

Beitschrift

LIBRARY
UNIVERSITY OF
CALIFORNIA

des

Vereines deutscher Ingenieure.

1871.

Band XV. Heft 2.

Februarheft.

Abhandlungen.

Theorie der Lehmann'schen calorischen Maschine.

Von Gustav Schmidt, Professor des Maschinenbaues am deutschen polytechnischen Landesinstitute in Prag.

(Siehe Tafel III.)

(Schluß von Seite 1.)

Durch eine Reihe von Rechnungsversuchen ergab sich für das Vollgangdiagramm Nr. 16*) bei der größten Tourenzahl 96 pro Minute, wobei die Maschine $\frac{1}{2}$ Pferdestärken lieferte, der Hülfswinkel $\alpha = 46^\circ$, und für das normalmäßige Leergangdiagramm Nr. 26 und 27 bei 80 Touren $\alpha = 21^\circ$.

Werden mit diesen Werthen von α zuerst aus Gl. (23) m und dann aus Gl. (22), (21) und (10) ρ , A und a berechnet, ferner unter Beachtung der Beobachtungsdaten der best passende Werth von c ermittelt, endlich nach Gl. (17) p_a berechnet, so erhält man:

1) für das Vollgangdiagramm

- $m = 2,4817 \lambda,$
- $\rho = 0,019714 \lambda,$
- $A = 0,059449 \lambda,$
- $a = 3,0156,$
- $c = 56$ } bezogen auf die Spannung in Zoll-
- $p_a = 7,560$ } pfund pro Quadrat Zoll preussisch;

2) für das Leergangdiagramm

- $m = 1,8784 \lambda,$
- $\rho = 0,010459 \lambda,$
- $A = 0,040809 \lambda,$
- $a = 3,9020,$
- $c = 70,5$ } wie oben.
- $p_a = 2,742$ }

Beachtet man, daß für den unteren Theil der calorischen Linie $\omega > 180^\circ$ ist, und zwar unterhalb des Punktes, welchem ω entspricht, jener liegt, welchem $360^\circ - \omega$ entspricht, so erhält man wegen

*) Sämmtliche Diagramme wurden von Hrn. Ingenieur W. Eckert, jezigem Director der Wagen- und Maschinenfabrik von Weiger & Co. in Prag, am 17. November 1869 in der Ringhoffer'schen Waggon- und Maschinenfabrik in Smichow bei Prag abgenommen.

XV.

$$\cos(360 - \omega - \alpha) = \cos(\omega + \alpha)$$

folgende Formeln der calorischen Linie, in welcher ω nur bis 180° gezählt wird, und das obere Zeichen für den oberen, das untere für den unteren Theil der calorischen Linie bei gleichem Kolbenstande gilt:

1) für das Vollgangdiagramm Nr. 16

$$p = \frac{56}{3,0156 - \cos(\omega = 46^\circ)} \text{ Zollpfd. pro Quadrat Zoll preuß. ;}$$

2) für das Leergangdiagramm Nr. 26 und 27

$$p = \frac{70,5}{3,9020 - \cos(\omega = 21^\circ)} \text{ Zollpfd. pro Quadrat Zoll preuß.}$$

Der zum Kolbenweg s gehörige Kurbelwinkel ω wurde unter Außerachtlassung des Einflusses der Schubstangenlänge aus

$$\cos \omega = \frac{r-s}{r} \dots \dots \dots (24)$$

berechnet. Behufs des Vergleiches wurden in dem Diagramm alle Ordinaten von $\frac{1}{30}$ zu $\frac{1}{30}$ Kolbenweg, und außerdem die beiden je halb in Rechnung zu ziehenden Ordinaten bei $\frac{1}{60}$ und $\frac{23}{30}$ des Kolbenweges gemessen, wobei bemerkt wird, daß der Maßstab der Diagramme für Spannungen über die atmosphärische 1 Zollpfd. = $1^{mm},52$, und für die Spannungen unter der atmosphärischen 1 Zollpfd. = $1^{mm},29$ betrug, daher die Unsicherheit der Ableseung 0,1 bis 0,2 Pfd. betragen mag.

Nachdem 1 Zollpfd. pro Quadrat Zoll preussisch gleich ist mit 730,9 Kilogramm pro Quadratmeter, so ist nach Formel (18) die absolute oder indicirte Pferdestärke:

$$N_s = \frac{E_s}{75} = \frac{730,9}{75} \cdot \frac{O_r}{30} n p_s,$$

sonit wegen $O_r = 0,008341$

$$N_s = 0,00271 n p_s \dots \dots \dots (25),$$

und da das Q der Formel (19) in Wiener Pfund beobachtet wurde, und am Bremsdynamometer $R = 4$ Fuß Wiener Maß

7

Tabelle I. Wellgangsdiagramm Nr. 16 bei 96 Umdrehungen.

