,73 \cdot 2536$$

$$= 1386^\circ$$

$$Q_2 = 23,5 \cdot 0,07 \cdot 1386 \log \text{ nat } 2 + 23,5 \cdot 0,259 (1386 - 285)$$

$$= 1580 + 6701 = 8281 \text{ c}$$

$$Q = 10000 - 8281 = 1719 \text{ c}$$

$$\eta = 0,17$$

$$V = 10 \cdot 9,73 = 97,3 \text{ cbm } (!).$$

Aus diesen Rechnungen geht hervor, dass die atmosphärische Maschine mit wärmedichtem Cylinder keine wesentlichen Vorzüge gegenüber der direkt wirkenden besitzt und stets den Nachtheil grosser Abmessungen hat. Die dennoch thatsächlich vorhandenen Vorzüge der ausgeführten Maschinen müssen also darin bestehen, dass die Kühlung einen weniger ungünstigen Einfluss hat, als bei den direkt wirkenden Maschinen und zwar aus zwei Gründen: einmal wird wegen der grossen Kolbengeschwindigkeit beim Aufzuge während der Ausdehnungszeit weniger Wärme abgeführt und zweitens wirkt die Kühlung beim Kolbenrückgange vortheilhaft.

Die wärmemessende Untersuchung der Gasmachine.

Die Untersuchung der im vorigen Abschnitte erläuterten Kreisprocesse hat, wie schon hervorgehoben wurde, nur den Zweck, festzustellen, was sich auf dem durch den Process vorgeschriebenen Wege leisten liesse, wenn es möglich wäre, die Ausführung in vollkommener Weise zu bewirken. Es sind also diese Kreisprocesse als Leitsterne für den Entwurf der Maschinen anzusehen.

Will man nun feststellen, wie sich eine ausgeführte Maschine gegenüber ihrem Leitsterne verhält, so ist das inbezug auf das Endergebniss sehr einfach; man braucht nur einen Bremsversuch oder, will man den mechanischen Wirkungsgrad aus der Rechnung lassen, einen Indikatorversuch zu machen und die Arbeitsleistung mit dem Wärmewerthe des verbrauchten Gases zu vergleichen.

Wenn z. B. eine Lenoirmaschine stündlich 3 cbm Gas von 5000 c Heizwerth für das Bremspferd verbraucht, so macht sie von der gesammten Wärme, welche das Gas bei seiner Verbrennung entwickelt,

$$\frac{270000 \cdot 100}{424 \cdot 3 \cdot 5000} = 4,2 \%$$

nützlich, oder wenn man vom mechanischen Wirkungsgrade, welcher 0,6 sein möge, absieht,

$$4,2 : 0,6 = 7,0 \%$$

Vergleicht man das mit dem Ergebnisse des im vorigen Abschnitte, Seite 222, beschriebenen Kreisprocesses, so findet man, dass dieser unter Zugrundelegung eines Mischungsverhältnisses 1 : 9 statt 7 % ergeben würde 32 %, dass also die Maschine sehr unvollkommen ist.

Wenn aber eine Ottomaschine stündlich 900 l desselben Gases für das Bremspferd gebraucht, so erhalten wir eine Ausnutzung von

$$\frac{270000 \cdot 100}{424 \cdot 0,9 \cdot 5000} = 14,1 \%$$

oder ohne Berücksichtigung des mechanischen Wirkungsgrades, welcher 0,8 betragen möge,

$$14,1 : 0,8 = 17,6 \%$$

Der Kreisprocess, welcher auf Seite 233 beschrieben ist, giebt für das Mischungsverhältniss 1 : 6,5 aber 25 % statt 17,6 %; die Maschine ist also viel vollkommener in der Ausführung, denn ihr Kreisprocess ist an sich der schlechtere.

Uebrigens müsste man, um den Vergleich zwischen Kreisprocess und Maschine ganz zutreffend anstellen zu können, nicht nur den Gasverbrauch, sondern auch die angesaugte Luftmenge messen.

Um aber das „Warum“ dieses Unterschiedes zu ergründen, ist eine tiefergehende Untersuchung nöthig, welche feststellt, wie die Wärme während des Verlaufes des Arbeitsspieles zu- und abgeführt wird, eine sogenannte kalorimetrische, d. h. wärmemessende Untersuchung.

Eine vollständige wärmemessende Untersuchung hat also in erster Linie festzustellen, wie viel Wärme in der Maschine überhaupt entwickelt wird und wo dieselbe bleibt.

Zur Bestimmung der zugeführten Wärmemenge bedarf man einer Bestimmung des Heizwerthes des Gases, welche gemäss den Ausführungen auf Seite 215 auf grund einer chemischen Analyse vorgenommen werden kann, und einer Messung des verbrauchten Gases.

Diese Wärme wird zum Theile in Arbeit verwandelt, und der verwandelte Betrag ist leicht durch das Indikatorgramm zu ermitteln.

Ein Theil der Wärme geht an das Kühlwasser, und auch dieser Theil ist leicht durch Messung der Wassermenge und des Temperaturunterschiedes zu bestimmen.

Schwieriger ist die Ermittlung der Wärme, welche die entweichenden Verbrennungsgase mitnehmen und derjenigen, welche durch Leitung und Strahlung unmittelbar an die Aussenluft übertragen wird, genau wohl überhaupt nicht möglich. Die Menge der entweichenden Gase ist zwar bestimmbar, da ja ihr Gewicht offenbar gleich ist dem Gewichte der angesaugten Gas- und Luftmenge, aber

schon die Ermittlung der letzteren macht Schwierigkeiten, weil ihre Grösse eine sehr theuere und schwerfällige Einrichtung bedingt. Diese liesse sich vielleicht umgehen, wenn man eine Analyse der Verbrennungsgase machte, aus dem Stickstoffgehalte derselben liesse sich nach Abzug der der Gasmenge entsprechenden Stickstoffmenge die Luftmenge wohl mit hinreichender Sicherheit berechnen. Doch ist meines Wissens ein solcher Versuch bisher noch nicht angestellt. Unsicher ist aber die Messung der Temperatur und Spannung der Auspuffgase, weil diese wechselnd sind. Wenn man die letztere durch das Indikatordiagramm verfolgen kann, so ist doch eine unmittelbare Messung der ersteren unmöglich. Denn ein in die Ausgangsleitung gestelltes Thermometer oder Pyrometer zeigt natürlich die schnellen Schwankungen nicht an, sondern stellt sich auf einen Mittelwerth ein. Am besten würde man wohl noch so verfahren, dass man einen recht grossen Ausblasetopf nähme, dessen Inhalt seiner Grösse nach als in Ruhe befindlich betrachtet werden kann, die Leitung nach ihm möglichst gut vor Strahlung schützte und die Temperatur und Spannung in ihm feststellte. Da, wenn man von dem geringen Ueberdrucke des Gases und seiner von der Aussenluft abweichenden Temperatur absieht oder diese Grössen auf die der Aussenluft reducirt, die Verbrennungsgase von ihrem durch T_a und p_a im Ausblasetopfe bestimmten Zustande unter Ueberwindung der Aussenluftspannung p_o in ihren ursprünglichen Zustand, welcher durch p_o und T_o gegeben ist, zurückgeführt werden, so würde man die von den Verbrennungsgasen an die Aussenluft übertragene Wärmemenge aus der Formel

$$Q_a = G \{ c_v (T_a - T_o) + A L_a \}$$

berechnen können; hierin wäre

$$L_a = p_o (v_o - v_a)$$

und

$$v_a = \frac{R T_a}{p_a}$$

zu setzen. Selbstverständlich müsste die Leitung zwischen Cylinder und Ausblasetopf möglichst gut vor Strahlung geschützt sein.

Die durch Leitung und Strahlung verlorene Wärmemenge lässt sich überhaupt nicht ermitteln und muss als Unterschied bestimmt werden, so dass es also an einer Prüfung völlig fehlt.

Selbstredend kann man alle diese Messungen nicht für ein einzelnes Spiel machen, sondern nur Durchschnittswerthe für einen längeren Zeitabschnitt ermitteln.

Die so geführte Untersuchung ergibt aber auch noch keinen vollständigen Aufschluss über die Wärmebewegung in der Maschine, sondern stellt nur fest, wo sich die gesammte Menge der zugeführten Wärme wieder finden muss. Wir erhalten die zugeführte Wärmemenge Q_1 gleich der Summe aus der umgewandelten Wärmemenge Q und der abgeführten Wärmemenge Q_2 ; die letztere aber besteht aus den drei Theilen Q'_2 , welche das Kühlwasser aufgenommen hat, Q''_2 in den Abgasen und Q'''_2 als Strahlungsverlust. Unersichtlich aus dieser Rechnung aber ist, in welcher Weise und während welcher Zeit die Wärme zu- und abgeführt wird, was gerade für die genaue Verfolgung des Vorganges von grösster Wichtigkeit ist, weil aus dieser Kenntniss auf die beste Einrichtung geschlossen werden kann. Wir erhalten nur die nackte Wärme Gleichung und nicht ein Bild der Wärmebewegung.

Aber schon die Aufstellung dieser Wärme Gleichung macht, wie aus obiger Betrachtung hervorgeht, grosse Schwierigkeiten; die Versuche sind theuer und schwer anzustellen. Wir besitzen deshalb auch nur einzelne solcher Gleichungen und es ist nicht zu verkennen, dass sich gegen die Richtigkeit dieser auch noch schwere Bedenken erheben lassen.

Will man die Untersuchung weiter treiben, also insbesondere sich ein Bild über die Wärmebewegung in der Maschine verschaffen, so kann man dazu das Indikatordiagramm benutzen. Es sind bisher vier verschiedene Arten angegeben, wie die Untersuchung geschehen kann; dieselben mögen hier zunächst kurz erörtert werden.

Die älteste ist von Rankine ¹⁾ angegeben; sie beruht auf folgendem Satze der mechanischen Wärmetheorie:

Wenn eine umkehrbare Zustandsänderung eines Gases durch eine Kurve $p = f(v)$ gegeben ist, so wird die während dieser Zustandsänderung verbrauchte Wärme in Arbeitseinheiten gemessen durch die Fläche, welche man erhält, wenn man durch die End-

1) Eng. 1866, 24, 141, 393.

punkte A und B der gegebenen Kurve, Abb. 219, Adiabaten legt. Eine unmittelbare Messung dieser Fläche ist natürlich nicht möglich, da die Adiabaten ja asymptotisch gegen die Abscissenachse

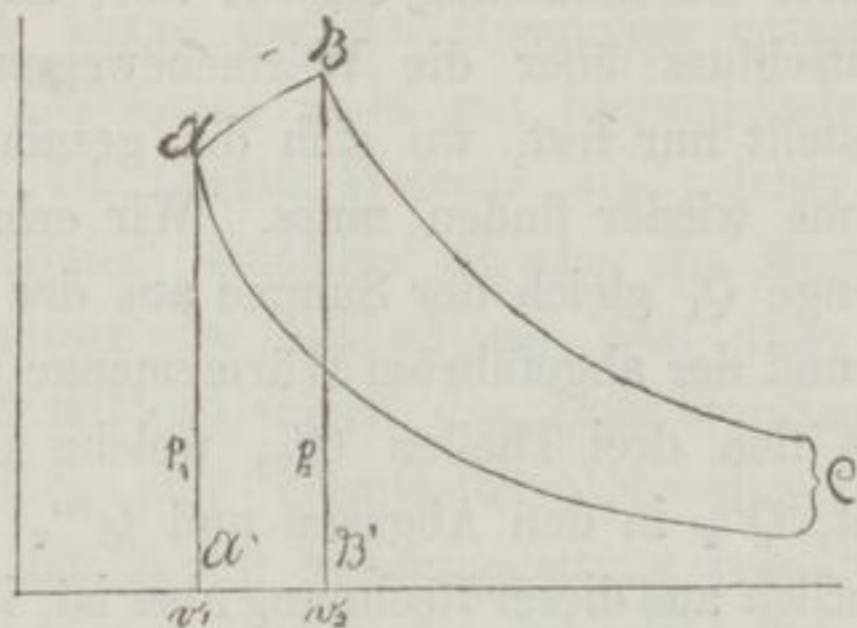


Abb. 219.

verlaufen; man sieht aber leicht ein, dass die Grösse der Fläche ABC sich ergibt als Summe der Flächen

$$A'ABB' + B'BC - A'AC.$$

Diese Flächen lassen sich aber leicht berechnen; es ist

$$A'ABB' = L$$

$$B'BC = \int_{\infty}^{v_2} p dv = p_2 v_2^{\kappa} \int_{\infty}^{v_2} \frac{dv}{v^{\kappa}} = \frac{1}{\kappa - 1} p_2 v_2$$

$$A'AC = \int_{\infty}^{v_1} p dv = p_1 v_1^{\kappa} \int_{\infty}^{v_1} \frac{dv}{v^{\kappa}} = \frac{1}{\kappa - 1} p_1 v_1,$$

also

$$\frac{Q}{A} = \frac{1}{\kappa - 1} (p_2 v_2 - p_1 v_1) + L.$$

Diese Formel kann auf jedes Element der Diagrammlinie angewendet werden und man erhält durch sie ein scheinbar vollständiges Bild der Wärmebewegung.

Die zweite Art der Berechnung hat Weyrauch¹⁾ angegeben. Man ersetzt das Diagramm stückweise näherungsweise durch Kurven, welche dem Gesetze $p v^{\kappa} = \text{Konst}$ folgen. Für solche Kurve ist

$$Q = G \cdot \lambda (T_2 - T_1),$$

1) Z. d. V. d. I. 1880, 185.

wo λ die spezifische Wärme des Aenderungsgesetzes $p v^x = \text{Konst}$, nämlich

$$\lambda = \frac{x-x}{1-x} c_v$$

ist und G die Gewichtsmenge Gas bedeutet, welche den Kreisprocess durchmacht. Diese Weise der Rechnung ist deswegen viel unbequemer als die vorige, weil man zunächst die Temperaturen in A und B und ferner das Gewicht G der Ladung ermitteln muss, was sehr unsicher und schwierig ist.

Die dritte Art zu rechnen lehren Ayrton und Perry ¹⁾. Sie stellen folgende Betrachtung an: Wenn sich der Kolben vom Querschnitte f um das Stück dv fortbewegt, so wird die Arbeit

$$dL = fp dv$$

geleistet. Wenn man nun die während dieser Zustandsänderung zuzuführende Wärmemenge in Arbeitseinheiten

$$dQ:A = fq dv$$

schreibt, so versteht man unter q die Wärmeaufnahme für die Einheit der Aenderung von v , d. h. also die Wärmeaufnahme bezogen auf die Kolbenbewegung; man könnte q die spezifische Wärmeaufnahme der Kolbenbewegung nennen. Da nun die zu einer Zustandsänderung um dv und dp gehörige Wärmemenge

$$\begin{aligned} \frac{dQ}{A} &= f \left\{ \frac{c_v}{R} v dp + \frac{c_p}{R} p dv \right\} \\ &= f \frac{1}{x-1} \left\{ v dp + x p dv \right\} \end{aligned}$$

ist, so folgt

$$\begin{aligned} fq dv &= f \frac{1}{x-1} \left\{ v dp + x p dv \right\} \\ q &= \frac{1}{x-1} \left\{ x p + v \frac{dp}{dv} \right\}. \end{aligned}$$

Rechnet man nun q für die verschiedenen Punkte des Diagrammes aus, und trägt man die Werthe als Ordinaten einer Kurve auf, deren Abscissen die Werthe v sind, so erhält man die während der Zustandsänderung verbrauchte Wärme als Inhalt der von dieser Kurve angegebenen Fläche in Arbeitseinheiten im Massstabe des Indikatordiagrammes.

Es ist für diese Rechnung erforderlich, den Differentialquotienten $\frac{dp}{dv}$ zu bestimmen. Ayrton und Perry geben drei Arten der

1) Philos. Mag. 1884, 86.

Bestimmung an. Wenn sich die Spannung während des kleinen Kolbenweges Δv um Δp ändert, so kann man näherungsweise $\frac{\Delta p}{\Delta v} = \frac{dp}{dv}$ setzen und den damit berechneten Werth q als Mittelwerth für die betrachtete kleine Strecke annehmen. Man kann den zu einem bestimmten Punkte der Diagrammlinie gehörigen Werth auch so finden, dass man in diesem Punkte eine Tangente an die Kurve zieht und den Winkel α bestimmt, den sie mit der Abscissenachse macht. Dann ist $\frac{dp}{dv} = \operatorname{tg} \alpha$. Man kann auch gleich $v \frac{dp}{dv}$ bestimmen, indem man durch den Punkt C (Abb. 220)

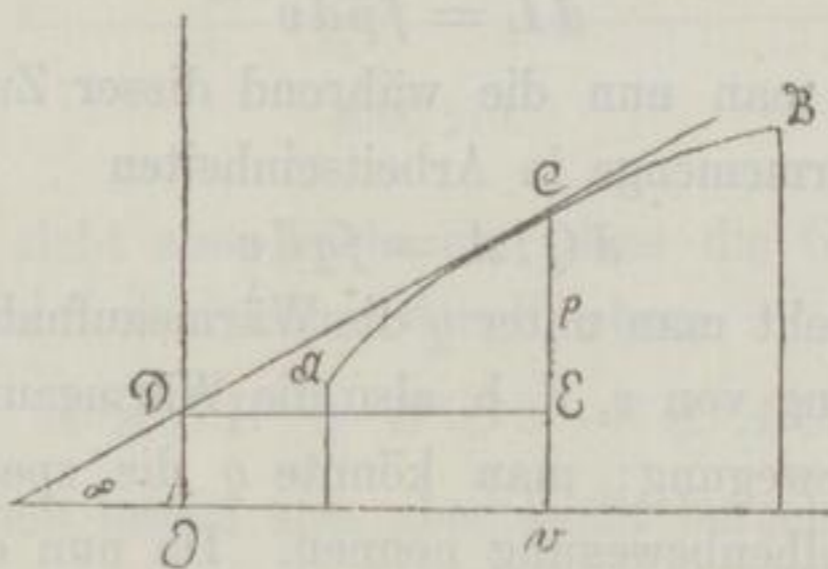


Abb. 220.

die Tangente zieht, welche die Ordinatenachse in D schneidet, und nun durch D eine Wagerechte legt. Dann ist $CE = v \frac{dp}{dv}$. Endlich drücken Ayrton und Perry die Verbrennungs- und Ausdehnungslinie des Indikatordiagrammes durch eine empirische Gleichung $p = f(v)$ aus und es würde sich dann $\frac{dp}{dv}$ durch Differentiation dieser Gleichung ergeben. Aber die Gleichung ist ganz unsicher, weil sie nur aus Beobachtungen an einer einzigen Maschine abgeleitet ist, und so mag ihre Mittheilung hier um so mehr unterbleiben, als ihre Urheber selbst nicht wagen, damit berechnete Ergebnisse zu veröffentlichen.

Die ganze Art der Untersuchung hat den Nachtheil, dass die Rechnung recht umständlich ist und die Darstellung von q im Massstabe des Indikatordiagrammes unbequem grosse Bilder oder unbequem kleine Massstäbe ergibt. Natürlich kann man aber auch auf die Verzeichnung der Kurve verzichten und die gefundenen Werthe q nur zur Rechnung benutzen.

Die vierte Art der Untersuchung ist von Zeuner zuerst angewendet. Sie ist nichts anderes, als die unmittelbare Benutzung des Wärmediagrammes, welches wir bereits auf Seite 206 haben kennen lernen. Man zeichnet eben das Spannungsdiagramm in der dort besprochenen Weise um und erhält dann unmittelbar die Uebersicht über die Wärmebewegung. Die Rechnung ist etwas unbequem, aber das Ergebniss sehr übersichtlich.

Mag man nun nach der einen oder nach der anderen Angabe verfahren, stets ist ein Umstand nicht zu übersehen. Man erhält immer nur diejenige Wärme, welche während des betrachteten Theiles des Kreisprocesses an den arbeitenden Körper übertragen wird. Wenn also z. B. ein Theil der entwickelten Wärme gleich bei ihrer Entstehung durch Strahlung an die Wandungen und durch diese an das Kühlwasser übertragen wird, so erscheint diese Wärmemenge im Diagramme nicht; wenn während der Entstehung der Wärme durch die Verbrennung Wärme durch Leitung an das Kühlwasser übergeht, so meldet das Diagramm nur den Unterschied als aufgenommene Wärme und das gleiche gilt, wenn während irgend eines Theiles des Kreisprocesses Wärme zugleich zu- und abgeführt wird. Diese Umstände spielen aber im Diagramme eine grosse Rolle. Während der Verbrennung findet eine starke Temperatursteigerung statt, die Wandung wirkt kühlend; es gelangt also sicher viel weniger Wärme an die Verbrennungsgase, als entwickelt wird; es muss also das Diagramm nothwendigerweise die zugeführte Wärmemenge viel kleiner angeben, als dem Heizwerthe des Gases entspricht. Während der Ausdehnungszeit ist die Gastemperatur viel höher als die Kühlwassertemperatur; es muss also nothwendig ein Wärmeübergang vom ersteren zum letzteren stattfinden. Das Diagramm neuerer Maschinen verräth hiervon nichts; es ist die Ausdehnungslinie häufig fast genau eine Adiabate. Es muss also eine Wärmezufuhr stattfinden, welche die sicher vorhandene Abfuhr ausgleicht. Man hat diese auf verschiedene Ursachen zurückgeführt; ich werde später auf diesen Umstand zurückkommen.

Ist der Kreisprocess wirklich ein vollkommen umkehrbarer, oder besser gesagt, ist er wirklich einem vollkommen umkehrbaren gleichwerthig, so muss natürlich die Wärmegleichung für das Diagramm stimmen, d. h. es muss die von ihm gemeldete Wärme-

zufuhr gleich sein der Summe des Arbeitsäquivalentes und der abgeführten Wärme. Diese Gleichung ist aber eine andere, als die vorhin erwähnte Hauptgleichung $Q_1 = Q + Q_2$.

Man würde einen Ausgleich finden und die Verhältnisse besser übersehen können, wenn man wüsste, in welcher Weise das Kühlwasser die Wärme aufnimmt. Von besonderer Wichtigkeit wäre dabei natürlich die Verbrennungs- und Ausdehnungszeit.

Es sind zwei Versuche gemacht, dies zu bestimmen. Witz ¹⁾ giebt an, dass man die Abkühlung einer in einem Gefässe eingeschlossenen Gasmenge durch die empirische Formel

$$\tau = \frac{V}{O} 0,2357 t^{1,203 + 0,005 t}$$

ausdrücken könne. In dieser Formel bedeutet V den Inhalt des Gefässes in cbm, O die abkühlende Oberfläche in qm, t den Temperaturunterschied auf beiden Seiten des Gefässes und τ den Temperaturverlust in Graden in der Sekunde.

Man könnte also für die verschiedenen Kolbenstellungen die Werthe V , O und t , letzteren Werth mit Hilfe des Indikator-
diagrammes, ermitteln und daraus die zugehörigen Werthe τ berechnen. Dann würde

$$Q = G \cdot c_v \cdot \tau$$

die sekundlich während einer sehr kleinen Kolbenbewegung an das Kühlwasser gelangende Wärmemenge sein.

Einen zweiten Weg schlagen Ayrton und Perry ²⁾ vor. Sie bestimmen zunächst die gesammte, durch die Kühlung abgeführte Wärmemenge H vom Beginne der Verbrennung bis zum Schlusse des Austrittsventiles als Differenz zwischen der durch die Verbrennung entwickelten Wärmemenge und der Summe aus der vom Diagramme durch q als aufgenommen gemeldeten Wärmemenge und dem Aequivalenzwerthe der entsprechenden Arbeitsleistung. Sie gehen nun von der Annahme aus, dass die durch die Wandung gehende Wärmemenge dem Unterschiede der wechselnden Temperatur T im Cylinder und der konstanten Temperatur T_0 des Kühlwassers direkt proportional sei. Stellt man diesen Unterschied nun als Ordinaten einer Kurve ABC , Abb. 221, dar, deren Abscissen die Kolbenwege sind, so wird, da

$$dQ = c (T - T_0) d\tau$$

1) Witz, Études sur les moteurs à gas tonnant. Ann. de chimie et de physique 1883. 2) A. a. O.

die in der Zeit $d\tau$ durchgehende Wärmemenge ist, durch diese Kurve zugleich

$$\frac{dQ}{d\tau} = c (T - T_0)$$

dargestellt. Nun ist, wenn λ den Kolbenweg bedeutet,

$$\frac{dQ}{d\lambda} = \frac{dQ}{d\tau} \cdot \frac{d\tau}{d\lambda} = \frac{\frac{dQ}{d\tau}}{\frac{d\lambda}{d\tau}}$$

und ferner, wenn r der Kurbelradius und α die Drehung der Kurbel in der Zeiteinheit ist, wegen

$$\lambda = r (1 - \cos \alpha\tau)$$

$$\frac{d\lambda}{d\tau} = r\alpha \sin \alpha\tau.$$

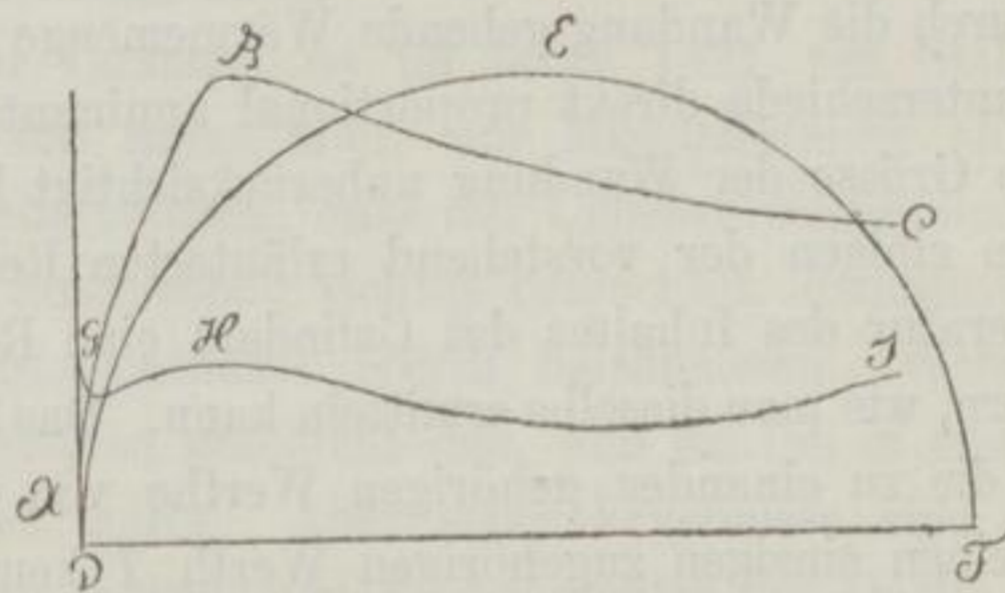
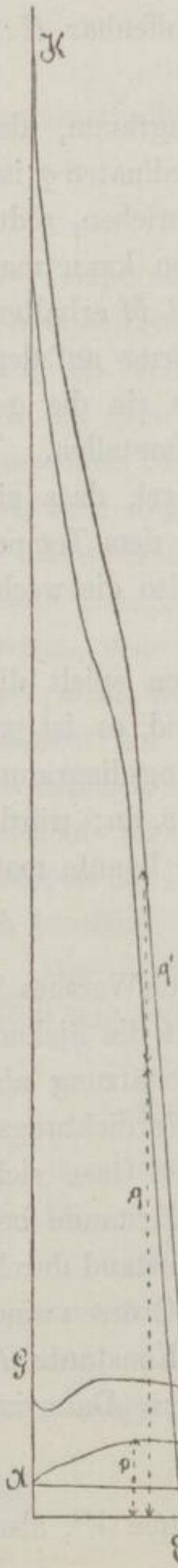


Abb. 221.

Diese letztere Grösse ist also direkt proportional der Ordinate des über dem Kolbenwege beschriebenen Halbkreises DEF . Wenn man demnach die Ordinate der Kurve ABC durch diejenige des Halbkreises DEF dividirt, so erhält man die Ordinate einer neuen Kurve GHI , welche die durch die Cylinderwandung an das Kühlwasser abgegebene Wärmemenge darstellt. Da nun der Abscissen-

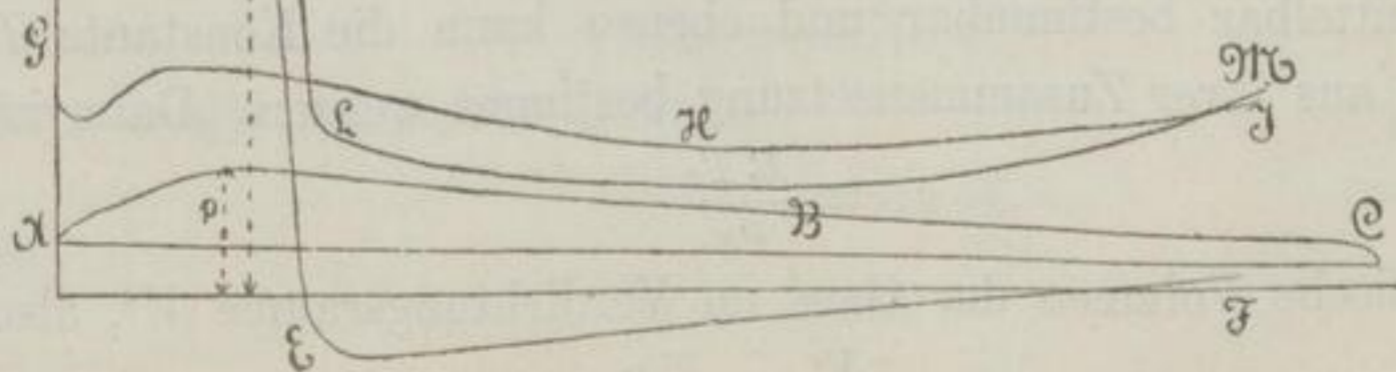


Abb. 222.

massstab der des Indikatordiagrammes ist, so müssen wir auch die Ordinaten in dem Massstabe von q darstellen, um unmittelbar vergleichen zu können. Da nun der Inhalt der ganzen Fläche H ist, so erhalten wir als mittlere Ordinate der Fläche offenbar $H:\lambda$ und damit den gesuchten Massstab.

Wenn also in Abb. 222 ABC das Indikatordiagramm, also die Kurve $p = f(\lambda)$, und DEF die Kurve mit den Ordinaten q ist, und man überträgt nun aus Abb. 221 die, wie beschrieben, reducirten Ordinaten q' der Kurve GHI in Abb. 222, so kann man durch Summirung der Ordinaten $q + q'$ die Kurve KLM erhalten. Letztere giebt nun die wirkliche Verwendung der Wärme auf dem Wege λ an, und ist die Rechnung richtig, so muss sie die gesammte durch die Verbrennung entwickelte Wärme darstellen.

Diese hübsche Untersuchung hat nur den Mangel, dass sie die durch die Wandung gehende Wärmemenge als nur dem Temperaturunterschiede direkt proportional annimmt und also die wechselnde Grösse der Wandung unberücksichtigt lässt.

In einigen der vorstehend erläuterten Rechnungen spielt die Temperatur des Inhaltes des Cylinders eine Rolle, und es ist zu erörtern, wie man dieselbe ermitteln kann. Das Spannungsdiagramm giebt die zu einander gehörigen Werthe von p und v an; würde man einen einzigen zugehörigen Werth T kennen, so könnte man nach der Formel

$$\frac{pv}{T} = \text{Konst}$$

alle übrigen ermitteln. Aber die Bestimmung dieses einen Werthes T ist ohne Schätzung leider nicht möglich und es hängt die Sicherheit des Ergebnisses also von der Sicherheit der Schätzung ab. Ich gehe nun von dem Gedanken aus, dass die im Verdichtungsraume, oder im schädlichen Raume, zurückbleibenden Gase sich zur Zeit des Beginnes der Ansaugung in demselben Zustande befinden, wie die Gase im Ausblasetopfe, dass also ihr Zustand durch die Grössen p_a und T_a bestimmt ist. Die letzteren Grössen sind aber unmittelbar bestimmbar und ebenso kann die Konstante R der Gase aus ihrer Zusammensetzung bestimmt werden. Dann ist

$$v_a = \frac{R T_a}{p_a}$$

das spezifische Volumen der Gase im Verdichtungsraume V' , also

$$G_1 = \frac{V'}{v_a} = \frac{V' p_a}{R T_a}$$

deren Gewicht. Da nun die Füllung das Gewicht G_2 hat und da die Gasmenge zur Zeit der Eröffnung des Austrittsventiles das Volumen V_2 einnimmt, so ist

$$v_2 = \frac{V_2}{G_1 + G_2} = \frac{V_2}{\frac{V' p_a}{R T_a} + G_2}$$

das specifische Volumen und

$$T_2 = \frac{v_2 p_2}{R} = \frac{p_2}{\frac{V' p_a}{V_2 T_a} + \frac{R G_2}{V_2}}$$

die Temperatur zu dieser Zeit. Von diesem Werthe ausgehend, dessen Ermittlung ja allerdings seine Mängel hat, kann man nun leicht die Temperatur zu jeder Zeit berechnen.

Ich gehe nun dazu über, die zur Zeit vorliegenden wärme-messenden Untersuchungen von Gasmaschinen, zunächst genau den Urhebern folgend, zu beschreiben.

Der erste dieser Versuche ist im Jahre 1881 von Slaby in Deutz¹⁾ angestellt. Ich muss aber, um Missdeutungen zu vermeiden, von vornherein betonen, dass der Urheber selbst den Versuch nicht mehr als ausreichend richtig betrachtet, demselben ist vielmehr nur noch geschichtlicher Werth beizumessen. Wenn ich ihn dennoch wiedergebe, so geschieht das, weil ich ihn in mancher Hinsicht für lehrreich halte. Aber seine Ergebnisse sind nicht massgebend. Einen unangenehmen Rechenfehler der Quelle habe ich beseitigt.

Die vierpferdig genannte liegende Deutzer Maschine hatte 171,9 mm Cylinderdurchmesser und 340,0 mm Hub; es betrug

der Kolbenraum	7,888 l
der Verdichtungsraum	3,770 l
der Cylinderinhalt	<u>12,658 l.</u>

Das verwendete Gas zeigte in Raumtheilen die Zusammensetzung
 $0,035 C_2 H_4 + 0,344 C H_4 + 0,569 H + 0,052 C O$
 und es berechnete sich danach sein Heizwerth zu

$$1 \text{ cbm} = 4875 \text{ c}$$

oder, da das specifische Gewicht

$$1 \text{ cbm} = 0,395 \text{ kg}$$

war,

$$1 \text{ kg} = 12342 \text{ c.}$$

1) Journal für Gasbeleuchtung und Wasserversorgung 1883, 564.