Kurbelwinkel ω	Kollbenweg	Expansion			Compression			Differenz			
		berechnet	beobachtet	Fehler	berechnet	beobachtet	Fehler	berechnet	beobachtet	Fehler	
Grad	Min.	Procent	Spannung in Zollpfund pro Quadratzoll preußisch								
0		0	24,1	24,0	+ 0,1	—	—	—	—	—	—
12	51	1,25	25,7	25,7	0	22,4	21,6	+ 0,8	3,3	4,1	- 0,8
25	51	5	27,0	26,7	+ 0,3	20,7	19,8	+ 0,9	6,3	6,9	- 0,6
36	52	10	27,6	27,1	+ 0,5	19,4	18,7	+ 0,7	8,2	8,4	- 0,2
45	35	15	27,8	27,2	+ 0,6	18,4	17,9	+ 0,5	9,4	9,3	+ 0,1
53	8	20	27,7	27,2	+ 0,5	17,7	17,3	+ 0,4	10,0	9,9	+ 0,1
60	0	25	27,4	27,1	+ 0,3	17,0	16,7	+ 0,3	10,4	10,4	0
66	25	30	27,0	26,8	+ 0,2	16,5	16,4	+ 0,1	10,5	10,4	+ 0,1
72	33	35	26,4	26,4	0	16,0	15,9	+ 0,1	10,4	10,5	- 0,1
78	28	40	25,8	25,9	- 0,1	15,6	15,6	0	10,2	10,3	- 0,1
84	16	45	25,1	25,3	- 0,2	15,3	15,3	0	9,8	10,0	- 0,2
90	0	50	24,4	24,7	- 0,3	15,0	14,9	+ 0,1	9,4	9,8	- 0,4
95	44	55	23,6	24,0	- 0,4	14,7	14,6	+ 0,1	8,9	9,4	- 0,5
101	32	60	22,9	23,3	- 0,4	14,3	14,4	+ 0,1	8,4	8,9	- 0,5
107	27	65	22,1	22,5	- 0,4	14,3	14,2	+ 0,1	7,8	8,3	- 0,5
113	35	70	21,3	21,7	- 0,4	14,2	14,0	+ 0,2	7,1	7,7	- 0,6
120	0	75	20,4	20,7	- 0,3	14,0	13,9	+ 0,1	6,4	6,8	- 0,4
126	52	80	19,6	19,4	+ 0,2	14,0	13,8	+ 0,2	5,6	5,6	0
134	25	85	18,7	18,2	+ 0,5	13,9	13,8	+ 0,1	4,8	4,4	+ 0,4
143	8	90	17,8	17,4	+ 0,4	14,0	13,9	+ 0,1	3,8	3,5	+ 0,3
154	9	95	16,8	16,6	+ 0,2	14,2	14,1	+ 0,1	2,6	2,5	+ 0,1
167	9	98,75	15,8	15,9	- 0,1	14,5	14,5	0	1,3	1,4	- 0,1
180	0	100	15,1	15,2	- 0,1	—	—	—	—	—	—
Mittlere Spannung (die erste und letzte Ordinate halb gerechnet)									7,62	7,79	
Nach Formel (17)									7,59	—	

war, 75 Meterkilogramm aber gleich 424 Fußpfd. Wiener Maß sind, so ist der Nugeffect in Pferdestärken

$$N_n = \frac{E_n}{424} = \frac{4\pi}{30 \cdot 424} \cdot nQ = 0,000988 nQ \quad (26)$$

und der Wirkungsgrad

$$\eta = 0,364 \frac{Q}{p_n} \quad (27)$$

in welchen drei Formeln p_n in Zollpfund, Q in Wiener Pfund zu verstehen ist, gerade so, wie bei der Beobachtung.

Für das Wellgangsdiagramm Nr. 16 ist nach der Beobachtung

$$p_n = 7,79, Q = 13,8 \text{ und } n = 96,$$

also

$$N_n = 2,027, N_n = 2,262, \eta = 0,6225.$$

Die sämtlichen Beobachtungen des Hrn. Ingenieur Cærtz werden in Nachfolgendem auf Seite 103 bis 106 zusammengestellt.

Aus Tabelle I und II ist zu ersehen, daß die aufgestellte Theorie dem praktischen Bedürfnisse vollkommen genügend genau entspricht.

Tabelle III lehrt, daß bei gut geheizter Maschine (Diagramm 12 bis 16) der absolute Effect zwar mit der Umdrehungszahl wächst, aber, wie die abnehmenden Werthe von p_n zeigen,

nicht in gleichem Verhältnisse, und daß der Wirkungsgrad vielmehr umgekehrt beim Wachsen der Umdrehungszahl stetig abnimmt, wodurch sich eine mittlere Tourenzahl = 78 als diejenige herausstellt, bei welcher die Maschine die größte Leistungsfähigkeit von 1,4 Pferdestärken besitzt.