Die Maschine verbrauchte mit Ausnahme der Zündflamme in $\frac{1}{2} h$ 2,020 cbm Gas; da sie in dieser Zeit 4702 Umdrehungen machte und keine Verpuffung ausfiel, so betrug also ihre Gasfüllung

$$2020 : 2351 = 0,859 \text{ l} = 0,339 \text{ gr.}$$

Da nun der Kolbenraum 7,888 l war, so nahm die Maschine während jeden Spieles

$$7,888 - 0,859 = 7,029 \text{ l} = 8,796 \text{ gr}$$

Luft, das Mischungsverhältniss war also

$$0,859 : 7,029 = 1 : 8,18 \text{ nach Raumtheilen,}$$

$$8,796 : 0,339 = 1 : 25,95 \text{ nach Gewichtstheilen.}$$

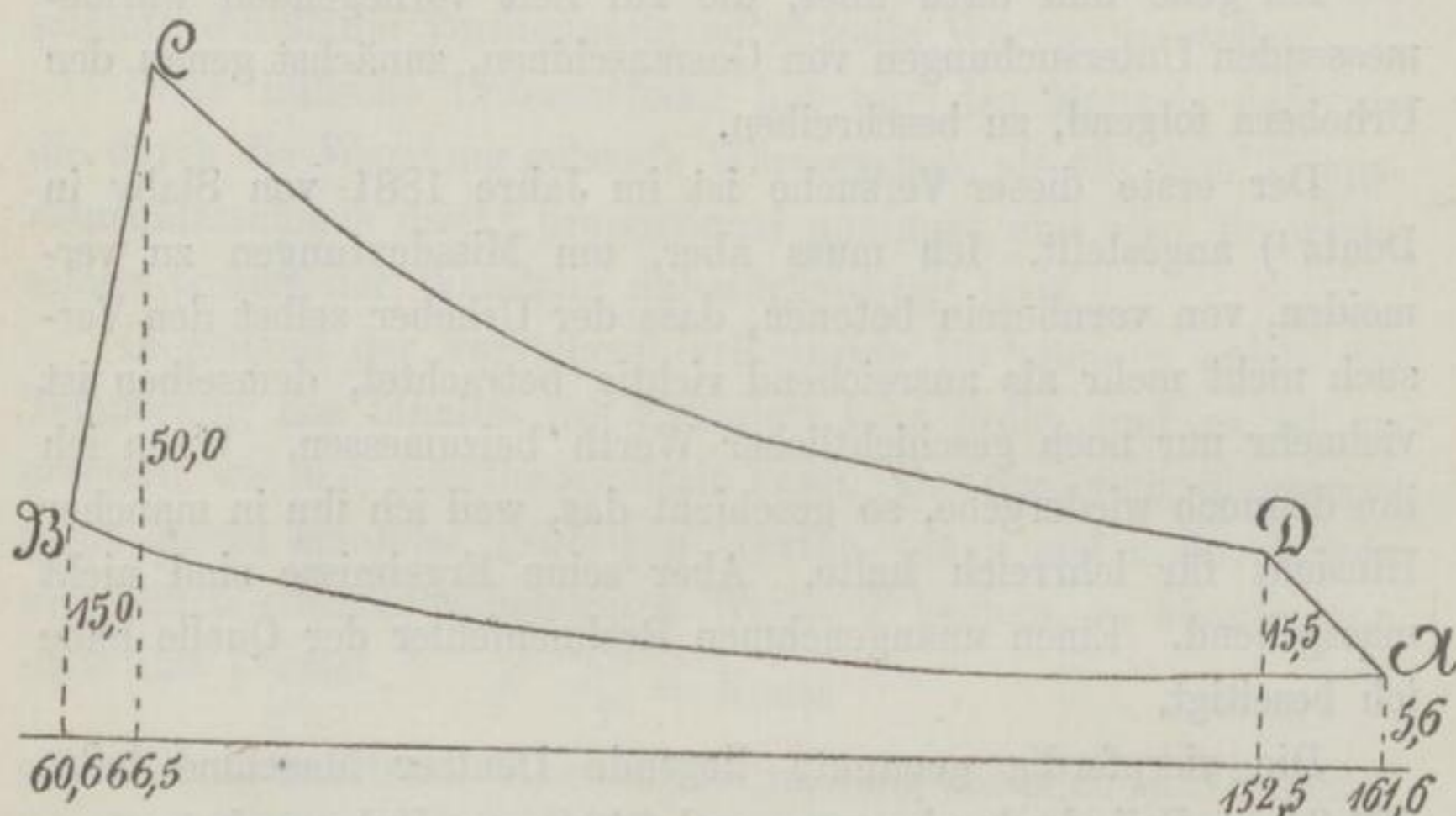


Abb. 223.

Die Indikatordiagramme zeigten bei 101 mm Länge eine mittlere Fläche von 1766 qmm, also die mittlere Ordinate 17,48 mm, was bei einem Massstabe der Indikatorfeder 1 at = 4,7 mm einer mittleren Nutzspannung von 3,72 at entspricht. Demnach berechnet sich die indicirte Leistung bei 156,7 Umdrehungen im Mittel zu

$$N_i = 5,11 \text{ e.}$$

Die Bremse wies 4,46 e auf; es war also der mechanische Wirkungsgrad 0,87. An Kühlwasser wurden 107,25 l verbraucht, die Zufusstemperatur war 15°, die Ausflusstemperatur im Mittel 62°.

Der wärmemessenden Untersuchung zu grunde gelegt ist ein mittelgrosses Diagramm von 1760 qmm Inhalt, das durch den in

Abb. 223 wiedergegebenen Linienzug $ABCD A$ ersetzt wurde, dessen vier Theile AB , BC , CD und DA dem Aenderungsgesetze $p v^x = \text{Konst}$ entsprechen. Da der Verdichtungsraum $4,770 : 7,888 = 0,6$ des Kolbenraumes beträgt, so liegt der Koordinatenursprung um $60,6$ mm links vom Anfangspunkte des Diagrammes.

Mit Rücksicht auf die eingeschriebenen Masse ergeben sich nun die Exponenten x für

1. die Verdichtungslinie AB aus

$$\frac{15}{5,6} = \left(\frac{161,6}{60,6}\right)^x \quad \dots \text{ als } x = 1,00;$$

2. die Verbrennungslinie BC aus

$$\frac{15}{50} = \left(\frac{66,5}{60,6}\right)^x \quad \dots \text{ als } x = -12,95;$$

3. die Ausdehnungslinie CD aus

$$\frac{31,2}{17,5} = \left(\frac{138}{90,7}\right)^x \quad \dots \text{ als } x = 1,38;$$

4. die Austrittslinie DA aus

$$\frac{15,5}{5,6} = \left(\frac{161,6}{152,5}\right)^x \quad \dots \text{ als } x = 17,56.$$

Die specifischen Wärmen des Gasgemisches wurden berechnet als

$$\left. \begin{array}{l} c_p = 0,263 \\ c_v = 0,190 \end{array} \right\} x = 1,38.$$

Hiemit berechnen sich die specifischen Wärmen, welche den Exponenten x entsprechen, für

1. die Verdichtungslinie AB als

$$c = \frac{1-1,38}{1-1} \cdot 0,190 = -\infty;$$

2. die Verbrennungslinie BC als

$$c = \frac{-12,95-1,38}{-12,95-1} \cdot 0,190 = 0,195;$$

3. die Ausdehnungslinie CD als

$$c = \frac{1,38-1,38}{1,38-1} \cdot 0,190 = 0;$$

4. die Austrittslinie DA als

$$c = \frac{17,56-1,38}{17,56-1} \cdot 0,190 = 0,186.$$

Es ist also die Verdichtungslinie eine Isotherme und die Ausdehnungslinie eine Adiabate.

Weiter ergeben sich die Temperaturverhältnisse:

$$\frac{T'}{T_0} = \frac{15 \cdot 60,6}{5,6 \cdot 161,6} = 1,00$$

$$\frac{T_1}{T_0} = \frac{50 \cdot 66,5}{5,6 \cdot 161,6} = 3,67$$

$$\frac{T_2}{T_0} = \frac{15,5 \cdot 152,5}{5,6 \cdot 161,6} = 2,61.$$

Die letzten beiden Ziffern sind noch etwas verbessert mit Rücksicht auf die Zusammenziehung des Gasgemisches bei der Verbrennung, welche zu 1,305 berechnet wurde. Es ist also

$$T' = 1,00 T_0$$

$$T_1 = 1,035 \cdot 3,67 T_0 = 3,79 T_0$$

$$T_2 = 1,035 \cdot 2,61 T_0 = 2,70 T_0.$$

Die Wärmemengen, welche den einzelnen Diagrammabschnitten zukommen, ergeben sich so:

1. Für die Verdichtungsline als Isotherme ist die Wärmemenge der Arbeitsmenge äquivalent. Letztere ist aus dem Diagramm als 768 qmm ermittelt. Da das ganze Diagramm von 1760 qmm Inhalt der Leistung 5,11 e entspricht, so findet sich als die entsprechende Arbeitsmenge

$$\frac{5,11 \cdot 768}{1760} = 2,23 e$$

äquivalent

$$Q = \frac{2,23 \cdot 75 \cdot 60 \cdot 30}{424} = 707,7 c.$$

2. Für die Verbrennungslinie ist, weil während des Versuches 2,02 cbm Gas vom spezifischen Gewichte 0,395 den Kreisprozess durchmachten, und weil auf 1 kg Gas 43,25 kg Ladung entfallen:

$$Q = 43,25 \cdot 0,395 \cdot 2,02 \cdot 0,195 (3,79 - 1) T_0 \\ = 18,775 T_0.$$

3. Für die Ausdehnungslinie ist $Q = 0$.

4. Für die Austrittslinie wird

$$Q = 43,25 \cdot 0,395 \cdot 2,02 \cdot 0,186 (1 - 2,70) T_0 \\ = -10,912 T_0.$$

Die Temperatur T_0 wird nun durch die Betrachtung bestimmt, dass die zugeführte Wärmemenge gleich ist der Summe aus der abgeführten und der verwandelten Wärme; sie berechnet sich also aus der Gleichung

$$18,775 T_0 - 10,912 T_0 - 707,7 = \frac{5,11 \cdot 75 \cdot 60 \cdot 30}{424}$$

als

$$T_0 = 297.$$

Damit folgt also

$$T' = 297^{\circ}; T_1 = 1125^{\circ}; T_2 = 802^{\circ};$$

während der Verdichtung abgeführte Wärme . . . 708 c
 während der Verbrennung aufgenommene Wärme 5575 c
 durch die Abgase abgeführte Wärme 3241 c
 verwandelte Wärme 1626 c;

$$5575 = 708 + 3241 + 1626.$$

Ausser dieser aus dem Diagramm abgeleiteten Wärmegleichung lässt sich noch die folgende, aus den unmittelbaren Beobachtungen über Gasverbrauch und Kühlwassererwärmung hervorgehende Gleichung aufstellen:

Gesamte durch Verbrennung von 2,02 cbm
 Gas freigewordene Wärme . . 2,02 . 4875 = 9847 c
 Während des Versuches in Arbeit verwandelte
 Wärme = 1626 c
 Vom Kühlwasser aufgenommene Wärme
 $107,25 \cdot 47 = 5041$ c
 Von den Verbrennungsgasen abgeführte Wärme = 3241 c.
 $9847 = 1626 + 5041 + 3241 = 9908$ c.

Diese mit einem nur kleinen Fehler behaftete Gleichung würde also, wenn man den Fehler auf die Verbrennungsgase verrechnet, bedeuten:

Von 100 Wärmeeinheiten werden
 in Arbeit verwandelt 16,5
 in das Kühlwasser übergeführt 51,2
 von den Verbrennungsgasen abgeführt . . . 32,3.

Aus dem Vergleiche der ersten und zweiten Wärmegleichung erhellt, dass von 9847 durch die Verbrennung freigewordenen Wärmeeinheiten nur 5575 an das arbeitende Gas gelangt sind, der Rest von 4272 c muss also in anderer Weise verschwunden sein, ein Theil davon mag z. B. durch Strahlung gleich bei der Entwicklung an das Kühlwasser gegangen, ein anderer Theil mag während der Spannungssteigerung noch gar nicht entwickelt worden und erst später während der Ausdehnung entstanden sein und mag dann ausgleichend gewirkt haben, so dass die Ausdehnungslinie trotz der Abkühlung des Cylinders durch das Kühlwasser eine Adiabate wurde; oder er ist bei hoher Temperatur in die Wandung über- und aus dieser bei sinkender Temperatur zurück-

getreten, um auf diese Weise den Ausgleich zwischen Wärmezuführung und -abführung, welchen die Adiabate anzeigt, zu vermitteln. Hiervon wird im nächsten Abschnitte weiter die Rede sein.

Wie eingangs dieser Mittheilungen über den Slabyschen Versuch bereits betont wurde, wird derselbe aber vom Urheber selbst nicht mehr für richtig angesehen und zwar deshalb nicht, weil die Luft nicht gemessen, sondern aus dem Kolbenraume berechnet wurde. Das ist aber, wie neuere Versuche gezeigt haben, unzulässig, und zwar deshalb, weil thatsächlich die in den Cylinder eintretende Ladung sich ausdehnt, einmal wegen der Saugwiderstände und zweitens, weil der Cylinder warm ist. Es hat also der Inhalt des Cylinders bei Beendigung des Ansaugens höhere Temperatur und geringere Spannung, als die Aussenluft, und es wurde also die Luftmenge in obiger Rechnung viel grösser angenommen, als sie thatsächlich ist.

Die vorzügliche Uebereinstimmung beider Seiten der zweiten Wärmegleichung ist also eine rein zufällige, nur durch gegenseitiges Aufheben mehrerer Fehler möglich. Man sieht das auch der Gleichung sofort an, weil sie keinen Posten für Leitung und Strahlung enthält, sie stimmt also besser, als sie stimmen könnte, wenn sie richtig wäre.

Der zweite vorliegende wärmemessende Versuch, angestellt von Brooks & Steward in Hoboken ¹⁾, ist namentlich um deshalb viel werthvoller als der vorstehend besprochene, weil hier die angesaugte Luft wirklich gemessen wurde.

Die untersuchte, 10 e genannte, liegende Deutzer Maschine hatte 216 mm Durchmesser und 356 mm Hub, es betrug

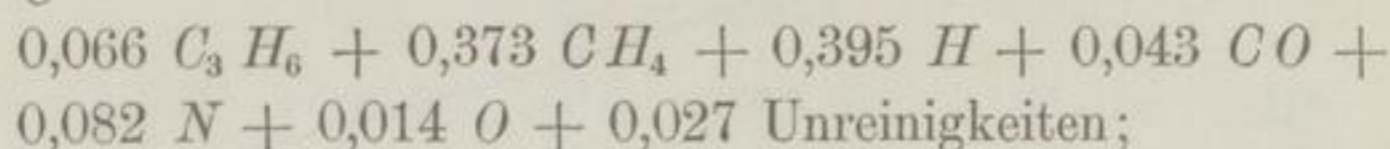
der Kolbenraum	13,045 l
der Verdichtungsraum	7,940 l
der Cylinderinhalt	<u>20,985 l.</u>

Das Gas für die Maschine mit Ausschluss der Zündflammen wurde mittels einer trockenen Gasuhr gemessen; zwischen ihr und dem Cylinder war, wie üblich, ein Gummibeutel eingeschaltet. Zur Messung der Luft diente gleichfalls eine grosse Gasuhr; ein Bläser drückte ihr die Luft zu und es waren zwischen Messer und Ma-

1) Some experiments upon the Otto gas engine. Sonderabdruck aus Van Nostrand's magazine. Hoboken 1883.

schine zwei sehr grosse Gummibeutel eingeschaltet, in welchen die Spannung durch ein Ventil konstant gehalten wurde. Die Temperatur der abziehenden Gase wurde durch ein unmittelbar an die Maschine gebrachtes Pyrometer bestimmt, die Bremsarbeit durch den Pronyschen Zaum ermittelt. Der Indikator sass, wie üblich, auf dem Deckel des Ausblaseventiles und wurde vom Kreuzkopfe ab mittels einer Reduktionsrolle bewegt. Der Hubzähler wurde vom Schieber ab betrieben. Der Gasdruck war 32 mm, der Luftdruck 51 mm Wassersäule im Durchschnitt. Bei Berechnung des Inhaltes der Diagramme wurde der untere Theil zwischen der Sauglinie und der Ausblaselinie berücksichtigt; er entsprach etwa 0,1 at Mittelspannung. Die Zündflammen gebrauchten stündlich etwa 200 l Gas. Die Gastemperatur war 24°; es wurde deshalb die gemessene Gasmenge auf 0° reducirt, die Gasspannung aber wurde als geringfügig nicht inbetracht gezogen.

Das verwendete Gas hatte in Raumtheilen die Zusammensetzung



es hatte also das specifische Gewicht

$$1 \text{ cbm} = 0,606 \text{ kg}$$

und den Heizwerth

$$1 \text{ kg} = 9040 \text{ c}$$

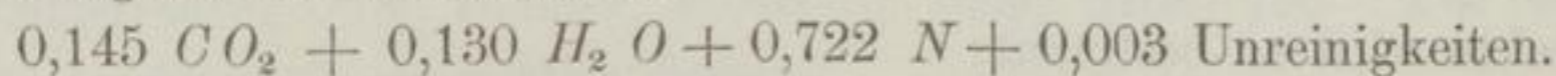
$$1 \text{ cbm} = 5479 \text{ c.}$$

Zur Verbrennung sind

$$\text{für } 1 \text{ cbm Gas} = 5,95 \text{ cbm Luft}$$

$$\text{„ } 1 \text{ kg „} = 12,30 \text{ kg „}$$

erforderlich, die Zusammensetzung der Verbrennungserzeugnisse ist folglich in Gewichtstheilen



1 cbm Gas + 5,95 cbm Luft geben 0,614 cbm CO_2 + 1,339 cbm $H_2 O$ + 4,781 cbm N + 0,027 cbm Unreinigkeiten, also zusammen 6,76 cbm Verbrennungsgase, es ist also die Verdichtung durch die Verbrennung eine 1,028fache. Mit Rücksicht auf ihre Geringfügigkeit ist sie im folgenden vernachlässigt.

Die specifischen Wärmen für unverdünnte Verbrennungsgase sind

$$\left. \begin{array}{l} c_p = 0,271 \\ c_v = 0,199 \end{array} \right\} \alpha = 1,366;$$

das Verhältniss zwischen Gas und Luft wurde bei dem der wärme-messenden Untersuchung unterzogenen Versuche

in Raumtheilen 1 : 6,63

in Gewichtstheilen 1 : 13,69

gefunden. Da zur vollständigen Verbrennung nur 12,30 kg Luft nöthig sind, so haben wir also 1,39 kg Ueberschuss und folglich

$$\left. \begin{array}{l} c_p = 0,268 \\ c_v = 0,196 \end{array} \right\} \alpha = 1,37.$$

Die Länge des in Abb. 224 dargestellten Diagrammes ist $V = 192$ mm, der Nullpunkt liegt 73 mm = 0,38 V vom Ende

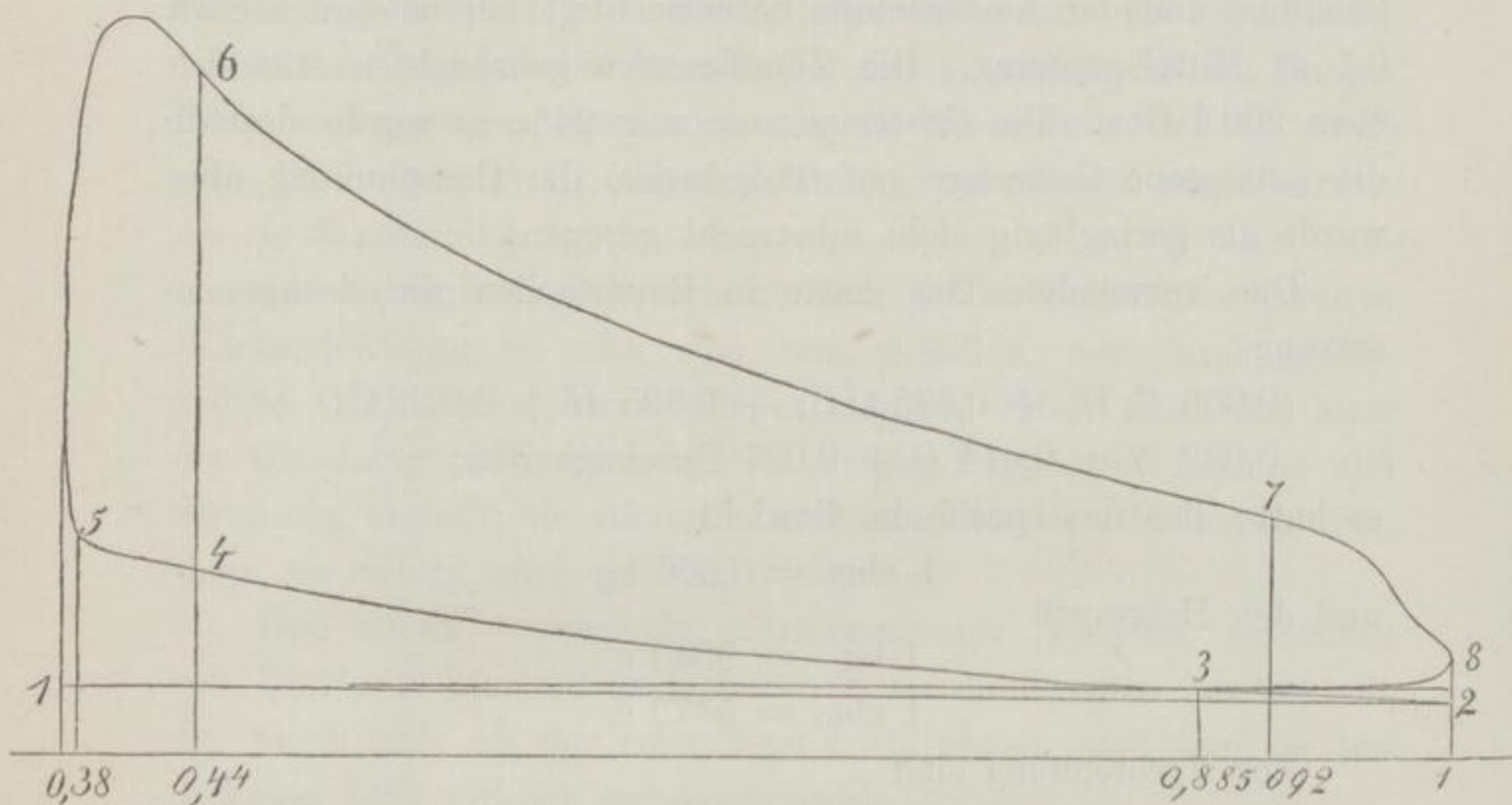


Abb. 224.

des Kolbenraumes nach links, die Verdichtungsline schneidet die atmosphärische bei 170 mm = 0,885 V . Die Temperatur in diesem Punkte wird so bestimmt:

Es sind durchschnittlich bei jedem Hube der Maschine angesaugt 1,40 l Gas und 9,25 l Luft bei 22° Temperatur; es befanden sich nach Angabe des Pyrometers im Verdichtungsraume 7,94 l Verbrennungsgase von 410°.

Reducirt auf 0° beträgt also

die Füllung	9,86 l	}	Luft 8,56 l
der Inhalt des Verdichtungsraumes . . .	3,17 l	}	Gas 1,30 l
	13,03 l.		

Der Inhalt des Verdichtungsraumes besteht aus Verbrennungsgasen und Luftüberschuss im Verhältnisse 13,30 : 1,39; das spezifische Volumen der ersteren ist 0,839, wir haben also das Volumverhältniss 11,16 : 1,11, d. h. 2,88 l von ersteren und 0,29 l von letzterem. Also wiegt der Cylinderinhalt

Füllung	1,30 l Gas	= 0,79 gr
	8,56 l Luft	= 10,65 „
Inhalt des Verdichtungs- raumes	2,88 l Verbrennungsgase	= 3,43 „
	0,29 l Luftüberschuss	= 0,42 „

Nimmt man näherungsweise die spezifischen Wärmen als gleich an, so findet sich die Temperatur als

$$\frac{11,44 \cdot 295 + 3,85 \cdot 683}{15,29} = 393^{\circ} \text{ abs.}$$

Mit dieser Temperatur berechnet sich der Zustand für die wichtigsten Punkte des Indikatordiagrammes mittels der Formel

$$\frac{p v}{T} = \text{Konst.}$$

$$\begin{aligned} p_3 &= 1 \text{ at} \dots v_3 = 0,885 V \dots T_3 = 393^{\circ} \\ p_5 &= 3,09 \text{ at} \dots v_5 = 0,38 V \dots T_5 = 521^{\circ} \\ p_6 &= 10 \text{ at} \dots v_6 = 0,44 V \dots T_6 = 1954^{\circ} \\ p_7 &= 3,5 \text{ at} \dots v_7 = 0,92 V \dots T_7 = 1430^{\circ}. \end{aligned}$$

Nach Eröffnung des Austrittsventiles im Punkte 7 beginnt die Ausströmung der Gase aus dem Cylinder und es zeigt also das Indikatordiagramm nicht länger die absoluten Volumina an. Wenn man aber durch Punkt 7 eine Adiabate legt, so schneidet diese die Atmosphärenlinie in 9' und man kann dann die nicht umkehrbare Zustandsänderung von 7 bis 3 gleichwerthig setzen mit der umkehrbaren von 7 über 9' bis 3, siehe Seite 226. Für den Punkt 9' erhält man aber wegen

$$\frac{p_7}{p_{9'}} = \left(\frac{v_{9'}}{v_7} \right)^{1,37}$$

$$p_{9'} = 1 \text{ at} \quad v_{9'} = 2,296 V \quad T_{9'} = 1020.$$

Auf die Ausdehnungs- und die Verdichtungsline lässt sich die Formel $p v^x = \text{Konst}$ anwenden, man erhält

für erstere wegen $p_6 v_6^x = p_7 v_7^x$

$$x = \frac{\log p_6 - \log p_7}{\log v_7 - \log v_6} = 1,423,$$

für letztere wegen $p_3 v_3^x = p_5 v_5^x$

$$x = \frac{\log p_5 - \log p_3}{\log v_3 - \log v_5} = 1,334.$$

Die Berechnung der Wärmemengen nehmen Brooks & Steward so vor:

1. Für die Verbrennungslinie 4, 5, 6 wenden sie die Rankinesche Berechnungsweise an:

$$\frac{Q}{A} = \frac{1}{x-1} = (p_6 - p_4) v_6 + L.$$

L ist dargestellt durch die Fläche 4, 5, 6, 4 und ermittelt zu 420 qmm. Da der Federmassstab $5,8 \text{ mm} = 1 \text{ at}$ ist und sich $p_4 = 2,7 \text{ at}$ ergab, so folgt

$$\frac{Q}{A} = \frac{1}{0,37} (10 - 2,7) 5,8 \cdot 0,44 \cdot 192 + 420 = 10090 \text{ qmm.}$$

Da der Massstab $5,8 \text{ mm} = 1 \text{ at}$ und der Kolbenquerschnitt

$$\frac{\pi}{4} \cdot 21,6^2 = 366,4 \text{ qcm}$$

ist, also 1 mm der Ordinaten die Kraft $(366,4 : 5,8) \text{ kg}$ und da die Diagrammlänge 119 mm den Hub 356 mm darstellt, 1 mm der Abscissen also $(0,356 : 119) \text{ m}$, so ist der Flächenmassstab

$$1 \text{ qmm} = \frac{366,4 \cdot 0,356}{5,8 \cdot 119} = 0,1890 \text{ mkg,}$$

also

$$\frac{Q}{A} = 10090 \cdot 0,1890 = 1907 \text{ mkg}$$

$$Q = \frac{1907}{424} = 4,50 \text{ c.}$$

2. Die Ausdehnungslinie ergibt wegen ihres Exponenten 1,42 eine geringe Wärmeabfuhr im Betrage von

$$Q = \frac{1,37 - 1,42}{1 - 1,42} 0,196 (1430 - 1957) 0,01529 = - 0,19 \text{ c.}$$

3. Die von 7 bis 3 abgeführte Wärme wurde in drei Theilen berechnet:

a) als Aequivalent der Arbeit bei adiabatischer Ausdehnung bis 1 at;

b) als Wärmemenge entsprechend der Abkühlung des Cylinderinhaltes von T_9 , bis auf die vom Pyrometer angegebene Temperatur 683° ;

c) als Wärmemenge, entsprechend der weiteren Abkühlung der Füllung von 683° bis 295° .

Man findet

$$\begin{aligned}
 Q_a &= 0,196 (1020 - 1430) \cdot 0,01529 \\
 &\quad - 5,8 (2,296 - 0,885) 192 \cdot 0,1890 : 424 = - 0,529 \text{ c} \\
 Q_b &= 0,268 (683 - 1020) \cdot 0,01529 = - 1,138 \text{ c} \\
 Q_c &= 0,268 (295 - 683) \cdot 0,01144 = - 1,190 \text{ c} \\
 &\qquad\qquad\qquad Q = - 2,86 \text{ c.}
 \end{aligned}$$

4. Als Wärmemenge, entsprechend dem Exponenten 1,334 der Verdichtungskurve ergibt sich

$$Q = \frac{1,37 - 1,334}{1 - 1,334} 0,196 (521 - 393) 0,01529 = - 0,04 \text{ c.}$$

5. Die Grösse des Indikatordiagrammes ist als 1,33 c äquivalent angegeben.

Es müsste nun

$$4,50 = 0,19 + 2,86 + 0,04 + 1,33 = 4,42$$

sein, was ziemlich genau zutrifft.

Die Wärmegleichung stellen Brooks und Steward endlich, wie folgt, auf:

Bei jedem Spiele verbrauchte die Maschine 1,40 l Gas von 22° C., entsprechend 1,30 l von 0°; das Gas hat den Heizwerth 1 cbm = 5479 c, es entsteht also durch die Verbrennung die Wärmemenge 1,30 · 5,479 = 7,12 c

Von dieser wurden laut Angabe des Diagrammes in Arbeit verwandelt 1,33 c

Es wurden verbraucht bei 750 Spielen 116 l Kühlwasser, dessen Temperatur um 30° erhöht wurde. Das ergibt für jedes Spiel 116 · 30 : 750 = 4,64 c

Die heissen Gase entwichen mit der Pyrometer-temperatur, nach obiger Rechnung entsprechend . . 1,19 c.

Demnach verbleibt für Leitung und Strahlung nichts, da 1,33 + 4,64 + 1,19 = 7,16 schon etwas mehr als 7,12 ist.

Die eigenen Zahlen von Brooks und Steward weichen von diesen etwas ab. Zunächst stellen sie 1,4 l statt 1,3 l Gas mit 1 cbm = 5479 c in Rechnung, was ungenau ist. Dann sagen sie, dass bei der Bestimmung der Wärmeentziehung durch das Kühlwasser ein wahrscheinlicher Fehler vorliege, welcher diese Wärmemenge als 4,00 statt 4,64 c erscheinen lässt, und stellen darauf hin die Gleichung so:

Arbeitsleistung	1,33 c = 17 %
Wassermantel	4,00 c = 52 %
Abgase	1,18 c = 15,5%
Leitung und Strahlung	1,18 c = 15,5%.

Der beschriebene Versuch ist hauptsächlich deshalb wichtig, weil bei ihm die Luft gemessen wurde. Der Fehler, den man macht, wenn man dieselbe aus dem Kolbenraume berechnet, ist sehr beträchtlich, man würde alsdann 1:8,32 statt 1:6,63 erhalten! Die Einrichtung, welche dadurch nöthig ist, ist sehr umständlich und kostspielig; es ist deshalb nicht zu erwarten, dass viele solche Versuche gemacht werden. Deshalb möchte ich auf meinen oben gemachten Vorschlag, die Luftmessung durch eine Analyse der Abgase zu ersetzen, an dieser Stelle nochmals verweisen. Sonst hat der Versuch manche Mängel, insbesondere ist die Versuchszeit von 10 Minuten sehr kurz bemessen, obwohl ja nicht verkannt werden kann, dass man bei Gasmaschinen, wenn sie sich erst im Beharrungszustande befinden, mit kurzen Versuchszeiten auskommen kann. Die Stützung der ganzen Berechnung auf ein einziges Diagramm ist auch nicht zu loben, man hätte ohne grosse Mühe ein Durchschnittsdiagramm aus einer grösseren Reihe bilden können.

Ich habe nun das von Brooks und Steward mitgetheilte Diagramm benutzt, um die verschiedenen Berechnungsarten zu vergleichen, indem ich die Rechnung für jede Art besonders durchführte. Allerdings hat die Benutzung von durch Holzschnitt vielfältigten Diagrammen seine Bedenken, mag aber für eine Ueberschlagsrechnung zulässig sein. Ich habe aus den Angaben der Verfasser das Diagramm sehr sorgfältig verzeichnet und finde, dass meine Zeichnung einen Inhalt von 1,36 c ergibt, während Brooks und Steward 1,33 c angeben. Das dürfte ein befriedigender Genauigkeitsgrad sein.

Mit Rücksicht auf die in Abb. 225 eingeschriebenen Masse und auf den oben bestimmten Flächenmassstab $1 \text{ qmm} = 0,1890 \text{ mkg}$ des Indikatordiagrammes ergibt nun die Rankinesche Rechnungsart, Seite 245, für die Linien

$$ab: \quad \frac{Q}{A} = \frac{1}{0,37} \{ 18 \cdot 74 - 5,8 \cdot 170 \} - 955 = - 20 \text{ qmm}$$

$$Q = - 20 \cdot 0,1890 : 424 = - 0,009 \text{ c}$$

Der Inhalt des Indikatorgrammes ist

$$3054 \text{ qmm} = 3054 \cdot 0,1890 : 424 = 1,361 \text{ c.}$$

Wir haben also

$$- 0,009 + 4,588 - 0,316 - 3,082 - 1,361 = 0.$$

Diese letzte Gleichung ist natürlich nur eine Probe auf die Richtigkeit der Rechnung und nicht etwa auf den Werth des Verfahrens.

Für die Berechnung nach Weyrauch, Seite 246, habe ich den Linienzug *abcd*efa* der Abb. 226 an Stelle des genauen Diagrammes gesetzt. Die Exponenten der einzelnen Linienstrecken $pv^x = \text{Konst}$ ergeben sich als

$$ab: \quad x = \frac{\log 5,8 - \log 18}{\log 73 - \log 170} = + 1,339$$

$$bc: \quad x = \frac{\log 18 - \log 61,3}{\log 74 - \log 73} = - 90,049$$

$$cd: \quad x = 0$$

$$de: \quad x = \frac{\log 58 - \log 20,3}{\log 176,5 - \log 84,5} = + 1,425$$

$$ef: \quad x = \frac{\log 19,2 - \log 8,5}{\log 192 - \log 183,3} = + 17,571$$

$$fa: \quad x = \frac{\log 8,5 - \log 5,8}{\log 170 - \log 192} = - 3,141.$$

Selbstredend sind diese Exponenten auf die Uebereinstimmung zwischenliegender Punkte geprüft.

Mit ihrer Hilfe finden wir die specifischen Wärmen für $c_v = 0,196$; $c_p = 0,268$; $\kappa = 1,37$:

$$ab: \quad \lambda = \frac{1,37 - 1,34}{1 - 1,34} \cdot 0,196 = - 0,017$$

$$bc: \quad \lambda = \frac{1,37 + 90,05}{1 + 90,05} \cdot 0,196 = + 0,197$$

$$cd: \quad \lambda = c_p = + 0,268$$

$$de: \quad \lambda = \frac{1,37 - 1,43}{1 - 1,43} \cdot 0,196 = + 0,027$$

$$ef: \quad \lambda = \frac{1,37 - 17,57}{1 - 17,57} \cdot 0,196 = + 0,192$$

$$fa: \quad \lambda = \frac{1,37 + 3,14}{1 + 3,14} \cdot 0,196 = + 0,214.$$

Bei der nun folgenden Temperaturbestimmung wird die Konstante R am besten aus der Zusammensetzung der Verbrennungsgase ermittelt. Der Cylinderinhalt besteht vor der Verpuffung aus 0,79 gr Gas + 11,07 gr Luft + 3,43 gr reinen Verbrennungsgasen. Das Gas verbraucht zur Verbrennung $0,79 \cdot 12,30 = 9,92$ gr

Luft, so dass wir also nach derselben im Cylinder $0,79 + 9,92 + 3,43 = 14,14$ gr reine Verbrennungsgase und $11,07 - 9,92 = 1,15$ gr Luftüberschuss haben. Die Verbrennungsgase bestehen aus $0,145 C O_2 + 0,130 H_2 O + 0,722 N + 0,003$ Unreinigkeiten und haben deshalb das spezifische Gewicht $1,1573$, dasjenige der Luft ist $1,2514$, demnach erhalten wir für das der verdünnten Verbrennungsgase $1,164$ und also für die Konstante $R = 31,57$.

Zur Bestimmung der Temperatur T_2 gemäss Seite 252 reichen nun die gegebenen Zahlen nicht ganz aus; es fehlen die Grössen T_a und p_a , aber es wird T_a nicht viel von der Pyrometertemperatur und p_a nicht viel von dem mittleren Luftdrucke verschieden sein; setzen wir also $T_a = 683^\circ$ und $p_a = 10400$ kg/qcm, so erhalten wir wegen $V' = 7,94$ l und $V_2 = 0,92$ ($7,94 + 13,045$) = $19,31$ l:

$$T = \frac{35000}{\frac{7,94}{19,31} \frac{10400}{683} + 31,57 \frac{11,44}{19,31}} = 1404^\circ,$$

was auch gut mit der von Brooks und Steward auf andere Weise berechneten Zahl (Seite 261) stimmt.

Mit Hilfe dieser Zahl erhalten wir nun die Temperaturen

$$T_a = 1404 \cdot 170 \cdot 5,8 : 176,5 \cdot 20,3 = 386^\circ$$

$$T_b = 1404 \cdot 73 \cdot 18 : 176,5 \cdot 20,3 = 515^\circ$$

$$T_c = 1404 \cdot 74 \cdot 61,3 : 176,5 \cdot 20,3 = 1778^\circ$$

$$T_d = 1404 \cdot 81,3 \cdot 61,3 : 176,5 \cdot 20,3 = 1953^\circ$$

$$T_e = 1404 \cdot 183,3 \cdot 19,2 : 176,5 \cdot 20,3 = 1379^\circ$$

$$T_f = 1404 \cdot 192 \cdot 8,5 : 176,5 \cdot 20,3 = 640^\circ.$$

Damit finden wir die Wärmemengen

$$ab: Q = - 0,01529 \cdot 0,017 (515 - 386) = - 0,034 \text{ c}$$

$$bc: Q = + 0,01529 \cdot 0,197 (1778 - 515) = + 3,804 \text{ c}$$

$$cd: Q = + 0,01529 \cdot 0,268 (1953 - 1778) = + 0,717 \text{ c}$$

$$de: Q = + 0,01529 \cdot 0,027 (1379 - 1953) = - 0,237 \text{ c}$$

$$ef: Q = + 0,01529 \cdot 0,192 (640 - 1379) = - 2,169 \text{ c}$$

$$fg: Q = + 0,01529 \cdot 0,214 (386 - 640) = - 0,831 \text{ c};$$

die geleisteten Arbeiten aber sind gemäss der Formel

$$AL = G \frac{x-1}{1-x} c_v (T_2 - T_1):$$

$$ab: AL = 0,01529 \frac{0,37}{1-1,399} 0,196 (515 - 386) = - 0,3585 \text{ c}$$

$$bc: AL = 0,01529 \frac{0,37}{1+90,049} 0,196 (1778 - 515) = + 0,0154 \text{ c}$$

$$\begin{aligned}
 cd: AL &= 0,01529 \frac{0,37}{1-0} 0,196 (1953 - 1778) = + 0,1945 c \\
 de: AL &= 0,01529 \frac{0,37}{1-1,425} 0,196 (1379 - 1953) = + 1,4976 c \\
 ef: AL &= 0,01529 \frac{0,37}{1-17,571} 0,196 (640 - 1379) = + 0,0494 c \\
 fg: AL &= 0,01529 \frac{0,37}{1+3,141} 0,196 (386 - 640) = - 0,0680 c \\
 &+ 1,3304 c.
 \end{aligned}$$

Demgemäss muss also
 $- 0,034 + 3,804 + 0,717 - 0,237 - 2,169 - 0,831 - 1,330 = 0$
 sein. Die kleine Abweichung liegt in den Ungenauigkeiten der Rechnung.

Die Ergebnisse der Rechnung gemäss Ayrton und Perry, Seite 247, sind in nachstehender Zahlentafel zusammengestellt:

	Punkt	v	p	Δv	Δp	$\frac{v_1+v_2}{2}$	$\frac{p_1+p_2}{2}$	$\frac{dp}{dv}$	q	$q dv$
<i>ab</i>	0	170,0	5,8	—	—	—	—	—	—	—
	1	153,3	6,5	- 16,7	+ 0,7	161,6	6,1	- 0,04	+ 5,1	- 85
	2	133,3	8,5	- 20,0	+ 2,0	143,3	7,5	- 0,10	- 10,9	+ 218
	3	113,3	10,7	- 20,0	+ 2,2	123,3	9,6	- 0,11	- 1,1	+ 22
	4	93,3	13,5	- 20,0	+ 2,8	103,3	12,1	- 0,14	+ 5,7	- 114
	5	74,0	18,0	- 19,3	+ 4,5	83,6	15,7	- 0,23	+ 6,2	- 119
<i>bc</i>	6	73,0	32,3	- 1,0	+ 14,3	73,5	25,1	- 14,30	- 2747,7	+ 2748
	7	74,0	50,8	+ 1,0	+ 18,5	73,5	41,5	+ 18,50	+ 3828,9	+ 3829
	8	76,0	60,5	+ 2,0	+ 9,7	75,0	55,6	+ 4,85	+ 1186,8	+ 2374
	9	78,0	62,3	+ 2,0	+ 1,8	77,0	61,4	+ 0,90	+ 414,6	+ 829
	10	81,0	61,3	+ 3,0	- 1,0	79,5	61,8	- 0,33	+ 157,9	+ 474
	11	84,5	58,0	+ 3,5	- 3,3	82,7	59,6	- 0,94	+ 10,6	+ 37
<i>cd</i>	12	103,3	44,3	+ 18,8	- 13,7	93,9	51,1	- 0,73	+ 3,9	+ 73
	13	123,3	35,0	+ 20,0	- 9,3	113,3	39,6	- 0,46	+ 5,8	+ 116
	14	143,3	28,5	+ 20,0	- 6,5	133,3	31,7	- 0,32	+ 2,1	+ 42
	15	163,3	23,3	+ 20,0	- 5,2	153,3	25,9	- 0,26	- 11,8	- 236
	16	176,5	20,3	+ 13,2	- 3,0	169,9	21,8	- 0,23	- 24,9	- 329
<i>da</i>	17	183,3	17,5	+ 6,8	- 2,8	179,9	18,9	- 0,41	- 129,3	- 879
	18	186,3	14,0	+ 3,0	- 3,5	184,8	15,7	- 1,17	- 526,2	- 1579
	19	189,3	10,0	+ 3,0	- 4,0	187,8	12,0	- 1,33	- 630,6	- 1892
	20	192,0	8,5	+ 2,7	- 1,5	190,6	9,2	- 0,56	- 254,4	- 687
	21	183,3	6,0	- 8,7	- 2,5	187,6	7,2	+ 0,29	+ 173,7	- 1511
	0	170,0	5,8	- 13,3	- 0,2	176,6	5,9	+ 0,01	+ 26,6	- 354

Aus dieser Tafel folgt zum Vergleich:

$$ab = - 78 \text{ qmm} = - 0,035 \text{ c}$$

$$bc = + 10291 \text{ „} = + 4,587 \text{ „}$$

$$cd = - 334 \text{ „} = - 0,149 \text{ „}$$

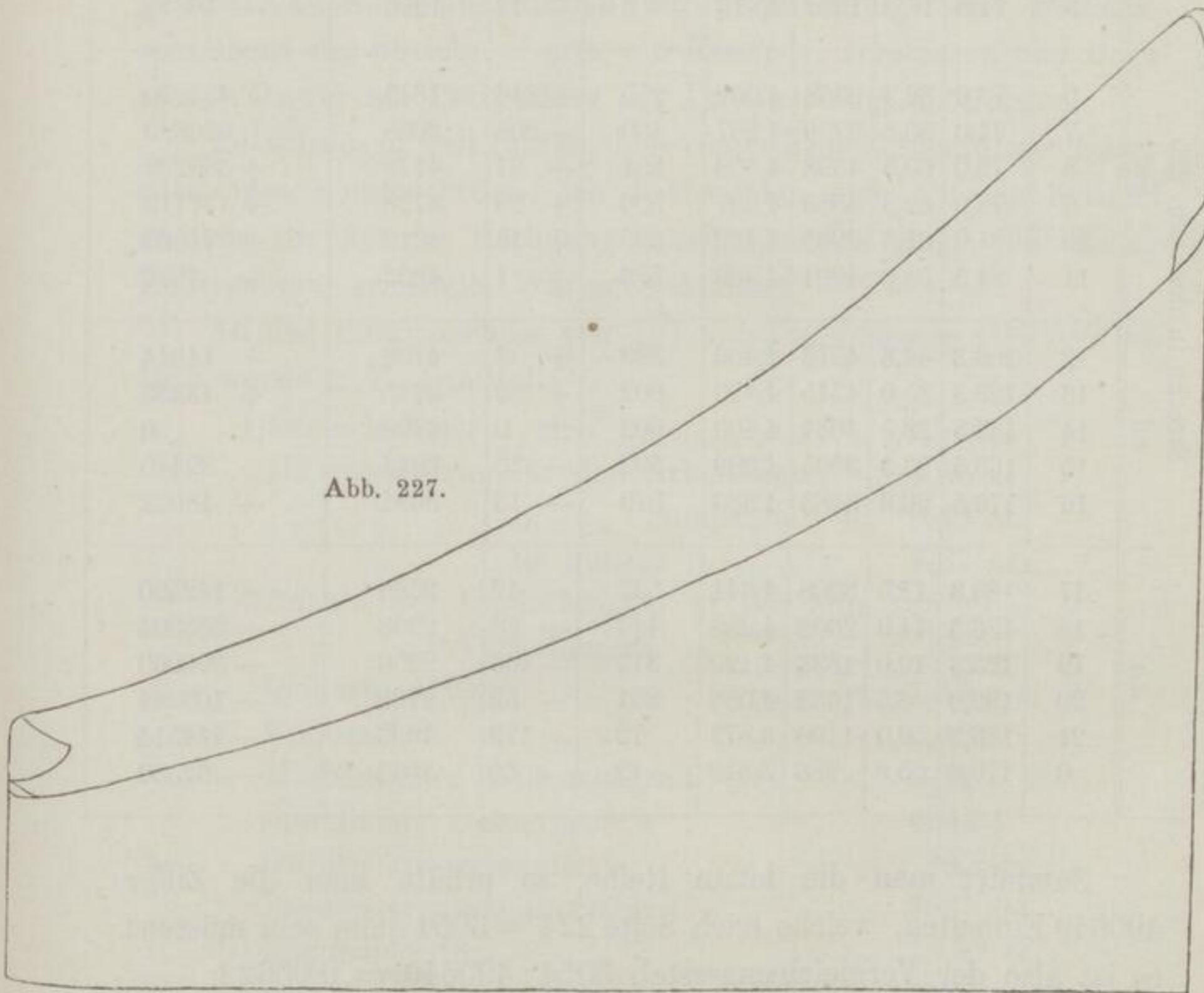
$$da = - 6902 \text{ „} = - 3,077 \text{ „}$$

$$2977 \text{ qmm} = 1,326 \text{ c}$$

$$\text{statt } 3054 \text{ „} = 1,361 \text{ „ nach Rankine.}$$

Der an sich geringe Unterschied würde bei genauerer Rechnung verschwinden, ebenso würde die von Ayrton und Perry gerade

Abb. 227.



am meisten betonte zeichnerische Darstellung bessere Uebereinstimmung geben. Aber es ist zu beachten, dass diese wegen des ungünstigen Massstabes nicht wohl angewendet werden kann. Durch diesen Umstand verliert die sehr mühsame Rechnungsart ihren Hauptvorteil. Ayrton und Perry selbst benutzten ein Diagramm mit ausnahmsweise langsam steigender Verbrennungslinie und erhielten deshalb Werthe von q , welche zeichnerisch darstellbar waren.

Weit bessere Ergebnisse liefert die Zeunersche Darstellungsweise, welche aus folgender Zahlentafel die Abb. 227 entstehen lässt:

	Punkt	v	p	vp	P	$P - P_{min}$	ΔP	$\frac{v_1 p_1 + v_2 p_2}{2}$	$\Delta P \cdot \frac{v_1 p_1 + v_2 p_2}{2}$
Strecke in der Abb. 225 <i>ab</i>	0	170,0	5,8	986	3,819	12	—	—	—
	1	153,3	6,5	996	3,807	0	— 12	991	— 11892
	2	133,3	8,5	1133	3,840	33	+ 33	1064	+ 35112
	3	113,3	10,7	1212	3,844	37	+ 4	1172	+ 4688
	4	93,3	13,5	1260	3,829	22	— 15	1236	— 18540
	5	74,0	18,0	1332	3,816	9	— 13	1296	— 16848
Strecke in der Abb. 225 <i>bc</i>	6	73,0	32,3	2358	4,062	255	+ 246	1845	+ 453870
	7	74,0	50,8	3759	4,267	460	+ 205	3058	+ 626890
	8	76,0	60,5	4598	4,358	551	+ 91	4179	+ 380289
	9	78,0	62,3	4859	4,387	580	+ 29	4728	+ 137112
	10	81,0	61,3	4965	4,402	595	+ 15	4912	+ 73680
	11	84,5	58,0	4901	4,403	596	+ 1	4933	+ 4933
Strecke in der Abb. 225 <i>cd</i>	12	103,3	44,3	4576	4,406	599	+ 3	4738	+ 14314
	13	123,3	35,0	4315	4,409	602	+ 3	4445	+ 13335
	14	143,3	28,5	4084	4,409	602	\pm 0	4199	\pm 0
	15	163,3	23,3	3805	4,399	592	— 10	3944	— 39440
	16	176,5	20,3	3583	4,386	579	— 13	3694	— 48022
Strecke in der Abb. 225 <i>da</i>	17	183,3	17,5	3208	4,344	537	— 42	3395	— 142590
	18	186,3	14,0	2608	4,256	449	— 88	2908	— 255904
	19	193,3	10,0	1893	4,120	313	— 136	2250	— 306000
	20	192,0	8,5	1632	4,058	251	— 62	1762	— 109244
	21	183,3	6,0	1100	3,879	72	— 179	1366	— 244514
	0	170,0	5,8	986	3,819	12	— 60	1043	— 62580

Summirt man die letzte Reihe, so erhält man die Ziffer 490649 Einheiten, welche nach Seite 224 = 3054 qmm sein müssen; es ist also der Vergleichsmassstab $3054 : 490649 = 0,00622$.

Demnach sind die Wärmemengen für die einzelnen Strecken

$$ab \quad . \quad . \quad Q = - \quad 47 \text{ qmm}$$

$$bc \quad . \quad . \quad Q = + 10480 \quad ,$$

$$cd \quad . \quad . \quad Q = - \quad 374 \quad ,$$

$$da \quad . \quad . \quad Q = - \quad 7005 \quad ,$$

und es ergibt sich $- 47 + 10480 - 374 - 7005 = 3054 \text{ qmm}$ wie auf Seite 266.

Selbstverständlich braucht man die drei letzten Spalten der Tafel nicht auszurechnen, sondern kann die Ergebnisse der Rechnung aus der Abb. 227 durch das Planimeter finden, wobei der Vergleichsmassstab erhalten wird, indem man die Fläche des Wärmediagrammes gleich der des Spannungsdiagrammes setzt.

In jüngster Zeit sind eine Reihe von Versuchen von Kennedy vorgenommen und wärmemessend behandelt. Eine Beckmaschine und eine Griffinmaschine prüfte derselbe selbstständig, eine Atkinson-, eine Griffin- und eine von Gebr. Crossley in Manchester gebauete Ottomaschine wurden auf Veranlassung eines Preisausschreibens der Society of arts von Kennedy, Hopkinson und Beauchamp Tower als Preisrichter der Untersuchung unterzogen.

Es würde zu weit führen, hier sämtliche Zahlen dieser Untersuchungen¹⁾ mitzutheilen; ich beschränke mich auf ein Beispiel, an dem die Art der Rechnung gezeigt werden mag, und die als Endergebniss ermittelte Wärmevertheilung.

An der Beckmaschine von 191 mm Durchmesser und 382 mm Hub wurde z. B. ermittelt:

Versuchsdauer	2,5 h
Mittelspannung für den Arbeitshub	4,86 at
" " " Pumpenhub ²⁾	0,49 at
" " " im ganzen	4,37 at
Anzahl der Umdrehungen in der Min.	206,5
" " Verpuffungen " " "	68,7
Indicirte Arbeit	7,35 e
Bremsarbeit	6,40 e
Mechanischer Wirkungsgrad	0,87
Stündlicher Gasverbrauch	4944 l
Gasdruckwassersäule	28 mm
Barometerquecksilbersäule	755 mm
Gastemperatur	15,5 ° C.
Gas für <i>h</i> und <i>e</i> , indicirt	673 l
Gas für <i>h</i> und <i>e</i> , gebremst	772 l
Stündlicher Kühlwasserverbrauch	212 l
Temperaturerhöhung des Kühlwassers	41,9 ° C.

1) The Beck gas engine Eng. 1888, 65, 368; Engng. 1888, 45, 439. The Griffin gas engine Eng. 1888, 65, 403; Engng. 1888, 45, 361. Versuche der Society of arts: Journal of the S. o. a. 1889, 213; Eng. 1889, 67, 162; Engng. 1889, 47, 175. 2) Mittelspannung für die Fläche zwischen Saug- und Ausblaselinie zuzüglich der Fläche des Lufthubes (scavengers).

Ferner ergab die Gasanalyse die Zahlen, welche in folgender Tafel ¹⁾ zusammengestellt sind:

Bestandtheil	Raumtheile	Gewicht		Gewichtstheile	Wärmewerth für 1 kg	Wärmewerth in 1 kg Leuchtgas	Sauerstoffgewicht zur Verbrennung von 1 kg	Sauerstoffgewicht zur Verbrennung von 1 kg Leuchtgas	Gewicht der Verbrennungsrückstände von 1 kg Leuchtgas	
		von 1 cbm bei 0° C. und 1 at	in 1 cbm Leuchtgas						H ₂ O	C O ₂
	—	kg	kg	—	c	c	kg	kg	kg	kg
Schwere Kohlenwasserstoffe ¹⁾	0,032	1,822	0,0583	0,124	11000	1364	24 : 7	0,425	0,150	0,390
Sumpfgas	0,395	0,694	0,2742	0,585	11710	6851	4	2,340	1,316	1,609
Wasserstoff . . .	0,499	0,087	0,0434	0,093	29060	2703	8	0,744	0,837	—
Kohlenoxyd . . .	0,037	1,215	0,0450	0,096	2400	230	4 : 7	0,055	—	0,151
Kohlensäure u. s. f. ²⁾ . . .	0,006	1,648	0,0099	0,021	—	—	—	—	—	—
Stickstoff	0,031	1,215	0,0377	0,081	—	—	—	—	—	—
Leuchtgas	1,000	—	0,4685	1,000	—	11148	—	3,564	2,303	2,150

1) Halb als C₂H₄, halb als C₄H₈ gerechnet. 2) Halb als C O₂, halb als O gerechnet.

Nun ist aus den während des Versuches genommenen Diagrammen das Näherungsdiagramm Abb. 228 abgeleitet, welches folgende Werthe liefert:

Diagrammpunkt	b	c	d	e	f
Volumen in l	16,40	5,42	5,42	6,23	16,40
Spannung in at.	0,89	3,85	12,98	12,98	3,69
Absolute Temperatur	318	455	1533	1762	1319

Die Temperaturen sind auf Grund der Annahme, dass die Temperatur für Punkt b der Abflusstemperatur des Kühlwassers gleich sei, berechnet. Diese Annahme ist selbstredend recht willkürlich; es würde aber bei einer Sechstaktmaschine selbst eine unmittelbare Luftmessung, verbunden mit der Analyse der Ver-

1) Ich habe die Grundzahlen Kennedys für spezifisches Gewicht, Wärmewerth u. s. f., welche ein wenig von den früher in dieser Schrift angenommenen abweichen, beibehalten.

brennungsgase, kein Mittel abgeben, irgend eine Temperatur sicher zu bestimmen. Kennedy bemerkt aber, dass selbst ein Irrthum von 10° in der Annahme für b im Endergebniss nicht erheblich merkbar sei.

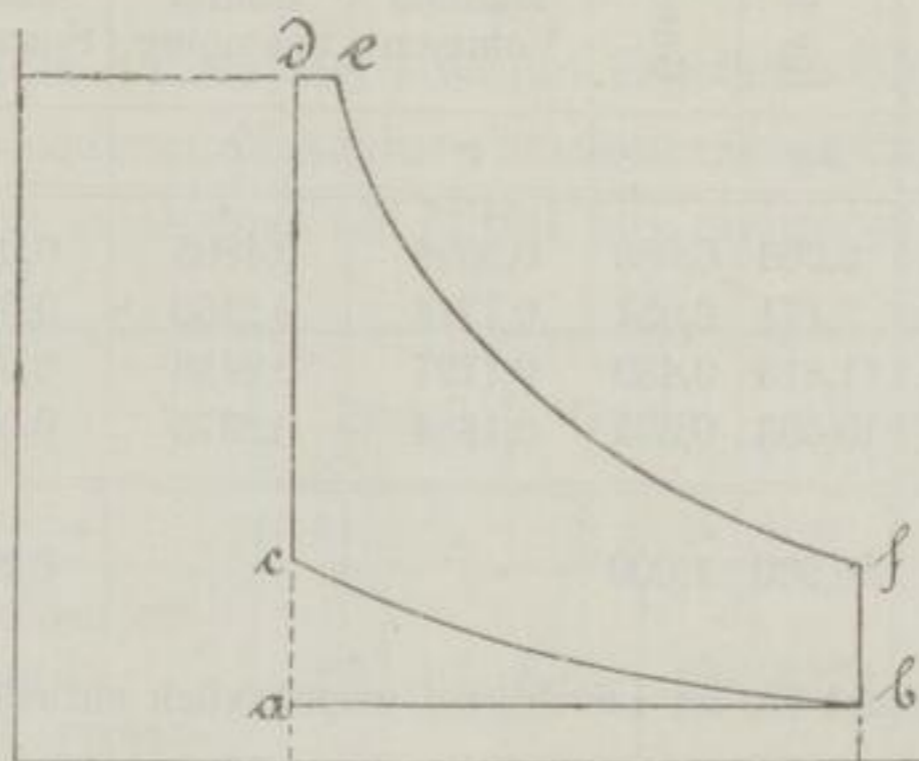


Abb. 228.

Da die Maschine nun stündlich 4944 l Gas nimmt und $68,7 \cdot 60 = 4122$ Verpuffungen macht, so enthält also die Ladung $4944 : 4122 = 1,200$ l Gas von der absoluten Temperatur $273 + 15,5 = 289^{\circ}$ und der Spannung 28 mm Wasser + 755 mm Quecksilber = 1,030 at. Im Zustande b , also bei 0,890 at und 380° sind das

$$\frac{1,200 \cdot 318 \cdot 1,030}{289 \cdot 0,890} = 1,528 \text{ l.}$$

Der Cylinderinhalt ist 16,400 l, wir haben also in demselben $16,400 - 1,528 = 14,872$ l Luft vom gleichen Zustande, d. h. es ist das Raumverhältniss Luft : Gas = $14,872 : 1,528 = 9,7$. Das Gewicht der Gasladung ist $1,528 \cdot 0,4685 \cdot 0,89 \cdot 273 : 318 = 0,540$ g, das der Luftladung $14,872 \cdot 1,25139 \cdot 0,89 \cdot 273 : 318 = 13,994$ g, also das Gewichtsverhältniss Luft : Gas = $13,994 : 0,540 = 25,9$.

Mit Hilfe dieser Zahl kann man nun die Zusammensetzung der Verbrennungsgase ermitteln, welche 1 kg Leuchtgas giebt. Da dasselbe zu seiner Verbrennung 3,564 kg Sauerstoff = 15,296 kg Luft erfordert, welche 11,732 kg Stickstoff enthalten, so ergibt sich für die Verbrennungsgase die in der folgenden Zahlentafel enthaltene Zusammensetzung, aus welcher sich dann die Werthe für c_v und c_p ausrechnen lassen, wie geschehen.

Bestandtheil	Gewicht für 1 kg Leuchtgas	Gewichtstheile	Specifische Wärme		Antheil an der specifischen Wärme des Leuchtgases	
			bei kon- stantem Volumen	bei kon- stanter Spannung	bei kon- stanter Spannung	bei kon- stantem Volumen
			kg	c	c	c
Wasserdampf . .	2,303	0,086	0,3694	0,4805	0,0324	0,0413
Kohlensäure ¹⁾ .	2,171	0,081	0,1714	0,2169	0,0139	0,0176
Stickstoff ¹⁾ . . .	11,813	0,439	0,1727	0,2438	0,0759	0,1070
Luftüberschuss .	10,603	0,394	0,1684	0,2375	0,0665	0,0936
Verbrennungs- gase	26,900	1,000			0,1887	0,2595

1) Eingerechnet die im Leuchtgase ursprünglich enthaltene Menge.

Nun lässt sich die Wärmevertheilung in folgender Art feststellen:

Die bei einer Verpuffung entwickelte Wärme ist $0,540 \cdot 11,148 = 6,020$ c; davon sind in das Kühlwasser übergegangen $212 \cdot 41,9 : 60 \cdot 68,7 = 2,155$ c und die mit den Verbrennungsgasen entwichene Wärme ist $0,014534 \cdot 0,1887 (1319 - 318) = 2,745$ c. Bei Bestimmung der in Arbeit verwandelten Wärme ist nur der Arbeitshub gerechnet, also die höhere Mittelspannung 4,86 at inbetracht gezogen; demnach ergibt sich diese als

$$735 \cdot \frac{4,86}{4,37} \cdot 4500 : 68,7 \cdot 424 = 1,263 \text{ c.}$$

Also erhalten wir folgende Zahlentafel:

	c	%
Bei einer Verpuffung entwickelte Wärme	6,020	100
Davon in Arbeit verwandelt	1,263	21,0
Davon in das Kühlwasser gegangen	2,155	35,8
Davon mit den Verbrennungsgasen entwichen	2,745	45,6
Arbeit für den Pumpenhub und nicht nachgewiesen . .	— 0,143	— 2,4

Die Berechnung der mit den Verbrennungsgasen weggehenden Wärme ist recht unsicher, was auch Kennedy selbst anerkennt. In dieser Richtung macht er darauf aufmerksam, dass nothwendiger-

weise ein Theil der so berechneten Wärme an das Kühlwasser müsse gegangen sein und also doppelt verrechnet werde. Diesem Umstande dürfte es auch zuzuschreiben sein, dass die Summe aus den drei nachgewiesenen Wärmemengen grösser ist als die überhaupt entwickelte.

In folgender Zahlentafel sind die Ergebnisse der Untersuchung von vier verschiedenen Maschinen zusammengestellt; die Beck- und Griffinmaschine erscheinen als Mittel aus mehreren Versuchsreihen.

	Beck		Griffin		Atkinson		Otto	
	c	%	c	%	c	%	c	%
Bei einer Verpuffung entwickelte Wärme	6,285	100	6,729	100	4,332	100	11,103	100
Davon in Arbeit verwandelt	1,227	19,5	1,384	20,6	1,106	25,5	2,454	22,1
Davon in das Kühlwasser gegangen	2,084	33,1	2,446	36,4	1,172	27,1	4,795	43,2
Davon mit den Verbrennungsgasen entwichen .	2,688	42,8	2,716	40,3	1,640	37,9	3,947	35,5
Arbeit für den Pumpenhub und nicht nachgewiesen	0,286	4,6	0,183	2,7	0,414	9,5	— 0,093	— 0,8
Durchm. des Cylinders mm	192		229		241		241	
Kolbenhub mm	381		356		— 1)		457	
Umdrehungen in der Min.	187,6		210,9		131,1		160,1	
Verpuffungen	62,5		138,9		121,6		78,4	
Indicirte Leistung . . . e	6,54		16,69		11,31		17,36	

1) Hub für das Saugen 161, Verdichten 128, Ausdehnen 283, Abblasen 316 mm.

Die Verbrennung in der Gasmaschine.

Der wirkliche Kreisprocess der Gasmaschinen weicht von den auf Seite 218 beschriebenen Processen sehr erheblich ab, wie aus den im vorigen Abschnitte mitgetheilten Ergebnissen ersichtlich ist. Die Gründe dafür scheinen naheliegend zu sein und es scheint nicht schwierig zu sein, die eintretenden Abweichungen ihrer Art nach festzustellen, wenn es auch von vornherein aussichtslos sein dürfte, die gefundenen Ergebnisse auf Grund der bisher bekannt gewordenen Versuche durch Einführung von Vorzahlen rechnermässig zu berichtigen.

Geht man die einzelnen Abschnitte des Indikatordiagrammes der Reihe nach durch, so bemerkt man zunächst, dass die Sauglinie tiefer als 1 at liegen wird; ferner wird die Verdichtungsline wegen der Abkühlung der Cylinderwandungen unter der Adiabaten liegen; es wird die Verbrennungslinie aus demselben Grunde und weil die Verbrennung nicht plötzlich stattfindet, sondern Zeit erfordert, nicht lothrecht, sondern nach vorn geneigt stehen; es wird also die höchste Spannung kleiner sein als die berechnete; es wird wegen Wärmedurchlässigkeit der Cylinderwandung der Abfall der Ausdehnungslinie stärker sein, als die Adiabate angiebt; es wird wegen unvollkommener Ausdehnung, früherer Eröffnung des Austrittes, der Spannungsabfall schliesslich ein ziemlich plötzlicher werden und es wird endlich wegen der Widerstände beim Austritte die Ausblaselinie höher als 1 at liegen.

Vergleicht man nun das wirkliche Indikatordiagramm einer gewöhnlichen Maschine ohne Verdichtung, z. B. das einer Lenoirmaschine, mit dem auf Grund der früher gemachten Annahmen entworfenen, so findet man alle diese Abweichungen, welche zu erwarten waren. Es möchte also ausreichend erscheinen, die

Grösse dieser Abweichungen durch wärmemessende Untersuchungen möglichst gut festzustellen, um bei dem Entwurfe neuer Maschinen darauf Rücksicht nehmen zu können, um also für diese das Diagramm von vornherein möglichst richtig entwerfen zu können.

Auch die grosse Gasersparniss, welche die atmosphärischen gegenüber den direkt wirkenden ergeben, kann man erklären, ohne dass es nöthig ist, den Vorgang der Verbrennung genauer zu erforschen. Man nimmt, wie das schon oben erläutert wurde, an, dass die grosse Geschwindigkeit, welche der Flugkolben dieser Maschine während seines Auffluges hat, den schädlichen Einfluss der kalten Cylinderwände auf den Inhalt vermindert, da diese Einwirkung selbstredend um so mehr leisten wird, je länger sie andauert. Mit anderen Worten: gegenüber der direkt wirkenden Maschine mit geringer Kolbengeschwindigkeit wird hier der Wärme bessere Gelegenheit geboten, sich in Arbeit umzuwandeln und weniger Gelegenheit, an das Kühlwasser zu gehen. Dazu kommt, dass während des Kolbenniederganges die Kühlung der Cylinderwandung hier nicht schädlich, sondern nützlich wirkt; man darf diesem Umstande den Theil der Diagrammfläche, welcher unter der atmosphärischen Linie liegt, zuschreiben.

Erst das Diagramm der Ottoschen Maschine, welche direkt wirkte und mit Verdichtung arbeitete, konnte darauf hinführen, den Vorgang der Verbrennung genauer zu betrachten. Es zeigt sich bei diesem Diagramm, dass die Ausdehnungslinie viel langsamer fällt, als bei den älteren Maschinen, ja langsamer als die adiabatische Linie oder doch nur wenig schneller als diese. Da nun die Wasserkühlung eine beträchtliche Wärmeabführung während der Ausdehnung bedingt, so kann eine adiabatische Ausdehnung stattfinden, wenn diese Wärmeabführung durch eine gleichzeitige Wärmezuführung ausgeglichen wird. Die ausgleichende Wärmemenge kann entweder von aussen zugeführt werden oder aus der Ladung selbst stammen. Meist hat man das letztere vorausgesetzt und angenommen, es sei die Verbrennung nach Erreichung der höchsten Spannung noch nicht beendet, sondern sie dauere fort, es finde ein „Nachbrennen“ statt. Neuerdings bin ich durch einige Versuche zu der Ansicht gekommen, welche gelegentlich bereits früher auch von anderen ausgesprochen wurde, dass möglicherweise auch ein Rückströmen von Wärme aus dem

nicht gekühlten Theile der Wandung, namentlich dem Kolben, stattfinden kann, dass die Wandung also gewissermassen als Ausgleicherdient, dass in ihr die Wärme bei hoher Temperatur aufgespeichert wird und sie dieselbe bei sinkender Temperatur wieder abgibt. Besonders haben mich in dieser Vermuthung die Diagramme der Atkinsonschen Differentialmaschine bestärkt, bei welchen der Exponent der Ausdehnungslinie mit der Ausdehnung abnimmt, d. h. bei welchen also anfangs eine starke Wärmeabfuhr und weiterhin eine starke Zufuhr erkennbar ist, siehe Abb. 185 auf Seite 167. Uebrigens schliesst die Annahme der Wandungswirkung selbstredend die des Nachbrennens nicht aus, beide Umstände können gleichzeitig Einfluss üben.

Mag dem nun sein, wie ihm wolle, jedenfalls ist der stattfindende Wärmeausgleich nicht zu bezweifeln und es bleibt also zu erklären, auf welche Umstände er zurückzuführen ist, weshalb also die Spannung bei den neueren Maschinen so viel langsamer fällt, als bei den älteren.

Es sind mehrere Erklärungen dafür gegeben, welche im folgenden besprochen werden sollen.

Die erste stammt von Otto selbst und ist in der ersten Deutzer Patentschrift ¹⁾ niedergelegt. In kurzen Worten lässt sie sich so wiedergeben: In dem Cylinder bleiben in dem Verdichtungsraume Verbrennungsgase zurück, zu welchen während des Saughubes zunächst Luft und dann brennbares Gemisch tritt. Diese drei Bestandtheile der Ladung mischen sich nicht vollkommen mit einander, sondern es nimmt der Gasreichthum in der Richtung vom Cylinderboden nach dem Kolben hin allmähig ab, und diese sogenannte „Schichtung“, besser gesagt diese Ungleichartigkeit der Ladung, wird auch durch den nun folgenden Verdichtungshub nicht vollständig verwischt. Wird nun die Ladung an der reichsten Stelle entzündet, so schreitet die Verbrennung zuerst sehr rasch und später langsamer fort, es tritt an Stelle der „Explosion“ der gleichartigen Ladung der älteren Maschinen eine „verlangsamende Verbrennung“ der ungleichartigen Ladung und es bleibt infolgedessen der „Explosionsstoss“ aus. Diese Anschauung ist mit besonderer Lebhaftigkeit von Slaby verfochten, dem sich andere an-

1) D. R. P. 532.

schlossen; man ging so weit, die vor dem Kolben befindlichen gasarmen Theile der Ladung als Polster gegen den Explosionsstoss anzusehen.

Zur Unterstützung dieser Ansicht werden eine Reihe von Versuchen angezogen, welche hier kurz erwähnt seien.

Zunächst hat die Deutzer Fabrik einige Modelle fertigen lassen, um durch dieselben die „schichtenweise“ Lagerung anschaulich zu machen: In einem Messingcylinder bewegt sich mittels Kurbelgetriebes ein Kolben; der Cylinder ist hinten mit einer aus Glas gefertigten Verlängerung versehen, an deren Ende sich ein Hahn befindet, durch welchen der Rauch einer Cigarette angesaugt werden kann. Oeffnet man nun den Hahn, wenn der Kolben im hinteren Totpunkte steht, und dreht man dann schnell die Kurbel, so tritt ein Rauchstrahl in den Cylinder. Schliesst man den Hahn früh genug wieder, so tritt in der That der Rauchstrahl nicht bis an den Kolben; es erfüllt sich nur der hintere Theil des Cylinders mit Rauch, während im vorderen noch ein Luftkissen bleibt. Diese Lagerung wird auch nach mehreren Kurbelumdrehungen noch nicht vollständig verwischt. Bei diesem Versuche ist zu beachten, dass der verwendete Cylinder sehr lang war.

Dann hat die Deutzer Firma Versuche an einer vierpferdigen Maschine gemacht, welche von Teichmann, Lewicki und später von mir wiederholt wurden und stets dasselbe Ergebniss lieferten.