Bei nicht in voller Hitze befindlicher Maschine (Diagramm 8, 19, 20) ist der Wirkungsgrad bei ungefähr gleicher Tourenzahl desto geringer, je niedriger die Temperatur geworden ist, weil die absolute Leistung der Maschine bei einem Umgange (oder der proportionale Werth von p_n) desto kleiner ist, je tiefer die Temperatur gesunken ist.

Einen Näherungswerth des passiven Widerstandes im Wellgang erhält man nach der empirischen Formel

$$r = 1,1 + 0,02n \quad (28)$$

wie folgender Vergleich zeigt:

Diagramm Nr. 13	12	14	15	16	8	19	20
n	54	78	80	83	86	90	85
r berechnet	2,18	2,66	2,70	2,76	3,02	2,90	2,80
r beobachtet	2,20	2,63	2,76	2,82	2,94	3,22	2,67

Tabelle IV lehrt, daß der Widerstand im Leergang von 2,3 bis 3,3 Pfd. variiert, und daß derselbe weniger von der Tourenzahl, als vielmehr von der Temperatur abhängt, und

Tabelle II. Leergangdiagramm Nr. 26 und 27 bei 80 Umdrehungen.

Kurbelwinkel ω	Kolbenweg	Expansion			Compression			Differenz			
		berechnet	beobachtet	Fehler	berechnet	beobachtet	Fehler	berechnet	beobachtet	Fehler	
Grad Min.	Procent	Spannung in Poffpund pro Quadratzoll preussisch									
0	0	23,7	23,7	0	—	—	—	—	—	—	
12 51	1,25	24,2	24,2	0	23,0	23,1	- 0,1	1,2	1,1	+ 0,1	
25 51	5	24,3	24,4	- 0,1	21,9	22,2	- 0,3	2,4	2,2	+ 0,2	
36 52	10	24,0	24,2	- 0,2	20,9	21,3	- 0,4	3,1	2,9	+ 0,2	
45 35	15	23,5	23,8	- 0,3	20,1	20,6	- 0,5	3,4	3,2	+ 0,2	
53 8	20	23,0	23,3	- 0,3	19,4	19,8	- 0,4	3,6	3,5	+ 0,1	
60 0	25	22,5	22,8	- 0,3	18,8	19,2	- 0,4	3,7	3,6	+ 0,1	
66 25	30	22,0	22,3	- 0,3	18,3	18,7	- 0,4	3,7	3,6	+ 0,1	
72 33	35	21,5	21,9	- 0,4	17,8	18,2	- 0,4	3,7	3,7	0	
78 28	40	21,0	21,4	- 0,4	17,3	17,7	- 0,4	3,7	3,7	0	
84 16	45	20,4	20,7	- 0,3	16,9	17,2	- 0,3	3,5	3,5	0	
90 0	50	19,9	20,2	- 0,3	16,5	16,7	- 0,2	3,4	3,5	- 0,1	
95 44	55	19,4	19,6	- 0,2	16,2	16,4	- 0,2	3,2	3,2	0	
101 32	60	18,9	19,0	- 0,1	15,9	16,1	- 0,2	3,0	2,9	+ 0,1	
107 27	65	18,4	18,3	+ 0,1	15,6	15,7	- 0,1	2,8	2,6	+ 0,2	
113 35	70	17,8	17,6	+ 0,2	15,3	15,3	0	2,5	2,3	+ 0,2	
120 0	75	17,4	16,9	+ 0,5	15,1	14,8	+ 0,3	2,3	2,1	+ 0,2	
126 52	80	16,9	16,2	+ 0,7	14,9	14,4	+ 0,5	2,0	1,8	+ 0,2	
134 25	85	16,4	15,6	+ 0,8	14,7	14,1	+ 0,6	1,7	1,5	+ 0,2	
143 8	90	15,9	15,0	+ 0,9	14,5	13,9	+ 0,6	1,4	1,1	+ 0,3	
154 9	95	15,4	14,5	+ 0,9	14,4	13,8	+ 0,6	1,0	0,7	+ 0,3	
167 9	98,75	14,9	14,1	+ 0,8	14,4	13,8	+ 0,6	0,5	0,3	+ 0,2	
180 0	100	14,6	13,9	+ 0,7	—	—	—	—	—	—	
Mittlere Spannung (die erste und letzte Ordinate halb gerechnet)								2,75	2,62		
Nach Formel (17)								2,74	—		

bei größerer Temperatur bedeutend größer ist, als bei kleinerer, daher wol auch der günstigste Wirkungsgrad im Vollgang bei 78 Touren mehr dem Umfande zuzuschreiben sein wird, daß im Diagramm 12, welches dem letzten Schüren näher gelegen ist, die Temperatur noch geringer gewesen sein wird, als bei dem um 14 Minuten später abgenommenen Diagramm Nr. 16, bei welchem die größte Hitze und somit der größte schädliche Widerstand eingetreten sein dürfte, wie dies auch die Rubrik $r = p_0(1 - \eta)$ erkennen läßt, wenn nur die Diagramme 12 bis 16 miteinander verglichen werden.