Es wurde zu diesen Versuchen eine besonders vorgerichtete vierpferdige Maschine benutzt, die in ihren Abmessungen völlig dem gewöhnlichen Modell entsprach, aber ausser der gebräuchlichen am hinteren Ende der Maschine belegenen Zündvorrichtung noch eine seitlich angebrachte aufwies, wie aus Abbildung 229¹⁾ zu er-

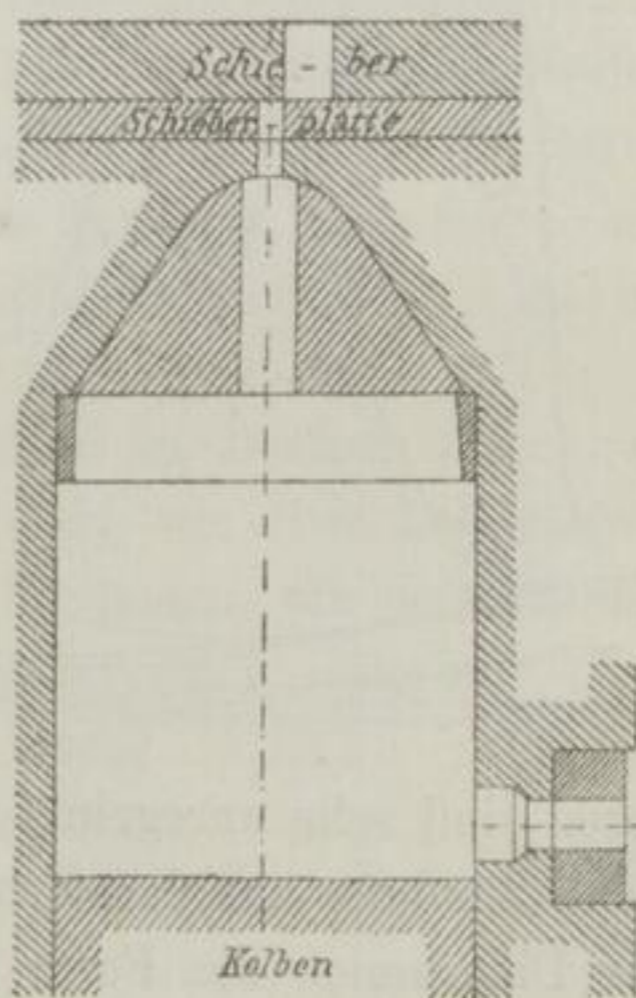
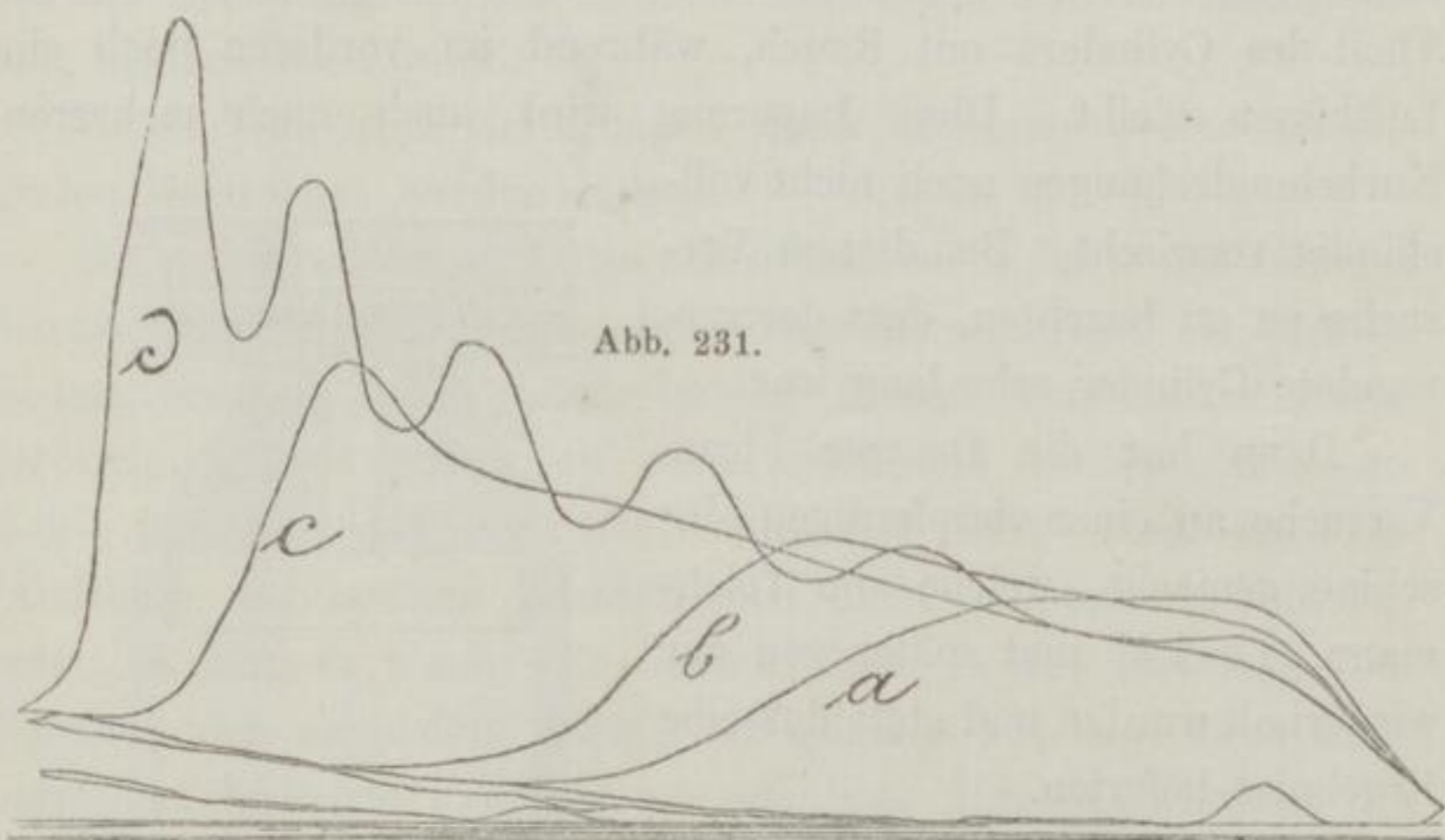
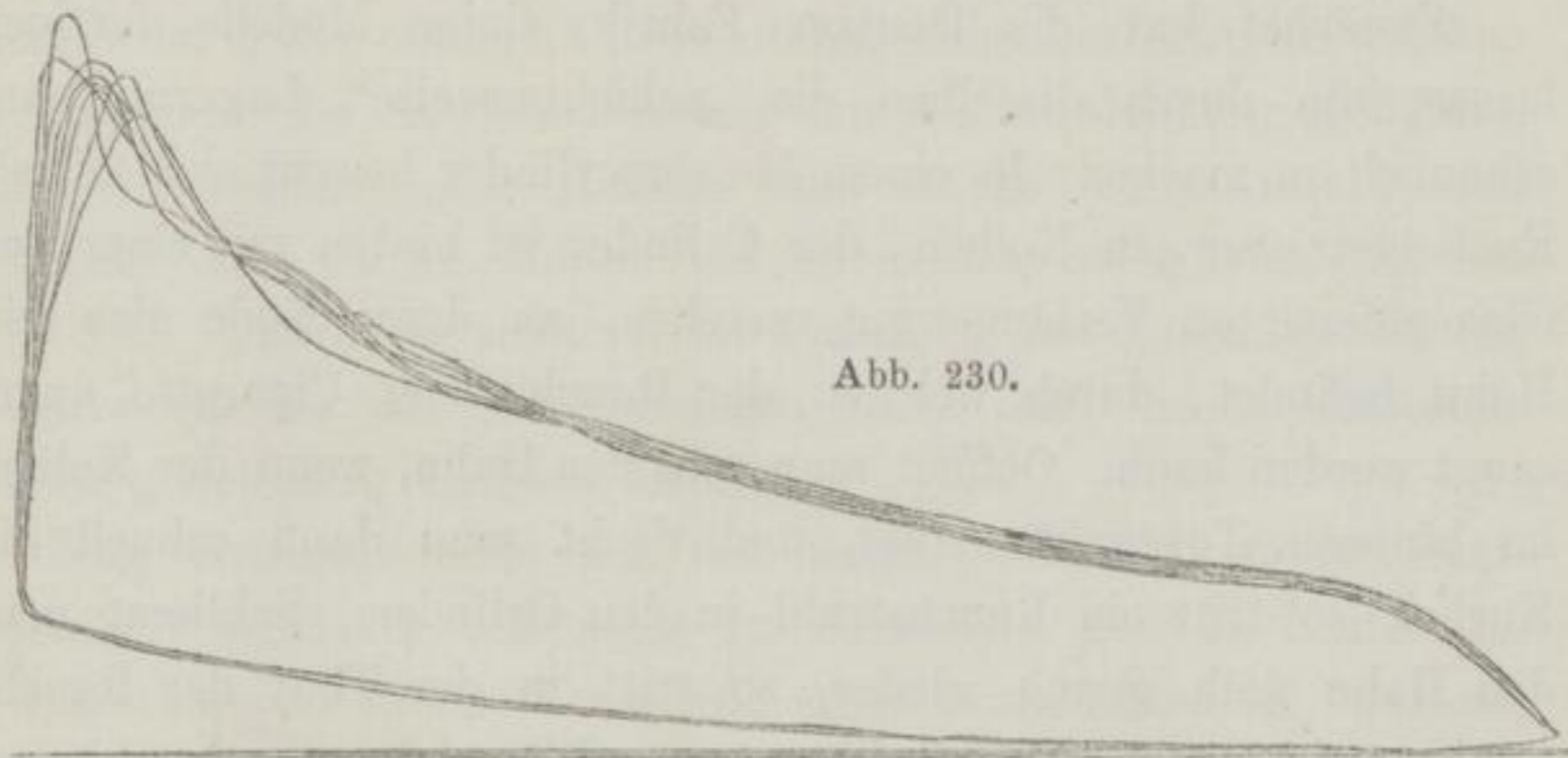


Abb. 229.

1) Die gezeichnete eigenthümliche Anordnung des Cylinderbodens ist zu anderen Versuchen angeordnet.

sehen ist. Entzündete man nun das Gemisch auf gebräuchliche Weise, also mittels der hinteren Zündvorrichtung, so erhielt man Indikatordiagramme wie Abb. 230, benutzte man aber die seitlich angebrachte Zündvorrichtung, so sank die Bremsleistung auf die Hälfte und es erschienen Diagramme wie Abb. 231. Diese letz-



teren sind sehr unregelmässiger Form und beweisen, dass die seitliche Zündung unsicher arbeitet und zu spät erfolgt. Meist haben die Diagramme die Form der Kurven *a* und *b*; es bleiben auch öfters eine oder mehrere Zündungen ganz aus, und dann entstehen durch die nächste Zündung Diagramme wie *c* und *d*.

Ferner war zu diesen Versuchen eine Einrichtung vorgesehen, welche erlaubte, die Reihenfolge bei Einführung der einzelnen Bestandtheile der Ladung zu ändern. Bekanntlich ist die Deutzer Maschine so angeordnet, dass sie zuerst nur Luft und erst später

Gasgemisch ansaugt; es wird das durch einen Nocken bewirkt, der das Gasventil anfangs geschlossen hält. Dieser Nocken wurde nun durch einen anderen ersetzt, welcher anfangs das Gasgemisch und darauf erst die Luft eintreten liess. Der Erfolg war, dass zwar die seitliche Zündvorrichtung nach wie vor wirkte, die hintere aber gänzlich versagte.

Dann wurden von einer Gasmaschine Proben an verschiedenen Stellen entnommen und sowohl durch die chemische Analyse als eudiometrisch untersucht.

Die Analyse wurde von Dewar vorgenommen und fand derselbe, dass die Ladung „über der Zündstelle“ 10%, „etwas davon entfernt“ 7% und „zunächst dem Kolben“ 5% brennbares Gas enthielt. Genaueres über die Art der Probeentnahme ist nicht bekannt geworden.

Die eudiometrischen Versuche wurden zuerst von Bramwell und Imray angestellt. Es fand sich, dass der Gasgehalt der Ladung im Zündkanale viel grösser war als im Inneren der Maschine, die Volumenverminderung der Proben nach der Verbrennung derselben im Eudiometerrohr war im Mittel im Zündkanale 14%, in der Mitte des Verdichtungsraumes 1½% und nahe am Kolben ⅔%. Doch sind die einzelnen Beobachtungsziffern für die letzten beiden Stellen unregelmässig; es kommt auch vor, dass der Gehalt in der Mitte geringer ist als in der Nähe des Bodens. Die benutzte Maschine war eine Clerksche.

Diese Versuche sind von Teichmann an Deutzer Maschinen wiederholt¹⁾. Er fand für die drei Stellen, wie oben beschrieben, bei einer Maschine mit konischem Cylinderboden, wie derselbe sich ergibt, wenn man in Abb. 229 das Einsatzstück entfernt

bei reichem Gemenge	16,2 . .	13,3 . .	9,1 %
bei armem Gemenge	8,3 . .	5,75 . .	0 %
für die Maschine mit flachem Boden, wie Abb. 225 mit dem Einsatz, wenn die Eudiometerrohren bis in die Mitte reichten	13,3 . .	7,5 . .	2,64 %
für dieselbe Maschine mit nur durch die Wandung geführten Eudiometer- rohren	14,4 . .	2,07 . .	2,26 %.

1) Zeitschr. d. V. d. I. 1887, 271, 380.

Weiter theilen Bramwell und Imray Diagramme einer Deutzer Maschine ohne Verdichtung mit. Die Einrichtung derselben war gemäss der Patentschrift 532 getroffen, siehe Abb. 232. Zu ihrer Erläuterung wird angeführt, dass, wenn 1 cub' engl. Gas während 132 Umdrehungen verbraucht wurde und Voreinführung von Luft stattfand, die Diagramme wie Abb. 233 aussahen und kein Stoss gehört wurde; wurde aber 1 cub' Gas während 108 Umdrehungen verbraucht und fand keine Voreinführung von Luft statt, so sahen die Diagramme wie Abb. 234 aus und man hörte den Stoss deutlich bei jedem Hube.

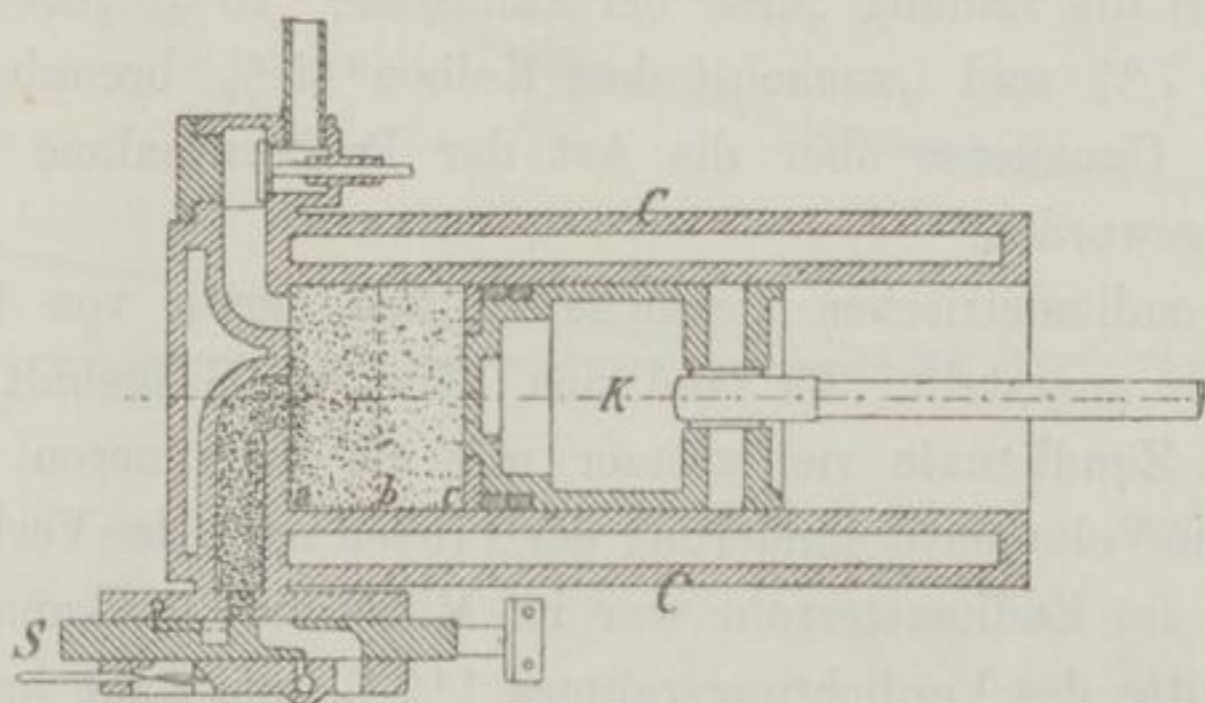


Abb. 232.

Endlich hat noch Slaby aus seinem wärmemessenden Versuche, siehe Seite 253, gegenüber einem älteren Versuche Tresca's mit einer Lenoirmaschine ableiten wollen, dass bei letzterer verhältnissmässig mehr Gas bei der Spannungssteigerung verbrenne, als bei ersterer, dass also das Nachbrennen bei der Ottoschen Maschine stärker auftrete.

Das ist, was zu gunsten der Ottoschen Erklärung des Vorganges angeführt ist. Es mögen nun die Gründe kurz erörtert werden, welche gegen die Richtigkeit dieser Anschauung sprechen.

Zunächst ist auf die Unwahrscheinlichkeit der schichtenweisen Lagerung aufmerksam zu machen.

Wenn man die Abmessungen inbetracht zieht, so kann sich die Ladung doch nicht wohl anders bilden, als indem während des Vorwärtsgehens des Kolbens ein Strahl von Luft bezw. Gasgemisch in den Cylinder tritt, und zwar muss dieser Strahl sich von der Eintrittsöffnung an allmählig verlangsamten und verbreitern.

Man bedenke doch nur, dass z. B. bei der vierpferdigen Deutzer Maschine der Querschnitt des Eintrittskanales nur 550 qmm, derjenige des Kolbens aber 22698 qmm ist, die Geschwindigkeiten

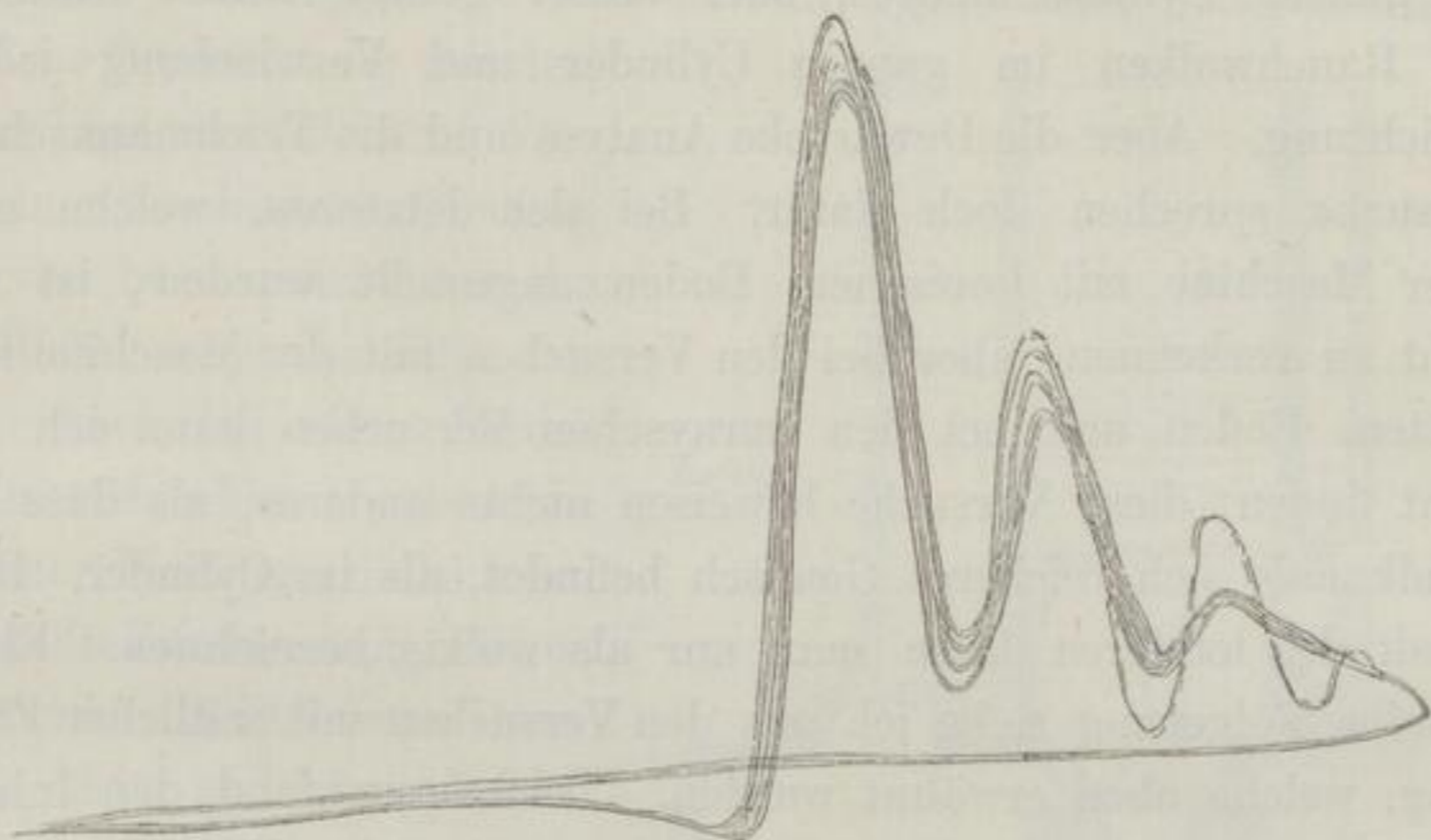


Abb. 233.

also sich wie 1 : 40 verhalten. Man sollte also eher meinen, die Bedingungen für Mischung wären besonders günstig, als das Gegentheil für richtig halten.

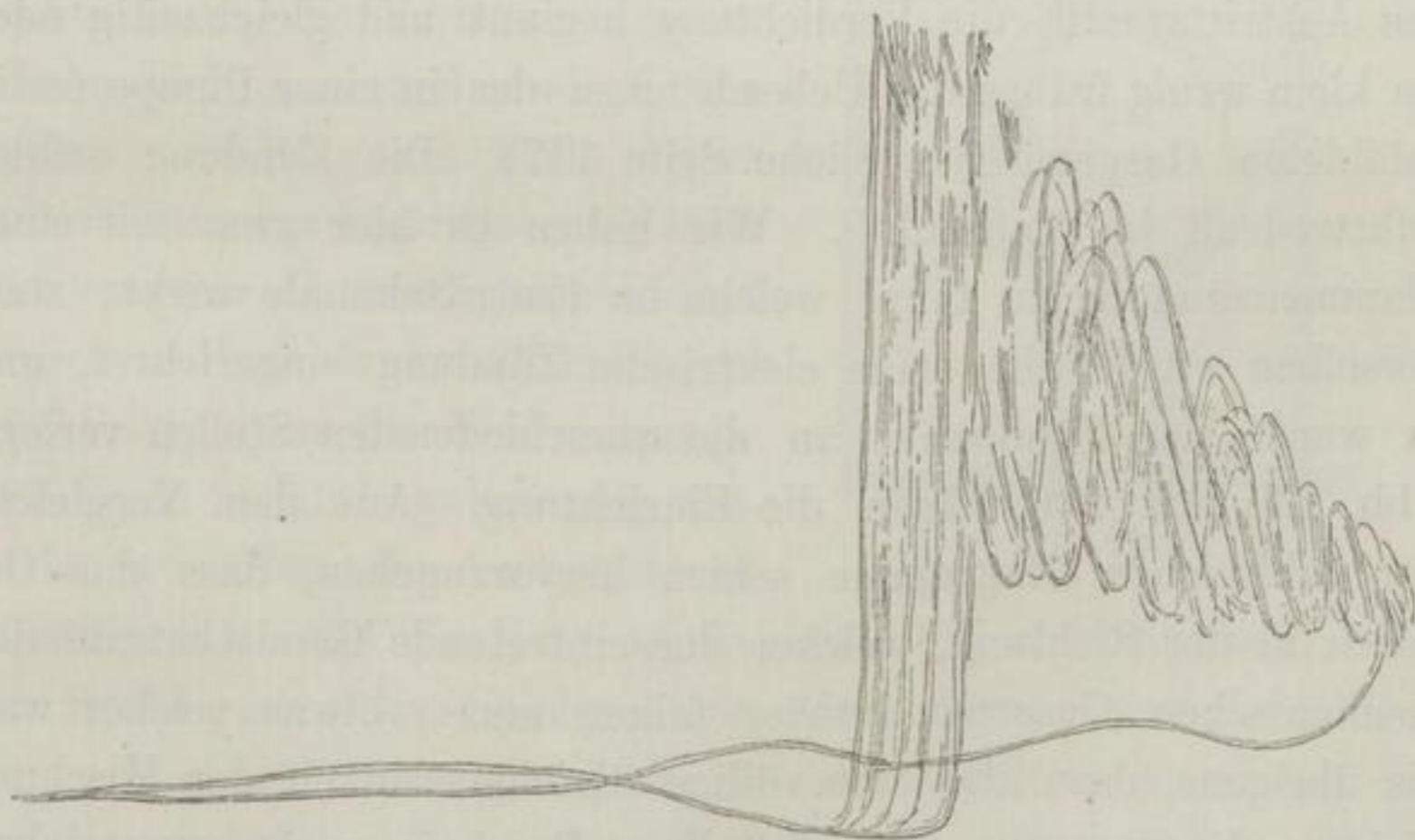


Abb. 234.

Indessen ist trotzdem nicht zu verkennen, dass unter Umständen wirklich eine schichtenweise Lagerung vorkommen kann. Ich will auf den Versuch mit dem Rauchmodell nicht viel Werth legen, ich habe den Versuch mit einem Modelle der Gebr. Körting

in Hannover, welches die einer ausgeführten Deutzer Maschine entsprechenden Verhältnisse in den Abmessungen zeigte, mehrfach wiederholt und stets das Gegentheil gefunden, nämlich Mischung des ganzen Cylinderinhaltes, oder besser gesagt, sofort Bildung von Rauchwolken im ganzen Cylinder und Verwischung jeder Schichtung. Aber die Dewarsche Analyse und die Teichmannschen Versuche sprechen doch dafür. Bei den letzteren, welche mit einer Maschine mit konischem Boden angestellt wurden, ist sie nicht zu verkennen; aber bei den Versuchen mit der Maschine mit glattem Boden und bei den Imrayschen Versuchen kann ich sie nicht finden; diese Versuche beweisen nichts anderes, als dass im Zündkanale sich reicheres Gemisch befindet, als im Cylinder. Den Inhalt des letzteren kann man nur als wolkig bezeichnen. Eben dieselbe Folgerung ziehe ich aus den Versuchen mit seitlicher Zündung, welche oben erwähnt wurden. Teichmann fand den Inhalt in der Mitte reicher als am Umfange; ähnliche Beobachtungen machten Frank und ich an einer älteren Körtingschen Maschine. Diese letztere war eine einfach wirkende Maschine gemäss Abbildung 158—160. Während des Niederganges treibt der Kolben zunächst einen Theil der Verbrennungsgase aus, dann schliesst sich das Austrittsventil, die Verdichtung beginnt und gleichzeitig oder ein klein wenig früher das Ueberdrücken des in einer Pumpe fertig gebildeten Gasgemisches (siehe Seite 147). Die Zündung erfolgt selbstredend im Totpunkte. Wir haben es hier zwar mit einer Flammenzündung zu thun, welche im Eintrittskanale wirkt; statt derselben wurde aber eine elektrische Zündung eingerichtet, und es wurde der Zündpunkt an die verschiedensten Stellen verlegt. Abb. 235 und 236 zeigen die Einrichtung. Aus dem Vergleiche der zahlreichen Diagramme schien hervorzugehen, dass das Gemisch in der Richtung, welcher der eintretende Gemischstrahl den mechanischen Gesetzen gemäss folgen muss, etwas reicher war, als übrigens, dass also eine völlige Gleichmässigkeit der Mischung nicht vorhanden war. Doch ist dieses Ergebniss nicht ganz sicher, weil die elektrische Zündung recht schlecht arbeitete und der Vergleich deshalb erschwert wurde. Indessen ist dasselbe gar nicht unwahrscheinlich; man bedenke nur, dass bei der Körtingschen Maschine die Verdichtung mit der Bildung der Ladung zusammenfällt, während sie bei der Ottoschen Maschine dieser folgt. Aber von

einer schichtenweisen Lagerung im Sinne der Ottoschen Ansicht war nichts wahrzunehmen. Nur wurde beobachtet, dass die Zündung unmittelbar vor der Mündung des Zündkanales und in diesem eine viel wirkungsvollere war, als an irgend einer anderen Stelle, welche Beobachtung mit der, dass bei den Deutzer Versuchen die hintere Zündung so viel besser wirkt, als die seitliche, zusammenfällt.

Auch bei einer Mannheimer Maschine ergaben von Brauer, Meidinger und mir angestellte Zündversuche nichts, was eine schichtenweise Lagerung hätte andeuten können. Die von der Mannheimer Gasmotorenfabrik nach Benz, Seite 156, gebaute Maschine ist einfach wirkend; die Entzündung der Ladung erfolgt, wenn der Kolben im inneren Totpunkte steht, die Verbrennungsgase dehnen sich aus und treiben den Kolben vorwärts; am Ende seines Hubes öffnet das Austrittsventil, beim Rückgange wird durch eine Pumpe verdichtete Luft in den Cylinder gedrückt, so dass die Verbrennungsrückstände ziemlich vollständig ausgetrieben werden, das Austrittsventil schliesst sich, die Verdichtung beginnt. Nun erst wird, kurz vor Beendigung des Spieles, das Gas durch eine besondere Pumpe in den Cylinder geschafft, so dass am Ende des Hubes die Ladung wieder zur Entzündung bereit steht. Diese erfolgt durch einen elektrischen Funken. Die Einrichtung ist aus den Abb. 237 bis 239 ersichtlich, welche den hinteren Theil des Cylinders darstellen. Man muss ihr gemäss von vornherein das Entstehen einer schichtenweisen Lagerung als unwahrscheinlich bezeichnen. Um ihre Abwesenheit aber nachzuweisen, wurde die Zündung an sechs

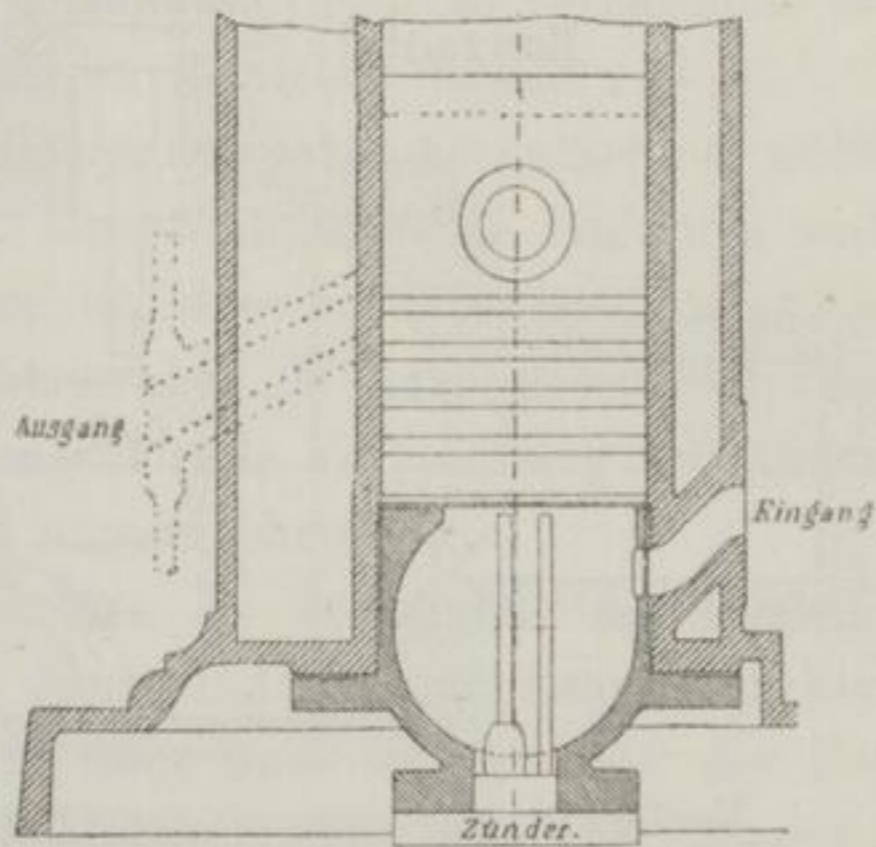


Abb. 235.

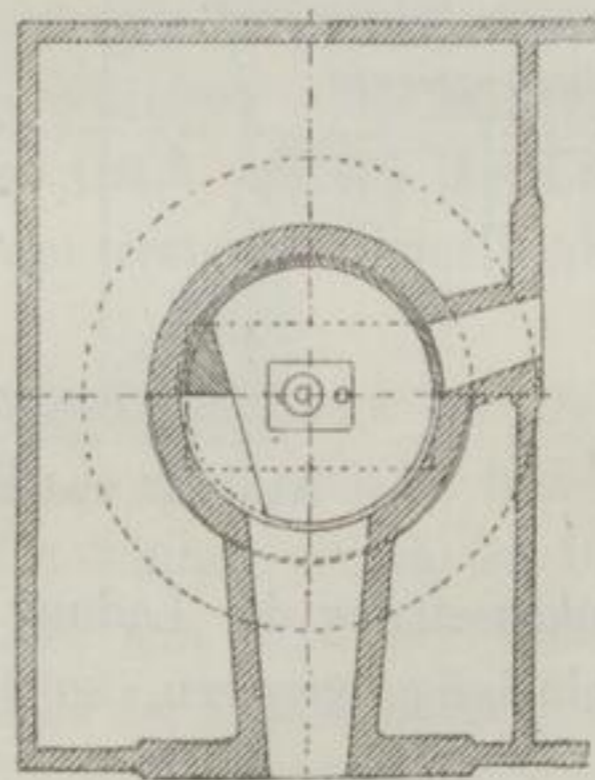


Abb. 236.

verschiedenen Stellen des Cylinders, deren Lage in der Skizze durch die Ziffern 1 bis 6 angegeben ist, bewirkt. Wäre die Zu-

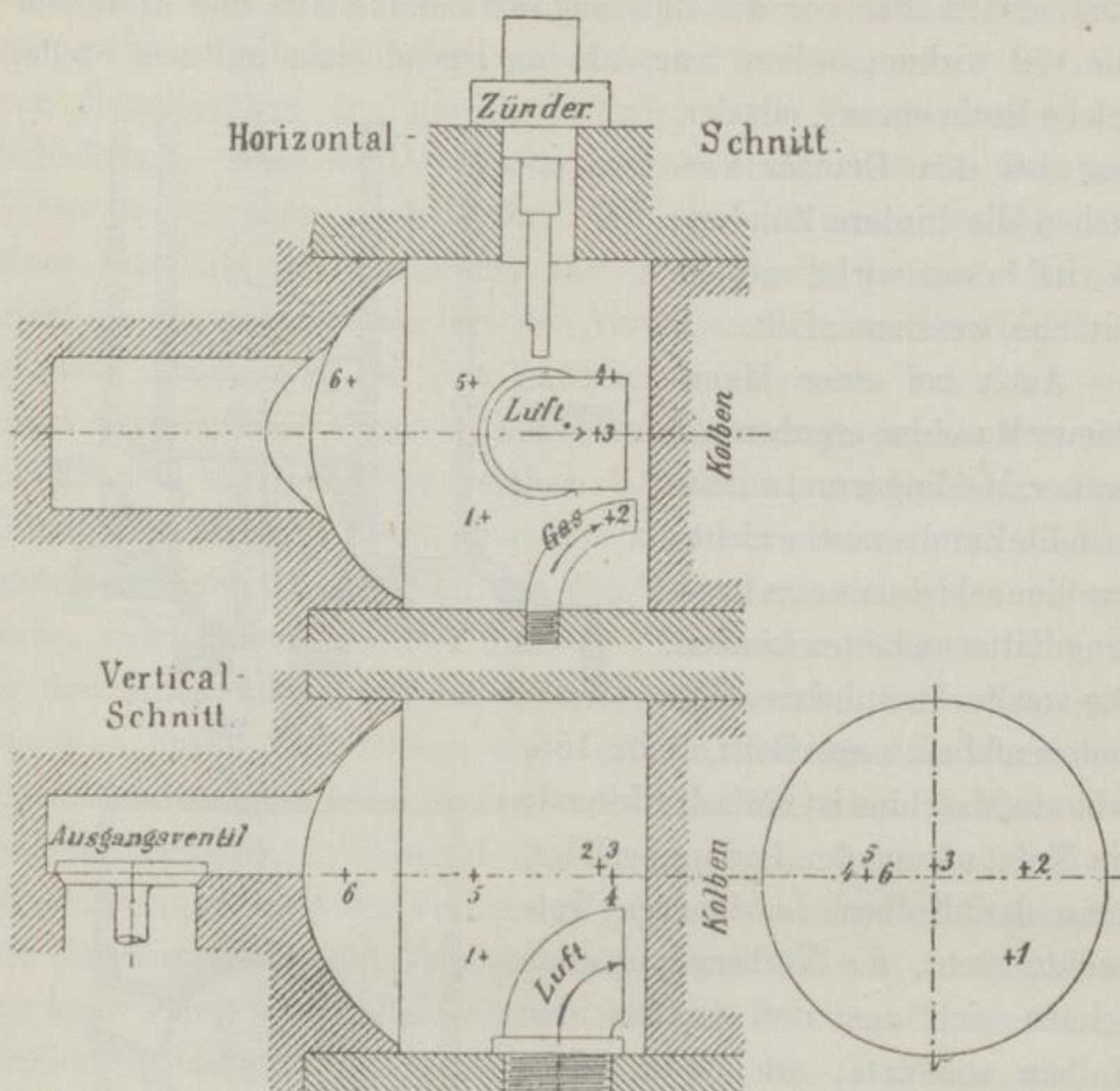
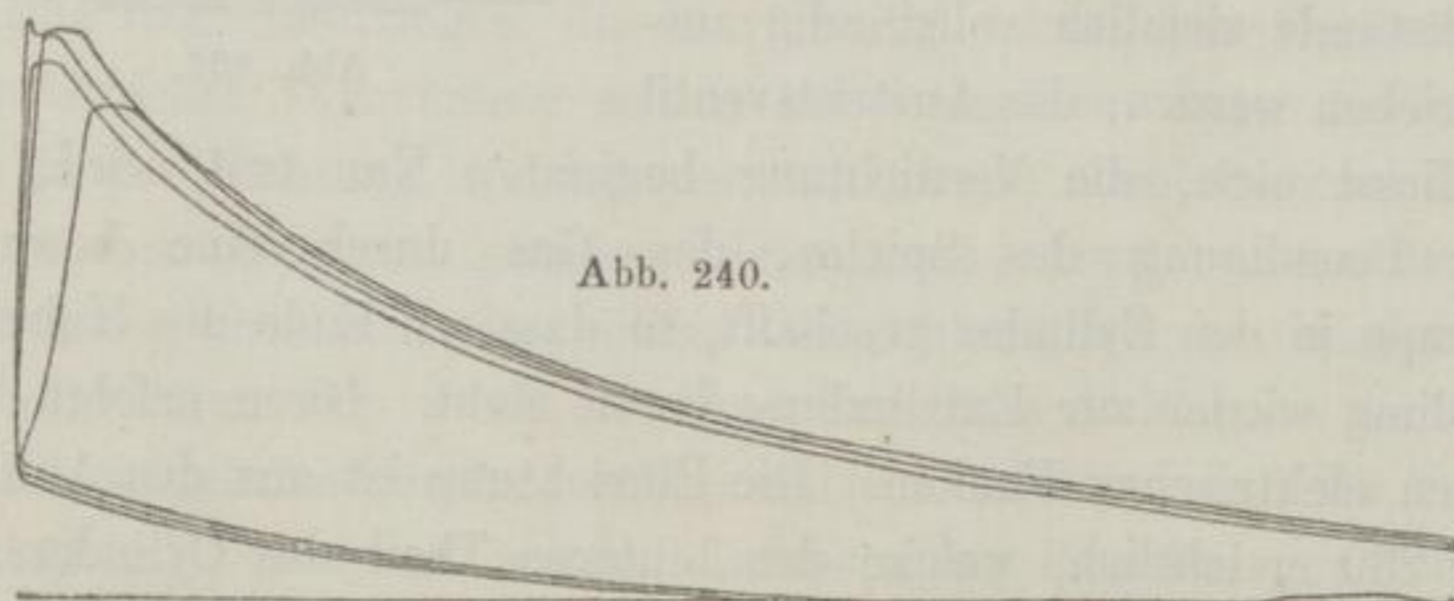


Abb. 237 und 238.

Abb. 239.

sammensetzung der Ladung eine in irgend erheblichem Grade unregelmässige gewesen, so hätten die Diagramme, die bei jeder



Lage der Zündvorrichtung genommen wurden und von denen Abb. 240 ein Beispiel giebt, das anzeigen müssen. Es war aber

nichts davon wahrzunehmen, wie denn auch die Bremsleistung der Maschine von der Lage der Zündvorrichtung unabhängig war.

Weiter ist aber zu beachten, dass bei der Probeentnahme für Eudiometerversuche die Maschine durch plötzliches Bremsen auf langsamen Gang gebracht werden muss, also die Verhältnisse sich nicht mit denen des regelmässigen Betriebes decken.

Mag nun in der gewöhnlichen Ottoschen Gasmaschine, welche keinen konischen Boden hat, eine schichtenweise Lagerung stattfinden oder nicht, nachgewiesen ist, dass sie unter bestimmten Umständen sich erzielen lässt. Ob nun aber als Folge dieser „schichtenweisen Lagerung“ eine „verlangsamende Verbrennung“ stattfindet, ist ganz ungewiss und höchst unwahrscheinlich.

Wäre es der Fall, so müsste die Beseitigung der Ungleichförmigkeit der Ladung eine ganz andere, und zwar schnellere, Verbrennung ergeben. Das ist nun aber sicher nicht der Fall. Ja, man kann nicht einmal behaupten, dass die Verbrennung in der Lenoirmaschine im allgemeinen eine schnellere gewesen sei, als in der Ottomaschine. Der Vergleich von Diagrammen beider Maschinen zeigt häufig eine im Verhältnisse zum Kolbenhube schnellere Spannungssteigerung bei der Otto-, als bei der Lenoirmaschine; zeitlich geht sie wohl bei der ersteren immer schneller vor sich, als bei der letzteren.

Betrachtet man das vorher erwähnte Diagramm der Deutzer Maschine ohne Verdichtung, Abb. 233, so wird man es nicht von dem einer Lenoirmaschine unterscheiden können. Auch der Unterschied zwischen den Abb. 233 und 234 will in dieser Richtung nichts besagen, denn die einzelnen Stücke der Bündel unterscheiden sich nicht wesentlich von einander, lediglich ist das Bild im ersteren Falle ein anderes, als im zweiten, weil dort die einzelnen Linien sich decken, hier gegen einander verschoben sind. Das dürfte aber seine Ursache im Zündkanale haben, wie ich weiter unten zeigen werde.

Ebensowenig zeigt die sicher ohne schichtenweise Lagerung arbeitende Mannheimer Maschine in dieser Richtung wesentliche Unterschiede im Diagramme gegenüber der Deutzer, wie aus Abb. 240 ersichtlich ist. Auch bei dieser selbst schadet die Zerstörung oder wenigstens die theilweise Verwischung der Lagerung nichts, wie eine Versuchsreihe beweist, welche auf meinen Wunsch

in Deutz angestellt wurde und deren Ergebnisse später Teichmann bestätigte. Wenn man nämlich bei einer Deutzer Maschine mit konischem Boden und sehr kurzem Zündkanale einmal mit Voreinführung von Luft und einmal ohne solche arbeitet, so erhält man im wesentlichen dieselben Diagramme, wenn man gleiche Gasmengen verbrennt. Ich gebe aus der Reihe ein Par Diagramme für reiche und ein Par solche für arme Ladung.

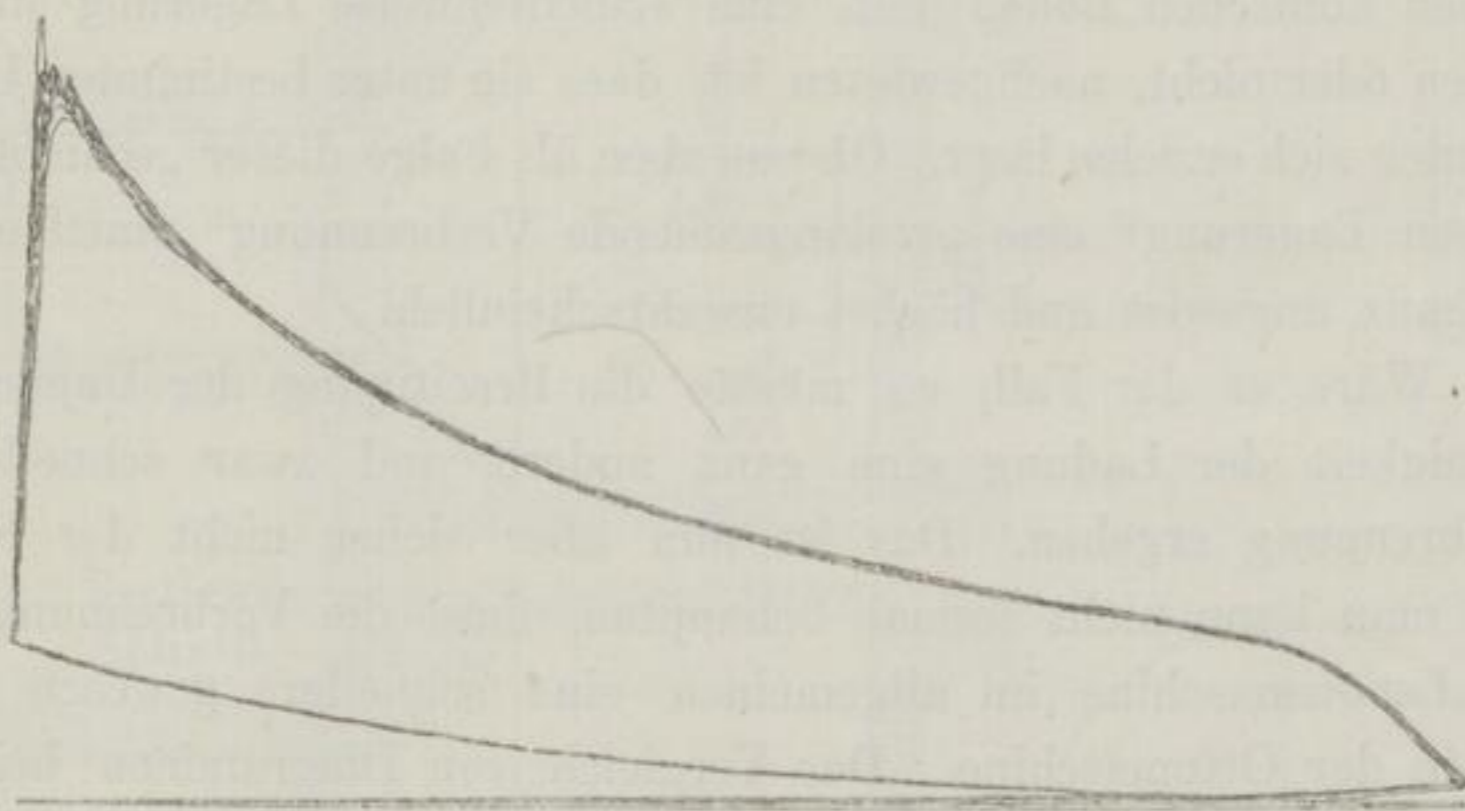


Abb. 241.

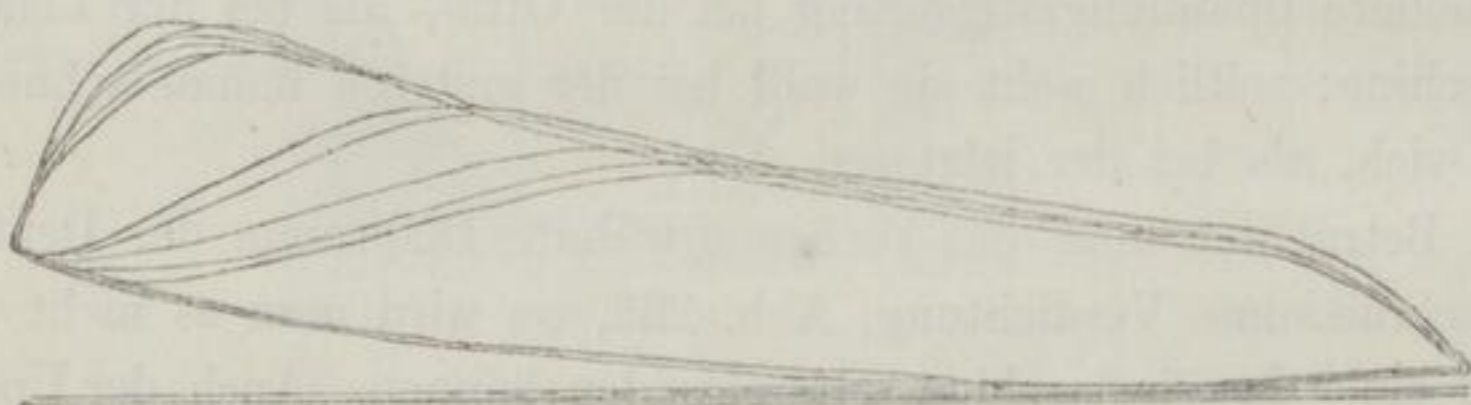


Abb. 243.

Abb. 241 ist genommen bei einem Gasverbrauche von 100 l für 112 Ansauger und 80 mm Voreinführung von Luft bei 340 mm Hub,

Abb. 242 bei demselben Gasverbrauche und ohne Voreinführung von Luft,

Abb. 243 bei einem Gasverbrauche von 100 l für 194 Ansauger und 200 mm Voreinführung von Luft bei 340 mm Hub,

Abb. 244 bei demselben Gasverbrauche und ohne Voreinführung von Luft.

Der oben angeführte Versuch von Slaby ist aber, wie bereits

Schröter¹⁾ hervorgehoben hat und Slaby selbst zugiebt, nicht massgebend, weil bei ihm die Luft nicht gemessen wurde und der Trescasche Vergleichsversuch inbezug auf die Wärmerechnung ganz unzuverlässig ist.

Dass auch die schichtenweise Lagerung nicht Ursache des langsamen Falles der Ausdehnungslinie ist, lässt sich gleichfalls leicht nachweisen. Alle mit Verdichtung arbeitenden Viertakt-

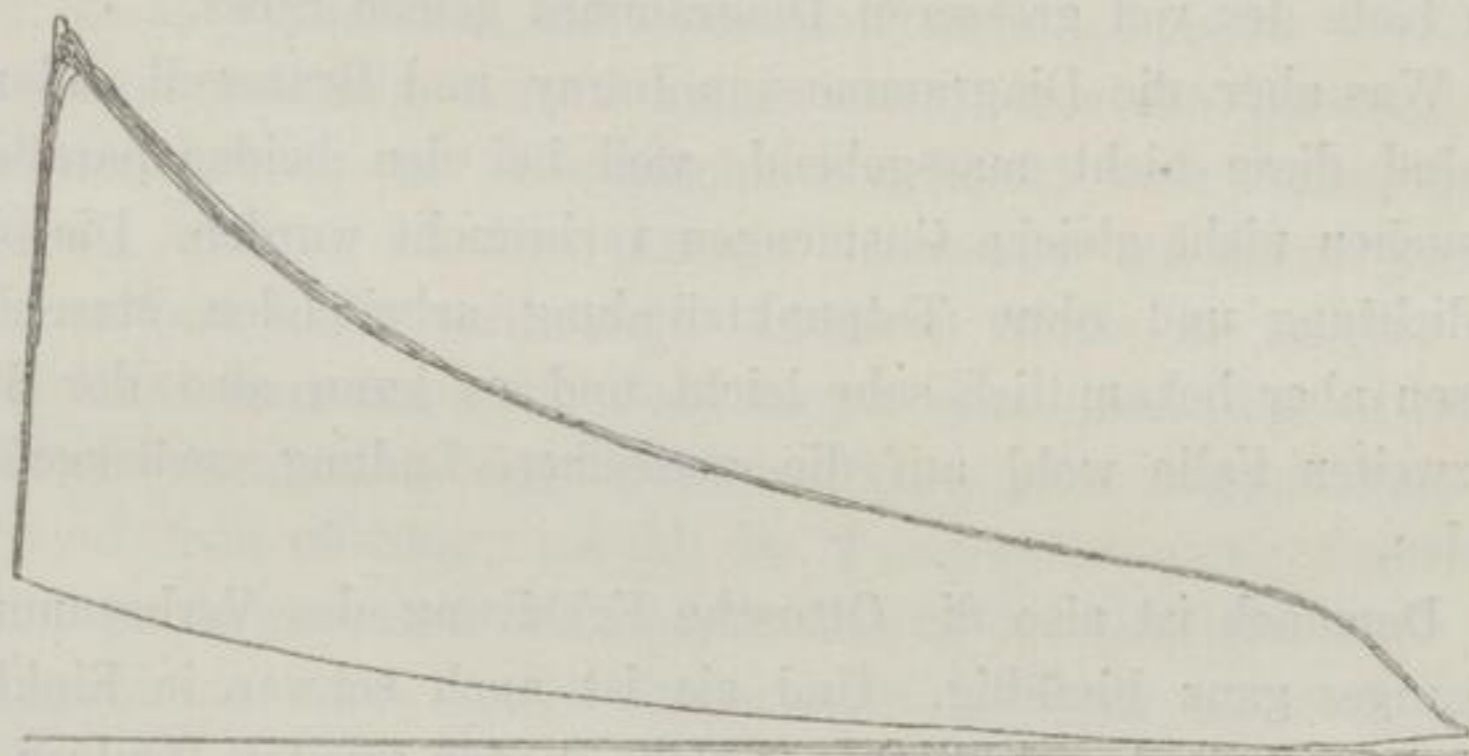


Abb. 242.



Abb. 244.

maschinen, welche ohne Voreinführung von Luft arbeiten, geben im wesentlichen stets dieselben Diagramme, trotzdem doch die Lagerung hier viel weniger ausgebildet sein muss. So auch die Mannheimer Maschine, Abb. 240, und die Atkinsons, Abb. 194, welche doch bestimmt nichts haben, was an schichtenweise Lagerung erinnern könnte.

Ebensowenig ist die verlangsamende Verbrennung aus der Stossfreiheit der Maschine erkennbar, denn es gehen alle Ma-

1) Ueber den gegenwärtigen Stand der theoretischen Behandlung der Gasmaschine. Journal für Gasbeleuchtung und Wasserversorgung 1885, 213.

Schöttler, Gasmaschine.

schinen mit Kurbelgetriebe stossfrei, sobald sie im toten Punkte zünden, insbesondere diejenige von Benz und sogar die von Atkinson, welche kein Kurbelgetriebe, wohl aber Zündung im Totpunkte hat. Auch wenn man die Deutzer Maschine eine Reihe von Hüben machen lässt, indem man die Zündung abstellt, so dass also der Inhalt jedenfalls ein in allen Theilen gleich gasreicher ist, und dann plötzlich die Zündung wieder anstellt, erhält man trotz des viel grösseren Diagrammes keinen Stoss.

Was aber die Diagramme von Imray und Bramwell anlangt, so sind diese nicht massgebend, weil bei den beiden parallelen Versuchen nicht gleiche Gasmengen verbraucht wurden. Die ohne Verdichtung und ohne Totpunktzündung arbeitenden Maschinen stossen aber bekanntlich sehr leicht und es kann also der Stoss im zweiten Falle wohl auf die gasreichere Ladung zurückgeführt werden.

Demnach ist also die Ottosche Erklärung des Verbrennungsvorganges ganz hinfällig. Und sie ist auch schwer in Einklang zu bringen mit der Erklärung, welche in der zweiten Deutzer Patentschrift ¹⁾ gegeben wird. Hier wird nämlich gesagt, dass ärmere Gasmenge, wenn man sie durch eine Schieberflamme ohne weiteres entzündet, zu langsam verbrennen. Deshalb ist die Maschine, statt mit konischem Boden, mit einem längeren Zündkanale versehen, in welchem sich ein reicheres Gemenge befindet, als im Cylinder. Zündet man nun hier an, so geht die Verbrennung rascher vor sich; man hat also hier eine Beschleunigung der Verbrennung statt einer Verlangsamung. Diese Anschauung ist auch ganz richtig, wie zahlreiche Versuche, auf welche ich unten zurückkommen werde, dargethan haben. Man wird also die Lagerung, wo sie vorliegt, wie z. B. bei der Maschine mit konischem Boden, ebenso wie den späteren Zündkanal, auffassen müssen als eine Einrichtung zur beschleunigten Verbrennung des Cylinderinhaltes und man kann, weil das erstere Mittel weniger sicher ist, als das zweite, den Zündkanal als eine Vervollkommnung und Ausbildung der schichtenweisen Lagerung ansehen. Diese Ansicht ist auch von Deutz lebhaft verfochten, merkwürdigerweise aber deshalb die erste Ansicht, welche dieser doch widerspricht, nicht aufzugeben.

2) D. R. P. 2735.

Die zweite Ansicht über die Ursache des langsamen Falles der Ausdehnungslinie sucht diese in der Dissociation der Gase. Bekanntlich hat Bunsen gezeigt, dass zusammengesetzte Gase in ihre Elemente zerfallen, wenn die Temperatur eine gewisse Höhe erreicht. Umgekehrt können also, wenn diese sogenannte Dissociationstemperatur vorliegt, einfache Gase keine Verbindungen mehr eingehen; es kann z. B. Wasserstoff nicht mehr verbrennen, d. h. keine Verbindung mit Sauerstoff mehr eingehen. Wedding hat zuerst beiläufig darauf hingewiesen, dass die Dissociationserscheinungen in der Gasmaschine vielleicht eine Rolle spielen möchten, und es ist diese Ansicht besonders von Clerk ¹⁾ aufgenommen und warm vertheidigt. Indessen dürfte in unseren heutigen Maschinen kaum die Rede davon sein. Auffällig ist schon, dass die Aenderung der Spannung eine ganz regelmässige ist, während doch offenbar, sobald die Temperatur unter den Dissociationspunkt gesunken ist, eine Aenderung des Gesetzes, nach dem die Spannung sinkt, zu erwarten wäre. Weiter ist aber durch sehr ausführliche Untersuchungen von Mallard und Le Chatelier ²⁾ über Dissociationserscheinungen dargethan, dass die Temperaturen, bei welcher Dissociation von Kohlensäure und Wasserdampf in irgendwie beträchtlichem Masse eintreten kann, stets viel höher sind, als die in der Gasmaschine auftretenden. Deshalb muss man von dieser Erklärung absehen.

Drittens sucht man die Ursache des langsamen Fallens der Spannung in dem Einflusse der Wandungen. Diese Ansicht ist bereits früher hier und da ausgesprochen, aber erst Witz hat sie kräftig vertreten und durch Versuche zu begründen unternommen ³⁾. Man sagt sich leicht, dass die kühlende Wirkung der Wandung ein schnelles Sinken der Spannungskurven zur Folge haben muss und dass diese Wirkung um so kräftiger sein wird, je länger sie andauert, d. h. also, je kleiner die Kolbengeschwindigkeit ist. Nun ist aber die Kolbengeschwindigkeit der neueren Maschinen viel grösser, als die der älteren und kann dies auch sein, weil durch

1) On the theory of the gas engine. Proc. of civ. eng. 1881/82, 69, No. 1885. 2) Recherches expérimentales sur la combustion des mélanges gazeux explosifs. Ann. des mines 1883, Mém. 4, 274. 3) Etudes sur les moteurs à gaz tonnant. Sonderabdruck aus den Ann. de Chimie et de Physique 1883, 5. Serie, Bd. 30. Paris 1884.

die Verdichtung und die Totpunktzündung die Stösse wegfallen; man kann sich also nicht wundern, wenn die Spannung langsamer fällt.

Witz hat nun eine lange Reihe von Versuchen angestellt, um den Einfluss der Wandung zu verdeutlichen. Er bediente sich dazu eines Apparates, der folgendermassen eingerichtet war: In einem senkrechten Cylinder von 200 mm Dmr. und 400 mm Höhe bewegt sich ein Kolben von 14,5 kg Gewicht, dessen Reibung 17 kg Widerstand darstellt. Die Kraft zum Heben des Kolbens ist also 31,5 kg. Der Hub ist 323 mm. Die Geschwindigkeit des aufsteigenden Kolbens kann entweder durch ein in Führungen herabsinkendes Gewicht von 75 kg beschleunigt oder durch eine auf die Kolbenstange wirkende Bremse, wenn nöthig bis zum Stillstande, verzögert werden. Man kann so die Kolbengeschwindigkeit, d. i. die Geschwindigkeit, mit der die Ladung sich ausdehnt, von 0,25 bis 10 m steigern. Das Gemisch gelangt durch einen Hahn unter den Kolben, seine Menge wird durch Marken an der Kolbenstange, entsprechend genauer Aichung, ermittelt. Die Zündung erfolgt durch einen starken elektrischen Funken in einer Aussparung der Cylinderwandung. Sobald die Verpuffung stattfindet, fliegt der Kolben aufwärts und drückt die Luft aus in dem Cylinderdeckel befindlichen Oeffnungen; diese können eingestellt werden, so dass ein Luftbuffer entsteht, um den Stoss zu mildern. Nach jeder Explosion wird also der Kolben auf eine bestimmte Höhe fliegen und von dieser aus nach Massgabe der Abkühlung und Kondensation der Verbrennungsgase langsam wieder niedersinken. Die Spannung unter dem Kolben misst ein Richard-Indikator, dessen Papiertrommel von der Kolbenstange ab bewegt wird, so dass also das Diagramm die Spannungen als Funktionen der Kolbenstellungen wiedergibt. Ferner schreibt eine Stimmgabel ihre Schwingungen unter die Horizontale des Diagrammes, so dass man die Zeit der Kolbenstellung sehr genau ablesen kann. Die verwendete Gabel machte 128 Schwingungen in der Sekunde. Das über Wasser hergestellte Gemisch war seiner Zusammensetzung nach bestimmt; es wurde durch einen Gummibeutel in den Cylinder gedrückt, bis der Kolben eine bestimmte Stellung einnahm; dann liess man den Funken überspringen, der Indikator zeichnete seine Kurve und die Stimmgabel ihre Sinusoide, so dass man auf einem Blatte die Volumina und Spannungen,

die Kolbengeschwindigkeit, die Dauer der ganzen Erscheinung, kurz, alles, was zur Kenntniss nöthig ist, zusammen hatte. Die Cylinderwände waren mit einem Wasser- oder Dampfmantel umgeben und konnten so auf beliebig gewählter, konstanter Temperatur gehalten werden; den Einfluss der Wandungen auf den Inhalt hatte Witz bereits früher festgestellt. Bei allen Versuchen blieb die Temperatur so niedrig, dass Dissociation völlig ausgeschlossen war.

Bei seinen Versuchen mit Kohlenoxyd und Leuchtgas fand nun Witz stets, dass die vom Diagramm angezeigte Arbeit um so grösser war, je grösser man die Kolbengeschwindigkeit wählte und dass ferner die höchste Spannung um so grösser war, je schneller die Ausdehnung erfolgte. Er bemerkt dazu:

„Das ist ein Gesetz, welches für die Frage der Gasmotoren höchst wichtig ist. In der That ist dieser so grosse Einfluss der Geschwindigkeit einem Einflusse der Wandung untergeordnet; denn wenn nicht, wie sollte die Expansionsgeschwindigkeit auf die Explosionserscheinungen einwirken? Das kann nur durch die Abkühlung an der metallischen Oberfläche geschehen, welche, indem sie längere oder kürzere Zeit andauert, dem Wärmeherde selbst Wärme entzieht und die Heftigkeit der Reaktion vermindert. Nun ist es nicht nur die Schnelligkeit der Verbrennung, welche diesen Einfluss erleidet, sondern auch die Diagrammfläche wird kleiner, die Arbeit vermindert sich und der Nutzeffekt sinkt, wie oben festgestellt wurde. Um den möglichst grossen Theil der gesammten in den Explosionsgemischen enthaltenen Wärme nutzbar zu machen, ist es also wichtig, die Ausdehnung der Verbrennungsgase in kürzester Zeit vor sich gehen zu lassen und die Oberfläche der Cylinderwandung möglichst klein, d. h. das Verhältniss Oberfläche: Volumen zu einem Minimum zu machen.“

Beiläufig macht Witz darauf aufmerksam, dass hierin auch noch ein Vortheil der Verdichtung liege, weil auf die gesammte Wärmemenge der verdichteten Ladung weniger abkühlende Oberfläche komme als auf dieselbe Wärmemenge einer nicht verdichteten Ladung.

Seine Ansicht über die Erklärung seiner Versuche giebt Witz so wieder:

„Der Einfluss der Wandung ist also der grosse Regler der Explosionserscheinungen. Er genügt, um eine Verbrennung zu beschleunigen oder zu verzögern, um eine langsame und allmälige Verbrennung hervorzubringen: es ist nicht nöthig, auf die Erscheinungen der Dissociation zurückzugehen, um die verlängerte Einwirkung des verbrennenden auf den zu verbrennenden Stoff zu erklären. Thatsächlich stellen wir diese Erscheinung unter solchen Bedingungen her, dass Dissociation unmöglich ist, da die Temperatur in unserem Cylinder 1400° nicht überschreitet. Die Verdünnung macht diesen Effekt natürlich fühlbarer, denn die tote Gasmenge, in welcher die explosive Mischung schwimmt, wirkt nicht anders als die Wandung, nämlich durch Abkühlung; aber das Nachbrennen kann ohne Verdünnung stattfinden. Dieser, aus unseren Versuchen völlig logisch abgeleitete Schluss scheint uns wichtig zu sein: er entkräftet und befestigt Zug um Zug die Theorie, welche Clerk in der Institution so warm befürwortet hat. Mit dem gelehrten englischen Ingenieur halten wir dafür, dass die Verbrennung nicht vorsätzlich verlangsamt werden soll; diese Verzögerung ist eine Unvollkommenheit, welche man nicht aufsuchen muss: Otto hat Unrecht, es zu thun. Unglücklicherweise kann diese Verzögerung, dieses Nachbrennen nicht völlig vermieden werden. Warum nicht? Weil, sagt Clerk, die Wärme sich bei der Detonation der Gasmischung nur allmähig entfaltet, gemäss der Verbindung des dissociirten Theiles; weil, sage ich, der Einfluss der Wandung nur vermindert, aber nicht gänzlich unterdrückt werden kann. Ich befinde mich in Uebereinstimmung mit Clerk, wenn er behauptet, dass der Erfolg Ottos lediglich der Verdichtung und nicht der grossen Verdünnung der explosibeln Mischung in den Rückständen einer vorhergehenden Cylinderfüllung zu verdanken sei“.

Gegen diese Schlussfolgerung aus den Witzschen Versuchen sind nun von Slaby und Zeuner schwerwiegende Einwände erhoben worden.

Der letztere betont ¹⁾, dass eine unmittelbare Anwendung der von Witz gefundenen Gesetze auf unsere Gasmaschinen um deshalb nicht zulässig sei, weil Witz bei seinen Versuchen einen nicht umkehrbaren Kreisprocess zugrunde gelegt habe, während derjenige

1) Technische Thermodynamik, I. 449.

der direkt wirkenden Gasmachine umkehrbar sei. Es könne deshalb aus den Witzschen Versuchen auch nur die Verbrennung in der atmosphärischen Maschine erklärt werden. Dies ist nun sicher vollkommen zutreffend, aber man wird sich fragen müssen, weshalb, wenn die Wandung bei dem nicht umkehrbaren Kreisprocesse diesen grossen Einfluss ausübt, das bei dem umkehrbaren Kreisprocesse nicht der Fall sein soll? Ich sehe nicht den geringsten Grund, das Gegentheil anzunehmen, wenngleich selbstredend das Mass dieses Einflusses ein anderes sein kann. Eine unmittelbare Wiedergabe der Vorgänge in der Gasmachine sind allerdings die Witzschen Versuche nicht. Trotzdem hält auch Zeuner den Einfluss der Wandung auf die Verbrennung für sehr erheblich.

Slaby tritt den Witzschen Ausführungen mit einigen sehr sorgfältig ausgeführten Versuchsreihen entgegen, mittels deren er beweist, dass wenn man in einer Ottoschen Gasmachine die Wandungstemperatur erhöht bzw. die Kolbengeschwindigkeit vergrössert, man damit die geleistete Arbeit nicht vermehrt, sondern eher vermindert.

Da diese Versuche ganz ausgezeichnet gut durchgeführt und wohl die genauesten Messungen, welche bisher überhaupt an einer Gasmachine angestellt wurden, sind, so theile ich die Hauptergebnisse in den beiden folgenden Zahlentafeln ausführlich mit.

Nummer des Versuches	Dauer des Versuches	Luftverbrauch	Luftdruck Wassersäule	Gasverbrauch	Gasdruck Wassersäule	Verhältniss Gas : Luft	Umdrehungszahl	Temperatur des Wassermantels	Indicirte Arbeit	Gasverbrauch für 1 e in 1 h	
											Min.
A	1	30	8,760	0	1,215	23	1:7,21	88,2	9	2,83	859
	2	30	8,730	0	1,330	25	1:6,56	90,3	10	3,21	829
	3	30	8,125	0	1,266	25	1:6,42	83,5	10	2,88	880
B	4	60	27,350	0	3,687	11	1:7,42	172,7	10	4,50	819
	5	30	13,690	0	2,141	23	1:6,39	188,7	12	4,95	865
	6	30	13,300	0	2,137	21	1:6,22	175,8	12	4,93	867
C	7	30	7,985	0	1,181	24	1:6,76	90,4	80	2,58	916
	8	15	3,395	0	0,536	23	1:6,33	76,0	80	2,27	945
	9	30	7,990	0	1,304	27	1:6,13	94,5	95	2,90	899
D	10	30	12,890	0	1,965	20	1:6,56	200,0	86	4,40	893
	11	15	6,390	0	1,044	24	1:6,12	205,3	87	4,57	914
	12	30	12,780	0	2,034	23	1:6,28	183,9	90	4,68	869

Versuchsnr.	Versuchsdauer	Gasverbrauch	Luftverbrauch	Verhältniss Gas : Luft	Umdrehungszahl	Gasfüllung	Temperatur		Mittelspannung aus dem		Nutzbare Mittelspann.	
							des Kühlwassers	der Abgase	ober. unter. Diagrammtheile	für eine Füllung	für 1 l Gasfüll.	
	Min.	l	l			l	° C.	° C.	at	at	at	at
1	40	1908,5	11390	1 : 5,96	93,95	1,0157	16	412	4,272	0,077	4,195	4,130
2	40	1902	11390	1 : 5,98	98,25	0,967	60	455	3,986	0,081	3,905	4,038
3	40	1779	10373	1 : 5,83	95,75	0,929	100	460	3,691	0,094	3,597	3,872
4	20	928	5583	1 : 6,01	93,30	0,9946	16	452	4,152	0,101	4,051	4,073
5	40	2776	16843	1 : 6,06	175,1	0,792	17	531	3,540	0,224	3,316	4,187
6	40	2674	16366	1 : 6,12	187,8	0,712	92	572	3,033	0,248	2,785	3,911
7	1'20,6"	100	603	1 : 6,03	199,5	0,746	17,5	520	3,451	0,271	3,180	4,263
8	1'23"	100	594	1 : 5,94	215,4	0,671	100	540	2,970	0,300	2,670	3,980
9	10	484	2892	1 : 5,98	102,6	0,943	16	472	3,891	0,090	3,801	4,031
10	10	606,5	3695	1 : 6,09	151,8	0,799	17,5	565	3,353	0,181	3,172	3,970
11	80	5959	35180	1 : 5,90	191,2	0,779	17,5	604	3,321	0,242	3,079	3,952
12	40	1891	11208	1 : 5,92	92,0	1,0277	16	470	4,156	0,070	4,086	3,976

Zur Erläuterung der Versuche bemerke ich, dass dieselben angestellt wurden mit einer achtpferdigen Deutzer Zwillingsmaschine, von welcher nur ein Cylinder arbeitete, während der andere leer mitging. Diese Maschine betrieb eine Dynamo, deren Strom durch eingeschaltete Widerstände aufgezehrt wurde. Bei jedem Einzelversuche wurde der Beharrungszustand wieder hergestellt, was sich sehr gut durch das Pyrometer im Ausgangsrohre feststellen lässt; sobald er eingetreten ist, giebt eine kurze Versuchszeit bereits sichere Ergebnisse. Um die richtige Mittelspannung des Diagrammes zu erhalten, muss man den unteren, von Saug- und Auspufflinie begrenzten Theil vom oberen abziehen; um das zu können, nimmt man nach dem Vorgange von Brooks und Steward einige Diagramme mit schwacher Feder, um den unteren Theil in brauchbarem Massstabe zu erhalten. Das Pyrometer nach Hartung und Steinlen wird die Temperaturen kaum ganz richtig anzeigen; es dürfte aber genügen, den Unterschied in der Temperatur bei den verschiedenen Versuchen erkennen zu lassen. Bei Versuch 1 der zweiten Tafel war der Beharrungszustand noch nicht ganz erreicht, daher der Unterschied gegen Versuch 4.