Um diesen Einfluß der Temperatur ganz klar zu legen, ist ein Studium der Leergangdiagramme erforderlich. Zu diesem Behufe wollen wir zuerst die Formel für die calorische Linie für die beim Leergang vorkommenden Temperaturen ableiten, wobei wir beachten, daß in Folge der gemachten Annahme der Proportionalität des in der Erhizungs- und Abkühlungsperiode verschiedenen Wertes von m und λ der Factor λ ganz aus der Rechnung herausfällt, also auch $\lambda = 1$ gesetzt werden kann.

Für $\lambda = 1$ erhält die maßgebende Zahl $m = \frac{T_1}{T}$ im Leergang die Werthe 1,3 bis 1,7.

Mit diesen Werthen sind nach Gl. (23) der Hülfswinkel α ,

nach Gl. (22) ρ und nach Gl. (21) A zu berechnen, sodann nach Gl. (10) $a = \frac{A}{\rho}$ und nach Gl. (17) $\frac{c}{p_0}$ zu ermitteln.

Diese Größe multiplicirt mit

$$\frac{1}{a - \cos(\omega - \alpha)}$$

gibt zufolge Gl. (11) den Werth von $\frac{P}{p_0}$, der mit dem aus dem Diagramm entnommenen Werth von $\frac{P}{p_0}$ zu vergleichen ist.

Bei diesem Vergleiche genügt es, für ω die 6 Werthe $\omega = 0, \alpha, 90^\circ, 180^\circ, 180^\circ + \alpha$ und 270° einzusetzen, daher nur die Werthe

$$\frac{c}{p_0(a - \cos \alpha)}, \frac{c}{p_0(a - 1)}, \frac{c}{p_0(a - \sin \alpha)}$$

$$\frac{c}{p_0(a + \cos \alpha)}, \frac{c}{p_0(a + 1)}, \frac{c}{p_0(a + \sin \alpha)}$$

zu berechnen sind.

Die Resultate dieser Rechnung sind in Tabelle V zusammengestellt.

Mit Hülfe dieser Tabelle ergeben sich aus dem Vergleiche der dem Diagramm entnommenen sechs Werthe von $\frac{P}{p_0}$ mit den vorstehend berechneten und mit Rücksichtnahme auf die Differenzen zwischen Rechnungsergebnis und Beobachtungsergebnis in

Tabelle III. Beobachtete Wollgangsdiagramme (geordnet nach dem Wirkungsgrad).

Nr. des Diagramms . . .	13	12	14	15	16	8	19	20
Zeit der Beobachtung . . .	10 U. 20 M.	10 U. 17 M.	10 U. 24 M.	10 U. 29 M.	10 U. 31 M.	10 U. 0 M.	11 U. 3 M.	11 U. 6 M.
Lourenzahl	54	78	80	83	96	90	85	90
p. Wollpfund	9,6	9,3	8,7	8,4	7,8	8,07	5,7	5,5
Q Wiener Pfund	20,3	18,3	16,3	15,3	13,3	13,3	8,3	6,3
N. Pferbestärken	1,405	1,966	1,886	1,889	2,027	1,968	1,313	1,341
N. Pferbestärken	1,083	1,410	1,288	1,255	1,262	1,183	0,697	0,560
η	0,771	0,717	0,683	0,664	0,623	0,601	0,531	0,418
Wollwiderstand in Wollpfund $r = p_a - \eta p_a$	2,20	2,63	2,76	2,82	2,94	3,22	2,67	3,20