Aus den Slabyschen Versuchen geht nun deutlich hervor, dass die von Witz aufgestellten Gesetze, „die Arbeitsfläche und die grösste Spannung sind um so grösser, je höher die Wandungstemperatur und je grösser die Kolbengeschwindigkeit ist“, bei der Ottoschen Maschine nicht zutreffen. An den Slabyschen Versuchen ist nicht zu zweifeln, insbesondere ist der Verdacht, es gebe der Indikator die Arbeitsfläche bei grösserer Kolbengeschwindigkeit zu klein an, nicht zutreffend. Für den Rosenkranzschens Indikator, welchen Slaby benutzte, habe ich durch genaue Untersuchungen gefunden, dass derselbe weder falsch noch verspätet anzeigt. Man kann sich davon leicht überzeugen, wenn man nach Bachs Vorgange eine Gabel mit keilförmigen Zinken unter den Knopf der Kolbenstange stösst und den Kolben mittels derselben so hoch anhebt, dass er bei Erreichung der höchsten Spannung oben noch ein wenig zuckt. Die Stelle, an welcher dieses Zucken stattfindet, giebt die Abscisse und Ordinate der höchsten Spannung im Diagramme an. Wäre der Indikator träge, so müsste die höchste Spannung zu klein oder zu spät angegeben werden; beides ist nicht der Fall.

Ebenso wenig liegt Veranlassung vor, die Witzschen Ergebnisse anzuzweifeln. Es müssen sich also die sich widersprechenden Thatsachen unter einen gemeinsamen Gesichtspunkt bringen lassen.

In dieser Richtung ist folgendes zu bedenken:

Wenn man eine fertige Maschine mit wachsender Umdrehungszahl laufen lässt, so vermindert man damit die Füllung. Es wachsen nämlich die Saugwiderstände und es wächst die Temperatur der im Cylinder verbleibenden Gase. Man vermindert die Füllung aber auch, wenn man die Wandungstemperatur erhöht. Da nun bei den Viertaktmaschinen sehr erhebliche Mengen von Abgasen im Cylinder verbleiben, so muss diese Verminderung eine beträchtliche sein, und in der That geben die Slabyschen Versuche den Beweis dafür. Wenn aber weniger im Cylinder ist, so wird die Einwirkung der Wandungen verhältnissmässig stärker sein und der Vortheil der kürzeren Abkühlungszeit durch die kräftigere Abkühlungswirkung hinfällig werden. Man bemerkt das z. B. auch daran, dass bei schnellerem Gänge die Verdichtungsspannung sinkt, was durch das allerdings auch stattfindende Sinken der Saugspannung allein nicht erklärt werden kann. Dieses Sinken der

Verdichtungsspannung ist nicht unbedeutend, man kann $\frac{1}{3}$ at innerhalb der Versuchsgrenzen beobachten. Das hat aber eine erhebliche Verminderung der höchsten Spannung zur Folge. Dazu kommt, dass auch das Raumverhältniss Gas : (Luft + Rückstände) ein ganz anderes wird, wengleich das Gewichtsverhältniss ziemlich dasselbe bleibt.

Ferner dürfte noch ein anderer Umstand eine Rolle spielen: Wenn man die Maschine schneller laufen lässt, so ist die Zündung verhältnissmässig weniger kräftig, es geht die Verbrennung nicht mehr schnell genug vor sich, die aufsteigende Diagrammlinie wird weniger steil. Man müsste, um dies auszugleichen, bei schnellerem Gange für kräftigere Zündung sorgen, um gleiche Verhältnisse zu erhalten.

Dass die Erhöhung der Wandungstemperatur gegenüber der grösseren Kolbengeschwindigkeit geringeren Einfluss haben wird, liegt auf der Hand, denn die Erhöhung der Wandungstemperatur ist stets nur gering im Verhältnisse zu der hohen Temperatur im Cylinder.

Diese Einflüsse werden sich ganz besonders bei Viertaktmaschinen geltend machen, weil hier die im Cylinder verbleibenden Abgase am stärksten auftreten. Deshalb widerstreitet auch wohl eine von Witz angestellte Versuchsreihe mit einer Benzschmaschine der Slabys. Witz findet nämlich durchweg eine Vergrösserung der geleisteten Arbeit bei Erhöhung der Wandungstemperatur und Kolbengeschwindigkeit. Allerdings sind seine Versuche längst nicht so gut durchgeführt, als die Slabys; er arbeitet nur innerhalb enger Grenzen und misst nicht die indicirte, sondern die Bremsarbeit. Auf diese hat aber allein die Schmierung soviel Einfluss, dass feinere Unterschiede ganz unsicher werden. Trotzdem ist es immerhin möglich, dass auch die Witzschen Ergebnisse richtig sind. Denn die Erklärung Slabys, dass der mechanische Wirkungsgrad zunehme, wenn die Maschine wärmer wird, weil dann die Kolbenreibung geringer würde, ist nicht zutreffend. Das Gegentheil ist der Fall, wird die Maschine wärmer, so vermehrt sich die Kolbenreibung, weil sich der schlecht gekühlte Kolben stärker ausdehnt als der Cylinder. Man sieht die Richtigkeit dieser Ansicht ein, wenn man beobachtet, dass ein beim Anlassen der Maschine stark durchblasender Kolben völlig dicht wird, sobald die Maschine in den Beharrungszustand kommt, d. h. warm wird.

Man hat auch geltend gemacht, dass, wenn die Witzschen Sätze richtig wären, dann mit wachsendem Verhältnisse (Inhalt : Oberfläche) die Spannung langsamer fallen müsse, also bei grösseren Maschinen der Exponent der Ausdehnungskurve kleiner sein müsse, als bei kleineren Maschinen. Dies ist richtig, es trifft aber, soviel ich habe beobachten können, auch zu.

Deshalb bin ich der Ansicht, dass allerdings die Grundsätze, welche Witz aus seinen Versuchen ableitet, auf Gasmaschinen anwendbar sind und angewendet werden müssen, obgleich bei einer einzelnen fertigen Maschine andere Einflüsse auftreten können, welche die günstigere Wandungswirkung aufheben. Diese muss man eben zu beseitigen suchen. Man soll also ein möglichst gasarmes Gemisch möglichst schnell verbrennen bei möglichst hoher Wandungstemperatur und möglichst grosser Kolbengeschwindigkeit.

In der That scheint es auch, als ob diese Grundsätze von den Gasmaschinenerbauern durchweg angewendet würden; ihre Anwendung erklärt z. B. durchaus die so überaus günstigen Ergebnisse der Atkinsonmaschine. Selbstredend aber wird eine schlecht gebaute Maschine, in welcher diese Grundsätze scharf ausgeprägt sind, leicht zurückstehen gegen eine gute, in welcher sie weniger gut angewendet sind. Bei Beurtheilung dieser Frage ist jedenfalls nicht nur auf eine einzelne Maschine Rücksicht zu nehmen, sondern das ganze vorliegende Material, das keineswegs reichlich ist, zu benutzen. Zur weiteren Klärung dieser und anderer Fragen sind ausreichendere Versuche unbedingt nothwendig, und es dürfen sich diese nicht nur auf die Deutzer Maschine allein beziehen, sondern es ist von grosser Wichtigkeit, dass auch andere Maschinen herangezogen werden.

Endlich will ich noch kurz einer vierten von Fliegner ausgesprochenen Ansicht¹⁾ über die Verbrennung in der Gasmaschine gedenken. Dieser folgert aus einem von ihm angestellten Versuche, dass Nachbrennen gar nicht stattfindet, dass dagegen bei der Verbrennung sich Kohlenstoff ausscheidet und dadurch der Wärmerwerth des verbrennenden Gases so erheblich vermindert wird, dass deshalb durch das Indikatorgramm nur ein Theil der Wärme, welche das Gas wirklich entwickelt, nachweisbar ist. Von vorn-

1) Schweiz. Bauztg. 1886, 47, 59, 65, 71.

herein hat diese Ansicht wenig für sich, insbesondere ist nicht wohl einzusehen, weshalb der ausgeschiedene Kohlenstoff, da die Temperatur doch hinlänglich gross und Luft genug vorhanden ist, nicht verbrennen soll. Uebrigens ist die Versuchsbegründung Fliegners unzureichend und es ist gar nicht möglich, seine Rechnungen zu prüfen. Es mag deshalb eine ausführlichere Besprechung hier unterbleiben, der Hinweis auf die Quelle genügen. Eigenartig ist die Ansicht Fliegners jedenfalls.

In obigem ist mehrfach gesagt, dass die Abmessungen des Zündkanales auf die Einleitung der Verbrennung von wesentlichem Einflusse seien; es mag deshalb dieser Umstand hier noch kurz erörtert werden.

Es ist von diesem Umstande zuerst in der zweiten Deutzer Patentschrift die Rede, wo gesagt wird, dass die nach Patent 532 gebauten Maschinen, also mit ganz kurzem Zündkanale, nicht völlig befriedigten, besonders dann nicht, wenn der Cylinderboden anders, als konisch, geformt und wenn die Kolbengeschwindigkeit verändert wurde. Ich habe zuerst gelegentlich der oben besprochenen Versuche mit seitlichem Zündkanal Gelegenheit gehabt, mich von der Richtigkeit der Wirkung des Zündkanales zu überzeugen; ich schreibe den Unterschied zwischen den schlechten Diagrammen bei seitlicher und den guten Diagrammen bei hinterer Zündung in erster Linie dem Umstande zu, dass man im Zündkanale ein reicheres Gemisch besitzt, als im Cylinder, welches die schnelle Einleitung der Verbrennung sichert. Man ersieht das vielleicht am deutlichsten daraus, dass man gar keine Zündungen erhält, wenn man zuletzt reine Luft einführt, während sehr gute Diagramme bei gleichem Gasgehalte der Ladung erhalten werden, wenn man das gewöhnliche Verfahren einschlägt, zuletzt reines Gemisch einzuführen. Die seitliche Zündung wirkt aber in beiden Fällen gleich gut, oder besser gesagt, gleich schlecht. Dass nun die Bodenform auf die Zündwirkung Einfluss übt, geht daraus hervor, dass man bei ziemlich kurzem Zündkanale und bei konischem Boden selbst bei armen Gemischen noch gute Diagramme erhält, während ein flacher Boden solche nicht mehr liefert. Das erstere lehrt die Betrachtung der Abb. 241 bis 244, während das letztere aus den Abb. 245 und 246 hervorgeht. Das Diagramm Abb. 245 entstammt einer mit langem Zündkanale versehenen Maschine mit

flachem Boden und ist ein recht gutes Diagramm; das Diagramm Abb. 246 wurde derselben Maschine entnommen nach Beseitigung des Zündkanales unter übrigens gleichen Verhältnissen, insbesondere bei gleich grossem Verdichtungsraume — es war nämlich das Einsatz-

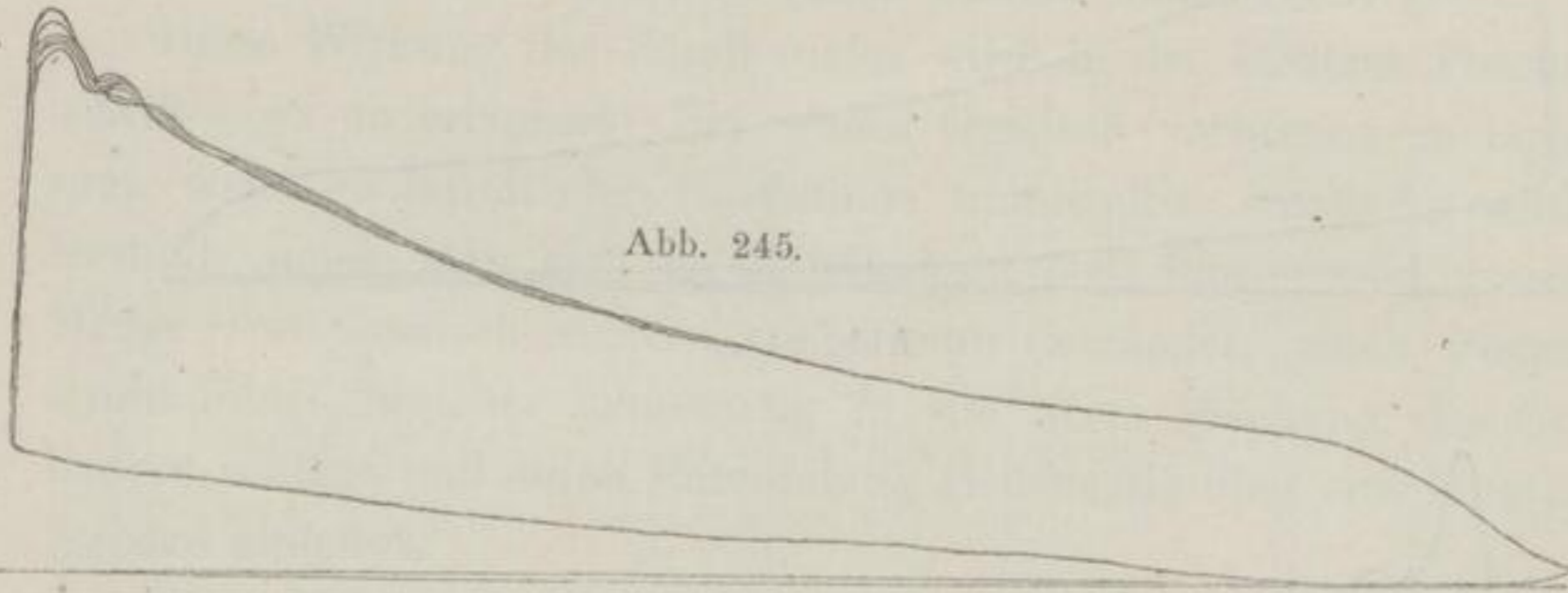


Abb. 245.

bodenstück durch ein gleich grosses am Kolben befestigtes Stück ersetzt. Man sieht, dass hier die Zündungen sehr unregelmässig vor sich gegangen sind, theilweise sind sie gut, theilweise äusserst träge, einzeln bleiben sie ganz aus.

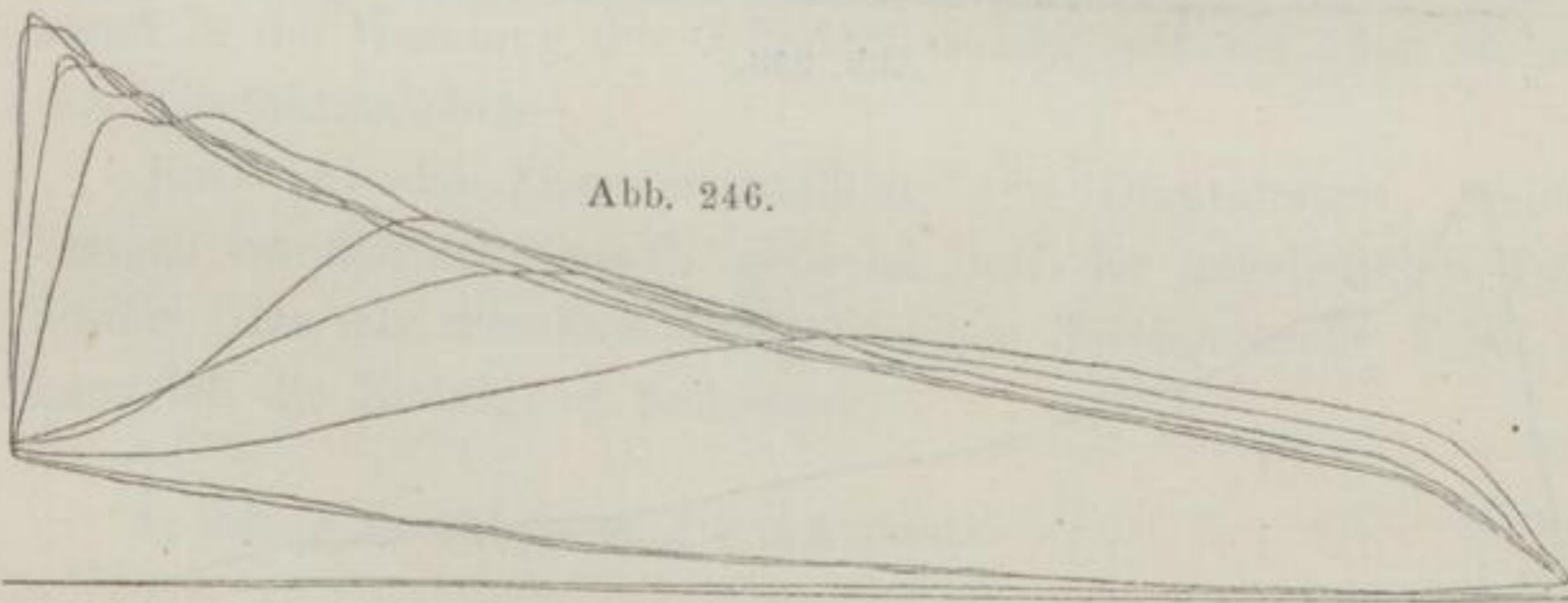


Abb. 246.

Dass auch die Kolbengeschwindigkeit von grossem Einflusse ist, habe ich oft beobachtet. Ich wähle, um das zu versinnbildlichen, vier Diagramme, welche Frese von einer Körtingschen Maschine genommen hat ¹⁾. Aus diesen, Abb. 247—250, geht deutlich hervor, dass die Verbrennung um so langsamer wird, je schneller die Maschine umläuft. Der Flächeninhalt der vier Diagramme ist ziemlich gleich, trotzdem selbstverständlich die Gasmenge bei schnellerem Gange viel geringer ist, als bei langsamem. Insofern

1) Zeitschr. d. V. d. I. 1886, 737.

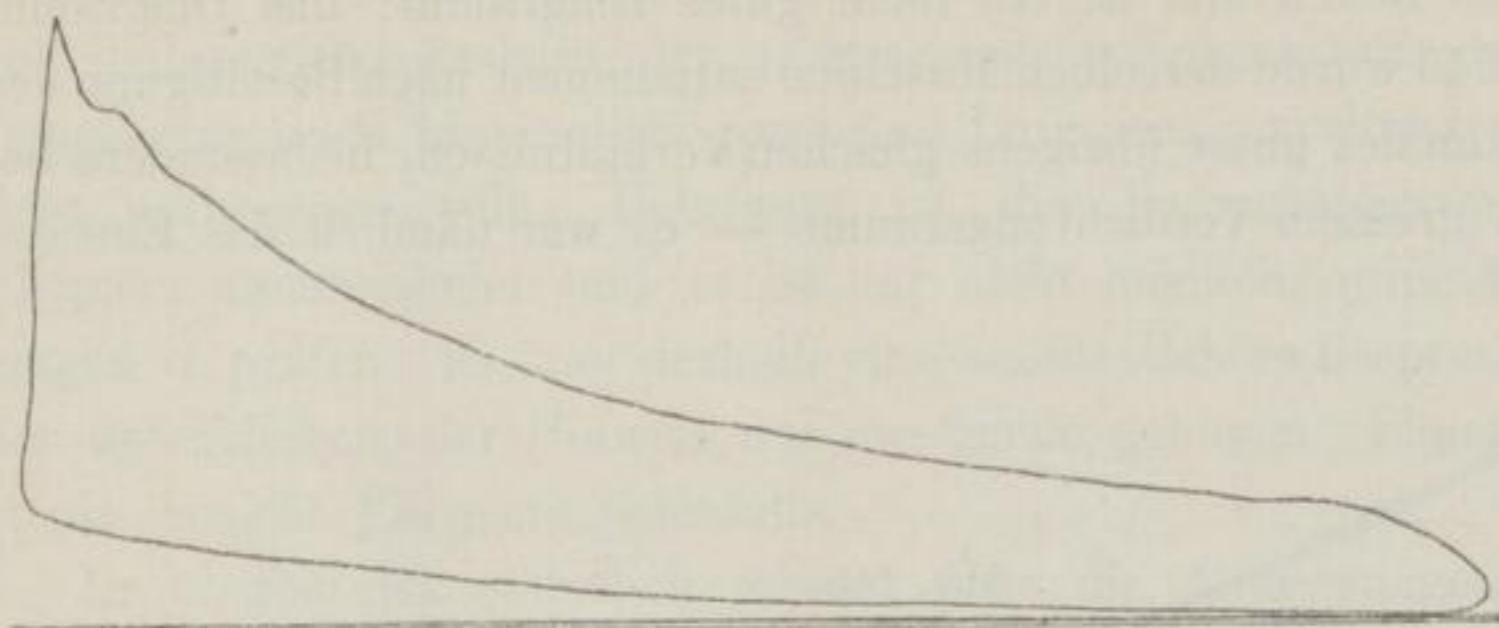


Abb. 247.

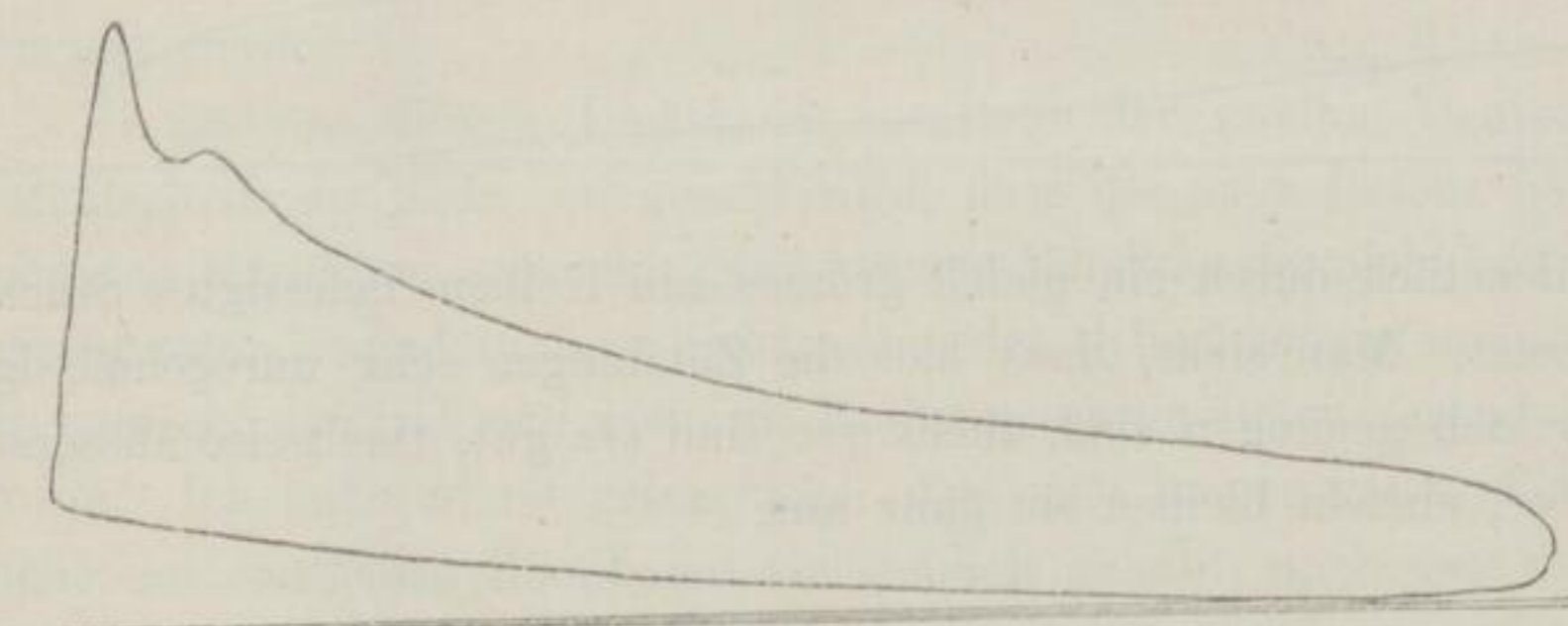


Abb. 248.

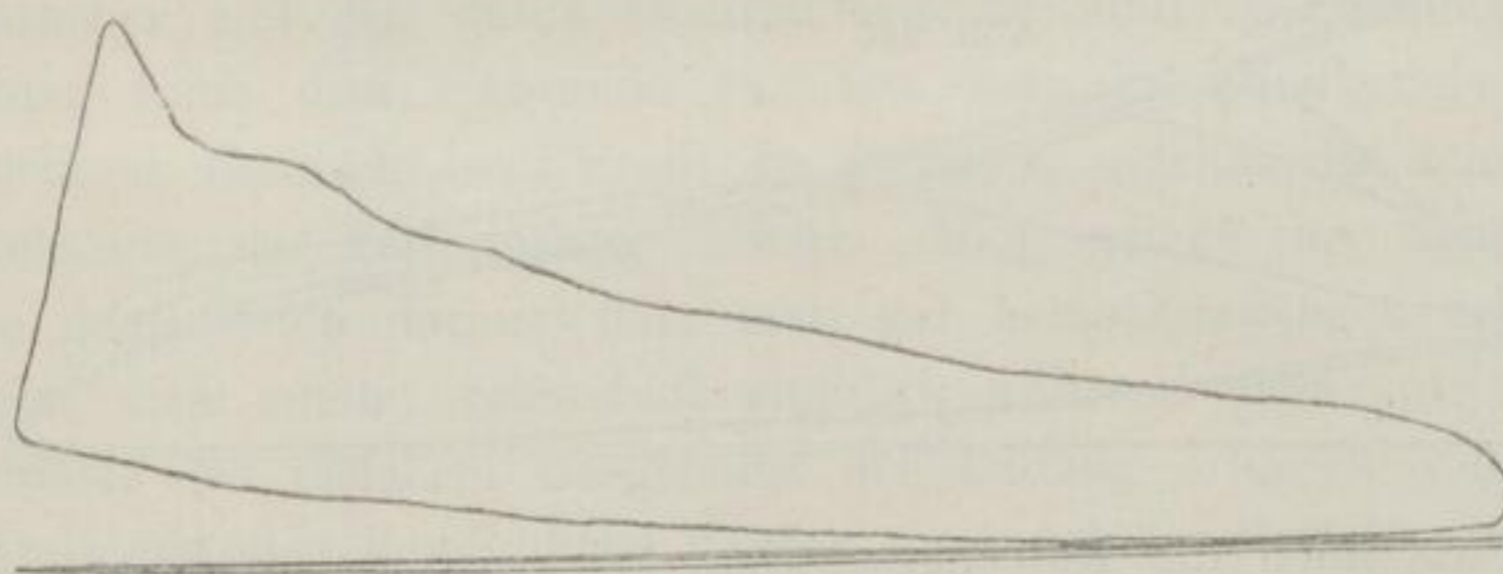


Abb. 249.

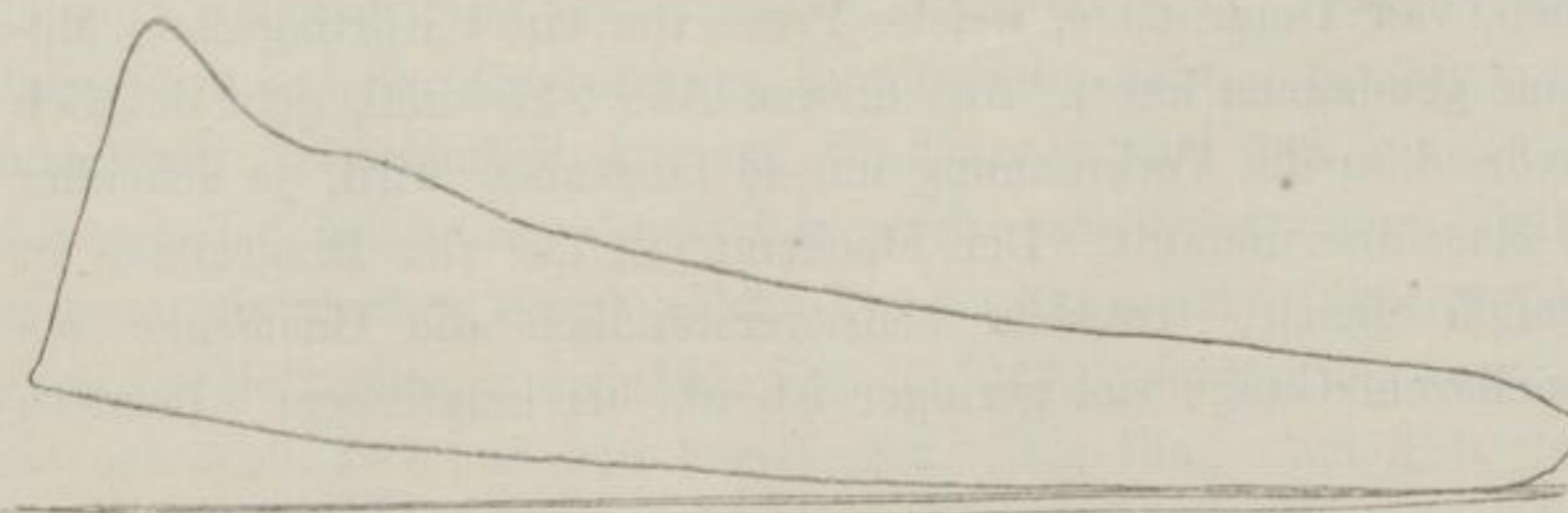


Abb. 250.

bestätigen auch diese Diagramme das über die Witzschen Grundsätze oben gesagte.

Deshalb muss man also den Zündkanal so gross wählen, wie es die Kolbengeschwindigkeit bezw. die Bodenform verlangt, oder, da man ihn so leicht nicht zu gross wählen kann, recht gross.

Diese Wirkung des Zündkanales wird in der Deutzer Patentschrift etwa so erläutert: Ein armes Gemisch verbrennt zu langsam, wenn es durch eine Gasflamme unmittelbar entzündet wird. Deshalb muss man sich im Zündkanale eine hinreichend grosse Menge von Gemisch sichern, die, wenn entzündet, einen Feuerstrahl bildet, welcher schussartig in die arme Mischung des Cylinders schlägt und deren Entzündung gleichzeitig über eine längere Strecke einleitet.

Diese Erklärung hat dazu geführt, anzunehmen, es müsse der Zündkanal centrisc im Boden des Cylinders angebracht werden, wie das bei der liegenden Deutzer Maschine auch der Fall ist. Zahlreiche und ausgedehnte Versuche haben aber gezeigt, dass dies durchaus nicht erforderlich ist. Man erhält vielmehr ganz gleichartige Zündverhältnisse auch dann, wenn man den Zündkanal in die Wandung des Cylinders verlegt, wie bei allen stehenden Viertaktmaschinen.

Eine hübsche Zusammenstellung von Diagrammen, welche Langen veröffentlicht hat ¹⁾, gebe ich auf der angehefteten Tafel wieder. Da ich dieselben Versuchsreihen durchgemacht habe, so kann ich die Richtigkeit bestätigen.

1) Beilage zur Zeitschrift d. V. d. I. 1886.

Der Einfluss der Annahme veränderlicher spezifischer Wärme auf die Rechnung.

Wir sind bei allen bisherigen Betrachtungen theoretischer Natur davon ausgegangen, dass die spezifische Wärme unabhängig von Druck und Temperatur ist und haben sie also in die Rechnungen als Konstante eingeführt.

Nach Regnaults Untersuchungen ist dies für beständige Gase auch wirklich der Fall, aber schon Wiedemann und Wüllner haben für einige zusammengesetzte Gase, besser gesagt Dämpfe, gefunden, dass die Annahme hier nicht zutrifft, und neuere Untersuchungen von Mallard und Le Chatelier haben ergeben, dass die spezifische Wärme für Gase und Dämpfe stark von der Temperatur abhängt. Es kann hier nicht der Ort sein, diese Angaben ausführlich zu erörtern; es mag nur erwähnt werden, dass vorläufig die Zahlen von Mallard und Le Chatelier noch nicht ausreichend bestätigt sind, um sie mit Sicherheit benutzen zu können. Wäre dieses der Fall, so würden sich die Ergebnisse aller vorstehenden Rechnungen stark ändern. Aber unerwähnt kann der Umstand hier nicht bleiben und es soll im folgenden gezeigt werden, welcher Art der Einfluss desselben ist.