	0	Expans.		Compr.		Expans.		Compr.		Expans.		Compr.		Expans.		Compr.	
		21½	—	21½	—	22½	—	22½	—	24	—	23	—	23	—	22	—
Gemessene Spannung in Wollpfund pro Quadrat Zoll preussisch. Atmosphärische Linie bei 12,8 Pfb.	10	27½	18	27½	18	27½	18½	27½	18½	27½	18½	27	18½	25½	19½	25½	20
	20	28½	16½	27½	16½	28½	17½	27½	17½	27½	17½	27½	17½	25½	18½	25½	18½
	30	28½	15½	27½	15½	27½	16	27½	16½	27	16½	27	16½	24½	17	25	17½
	40	28	15	27½	15	27	15½	26½	15½	25½	15½	26½	15½	24	16½	23½	16½
	50	27	14½	26½	14½	26	15	25½	15	24½	15	25½	15	23	15½	22½	15½
	60	25½	14	25	14	25	14½	24½	14½	23½	14½	23½	14½	22	15	21½	15
	70	23	14	23	14	22½	14	22	14	21½	14	21½	14	19	14	19½	14½
	80	21	14	20½	14	20	14	20	14	19½	14	19½	13½	18	14	18	14
	90	18½	14	18½	14	18	14	18	14	17½	14	17½	13½	16½	14	16½	14
	100	15½	—	15½	—	15	—	15	—	15½	—	15	—	14½	—	15	—

Anmerkung. Die Maschine wurde 8 Uhr 50 Min. angeheizt, um 10 Uhr wurde Diagramm Nr. 8 genommen, um 10 Uhr 10 Min. zum letzten Mal zugelegt. Bei Nr. 12, 13, 14, 15 und 16 war die größte Hitze. Von 10 Uhr 31 Min. bis 11 Uhr 3 Min. ging die Maschine belastet fort ohne ferneres Heizen. Diesem Zustand entsprechen Nr. 19 und 20.

Tabelle II folgende annähernde Werthe von m, α , ρ und a und von

$$c = (a - 1) p_{max} \quad (29)$$

für die beobachteten sechs Leergangdiagramme:

Nr.	2	3	22	26	28	32
m =	1,44	1,66	1,55	1,88	1,85	1,80
$\alpha =$	23° 34'	31° 9'	27° 38'	21° 3'	19° 45'	17° 25'
1000 $\rho =$	10,900	12,688	11,744	10,471	10,261	9,926
a =	3,848	3,624	3,738	3,900	3,928	3,972
c =	65,89	64,29	67,64	70,28	70,27	69,85.

Hiermit bestimmt sich aus der ersten Gleichung (10) wegen

$$T_r = mT$$

$$CT = \frac{c\rho}{m} \quad (30)$$

$CT = 0,4950; 0,4895; 0,5125; 0,5329; 0,5341; 0,5333.$

Um nun zu den entsprechenden Werthen von T und C zu gelangen, versuchen wir die (nicht theoretisch begründete) Hypothese, es sei im Leergang

$$p_a = \frac{T_r^2}{100,000} = (0,0081623 T_r)^2 \quad (31)$$

unabhängig von der Umgangszeit, so ergibt sich mit den beobachteten Werthen von:

$p_a =$	2,7	3,8	3,5	2,6	2,4	2,1
$T_r =$	519,61	616,46	591,62	509,90	489,89	458,26
$t =$	247°	343°	319°	237°	217°	185° C.
$T = \frac{T_r}{m} =$	360,85	371,84	381,69	369,49	362,89	352,61
$t =$	88	98	109	97	90	79° C.
1000 C =	1,872	1,818	1,848	1,442	1,471	1,518.

Nachdem die für die Temperatur t im kalten Hauptraum gefundenen Werthe den Umständen, unter welchen der Versuch vorgenommen wurde, recht gut entsprechen, so erscheint einerseits die empirische Formel (31) gerechtfertigt, und man ist andererseits zu der Einsicht gekommen, daß die Zahl C nicht absolut constant ist, sondern bei der größten Temperatur $t = 343^\circ$ am kleinsten, nämlich $C = 0,001318$, und bei der niedrigen Temperatur $t = 185^\circ$ am größten, nämlich $C = 0,001618$ ist.

Tabelle IV. Beobachtete Leergangdiagramme.

Nr. des Diagramms	A. In der Anheizperiode		B. In der Abkühlungsperiode			
	2	3	22	26 und 27	28 und 29	32
Zeit der Beobachtung	9 Uhr 5 Min.	9 Uhr 20 Min.	11 Uhr 20 Min.	11 Uhr 30 Min.	11 Uhr 34 Min.	11 Uhr 47 Min.
Lorenzzahl	70	60	104	80	70	40
p _a Zollfund	2,7	3,8	3,5	2,6	2,4	2,1