Mallard und Le Chatelier geben ¹⁾ für die hier allein in Betracht kommenden Gase, nämlich Kohlensäure, Wasserdampf und Stickstoff, folgende Werthe ²⁾ an:

1) Ann. des mines 1883, Mémoires IV, 510. 2) Die Formel für Kohlensäure erklären sie als nicht genügend genau, sie geben als besser an

$$c_p = 6,3 + 0,006 t - 0,00000118 t^2.$$

Ich wähle die erstere Form, um die folgende Auseinandersetzung nicht durch Einführung eines Gliedes, welches die Temperatur in zweiter Potenz hat, zu erschweren. Die Formel für Stickstoff und Sauerstoff gilt für alle beständigen Gase.

$$CO_2 \begin{cases} c_v = 6,26 + 0,00367 t \\ c_p = 8,22 + 0,00367 t \end{cases}$$

$$H_2 O \begin{cases} c_v = 5,61 + 0,00328 t \\ c_p = 7,57 + 0,00328 t \end{cases}$$

$$N \text{ u. } O \begin{cases} c_v = 4,80 + 0,00060 t \\ c_p = 6,76 + 0,00060 t. \end{cases}$$

Diese Formeln sind aber so zu verstehen, dass die spezifische Wärme nicht Funktion der Temperatur ist, sondern der Mittelwerth für den Temperaturunterschied zwischen t und 0 . Es würde also eine Wärmemenge nach der Formel $Q = c_v t$ zu berechnen sein. Will man die spezifische Wärme als Funktion der Temperatur auffassen, also $Q = \int c_v dt$ schreiben, so muss man setzen für

$$CO \begin{cases} c_v = 6,26 + 0,00734 t \\ c_p = 8,22 + 0,00734 t \end{cases}$$

$$H_2 O \begin{cases} c_v = 5,61 + 0,00656 t \\ c_p = 7,57 + 0,00656 t \end{cases}$$

$$N \text{ u. } O \begin{cases} c_v = 4,80 + 0,00120 t \\ c_p = 6,76 + 0,00120 t. \end{cases}$$

Weiter beziehen sich diese Formeln auf das Molekulargewicht als Einheit; um sie für die Gewichtseinheit zu erhalten, sind dieselben durch die Molekulargewichte $CO_2 = 44$, $H_2 O = 18$, $N = 28$, $O = 32$ zu dividiren. Man erhält alsdann

$$CO_2 \begin{cases} c_v = 0,142 + 0,000167 t = 0,096 + 0,000167 T \\ c_p = 0,187 + 0,000167 t = 0,141 + 0,000167 T \end{cases}$$

$$H_2 O \begin{cases} c_v = 0,312 + 0,000364 t = 0,213 + 0,000364 T \\ c_p = 0,421 + 0,000364 t = 0,322 + 0,000364 T \end{cases}$$

$$N \begin{cases} c_v = 0,171 + 0,000043 t = 0,159 + 0,000043 T \\ c_p = 0,241 + 0,000043 t = 0,229 + 0,000043 T \end{cases}$$

$$O \begin{cases} c_v = 0,150 + 0,000038 t = 0,140 + 0,000038 T \\ c_p = 0,211 + 0,000038 t = 0,201 + 0,000038 T \end{cases}$$

$$\text{Luft} \begin{cases} c_v = 0,166 + 0,000042 t = 0,155 + 0,000042 T \\ c_p = 0,234 + 0,000042 t = 0,223 + 0,000042 T. \end{cases}$$

Das Wachsen der spezifischen Wärme ist aus folgender Zahlentafel für Luft ersichtlich:

	0°	100°	200°	500°	1000°	2000°
c_p	0,166	0,170	0,174	0,187	0,208	0,250
c_p	0,234	0,238	0,242	0,255	0,276	0,318
α	1,41	1,40	1,39	1,37	1,33	1,27

Der Einfluss, welchen das Wachsen der specifischen Wärme bzw. das Abnehmen von α mit der Temperatur hat, erhellt aus folgenden Beispielen:

1. Die Verbrennung von 1 kg Gas der auf Seite 216 angenommenen Zusammensetzung ohne Luftüberschuss ergiebt die Zusammensetzung 15 % CO_2 + 13 % HO_2 + 72 % N für die Verbrennungsgase, also die Werthe

$$c_v = 0,156 + 0,000103 T$$

$$c_p = 0,228 + 0,000103 T$$

und für

$$T = 273^\circ \begin{cases} c_v = 0,184 \\ c_p = 0,255. \end{cases}$$

Bei Annahme konstanter Werthe für die specifische Wärme würde also, da zur Verbrennung von 1 kg Gas 14 kg Luft nöthig sind und 10000 c Wärme entwickelt werden, die Endtemperatur

$$T = \frac{10000}{15 \cdot 0,184} + 273 = 3896^\circ$$

und die Endspannung

$$p = \frac{3896}{273} = 14,3 \text{ at}$$

sein; nimmt man aber die specifische Wärme in dem Grade, wie oben angegeben, als abhängig von der Temperatur an, so erhält man aus

$$Q = (1 + n) \int_{T_0}^T (c + \alpha T) dT$$

$$\begin{aligned} T &= \frac{-c + \sqrt{2\alpha \left[\left(\frac{Q}{1+n} \right) + c T_0 \right] + \alpha^2 T_0^2 + c^2}}{\alpha} \\ &= \frac{-0,156 + \sqrt{2 \cdot 0,000103 (10000 : 15 + 0,156 \cdot 273) + (0,000103 \cdot 273)^2 + 0,156^2}}{0,000103} \\ &= 2505^\circ (!) \end{aligned}$$

und

$$p = \frac{2505}{273} = 9,2 \text{ at (!).}$$

2. Eine Zustandsänderung im wärmedichten Cylinder wird nicht mehr durch die Formel

$$p v^{\kappa} = \text{Konst}$$

dargestellt, sondern ein viel verwickelterer Ausdruck ergibt sich dafür. Nimmt man, wie oben geschehen, die spezifische Wärme als lineare Funktion der Temperatur an, setzt man also

$$\begin{aligned} c_v &= c + \alpha T \\ c_p &= \kappa' c + \alpha T, \end{aligned}$$

so erhält man gemäss Seite 197:

$$\begin{aligned} c_v \cdot v dp + c_p \cdot p dv &= 0 \\ (c + \alpha T) v dp + (\kappa' c + \alpha T) p dv &= 0 \end{aligned}$$

$$c (v dp + \kappa' p dv) + \frac{\alpha}{R} v p d(v p) = 0$$

$$c \log \text{nat } p v^{\kappa'} + \frac{\alpha}{R} p v = \text{Konst}$$

$$\log \text{nat } p v^{\kappa'} + \beta p v = \text{Konst}$$

als Gleichung der Adiabate, wo

$$\beta = \frac{\alpha A}{c^2 (\kappa' - 1)}$$

zu setzen ist¹⁾.

Für Luft würde man z. B. unter Berücksichtigung der auf Seite 189 angegebenen Werthe

$$\kappa' = 0,224 : 0,156 = 1,44$$

und

$$\beta = \frac{0,000042}{424 \cdot 0,156^2 \cdot 0,44} = 0,00000925,$$

also die Gleichung

$$\log \text{nat } p v^{1,44} + 0,00000925 p v = \text{Konst}$$

erhalten.

Damit berechnet sich z. B. die Spannung, welche Luft von 0° und 1 at bei adiabatischer Verdichtung im Verhältniss 1:4 annimmt, folgendermassen:

$$\begin{aligned} \log \text{nat } p_1 v_1^{1,44} + 0,00000925 p_1 v_1 &= \log \text{nat } p_2 v_2^{1,44} \\ &+ 0,00000925 p_2 v_2 \end{aligned}$$

$$\log \text{nat} \left[\frac{p_2}{p_1} \left(\frac{v_2}{v_1} \right)^{1,44} \right] = - 0,00000925 p_1 v_1 \left[\frac{p_2 v_2}{p_1 v_1} - 1 \right]$$

$$\log p_2 = \log 4^{1,44} - \frac{0,00000925 \cdot 10000 \cdot 0,79911 \left[\frac{1}{4} p_2 - 1 \right]}{2,3026}$$

$$p_2 = 6,97 \text{ at.}$$

1) Diese Formel hat Zeuner in etwas anderer Weise abgeleitet. Technische Thermodynamik I, 452.

Die Rechnung nach der Formel $p v^x = \text{Konst}$ würde liefern

$$p_2 = p_1 \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^{1,41} = 4^{1,41} = 7,06 \text{ at.}$$

Die Adiabate steigt also nach Mallard und Le Chatelier etwas langsamer als man bis dahin annahm; der Unterschied ist aber nicht sehr erheblich. Die als Adiabate bisher betrachtete Ausdehnungslinie giebt also eine geringe Wärmeabfuhr an.

3. Wie gestalten sich die Ergebnisse des auf Seite 222 berechneten Kreisprocesses bei Annahme veränderlicher specifischer Wärme?

Man erhält bei 8,5 kg Luftüberschuss

$$\left. \begin{aligned} c_v &= 0,156 + 0,000081 T \\ c_p &= 0,227 + 0,000081 T \end{aligned} \right\} \alpha' = 1,46;$$

es wird also die Verpuffungstemperatur

$$\begin{aligned} T_1 &= \frac{-c + \sqrt{2\alpha \{ Q : (1+n) + cT_0 \} + \alpha^2 T_0^2 + c^2}}{\alpha} \\ &= \frac{-0,156 + \sqrt{2 \cdot 0,000081 \{ 10000 : 23,5 + 0,156 \cdot 285 \} + (0,000081 \cdot 285)^2 + 0,156^2}}{0,000081} \\ &= 2000^\circ \end{aligned}$$

und die Verpuffungsspannung

$$p_1 = \frac{2000}{285} = 7,0 \text{ at.}$$

Das Ausdehnungsverhältniss ist nach

$$\log \text{nat } p v^{\alpha'} + \beta p v = \text{Konst}$$

wegen

$$\beta = \frac{\alpha A}{c^2 (\alpha' - 1)} = \frac{0,000081}{424 \cdot 0,156^2 \cdot 0,46} = 0,00001707$$

aus

$$\log \text{nat} \left[\frac{p_2}{p_1} \varepsilon^{\alpha'} \right] = 0,00001707 R T_1 \left[1 - \frac{p_2}{p_1} \varepsilon \right]$$

zu berechnen.

Gemäss Seite 189 und 212 findet sich die Konstante R

$$\text{für } CO_2 \quad . \quad . \quad . \quad R = 19,23$$

$$H_2 O \quad . \quad . \quad . \quad R = 46,89$$

$$N \quad . \quad . \quad . \quad R = 30,14,$$

also für unverdünnte Verbrennungsgase $R = 30,68$

und für die vorliegenden verdünnten $R = 30,17$.

Also erhalten wir

$$\begin{aligned} \log \varepsilon &= \left[\frac{0,00001707 \cdot 30,17 \cdot 2000 \cdot (1 - \varepsilon : 7)}{2,3026} + \log 7 \right] : 1,46 \\ \varepsilon &= 4,75. \end{aligned}$$

Damit lässt sich die Endtemperatur aus

$$\frac{p_1 v_1}{T_1} = \frac{p_2 v_2}{T_2}$$

als

$$T_2 = T_1 \frac{p_2 v_2}{p_1 v_1} = 2000 \cdot \frac{4,75}{7} = 1357^{\circ}$$

berechnen und es ergibt sich als abgeführte Wärmemenge

$$\begin{aligned} Q_2 &= (1 + n) \int_{T_0}^{T_2} c_p dT = 23,5 \int (0,227 + 0,000081 T) dT \\ &= 23,5 \left\{ 0,227 (1357 - 285) + \frac{1}{2} \cdot 0,000081 (1357^2 - 285^2) \right\} \\ &= 7390 \text{ c.} \end{aligned}$$

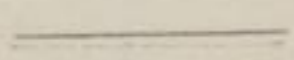
Es ist also die umgewandelte Wärmemenge

$$Q = 10000 - 7390 = 2610 \text{ c,}$$

also der Wirkungsgrad $\eta = 0,27$.

Man ersieht aus diesen Beispielen, dass die Annahme der von Mallard und Le Chatelier angegebenen Zahlwerthe die Berechnungen dieses Buches wesentlich beeinflusst. Aber man ersieht auch, dass man einige Berechtigung hat, die Richtigkeit dieser Zahlen zu bezweifeln. Denn das Zurückbleiben der Verpuffungsspannung hinter der nach alter Weise berechneten ist ein so erheblicher, dass es fast allein das Zurückbleiben der in der Gasmaschine auftretenden Spannung gegenüber der berechneten zu erklären vermöchte. Die jedenfalls stattfindende Abkühlung durch die Wandungen würde kaum noch zum Ausdruck kommen, der langsame Abfall der Ausdehnungskurve in den Diagrammen ganz unerklärlich sein. Deshalb scheint es mir nicht rathsam, die Zahlen von Mallard und Le Chatelier ohne weiteres als Grundlage für die Untersuchung von Gasmaschinen zu benutzen, sondern richtiger, so lange noch nach alter Weise zu rechnen, bis die Zahlen von Mallard und Le Chatelier entweder bestätigt oder berichtigt sind.

Denjenigen aber, welche in der Lage sind, die nothwendigen schwierigen Untersuchungen auszuführen, wird die Technik des Gasmaschinenbaues grossen Dank wissen müssen; denn bevor diese Grundlagen nicht festliegen, ist es gar nicht möglich, die schwebenden Fragen über den Kreisprocess der Gasmaschine endgiltig zu lösen. Möchte in erster Linie die physikalisch-technische Reichsanstalt sich berufen fühlen, diese, Mittel und Leistungsfähigkeit des einzelnen wohl übersteigenden, Aufgaben zu übernehmen,



Verzeichniss
der deutschen Patentschriften über Gasmaschinen.

(Bis zum 30. Juni 1889.)

No.	Inhaber.	Gegenstand.
† 125	L. Funk in Aachen	Gasmotor.
† 135	R. Schäfer in Loschwitz . . .	Gasmotor.
† 154	F. Sevilla in Madrid	Atmosphärische Gaskraftmaschine.
† 370	Reunert & Sack in Kassel . .	Anordnung einer Gaskraftmaschine.
† 482	Gasmotorenfabr. Deutz i. Deutz	Hydraulisches Gesperre für atmosphärische Gaskraftmaschinen.
532	Gasmotorenfabr. Deutz i. Deutz	Gasmotor.
† 778	E. Langen & N. A. Otto in Köln	Atmosphärische Gaskraftmaschine.
† 798	W. Weyhe in Bremen	Gaskraftmotor mit doppelter Kolbenbew.
† 831	F. Kindermann in Magdeburg, übertragen an die Hannoverische Maschinenbau-Aktien-Gesellschaft in Linden . . .	Zweicylindriger Gasmotor.
† 877	H. Hädicke in Demmin	Revolverzünder für Gasmaschinen.
† 1799		
† 2023	J. Werthheim in Frankfurt a.M.	Atmosphärische Gaskraftmaschine.
† 2048	Max Hasse & Cie. in Berlin .	Gaskraftmaschine.
† 2057	Max Hasse & Cie. in Berlin .	Explosionsgaskraftmaschine.
† 2072	J. Robson in North Shields (England)	Einrichtung an Maschinen, welche durch Explosion von brennbaren Gasen oder Dämpfen betrieben werden.
† 2283	H. R. Leichsenring in Berlin	Einrichtungen an Gasmotoren.
† 2404	L. Simon in Nottingham (England), übertragen an G. Hambruch in Berlin-Martinikenfelde	Einrichtungen an Gasmaschinen.
† 2632	Gasmotorenfabr. Deutz i. Deutz	Atmosphärische doppelwirkende Gas- und Petroleummaschine.
2735	Gasmotorenfabr. Deutz i. Deutz	Verbesserungen an dem unter No. 532 patentirten Gasmotor.
† 2752	Gasmotorenfabr. Deutz i. Deutz	Atmosphärische doppelwirkende Gas- und Petroleum-Kraftmaschine.
† 3243	Neuerburg u. Pulfrich in Köln	Oscillirende atmosphärische Gaskraftmaschine.
3299	W. Lehmann in Leipzig, übertragen an die Gasmotorenfabrik Deutz in Deutz . . .	Zündungsvorrichtung für Gasmaschinen-Gasmotor.
† 3944	Tecklenburg in Darmstadt . .	
4791	Gebr. J. & C. Lossen in Darmstadt, übertr. an die Gasmotorenfabr. Deutz in Deutz	Electrische Zündungsvorrichtung für Gasmaschinen.

No.	Inhaber.	Gegenstand.
† 5177	H. Haedicke i. Berge b. Nauen	Pneumatische Gaskraftmaschine.
† 6087	H. R. Leichsenring in Berlin	Neuerungen an Gasmotoren.
† 6344	A. Todt in Frankfurt a. O. . . .	Atmosphärische Gaskraftmaschine.
† 6755	W. Weyhe in Bremen, übertragen an T. W. Schlüter in Scharmbeck, übertragen an die Berliner Maschinenbau-Anstalt, vorm. Schwarzkopff in Berlin, übertragen an W. Weyhe in Delmenhorst	Gaskraftmotor.
† 6768	C. Kraus i. Linden v. Hannover	Gaskraftlocomobile für Strassen- und Secundärbahnen.
† 6776	W. Wittig & W. Hess in Hannover	Einrichtungen an Gaskraftmaschinen.
† 6787	L. Simon in Nottingham (England), übertragen an G. Hambruch in Berlin-Martinikenfelde	Dampfgasmaschine mit brennender Flamme im Cylinder.
† 7156	A. Winderlich in Berlin . . .	Abstellvorrichtung an Gaskraftmaschinen.
† 7212	Hannoversche Maschinenbau-Actien-Gesellschaft i. Linden, übertragen an C. M. Sombart in Magdeburg-Friedrichstadt	Zündvorrichtung für Gasmaschinen.
† 7245	F. Schultz in Berlin	Maschine, betrieben durch ein Vacuum, welches in einem oder mehreren vom Arbeitscylinder getrennten Behältern durch Explosion erzeugt wird.
† 7408	L. Funck in Aachen	Zündungsvorrichtung für Gaskraftmaschinen.
† 7514	R. Krause in Köln	Neuerungen an Gaskraftmaschinen.
† 7731	E. Capitaine & G. Ludwig in Berlin	Rotirender Gasmotor.
† 7893	W. Hees in Linden	Gaskraftmaschine mit constantem Ueberdruck.
† 7896	Buss, Sombart & Cie. in Magdeburg	Neuerungen an Gasmotoren.
† 7925	A. de Bisschop in Paris . . .	Neuerungen am Bisschopschen Gasmotor.
† 7985	G. Francke in Saarlouis . . .	Doppeltwirk atmosph. Gaskraftmaschine.
† 8084	A. Todt in Frankfurt a. O. . .	Verbesserungen an einer atmosphärischen Gaskraftmaschine. Zusatz zu No. 6344.
† 8186	K. Angele in Hannover	Gasmotor.
† 8245	Buss, Sombart & Cie. in Magdeburg	Verbesserungen an Gasmotoren. Zusatz zu No. 7896.

No.	Inhaber.	Gegenstand.
† 8679	R. v. Kalckreuth in Mainz-Gartenfeld	Gaskraftmaschine.
† 8745	D. Clerk in Glasgow	Neuerungen an Gaskraftmaschinen.
† 8802	Hannoversche Maschinenbau-Actien-Gesellschaft i. Linden	Verbesserungen an dem unter No. 532 patentirten Gasmotor.
† 8883	L. A. Böttcher in Königsberg in Pr.	Neuerungen an Gasmotoren.
† 8925	A. Todt in Frankfurt a. O.	Gaskraft- und Heissluftmaschine.
10116	Gasmotorenfabr. Deutz i. Deutz	Neuerungen an Gasmotoren.
†10597	G. Stoff in Frankfurt a. O.	Motor für Gas- und Petroleumbetrieb.
†10626	Buss, Sombart & Cie. in Magdeburg	Regulirvorrichtung für Gasmaschinen. 2. Zusatz zu No. 7896.
†11534	L. Simon in Nottingham (England), übertragen an G. Hambruch in Berlin-Martinikenfelde	Neuerungen an einer Dampfmaschine mit brennender Flamme im Cylinder.
11556	Gasmotorenfabr. Deutz i. Deutz	Neuerungen an Gasmotoren.
†11750	Buss, Sombart & Cie. in Magdeburg	Neuerungen an Gasmotoren. 3. Zusatz zu No. 7896.
†12028	C. Wolf in Zwickau	Gaskraftmaschine.
†12545	G. Hambruch in Berlin	Neuerungen an der Simonschen Dampf-gaskraftmaschine, P. R. No. 6787.
†12613	C. Kramme in Berlin	Neuerungen an regulirenden Gasbehältern für Gaskraftmaschinen.
†13310	Buss, Sombart & Cie. in Magdeburg	Regulirvorrichtung für Gasmotoren. 4. satz zu No. 7896.
†13358	E. Geisenberger in Brüssel	Neuerungen an der unter No. 2752 pat. Gas- und Petroleum-Kraftmaschine.
†13673	Menck & Hambrock in Ottensen	Neuerungen an dem der Gasmotorenfabrik Deutz unter No. 532 patentirten Gasmotor.
†13674	Menck & Hambrock in Ottensen	Neuerungen an dem unter No. 532 patentirten Gasmotor.
†14066	G. Stoff in Frankfurt a. O.	Motor für Gas oder Petroleum.
†14080	Buss, Sombart & Cie. in Magdeburg	Neuerungen am Bisschopschen Gasmotor.
†14093	F. W. Turner in St. Albans (Hertford, England)	Neuerungen an Gaskraftmaschinen.
†14106	E. Kauffmann in Strassburg-Neudorf	Neuerungen an dem unter No. 532 patentirten Gasmotor.
†14254	Gasmotorenfabr. Deutz i. Deutz	Gaskraftmaschine.

No.	Inhaber.	Gegenstand.
†14260	Compagnie des Moteurs à Gaz Français (Système Ravel) in Paris	Oscillirende Gaskraftmaschine.
†14262	E. Edwards in London	Neuerungen an Gaskraftmaschinen.
†14763	Menck & Hambrock in Ottensen	Verbesserungen u. Neuerungen an einem Gasmotor. Zusatz zu No. 13674.
†14788	J. Robson in North Shields (England)	Neuerungen an Gaskraftmaschinen.
†15004	H. Williams in Liverpool	Neuerungen an dem unter No. 532 patentirten Gasmotor.
15188	Gasmotorenfabr. Deutz i. Deutz	Neuerungen an Gasmotoren.
†15421	C. Kramme in Berlin	Vorrichtung zur Regulirung von Druckschwankungen in Gasleitungen bei der Speisung von Gaskraftmaschinen.
†15851	H. Williams & J. Malam in Liverpool	Neuerungen an Gasmotoren. Verbesserung zum Patent No. 532.
†16018	G. Wacker in New-York	Gaskraftmaschine mit langs. Kolbenrückgang.
†16600	G. Hambruch in Berlin	Neuerungen an der Simonschen Dampfgaskraftmaschine No. 6787. Zusatz zu No. 12545.
†16967	W. Weyhe in Bremen	Neuerung an dem unter No. 6755 patentirten Gasmotor.
†16975	W. Weyhe in Bremen	Neuerungen an der unter No. 532 patentirten Gaskraftmaschine.
†16996	G. Hambruch in Berlin-Martinikenfelde	Neuerungen an der Simonschen Dampfgaskraftmaschine No. 6787. 2. Zusatz zu No. 12545.
†17978	O. Zimmermann in Ludwigs-hafen	Neuerungen an Gas- und Petroleum-Kraftmaschinen.
†18243	E. Bénier & A. Lamart i. Beaumetz-les-Loges (Frankreich)	Neuerung an dem unter No. 532 patentirten Gasmotor.
†18313	H. Williams & J. Malam in Liverpool	Neuerungen an Gasmotoren. Zusatz zu No. 15851.
†18324	C. Fink in Berlin	Neuerungen an Gasmotoren.
18390	E. Körting & G. Lieckfeld in Hannover	Neuerungen an Gaskraftmaschinen.
†18436	F. H. W. Livesey in Westminster (Middlesex, England)	Neuerungen an dem unter No. 532 patentirten Gasmotor.
†18522	J. K. Kratz in Barmen	Gasmotor.
18654	C. Beissel in Ehrenfeld	Neuerungen an Gasmotoren.

No.	Inhaber.	Gegenstand.
†18688	E. Etève & C. Lallemand in Paris	Motor, betrieben durch ein Gemenge von Luft und flüssigen Kohlenwasserstoffen.
†18826	F. Osann in Düsseldorf	Gaskraftmaschine, getrieben durch gespannte Generatoren-gase mit nachfolgender Explosion.
†18940	R. Ord in Devizes (Wilts, England)	Neuerungen an Gaskraftmaschinen,
†19001	G. Adam in München	Neuerungen an dem unter No. 532 patentirten Gasmotor.
†19019	E. Edwards in London	Neuerungen an der unter No. 532 patentirten Gaskraftmaschine.
†19093	H. F. Wallmann in Rütznick bei Herzberg i. Mark	Neuerungen an Gas- und Petroleumkraftmaschinen.
19228	V. Schiltz in Köln a. Rh.	Neuerungen an Gas- und Petroleumkraftmaschinen.
19384	E. Körting & G. Lieckfeld in Hannover	Zündvorrichtungen an Gasmotoren.
†19716	A. Lobenhofer & F. Anibas in Währing bei Wien	Gaslocomotive.
†20038	E. Kauffmann in Strassburg-Neudorf	Rotirender Schieber für Gasmotoren.
†20095	J. Robson in Birmingham	Neuerungen an dem unter No. 532 patentirten Gasmotor.
†20916	J. M. A. Montclar in Paris	Gaslocomotive.
†20953	J. Spiel in Berlin	Gaskraftmaschine.
20978	L. Benier & A. Lamart in Beaumetz-les-Loges (Frankreich)	Neuerung an Gasmotoren.
†21411	P. F. Forest in Paris	Gaskraftmaschine.
†22693	Fawcett Preston & Cie. in Liverpool	Neuerungen an dem unter No. 532 patentirten Gasmotor.
†22744	D. Clerk in Glasgow	Neuerungen an dem unter No. 532 patentirten Gasmotor.
†22827	G. Adam in München	Neuerungen an dem unter No. 532 patentirten Gasmotor.
†22962	E. Paul in Berlin	Neuerungen an dem unter No. 532 patentirten Gasmotor.
†24084	Kapp & Wigger in Unna und G. Hövelmann in Barmen	Gaskraftmaschine.
†24088	Gasmotorenfabrik Mannheim in Mannheim	Zündvorrichtung für Gaskraftmaschinen.
†24492	P. F. Forest in Paris	Neuerung an Gaskraftmaschinen. 1. Zusatzpatent zu No. 21411.
†24550	J. Quick u. J. Quick in Westminster (Middlesex, England)	Neuerungen an Gasmotoren für Locomotivbetrieb.

No.	Inhaber.	Gegenstand.
†24556	Max Hecking in Dortmund . .	Neuerung an Gasmotoren mit 2 Kolben.
24583	F. Marti & J. Quaglio in Paris	Rotirende Gaskraftmaschine.
24623	Gasmotorenfabr. Deutz i. Deutz	Neuerung an Gaskraftmaschinen.
†24881	E. Boileau in Paris	Neuerungen an Gasmotoren. Abhängig vom Patent No. 532.
†24913	H. Williams in Southport (England)	Rotirender Gasmotor.
25237	C. Beissel in Köln - Ehrenfeld	Zündvorrichtung an Gasmotoren.
†25588	O. Mobbs in Northampton (England)	Kolben für Gasmaschinen.
†25693	M. V. Schiltz in Köln a. Rh.	Neuerungen an Gas- und Petroleumkraftmaschinen.
†25694	M. V. Schiltz in Köln a. Rh.	Gewinnung komprimierter Luft vom hinteren Kolbenraume eines Gas- oder Petroleummotors.
†25901	F. W. Turner in St. Albans (Herts, England)	Gaskraftmaschine. Abhängig vom Patent No. 532.
†25903	J. Warchalowsky in Wien . .	Neuerungen an der unter No. 532 patentirten Gaskraftmaschine. Abhängig vom Patent No. 532.
25936	M. V. Schiltz in Köln a. Rh.	Neuerungen an der unter No. 19228 pat. Gas- und Petroleumkraftmaschine. 1. Zusatzpatent zu No. 19228.
25947	S. Marcus in Wien, übertragen an F. Ikhr van Schuylenburch in s'Gravenshage	Magnetoelectrischer Zündapparat für Explosionsmotoren.
†26040	G. Adam in München	Neuerungen an Gasmotoren. Abhängig vom Patent No. 532. 1. Zusatzpatent zu No. 22827.
†26139	R. Skene in Lambeth (England)	Neuerungen an Gasmaschinen.
†26493	W. E. Hale in Chicago	Neuerungen an Gasmaschinen.
†26494	W. E. Hale in Chicago	Gasmaschine mit Hilfsdampfmaschine zum Anlassen der ersteren.
26621	M. V. Schiltz in Köln a. Rh.	Neuerungen an der unter No. 19228 geschützten Gas- und Petroleumkraftmaschine.
†26644	W. W. Tonkin in London . .	Zündvorrichtung an Gasmaschinen.
†26666	M. V. Schiltz in Köln a. Rh.	Gaspumpe zum Einsaugen und Komprimieren verschiedener Gase ohne Mischung derselben.
†26690	L. H. Philippi in Hamburg . .	Explosionsmotor.
26706	S. Marcus in Wien, übertragen an F. Ikhr van Schuylenburch in s'Gravenshage	Neuerung an Explosionsmotoren.

No.	Inhaber.	Gegenstand.
†26941	V. J. Laurent in Valdoie (Frankreich)	Neuerungen an Gasmaschinen.
†26943	B. W. Manghan & S. D. Waddy in London	Explosionsmotor.
†26965	N. de Kabath in Paris	Electrische Zündvorrichtung für Gasmaschinen.
†27008	J. Schweizer in Paris	Neuerungen an Gasmotoren.
†27011	J. R. Woodhead in Leeds.	Gasmotor. Abhängig vom Patent No. 532.
†27044	A. Boehm in Wien	Neuerungen an dem unter No. 532 patentirten Gasmotor. Abhängig vom Patent No. 532.
†27045	H. St. Maxim in Paris	Neuerungen an der unter No. 532 patentirten Gaskraftmaschine. Abhängig vom Patent No. 532.
†27053	G. N. Hopkins in Brooklyn (New York)	Neuerungen an Gasmotoren. Abhängig vom Patent No. 532.
27064	E. Körting & G. Lieckfeld in Hannover	Zündvorrichtung für Gasmotoren. 1. Zusatzpatent zu No. 19384.
†27119	A. Nadachowsky & C. v. Korytynski in Wien	Gasmotor.
27141	W. W. Tonkin in London	Neuerungen an Gasmotoren. Abhängig vom Patent No. 532.
†27212	W. E. Hale in Chicago	Neuerungen an Gasmotoren.
†27219	O. Conrad & G. Stoff in Berlin	Neuerungen an Gasmotoren. Abhängig vom Patent No. 532.
†27309	J. Spiel in Berlin	Zündapparat für Gaskraftmaschinen.
†27401	J. Watts in Bristol	Neuerungen an Gasmotoren. Abhängig vom Patent No. 532.
†27685	W. E. Hale in Chicago	Gasmotor mit 3 Kolben.
†27737	F. W. Rachholz in Dresden	Rotirender Hahn für Gasmotoren zum Ein- und Auslassen der Gase und zur Zündung befähigt.
28012	G. Adam in München	Zünd- und Regulirvorrichtung an Gasmotoren.
28022	G. Daimler in Cannstadt	Gasmotor.
28102	J. Spiel in Berlin	Misch- und Saugventil für Gasmotoren.
†28176	J. Graddow i. Forest Hill (Engl.)	Neuerung an Gasmotoren.
†28180	M. Hecking in Dortmund	Neuerung an Gasmotoren mit 2 Kolben. Zusatzpatent zu No. 24556.
28243	G. Daimler in Cannstadt	Neuerungen an Gasmotoren.
†28830	C. M. Sombart in Magdeburg-Friedrichstadt	Neuerungen am Bisschopschen Gasmotor.
†29135	R. Hascher & W. B. Müller in Netzschkau i. V. (Sachsen)	Pulverkraftmaschine.

No.	Inhaber.	Gegenstand.
†29138	F. W. Rachholz in Dresden .	Gasmotor, welcher sein Explosionsgemisch selbst bereitet.
†29438	C. M. Sombart in Magdeburg	Neuerungen an Gasmotoren. Abhängig vom Patent No. 532.
†29628	Emil Schrabetz in Wien . . .	Gasdruckregulator vor Gasmotoren
29811	C. H. Andrew von der Firma J. E. H. Andrew & Cie. in Stockport (England), übertragen an J. A. A. Andrew, H. H. Andrew in Sheffield und C. H. Andrew in Stockport	Neuerung an Gasmotoren. Abhängig vom Patent No. 532.
†29709	Bulls Power Company Limited in Liverpool	Gaskraftmaschine.
†29870	C. M. Sombart in Magdeburg	Neuerungen an Gasmotoren.
†29950	R. P. Park in South Melbourne (Victoria, Australien)	Rotirende Maschine bezw. Gasmotor.
30008	L. H. Nash in Brooklyn (New-York), übertragen an die National Meter Cie. in New-York	Neuerung an Gasmotoren.
†30201	J. Grevé in München	Ventilanordnung zur Verminderung der Kompression beim Anlassen von Gasmaschinen.
30213	J. Grevé in München	Mischkammer mit Regulator für Gasmaschinen.
†30268	J. H. Ladd in London	Gasmotor. Abhängig vom Patent No. 532.
30369	L. H. Nash in Brooklyn (New-York), übertragen an die National Meter Cie. in New-York	Neuerungen an Gasmotoren.
†30568	J. Peitzer in Charlottenburg .	Rückschlagventil für die Gaszuleitung von Gasmotoren.
30573	E. Etève & J. A. de Braam in Paris, übertragen an die Continental Etève Engine Cie., Limited, in London .	Petroleum-Motor.
†30575	E. Cobham in Stevenage . . .	Neuerung an Gasmotoren.
30576	J. Spiel in Berlin	Misch- und Saugventil für Gasmotoren.
30953	L. H. Nash in Brooklyn (New-York), übertragen an die National Meter Cie. in New-York	Gaskraftmaschine.
30956	W. E. Hale in Chicago	Neuerungen an Gasmotoren. Abhängig vom Patent No. 532.

No.	Inhaber.	Gegenstand.
31001	L. H. Nash in Brooklyn (New-York), übertragen an die National Meter Cie. in New-York	Dreicylindriger Gasmotor.
†31278	Buss, Sombart & Cie. in Magdeburg-Friedrichstadt	Electrische Zündvorrichtung für Gasmaschinen.
†31346	P. Niel in London	Gaskraftmaschine.
†31605	J. W. Rachholz in Dresden	Neuerung an dem unter No. 29138 patentirten Gasmotor, welcher sein Explosionsgemisch selbst bereitet.
†31606	J. Fleischer in Frankfurt a. M.	Gasdruckregulator für Gasmotoren.
†31634	J. Söhnlein i. Schierstein a. Rh.	Petroleumkraftmaschine.
†31686	W. E. Hale in Chicago	Neuerung an Gasmotoren. 1. Zusatz zu No. 30956.
31785	L. H. Nash in Brooklyn (New-York), übertragen an die National Meter Cie. in New-York	Neuerungen an Gasmaschinen.
†32209	A. Th. Markurth in Hamburg	Gasmotor.
†32263	G. M. Hopkin in Brooklyn (New York)	Gasmotor.
†32296	J. Hillenbrand in Mannheim	Gasdruckregulator für Gasmotoren.
†32332	C. Reithmann in München	Electrischer Zünder für Gasmotoren.
†32543	C. Reithmann in München	Schieber für Gaskraftmaschinen.
†32550	C. Reithmann in München	Apparat zur Erzeugung von Arbeitsgas für Gaskraftmaschinen.
†32711	W. W. Tonkin in London	Neuerung an Gaskraftmaschinen. 1. Zusatz zu No. 27141.
†33333	S. L. Wigand in Philadelphia	Gasmotoren mit dem durch Patent No. 532 geschützten Arbeitsverfahren.
33467	J. Grevé in München	Regulirvorrichtung für Gasmotoren. Zusatz zu No. 30213.
33675	M. V. Schiltz in Köln	Züandschieber für Gasmotoren.
33774	C. M. Sombart in Magdeburg	Neuerung an einem Gasmotor.
33915	E. Delamare-Deboutteville und J. P. Ch. Malandin in Fontaine-le-Bourg (Seine inférieure, Frankreich)	Neuerungen an der durch das Patent No. 532 geschützten Gaskraftmaschine.
†34246	P. Murray jun. in Newark (New-Jersey, V. S. A.)	Neuerungen an der durch das Patent No. 532 geschützten Gaskraftmaschine.
†34293	Berliner Maschinenbau-Actiengesellsch. vorm. L. Schwartzkopff in Berlin	Zündvorrichtung mit Glühkörper für Gasmaschinen, welche nach dem durch Pat. No. 532 geschützten Verfahren arbeiten.

No.	Inhaber.	Gegenstand.
34345	Moritz Hille in Dresden . . .	Regulirvorrichtung f. Gaskraftmaschinen.
†34527	H. Hartig in Brooklyn (New-York	Gaskraftmaschine.
†34793	G. Ascher & J. Buttress in Birmingham	Verfahren und Maschine zur Erzeugung von Triebkraft durch bei ihrer Vereinigung explodirende Körper.
†34800	G. Bray in Leeds	Einrichtung zur Regelung des Zuflusses von Gas zu dessen Verbrauchsorten und zur Verhinderung des Zuckens der Gasflammen.
34926	G. Daimler in Cannstadt . . .	Gas- bzw. Petroleum-Kraftmaschine.
†35471	M. Wolff & R. Pietzcker i. Berlin	Kraftmaschine, welche durch Explosion von Sprengöl getrieben wird.
35588	Gasmotorenfabr. Deutz i. Deutz	Mit Compressionsladung gespeiste Zündvorrichtung für Gaskraftmaschinen.
†35626	W. Schmidt in Braunschweig	Kraftmaschine, welche durch entzündete Explosionsgemische einerseits und Wasserdampf andererseits betrieben wird.
35640	J. Atkinson in London	Differential-Gasmaschine.
35794	J. Spiel in Berlin	Petroleum-Kraftmaschine.
35842	W. E. Hale in Chicago	Gaskraftmaschine.
†35858	C. Volkert in Nürnberg	Neuerung an schwingenden Gaskraftmaschinen.
†35914	P. v. Hertling in Berlin . . .	Neuerung an den durch Patent No. 19384 geschützten Zündvorrichtungen an Gasmotoren.
35915	J. Spiel in Berlin	Pumpvorrichtung für flüssigen Brennstoff.
35974	G. Adam in München	Neuerung an der durch Patent No. 28012 geschützten Regulirvorrichtung für Gasmaschinen. 1. Zusatz zum Patent No. 28012.
†35993	F. Brünler in Berlin, übertragen an die Berliner Maschinenbau-Gesellschaft vorm. Schwartzkopff in Berlin . .	Petroleumkraftmaschine, deren Zerstäuber im Kolben liegt.
36044	M. V. Schiltz in Köln	Neuerungen an Gas- bzw. Petroleummaschinen.
36054	G. Smyers in Brüssel	Neuerungen an Petroleum- und ähnlichen Motoren.
†36326	R. Simon in Nottingham (England).	Neuerung an Gasmotoren.
†36423	G. Daimler in Cannstadt . . .	Fahrzeug mit Gas- bzw. Petroleummaschine.