Gemessene Spannung in Zollfund pro Quadrat Zoll preussisch.	Atmosphärische Linie bei 13,8 Ffb.	Korrbemg in Procenten	0		10		20		30		40		50		60		70		80		90		100	
			Expans.	Compr.	Expans.	Compr.	Expans.	Compr.	Expans.	Compr.	Expans.	Compr.	Expans.	Compr.	Expans.	Compr.	Expans.	Compr.	Expans.	Compr.	Expans.	Compr.	Expans.	Compr.
			23	—	23	—	24	—	23½	—	23½	—	23	—	23	—	23	—	23	—	23	—	23	—
			22½	20	24½	20	24½	20½	24½	21½	24	21½	23½	21½	23	20	23	20	23	20	23	20	23	20
			22½	18½	24	19	24½	19½	23½	19½	23½	20½	23	20	23	20	23	20	23	20	23	20	23	20
			21½	17½	23	18	23	18½	22½	18½	22½	19	22	19	22	19	22	19	22	19	22	19	22	19
			20½	16½	22	17	22	17½	21½	17½	21½	18	21	18	21	18	21	18	21	18	21	18	21	18
			19	16	20½	16	21	16½	20½	16½	20	17	19½	17	19	17	19	17	19	17	19	17	19	17
			18½	15½	19½	15	19½	15½	19	16	18½	16½	18½	16½	18½	16½	18½	16½	18½	16½	18½	16½	18½	16½
			16½	14½	18	14½	18	15	17½	15½	17½	15½	17	15½	17	15½	17	15½	17	15½	17	15½	17	15½
			16	14	16½	14	16½	14½	16½	14	16½	14	16½	14	16½	14	16½	14	16½	14	16½	14	16½	14
			15	13	15½	13½	15½	14	15	14	15	14	15	14	15	14	15	14	15	14	15	14	15	14
			13	—	13½	—	14	—	14	—	14	—	14	—	14	—	14	—	14	—	14	—	14	—

Tabelle V. Zur Beurtheilung der Leergangdiagramme.

m	1,3	1,35	1,4	1,45	1,5	1,55	1,6	1,65	1,7
α	17° 25'	19° 45'	21° 55'	23° 58'	25° 52'	27° 38'	29° 18'	30° 52'	32° 19'
Differenz α für Δm = 0,01	28'	26'	24'	23'	21'	20'	19'	17'	—
1000 ρ	9,9260	10,261	10,612	10,976	11,354	11,744	12,144	12,554	12,972
1000 A	39,4223	40,307	41,192	42,077	42,962	43,846	44,731	45,616	46,501
a	3,9746	3,9282	3,8818	3,8354	3,7897	3,7434	3,6973	3,6513	3,6057
Differenz a für Δm = 0,01	— 0,0087	— 0,0093	— 0,0097	— 0,0099	— 0,0101	— 0,0100	— 0,0100	— 0,0098	—
$\frac{c}{p_a}$	31,94	27,62	24,44	21,83	19,77	18,11	16,68	15,43	14,42
$\frac{c}{p_a(a - \cos \alpha)}$	10,49	9,23	8,27	7,48	6,86	6,36	5,93	5,56	5,26
$\frac{c}{p_a(a - 1)}$	10,75	9,43	8,48	7,70	7,10	6,62	6,22	5,86	5,58
$\frac{c}{p_a(a - \sin \alpha)}$	8,70	7,69	6,96	6,37	5,91	5,54	5,22	4,93	4,73
$\frac{c}{p_a(a + \cos \alpha)}$	6,48	5,67	5,08	4,60	4,22	3,92	3,66	3,44	3,25
$\frac{c}{p_a(a + 1)}$	6,42	5,61	5,01	4,52	4,13	3,83	3,56	3,33	3,14
$\frac{c}{p_a(a + \sin \alpha)}$	7,45	6,47	5,74	5,15	4,68	4,31	4,00	3,72	3,50

Es ist aber C proportional dem Gewichte der ganzen in der Maschine enthaltenen Luftmenge, und es geht hieraus hervor, daß bei steigender Temperatur t, Luft aus der Maschine entweicht, bei fallender Temperatur wieder Luft ein-

gesaugt wird. Hierzu bietet nicht nur der gesteuerte Arbeitsfolben Gelegenheit, sondern noch mehr das mit dem Regulator in Verbindung stehende Ventil (vielmehr ein hohlcylindrischer Schieber mit Durchbrechungen, der bei seiner Senkung die

Tabelle VI der von m abhängigen Größen.