No.	Inhaber.	Gegenstand.
36584	M. Hille in Dresden	Regulirvorrichtung f. Gaskraftmaschinen.
36715	National Meter Cie. i. New York	Gasmotor.
36730	J. F. Weyde in Budapest und J. P. Brunovszky in Rouen	Explosions-Gaskraftmaschine.
36811	G. Daimler in Cannstadt . . .	Apparat zum Verdunsten von Petroleum für Petroleumkraftmaschinen.
†37164	O. Köhler in Köln	Explosionsmotor.
37386	H. Williams in Stockport (England)	Gasmotor.
37435	Benz & Cie. in Mannheim . .	Fahrzeug mit Gasmotorenbetrieb.
37448	W. E. Hale in Chicago	Gaskraftmaschine. Zusatz zu No. 35842.
37460	E. Körting & G. Lieckfeld in Hannover	Kraftregelung von Gaskraftmaschinen.
†37508	G. Willner in Königsberg i. Pr.	Zündvorrichtung für Gasmotoren.
†37514	Berliner Maschinenbau-Aktien- Gesellschaft vorm. Schwartz- kopff in Berlin	Zündvorrichtung für Gasmaschinen. Zu- satz zu No. 34293.
37548	U. R. Maerz in Berlin	Gasmotor.
†37549	Hees & Wilberg in Magdeburg	Einlassventil mit Regulirvorrichtung für Gasmotoren.
37550	E. Delamare-Deboutteville u. L. Ch. Malandin in Fontaine- le-Bourg (Frankreich) . . .	Apparat zum Verdampfen von Kohlen- wasserstoffen.
37626	A. Lobenhofer in Dresden . .	Kraftmaschine zum Betriebe mit Kohlen- wasserstoffen.
37775	National Meter Cie. i. New York	Steuervorrichtung für Gasmotoren.
37877	J. J. R. Humes in Camberwell (England)	Brennstoffvergasung für Gasmaschinen.
37926	C. M. Sombart in Magdeburg	Luftsauger für Gaskraftmaschinen. Zu- satz zu 33774.
37971	A. Perlien in Dresden	Schieber für Gas- und Petroleummotoren.
38121	M. V. Schiltz in Köln	Petroleummaschine.
38125	National Meter Cie. i. New York	Gasmotor.
38168	E. Körting & G. Lieckfeld in Hannover	Kraftregelung von Gaskraftmaschinen. Zusatz zu No. 37460.
†38474	P. M. Schiersand in Kappel- Chemnitz	Steuerungsschieber mit Regulir- u. Zünd- vorrichtung für Gasmaschinen.
38555	K. Leger in Eynach am Boden- see und R. Helg in Täger- weilen bei Konstanz	Steuerung mit Füllungsänderung an Rotationsgaskraftmaschinen.
38581	C. Reithmann in München . .	Gaserzeuger für Gaskraftmaschinen.
†38670	R. Hannan in Glasgow	Gaskraftmaschine.

No.	Inhaber.	Gegenstand.
†38693	C. Reithmann in München . .	Petroleumkraftmaschine.
†38704	H. Bernardi in Padua	Regulirung von Gaskraftmaschinen.
†38708	C. Schanze & P. Döring in Dresden	Zündkammer für Gaskraftmaschinen.
39083	J. Atkinson in London	Gasmaschine.
†39400	C. M. Sombart in Magdeburg	Zündvorrichtung für Gasmotoren.
39443	M. V. Schiltz in Köln	Neuerung an der unter No. 38121 pa- tentirten Petroleum-Kraftmaschinen- Einrichtung. 1. Zusatz zum Patent No. 38121.
39568	A. Rollason in London	Gaskraftmaschine.
†39700	J. Warchalowski in Wien . .	Neuerung an Gasmotoren.
†39775	C. M. Sombart in Magdeburg	Misch- und Abschlussventil für Gaskraft- maschinen.
†39933	Hees & Wilberg in Magdeburg	Zündvorrichtung für Gasmotoren.
†40017	H. Ebbs in Bremen	Zündvorrichtung für Gasmaschinen.
40335	U. R. Maerz in Berlin, über- tragen an die Gasmotoren- fabrik Deutz in Deutz . . .	Mit Compressionsladung gespeiste Zünd- vorrichtung für Gaskraftmaschinen.
†40503	C. M. Sombart in Magdeburg	Mischventil für Gaskraftmaschinen. Zu- satz zu No. 39775.
†40645	C. M. Sombart in Magdeburg	Zündvorrichtung für Gaskraftmaschinen.
†40654	J. Fielding in Atlas Works (Gloucester, England)	Neuerungen an Gasmaschinen mit zwei Arbeitskolben.
40806	Karl Pieper in Berlin	Vorrichtung zur Steuerung der Ein- und Auslassventile von Gasmotoren.
40995	L. Funck in Köln a. Rh.	Neuerungen an den durch Patent 19384 geschützten Zündvorrichtungen an Gasmotoren.
41225	J. J. R. Humes in Camberwell (Surrey, England)	Neuerung an Kraftmaschinen.
†41246	C. T. Wordsworth & J. Wol- stenholme in Radcliffe (Lan- cashire, England)	Neuerung an Gas- u. Petroleum-Kraft- maschinen.
†41295	H. Ebbs in Magdeburg	Neuerung an Gaskraftmaschinen.
41414	B. Lutzky in München	Mischventil für Gasmaschinen.
41419	F. Windham in London	Gaserzeuger für Gasmaschinen.
41483	J. Faber in Elberfeld	Gasmotor.
41533	Dresdener Gasmotorenfabrik, Moritz Hille, Dresden	Gehäuse an Gasmaschinen mit Vorrich- tung zum Einsaugen, Mischen und Zünden des Gemisches und zum Aus- puff der Gase.

Schöttler, Gasmaschine.

No.	Inhaber.	Gegenstand.
41639	W. Bernhardt in Gaudenzdorf bei Wien	Regulirungsvorrichtung f. Gasmaschinen.
41827	H. Dawson in Salcombe (Devon, England)	Doppelt wirkender Gasmotor.
41856	T. Heese in Berlin	Zündvorrichtung für Gasmaschinen.
41976	F. Wrede in Bielefeld	Neuerungen an Zünd- und Regulirvorrichtungen an Gaskraftmaschinen.
42067	R. Skene in London	Gaskraftmaschine mit freibeweglichem Hilfskolben.
†42202	P. Murray j. in Newark (New Jersey, V. S. A.)	Neuerung an Gaskraftmaschinen.
†42289	B. Lutzky in München	Zündvorrichtungen für Gasmotoren.
42290	B. Lutzky in München	Gaserzeuger f. Petroleumgasmaschinen.
42292	G. A. List & V. List in Moskau	Petroleum-Motor.
42414	Hees & Wilberg in Magdeburg	Gas- und Luftventil für Gasmotoren.
42530	C. G. Schanze in Riesa a. E., übertragen an C. H. G. Busse & R. C. P. Ziesche in Dresden	Schieber für Gasmotoren.
42600	C. Pieper in Berlin	Vorrichtung zur Steuerung und Regulirung von Gaskraftmaschinen.
†42752	E. Hahn in Frankfurt a. M.	Gaserzeugungsapparat.
42823	E. Hahn in Frankfurt a. M.	Neuerungen an Gasmotoren.
42829	J. Atkinson in London	Neuerung an der durch Patent No. 35640 geschützten Gasmaschine, Zusatz zu No. 35640.
†42873	H. Goebel in Parchim (Mecklenburg)	Apparat zur Gaserzeugung aus Petroleum zum Betriebe von Gasmotoren.
42880	B. Lutzky in München	Durch den Arbeitskolben bethätigte Zündvorrichtung für Gasmotoren.
†42948	F. Wilhelm in Herford a. Rh.	Mischventil für einen combinirten Gas- und Petroleummotor.
42996	E. Schrabetz in Wien	Ventilanordnung für die Gummibeutel von Gasmotoren.
43059	E. Stevens in Brüssel	Gasmotor für Strassenfahrzeuge.
43162	J. B. Ulrich in Leipzig	Doppeltwirkender Drehschieber zur Einsaugung und Zündung der Ladung für Gasmaschinen.
43185	T. Heese in Berlin	Neuerung in der Speisung v. Gasmotoren.
†43194	P. M. Schiersand in Kappel-Chemnitz	Verfahren zur Ladung von Gasmotoren.
43273	W. D. Priestmann & S. Priestmann in Holderness Foundry, Hull, England	Zerstäuber für flüssigen Brennstoff.
†43330	F. N. Sautenard in Puteaux, Seine, Frankreich	Gasmotor.
43361	M. Hotop in Saarbrücken	Kraftmaschine.

No.	Inhaber.	Gegenstand.
†43446	B. Lutzky in München	Elektrische Zündvorrichtung für Gasmaschinen.
†43452	A. Desgoffe & L. di Giorgio in Odessa	Kraftmaschine für Gas, Wasser und Dampf als im festen Gehäuse mit Muttergewinde gedrehte Schraube mit entgegengesetzter Gewinderichtung.
43554	G. Daimler in Cannstadt . . .	Verfahren und Vorrichtung zur Ausnutzung der Auspuffgase von Gasmaschinen zur Förderung von Flüssigkeiten.
43618	Société des Tissages et Atelier de Construction Diederichs in Paris	Zündvorrichtung für Gaskraftmaschinen.
43630	Th. Heese in Berlin	Zündvorrichtung für Gaskraftmaschinen. Zusatz zu No. 41856.
43638	Benz & Cie., Rheinische Gasmotorenfabrik in Mannheim	Neuerung an Petroleumkraftmaschinen.
43707	F. J. Dresch in Chemnitz . . .	Hahnsteuerung für Gaskraftmaschinen.
43726	E. Hammesfahr, Solingen-Foche	Kraftmaschine.
43788	O. Mc. Ghee & P. Burnt in Glasgow	Neuerung an Gasmaschinen mit zwei Arbeitskolben.
43800	B. Lutzky in München	Neuerung an Gasmaschinen mit Differentialkolben.
43801	E. Goldammer in Berlin . . .	Anordnung zweier gleichzeitig bewegter Auslassventile an Petroleum- oder Gaskraftmaschinen.
43868	J. Piegler junior & J. S. Schuster in Wien	Offene Kammer am Luftzuleitungsrohre bei Gaskraftmaschinen für Ein- oder Austritt eines Theiles des angesaugten Gasgemisches.
44075	O. Blessing in Reudnitz bei Leipzig	Umsteuerung für Lokomotiven mit Gas- oder Petroleumbetrieb.
44135	J. Piegler junior & J. S. Schuster in Wien	Steuerung für Gaskraftmaschinen.
44259	G. Schalk in Magdeburg-Neustadt	Zündventil für Gaskraftmaschinen.
44261	O. Blessing in Reudnitz bei Leipzig	Umsteuerung für Locomotiven mit Gas- oder Petroleumbetrieb.
†44273	E. Quack in Köln a. Rh. . . .	Kolbenbewegung bei Gas- u. Petroleummotoren.
44409	A. Monski in Eilenburg	Regulierungsvorrichtung für Gaskraftmaschinen.

No.	Inhaber.	Gegenstand.
44410	S. Griffin in Kingston Iron works (Bath, England) . . .	Gasmotor mit regulirbarer Compression und Expansion.
44420	J. Warchalowsky in Wien . .	Neuerung in der Ladung von Gasmotoren.
44522	C. Weber-Landolt in Menziken, Schweiz	Mischventil für Luft und Kohlenwasserstoff als Saugventil für Gasmaschinen.
44526	G. Daimler in Cannstadt . . .	Verfahren und Vorrichtung zur weiteren Ausnutzung eines Theiles der Arbeitsgase von Gasmotoren.
44555	M. V. Schiltz in Köln a. Rh. .	Ventilanordnung zur Vorwärmung des Zündgemenges bei Petroleumkraftmaschinen.
44572	Ch. Ridsalgh & Ch. J. Fairman in Sunderland (England) . .	Neuerung an Gasmaschinen.
44577	A. Feldtkeller in Kleinfelde, Kr. Thorn	Zündvorrichtung für Gasmaschinen.
†44583	Dürkopp & Cie. in Bielefeld	Auslassventil für Gasmotoren.
44589	M. Heck in Mühlheim a. Rh., übertragen an R. Herrmann in Stötteritz bei Leipzig . .	Zündvorrichtung für Gasmaschinen.
44633	W. Schmidt in Kalk bei Deutz, übertr. an die Gasmotorenfabrik Deutz in Deutz . . .	Ventilanordnung an Gaskraftmaschinen.
44703	Th. A. Charter, Galt & G. St. Tracy in Sterling (Ill., V.S.A.)	Ladevorrichtung für Gasmotoren mit Betrieb durch flüssige Kohlenwasserstoffe.
45019	G. Ragot in Forest (Belgien) .	Neuerung an Petroleumkraftmaschinen.
†45081	De la Hault in Brüssel	Gasmotor mit schwingendem Cylinder für Strassenfahrzeuge.
45085	C. Hasemann in Berlin	Neuerung an Gasmotoren.
45096	O. Blessing in Reudnitz bei Leipzig	Vorrichtungen zum Anhalten und Reguliren von Locomotiven mit Gas- oder Petroleumbetrieb.
45101	H. Wadzeck in Berlin	Gaserzeuger für Gasmaschinen.
45129	E. Capitaine in Berlin	Einrichtung an Oelmotoren zur selbstthätigen Kühlung d. Explosionsraumes bei stattfindender Drucksteigerung.
†45150	A. Beyer in Chemnitz	Vertheilungsvorrichtung f. Gasmotoren.
45177	J. B. Ullrichs in Leipzig	Schieber für ein- und zweicylindrige Gasmaschinen.
45296	H. Vieweger in Mittweida . .	Rotirender Gasmotor.
45299	G. Wald & E. Rigal in Paris	Neuerung an Gaslocomotiven mit Gasentwickler.
45309	L. Kühne in Dresden	Durch den Gaspumpenkolben bethätigte Ventilsteuerung für Gasmotoren.

No.	Inhaber.	Gegenstand.
45340	Th. Heese in Berlin	Neuerungen an Rohrzündern für Gas- und Petroleummaschinen.
45449	M. Heyde in Berlin	Neuerung an Gasmotoren.
45568	E. Hahn in Frankfurt a. M.	Schieber für Gaskraftmaschinen.
45581	P. T. Ravel & E. Breittmayer in Paris	Neuerung an Gasmotoren.
45601	Ch. E. Hearson in London	Verfahren und Apparat zur Herstellung einer Mischung von Dämpfen, flüchtiger Kohlenwasserstoffe und Luft.
45705	P. Niel in Gravigny près Evreux, Eure (Frankreich) und J. M. Bennett in Glasgow (Schottl.)	Neuerung an Gasmotoren.
45707	O. Blessing in Reudnitz bei Leipzig	Vorrichtung zum Andrehen des Motors an Gas-, bzw. Petroleumlocomotiven.
46036	N. Pirrie in Belfast	Neuerung an Viertakt-Gasmotoren.
46037	E. Delamare-Deboutteville u. L. Ch. Malandin in Fontaine-le-Bourg (Frankreich)	Vorrichtung zum Ingangsetzen von Gasmotoren.
46128	C. Ritter von Korytynski in Budapest	Neuerung an Motoren, welche durch Verbrennung von brennbaren Dämpfen oder Gasen Betriebskraft erzeugen.
46187	O. Blessing in Reudnitz bei Leipzig	Neuerung an Umsteuerungsvorrichtungen für Gas- und Petroleumlokomotiven.
46263	A. Spiel in Berlin	Regulirvorrichtung für Petroleumkraftmaschinen.
46351	Hees & Wilberg in Magdeburg	Züandschieber für Gasmotoren.
46390	H. C. Bull & Cie. in London	Gas- und Dampfmotor.
46399	W. Oliver & R. Harrison in Sunderland, Durham (Engl.)	Neuerungen an Wagen, welche durch Kraftmaschinen getrieben werden.
46402	R. Westphal in Berlin, übertr. an H. Pauksch in Landsberg a. d. W.	Einlass- und Mischventil an Gaskraftmaschinen.
46436	Hees & Wilberg in Magdeburg	Steuerungsmechanismus an Gasmaschinen.
46581	J. Fr. Hey in Strassburg i. E.	Neuerung an Gasmaschinen.
46670	O. Engel in Berlin	Steuerung des Einlassventiles an Petroleummotoren.
46674	F. Wrede in Bielefeld	Neuerung an Zündvorrichtungen für Gaskraftmaschinen. Zusatz zu No. 41976.
46703	A. Spiel in Berlin	Neuerung an Petroleummotoren.
46714	E. Capitaine in Berlin	Einrichtungen an Gasmotoren zur selbstthätigen Kühlung des Verbrennungsraumes.

No.	Inhaber.	Gegenstand.
47189	v. Oechelhäuser in Dessau . .	Arbeitsverfahren für Gasmaschinen.
47256	O. Blessing in Reudnitz bei Leipzig	Schalldämpfer für die Auspuffgase von Gasmaschinen.
47263	Sächs. Stickmaschinenfabrik in Kappel bei Chemnitz	Steuerung für Gasmaschinen.
47313	A. Osenbrück in Hemelingen bei Bremen	Verfahren und Apparat zur Gewinnung von Kraft aus hochgespannten Dämpfen flüchtiger Körper.
47499	C. v. Lüde in Berlin	Einrichtung zur Regelung des Petroleumzufflusses bei Petroleumkraftmaschinen.
47591	C. Wigand in Hannover	Regulirung von Gasmaschinen durch die Auspuffgase.
47754	O. Blessing in Reudnitz bei Leipzig	Vorrichtung zum Andrehen des Motors an Gas- und Petroleummotoren.
47783	R. Grohmann in Breslau	Zündschieber mit rollender Bewegung.
47914	H. Uebel in Berlin	Rotirende Gas-, bzw. Petroleumkraftmaschine.
47923	Dürkopp & Cie. in Bielefeld .	Einrichtung zum selbstthätigen Gasabschluss bei Gasmaschinen.
48141	J. Weber in Neuötting a. Inn	Gasmaschine mit zwei Kolben.
48162	E. Capitaine in Berlin	Einrichtung an Gasmotoren zur selbstthätigen Kühlung des Verbrennungsraumes. Zusatz zu No. 46714.
48302	E. Capitaine in Berlin	Strassenbahnwagen mit Gasmotorenbetrieb.

**Zusammenstellung
von Schriften und Aufsätzen, welche die Gasmachine
betreffen ¹⁾.**

- Tredgold**, On the theory and force of Browns gas engine. Edinb. ph. j. 1825, 12, 368.
- Moigno**, Ueber die Lenoirsche Gasmachine, deren industrielle Anwendung und Theorie Hirns, nebst Hirns Versuchen. Cosmos 1860, 610; Dingler 159, 1, 243; Ctrbl. 1861, 254, 450.
- Gérondeau**, Des machines à gaz, Rev. univ. des mines 1860, 463.
- Lipowitz**, Lenoirs und Ericsons Bewegungsmaschinen, Leipzig 1861, Weber.
- Boëtius**, Die Ericsonsche kalorische Maschine und Lenoirs Gasmachine, Hamburg 1861, Meissner.
- Grashof**, Angenäherte Theorie der Lenoirschen Gasmachine. Z. d. V. d. I. 1861, 130.
- Gust. Schmidt**, Theorie der Lenoirschen Gasmachine. Z. d. öst. Arch. u. Ing. V. 1861, 85, 220; Z. d. V. d. I. 1861, 217.
- Tresca**, Procès verbal des expériences faites sur les moteurs à gaz de M. Lenoir. Ann. du cons. 1, 849; Bull. d'enc. 1861, 577; Ann. des mines V, 19, 433; Dingler 163, 161, Z. d. V. d. I. 1862, 407.
- Eyth**, Der Lenoirsche Gasmotor. Civiling. 1861, 214; Ctrbl. 1861, 1233; Dingler 162, 84; Z. d. V. d. I. 1861, 304.
- Tresca**, Sur l'invention et l'avenir des machines à gaz combustibles, Ann. du cons. 2, 121.
- Beau de Rochas**, Nouvelles recherches sur les conditions pratiques de la plus grande utilisation de la chaleur et en général de la force motrice. Paris 1862.
- Pius Fink**, Ueber die Anwendbarkeit der kalorischen und Gasmachines. Z. d. österr. Arch. u. Ing. V. 1863, 231; Z. d. V. d. I. 1864, 566.
- Auscher**, Ueber die Lenoirsche Gasmachine, Portef. éc. 1863, 172, 191.
- Le Bleu**, Ueber Lenoirs Motor, Bull. de Mulh. 1865, 289; Dingler 178, 322, 180, 23.
- Rankine**, Theory of explosive gas engines Eng. 1866, 24, 141. 393.
- Delabar**, Notizen über Gas- und Heissluftmaschinen. Dingler 183, 106.
- Tresca**, Versuche mit der Gasmachine von Hugon, Ann. du cons. 7, 68; Dingler 187, 1.
- Tresca**, Procès verbal des expériences faites à l'exposition de 1867 sur une machine à gaz de MM. Otto et Langen de Cologne. Ann. du cons. 7, 629; Dingler 188, 12; Génie ind. 36, 177.
- Reuleaux**, Die atmosphärische Gasmachine von Otto und Langen. Verhandl. f. Gewerbfl. 1867, 198.
- Rühlmann**, Ueber Gaskraftmaschinen. Mitth. d. Hann. Gewerbever. 1867, 218.

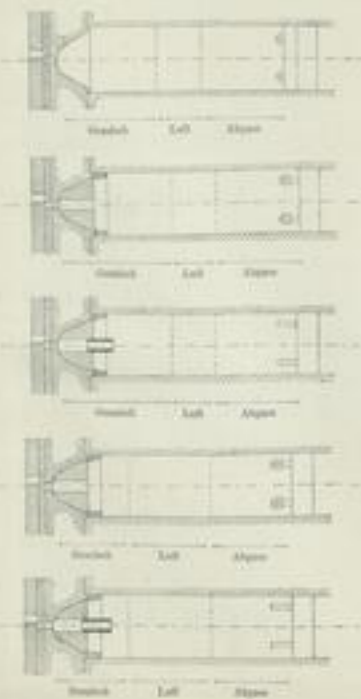
1) Die Zusammenstellung ist nicht vollständig, sondern enthält nur wichtigere Aufsätze, insbesondere sind alle Einzelbeschreibungen weggelassen. Wegen dieser sehe man die Anmerkungen im beschreibenden Theile dieser Schrift, sowie Dinglers polytechnisches Journal nach.

- Ziembinski**, Zur Theorie der Gasmaschinen. *Civiling.* 1868, 147.
- Langen**, Ueber die von ihm u. Otto erfundene Gasmaschine. *Z. d. V. d. I.* 1868, 474.
- Czermak**, Ueber Gasmaschinen als Motoren für das Kleingewerbe. *Bayr. Kunst- u. Gewerbebl.* 1868, 294.
- Radinger**, Die Motoren, Oesterreichischer Bericht über die Wiener Weltausstellung, Gruppe XIII, Section 1, Wien 1874, Hof- u. Staatsdruckerei.
- Meidinger**, Die atmosphärische Gaskraftmaschine. *Badische Gewerbezeitung* 1868, Beilage 38; *Verhandl. f. Gewerbfl.* 1868, 137.
- Delabar**, Mittheilungen über die neuesten Fortschritte bezüglich Dampf-, Gas- und Heissluftmaschinen. *Dingler* 194, 276.
- Tresca**, Note sur la machine à gaz de MM. Otto et Langen et procès verbal des expériences faites sur une machine de ce système. *Bull. d'enc.* 1874, 167.
- Teichmann**, Kraftmessungen an atmosphärischen Gasmaschinen. *Dingler* 220, 116.
- Müller-Melchior**, Die Gaskraftmaschine von Otto u. Langen auf der Ausstellung in Philadelphia. *Dingler* 223, 557.
- Wacker**, Ueber die liegende Otto-Langensche Gaskraftmaschine. *J. f. Gasbeleuchtung u. Wasserversorgung* 1877, 474.
- Musil**, Die Motoren für das Kleingewerbe. Braunschweig 1878, Vieweg.
- Hell**, Die wichtigsten Klein-Kraftmaschinen. Braunschweig 1878, Bruhn.
- Armengaud**, Etudes sur les perfectionnements apportés récemment aux moteurs à gaz. *Mém. séances ing. civ.* 1878, 113; *Rev. ind.* 1878, 383.
- Dwelshausen-Dery**, Revue des machines thermiques motrices exposées à Paris en 1878. *Rev. univ.* 1878, 281.
- Musil**, Die Motoren für das Kleingewerbe. Wien 1879. Faesy u. Frick (Bericht über die Weltausstellung in Paris 1878, Heft 5).
- Hagemann**, Ueber die Anwendung des Generatorgases für Explosionsmaschinen, *Dingler* 227, 417.
- Slaby**, Der geräuschlose Ottosche Gasmotor. *Verhandl. f. Gewerbfl.* 1878, Sitzungsber. 46.
- Slaby**, Die Kleinmotoren auf der Pariser Weltausstellung. *Dingler* 230, 269, 373.
- Musil**, Die Motoren für das Kleingewerbe. 2. Aufl. Braunschweig 1883, Vieweg.
- Armengaud**, Etude générale sur les moteurs à gaz. *Portef. éc.* 1879, 24, 36.
- Slaby**, Neuere Gasmaschinen. *Verhandl. f. Gewerbfl.* 1879, Sitzungsber. 38.
- Trostorff**, Ueber neuere Gasmaschinen. *Wochenschr. d. V. d. I.* 1879, 426.
- Brauer und Slaby**, Versuche über Leistung und Brennmaterialverbrauch von Kleinmotoren. Berlin 1879, Springer.
- Armengaud**, Les moteurs à gaz à l'exposition de 1878. *Bull. d'enc.* 1880, 531.
- Weyrauch**, Zur Beurtheilung des Diagrammes von Luft- und Gasmaschinen *Z. d. V. d. I.* 1880, 185.
- Slaby**, Die Kleinmotorenfrage und ihr augenblicklicher Standpunkt. *Z. d. V. d. I.* 1880, 497.
- Slaby**, Patentprocess wegen des Ottoschen Gasmotors. *Verhandl. für Gewerbfl.* 1881, Sitzungsber. 201.
- Sinigaglia**, Etude d'une machine Otto. *Rev. univ.* 1881, 348. *Nostrands Mag.* 1881, 384.
- Bork**, Die Kraftmaschinen für das Kleingewerbe. Berlin 1880, Polytechn. Buchh.
- Hosemann**, Ueber Kleinmotoren. Berlin 1881, Polytechn. Buchhandlung.
- Clerk**, On the theory of the gas engine. *Proc. of civ. eng.* 1881/82, 69, No. 1855.
- Untersuchungen von Gaskraftmaschinen. *Bad. Gewerbezeitung* 1882, 268, 274, 285.

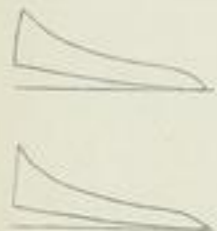
- Schöttler**, Die Gasmaschine. Braunschweig und Leipzig 1882, Göritz u. zu Putlitz.
- Schöttler**, Neuere Gasmaschinen. Z. d. V. d. I. 1882, 492; 1883, 485.
- Schöttler**, Der Patentprocess Otto contra Lindford. Z. d. V. d. I. 1882, 557.
- Dowson**, Cheap gas for motive power. Proc. of civ. eng. 1882/1883, 73, 311.
- Mallard und Le Chatelier**, Recherches expérimentales sur la combustion des mélanges gazeux explosifs. Ann. des mines 1883, Mém. 4, 274.
- Witz**, Etudes sur les moteurs à gaz tonnant. Ann. de chim. et phys. 1883, X. 30, 289. Sonderabdruck Paris 1884, E. Bernard & Cie.
- Slaby**, Ueber Gasmotoren. Journ. für Gas 1883, 549; Dingler 250, 333.
- Wigand**, Zur freien Konkurrenz im Gasmotorenbaue. Berlin 1883, Seydel.
- Brooks und Steward**, Some experiments upon the Otto gas engine. Nostrands Mag. 30, 89; Rev. ind. 1884, 73. Sonderabzug Hoboken 1883, Stevens institute of technology.
- Wigand**, Die Gasmaschinen von Beau de Rochas und Reithmann. Z. d. V. d. I. 1884, 45.
- Ayrton und Perry**, The gas engine indicator diagram. Philos. mag. V. 18, 59.
- Schöttler**, Die Abänderung der Ansprüche de Patentes No. 235 der Gasmotorenfabrik Deutz. Z. d. V. d. I. 1884, 42.
- Hartig**, Die Certificate der Ausstellung für Handwerkstechnik in Dresden 1884, Civiling. 1884, 567, Z. d. V. d. I. 1885, 474.
- Die Prüfungsergebnisse auf der Wiener Ausstellung für das Kleingewerbe bzw. auf der Dresdener Ausstellung für Handwerkstechnik. Dingler 255, 393; Z. d. V. d. I. 1885, 474.
- Macgregor**, Gas engines. London 1885, Symons & Cie.
- Fink**, Theorie der Gasmaschinen. Festschrift zur Einweihung der technischen Hochschule Berlin.
- Jenkin**, On gas and caloric engines. Published by the inst. of civ. eng. London 1885.
- Richard**, Les moteurs à gaz, Paris 1885, Dunod.
- Schröter**, Ueber den gegenwärtigen Stand der theoretischen Behandlung der Gasmaschine. J. f. Gas 1885, 213.
- Schöttler**, Die Entscheidungen des Reichsgerichtes wegen der Patente 532, 2735 und 14254. Z. d. V. d. I. 1885, 262.
- Clerk**, On the explosion of homogenous gaseous mixtures. Proc. of civ. eng. 1885/86, 85, No. 2075.
- Witz**, Traité theorique et pratique des moteurs à gaz, Paris 1886, E. Bernard & Cie.
- Clerk**, The gas engine. London 1886. Longmans, Green u. Cie.
- Fliegner**, Versuche mit Gasmaschinen. Schweiz. Bauztg. 1886, 47, 59, 65, 71.
- Gollner**, Ueber die dynamischen und ökonomischen Verhältnisse des Ottoschen geräuschlosen Gasmotors. Techn. Bl. 1886, 10.
- Köhler**, Theorie der Gasmotoren. Masch. Constr. 1886, 409, 433, 448, 464. Sonderabzug Leipzig 1887, Baumgärtner.
- Schöttler**, Die Verbrennung in der Gasmaschine. Z. d. V. d. I. 1886, 209, 234, 324.
- Slaby**, Zur Theorie der Verbrennung in der Gasmaschine. Z. d. V. d. I. 1886, 325, 395, 463, 531, 552.
- Witz**, Der Einfluss der Wandungen in den Gasmotoren. Z. d. V. d. I. 1886, 690.
- Slaby**, Der Einfluss der Wandungen in den Gasmotoren. Z. d. V. d. I. 1886, 691.
- E. Körting**, Die Verbrennung in der Gasmaschine. Z. d. V. d. I. 1886, 737.

- E. Körting**, Zur Beurtheilung des Diagrammes der Gasmaschine. Z. d. V. d. I. 1886, 875.
- Joh. Körting**, Die Frage der freien Concurrenz im Gasmotorenbau. Berlin 1886, Schade. Beilage zur Z. d. V. d. I. 1886.
- Langen**, Das deutsche Patentgesetz in der Praxis. Köln 1886, Du Mont-Schauberg. Beilage zum Jahrgange 1886 d. Z. d. V. d. I.
- E. Körting**, Erwiderung auf Langens Vortrag. Hannover 1886, Weichelt. Beilage zum Jahrgange 1886 d. Z. d. V. d. I.
- Clerk**, The specific heats of gases at high temperatures. Journ. of the soc. of chem. ind. 1886, No. 1. Sonderabzug Manchester 1886, Emmott u. Cie.
- Witz**, Réponse à quelques objections contre l'action du paroi dans les moteurs à gaz. Bull. de la soc. ind. du nord de la France. Sonderabzug Lille 1886, Danel.
- Unwin**, Report upon Atkinsons patent cycle gas engine. Eng. 63, 361; Engng. 43, 433. Sonderabzug London 1887, Waterloo and sons.
- Schwartz**, Die Gasmaschine. Leipzig 1887, Quandt u. Händel (Bearbeitung von Clerk, The gas engine).
- Brauer**, Versuche mit neun Ottoschen Gasmotoren. Z. d. V. d. I. 1887, 206.
- Knoke**, Ueber Benzingasmotoren. Z. d. V. d. I. 1887, 259.
- Teichmann**, Ueber Gaskraftmaschinen. Z. d. V. d. I. 1887, 271, 380.
- Knoke**, Die Kraftmaschinen des Kleingewerbes. Berlin 1887, Springer.
- Zeuner**, Technische Thermodynamik. Bd. 1. Leipzig 1887, Felix.
- Schöttler**, Neuere Gasmaschinen. Z. d. V. d. I. 1887, 906, 921, 947.
- E. Körting**, Zum Diagramme der Gasmaschine. Z. d. V. d. I. 1887, 995, 1165.
- Böcking**, Dowsongas und seine Verwendung zum Betriebe von Gasmaschinen. Z. d. V. d. I. 1887, 1007, 1009, 1149.
- E. Körting**, Zum Diagramm der Gasmaschine. Z. d. V. d. I. 1888, 261.
- Schöttler**, Die Kraftmaschinen auf der Münchener Kleingewerbeausstellung. Z. d. V. d. I. 1888, 1095, 1117.
- Kennedy**, The Beck gas engine. Eng. 65, 358; Engng. 45, 433, 468.
- Kennedy**, The Griffin gas engine. Eng. 65, 403, 430; Engng. 45, 361, 555.
- Kennedy**, Trials of motors for electric lightning. Journ. of the soc. of arts 1889, 213; Eng. 1889, 67, 162; Engng. 1889, 47, 175.
- Ebbs**, Die Verbrennung in der Gasmaschine. Z. d. V. d. I. 1889, 237.
- Schröter**, Die Motoren der Kraft- und Arbeitsmaschinenausstellung in München. Bayr. Ind. u. Gewbl. 1889, No. 13. Sonderabzug München 1889; Literar.-artist. Anstalt.

183



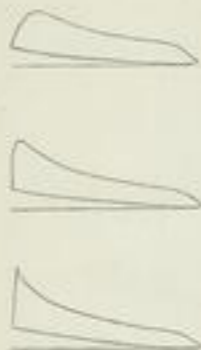
1:10



1:10



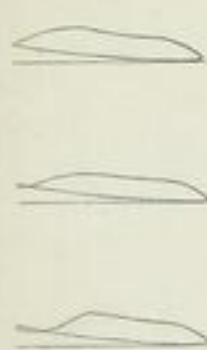
1:10



1:12



1:20



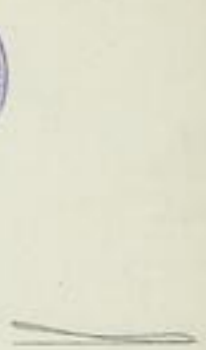
1:20



1:30



1:25



Aus der linken vertikalen Reihe ist die Einwirkung des Oxygens ersichtlich. Der Verdichtungsraum ist mittels des am Kolben befestigten Ventils stets derselbe gehalten, das Volumenverhältnis zwischen dem in der Maschine verbleibenden Abgas, der neu eingesaugten Luft und des mittels eingesaugten Sauerstoffs ist zwischen überall angegeben. Das über den vertikalen Diagrammen angegebene Verhältnis Gas:Luft ist das absolute, d. h. nur das Gas ist gemessen, die Luft aber ist aus dem Kolbenraum berechnet.





SLUB

Wir führen Wissen.



TECHNISCHE UNIVERSITÄT
CHEMNITZ