m	α Grad Min.		A	ρ	a	$\frac{c}{p_0}$	$\frac{p_0}{c}$	Nach Gt. (35)
1,3	17	25	0,039423	0,009926	3,9716	31,94	0,0313	0,0313
1,4	21	56	041192	010612	3,8818	24,44	0409	0411
1,5	25	52	042962	011354	3,7837	19,77	0506	0507
1,6	29	18	044731	012144	3,6833	16,68	0600	0603
1,7	32	19	046501	012972	3,5847	14,42	0694	0697
1,8	34	58	0,048270	0,013830	3,4902	12,69	0,0788	0,0788
1,9	37	17	050039	014717	3,4002	11,35	0881	0882
2,0	39	21	051809	015624	3,3161	10,28	0973	0973
2,1	41	11	053579	016549	3,2377	9,398	1064	1063
2,2	42	49	055348	017489	3,1647	8,671	1153	1151
2,3	44	17	0,057118	0,018442	3,0971	8,055	0,1242	0,1238
2,4	45	36	058887	019406	3,0344	7,529	1328	1324
2,5	46	49	060657	020380	2,9763	7,073	1414	1409
2,6	47	54	062426	021361	2,9225	6,678	1498	1493
2,7	48	53	064195	022349	2,8724	6,331	1580	1575
2,8	49	48	0,065965	023345	2,8256	6,022	0,1661	0,1657
2,9	50	38	067735	024345	2,7823	5,749	1740	1737
3,0	51	24	069504	025350	2,7418	5,506	1816	1816
3,1	52	6	071273	026357	2,7041	5,287	1891	1894

Communication des Maschinenraumes mit der äußeren Atmosphäre hergestellt, welches, so oft man die Maschine abstellen will, mittelst eines Handgriffes geöffnet wird, und bei den Versuchen tatsächlich oftmals gehandhabt wurde, so daß das in der Maschine enthaltene Luftgewicht wirklich von der Temperatur abhängig sein mußte.

Eine Controle für dieses Resultat erhält man auch durch das mit der ungeheizten Maschine aufgenommene Diagramm, bei Drehung des Schwungrades mit 15 Umgängen. Hierbei zeigte sich am Ende der Expansion ($\omega = 180^\circ$) die (unter der atmosphärischen Spannung stehende) Spannung $p = 12,5$ Pfd. preussisch. Das ganze in der Maschine enthaltene Luftvolumen beträgt bei $\omega = 180^\circ$ allgemein

$$V = O(k + \sigma) + (O - O_0)(e + e_0) + f \quad (32),$$

also bei unserer Maschine (mit dem wahren Q, gerechnet)

$$V = 0,082813 + 0,005245 + 0,000825 = 0,088883,$$

und nimmt man die Temperatur im Versuchslocale mit $t = 20^\circ$ C. oder $T = 293^\circ$ an, so ergibt sich

$$C = \frac{pV}{T} = 0,001659.$$

Wenn daher bei der höchsten Temperatur $t = 343^\circ$ der Werth von C auf 0,001818 oder um 0,0001841 gesunken ist, so hat sich das Luftgewicht um 20 pCt. vermindert, wie dies auch der Fall sein würde, wenn bei $\omega = 180^\circ$,

$$V = 0,088823, \quad p = 12,5, \quad T = \frac{pV}{0,001318} = 369,$$

also $t = 95^\circ$ statt 20° wäre.

Hieraus ist klar, daß im Vollgang, wo t noch viel größer ist, noch ein geringeres Luftgewicht in der Maschine enthalten, also C noch viel kleiner sein muß.

Wirklich fanden wir für das Diagramm Nr. 16, wenn wir noch naturgemäß $t = 120^\circ$ (größer als in Nr. 22) annehmen,

$$\begin{aligned} c &= 56, \\ \rho &= 0,019714, \\ m &= 2,4317, \\ CT &= \frac{c\rho}{m} = 0,4540, \\ T &= 393, \\ C &= 0,0011552, \\ T_0 &= mT = 955,66, \\ t_0 &= 683^\circ \text{ C.} \end{aligned}$$

Wenn also die Maschine in vollster Hitze arbeitet, so beträgt die Temperatur der heißen Luft durchschnittlich 683° C., und das in der Maschine enthaltene Luftgewicht ist um volle 30 pCt. geringer, als bei der ungeheizten Maschine.

So überraschend es auch Jedermann erscheinen muß, daß die Luft 96mal ihre Temperatur zwischen 120° und 683° C. wechseln soll, so dient doch als Bestätigung so hoher Temperatur die Erfahrung, daß bei einem Vorversuch, wo man die Maschine forciren wollte, der Feuerkopf schmolz.

Allgemeine Beurtheilung der Leistungsfähigkeit.

Aus der Gleichung (17), welche auch so geschrieben werden kann:

$$p_0 = \frac{\pi c \sin \alpha}{2a^2} \left(1 + \frac{3}{4a^2} + \frac{5}{16a^4} + \dots \right) \quad (33)$$

ist zu ersehen, daß p_0 , mithin der absolute Effect, groß ausfällt, wenn c und α groß, dagegen a klein ist. Die Größe c

ist dem Gewichte der eingeschlossenen Luft proportional, die Größen α und a sind beide Functionen von m , mithin ist auch $\frac{p_c}{c}$ oder dessen reciproker Werth

$$\frac{c}{p_c} = \frac{1}{\pi \sin \alpha \left(\sqrt{\frac{a}{a^2 - 1}} - 1 \right)} \dots (34),$$

eine reine Function von m .

Um für die vorliegende Maschine diese Abhängigkeit ziffermäßig vor Augen zu haben, ist die vorstehende Tabelle VI berechnet worden, welcher auch noch eine Columne für die empirische Formel:

$$\frac{p_c}{c} = 0,1135 m - 0,10638 (1 + 0,85485 m^2) \quad (35)$$

beigefügt ist.

Die erste und letzte Zeile dieser Tabelle entsprechen annäherungsweise den Diagrammen Nr. 32 und 13.

In dem beiläufig der letzten Zeile entsprechenden Diagramm Nr. 13 war $p_c = 9,6$. Denselben Werth von p_c , den man bei $m = 3,1$ und $c = 5,287 p_c$ erhält, kann man offenbar auch bei $m = 1,3$ und $c' = 31,94 p_c$ erhalten, wenn nur

$$\frac{c'}{c} = \frac{31,94}{5,287} = 6,041$$

ist, d. h. wenn das Gewicht der in der Maschine enthaltenen Luftmenge im letzteren Falle 6mal so groß ist, als im ersteren, also wenn man in einer künstlichen Atmosphäre arbeitet, wie es Baron Reichenbach vorgeschlagen hat, und wie es durch Abschluß des Arbeitscylinders mit einem vorderen Deckel und Anbringung eines Windkessels wirklich erzielt werden kann.

Setzt man also

$$t = 100, \quad T = 373,$$

somit bei

$$m = 3,1, \quad T_1 = 1156, \quad t_1 = 883^\circ \text{ C.}$$

und bei

$$m = 1,3, \quad T_1 = 485, \quad t_1 = 212^\circ \text{ C.},$$

so ist ersichtlich, daß mit derselben Maschine dieselbe Leistung das eine Mal bei 883° C. , das andere Mal bei 212° C. Temperatur im heißen Raum erzielt werden kann, wenn man nur im letzteren Falle mit einem Windkessel von 6 Atmosphären Spannung an Stelle des atmosphärischen Druckes arbeitet.

Bezeichnet man die der hohen Spannung entsprechenden Größen m und c mit M und C , so ist zufolge Gl. (34)

$$\frac{C}{c} = \frac{0,1135 m - 0,10638 (1 + 0,85485 m^2)}{0,1135 M - 0,10638 (1 + 0,85485 M^2)}$$

$$\frac{C}{c} = \frac{1,067 m - 1 - 0,05485 M^2}{1,067 M - 1 - 0,05485 M^2} \dots (36),$$

also für

$$m = 3,1, \quad M = 1,3,$$

$$\frac{C}{c} = 6,048 \text{ (statt richtiger } 6,041).$$

Diese Formel (36) setzt uns nun in den Stand, mit Bequemlichkeit diejenige höhere Spannung zu berechnen, welche statt einer höheren Temperatur substituiert werden muß, um den gleichen Effect zu erhalten.

Gehen wir z. B. von Diagramm Nr. 16 aus, für welches wir $t = 120^\circ$, $t_1 = 683^\circ$ fanden, und lassen wir nun t sprungweise um 50° abnehmen bis 183° , während consequenter Weise t_1 gleichzeitig um je 5° abnehmen soll, so ergibt sich folgendes Resultat:

Tabelle VII für Hochdruckmaschinen.

t	t_1	T	T_1	m, M	$\frac{C}{c}$	$t - t_1$
120	683	393	956	$m = 2,4326$	1,0000	563
115	633	388	906	$M = 2,2351$	1,0660	518
110	583	383	856	2,2350	1,1443	473
105	533	378	806	2,1323	1,2392	428
100	483	373	756	2,0268	1,3560	383
95	433	368	706	1,9184	1,5040	338
90	383	363	656	1,8071	1,6967	293
85	333	358	606	1,6927	1,9587	248
80	283	353	556	1,5751	2,3343	203
75	233	348	506	1,4540	2,9192	158
70	183	343	456	1,3294	3,9521	113

Unsere Maschine würde also unverändert mit $\frac{1}{2}$ Pferdestärken bei 96 Umdrehungen arbeiten, wenn die Temperatur t , im heißen Raume von 683° auf 183° C. reducirt, dagegen die äußere Spannung künstlich auf $\frac{C}{c} =$ vier Atmosphären erhöht würde. Dabei würde die Temperaturdifferenz $t - t_1$, von 563° auf 113° , also auf den fünften Theil sinken, folglich werden die Heiz- und Kühlflächen für das vierfache Luftgewicht auch genügend sein. Die Luftcompressionspumpe wäre so, wie die Speisepumpe einer Dampfmaschine, nur periodenweise in Gang zu setzen, und würde während der

Anheizperiode bei sonst leer gehender Maschine so lange in Gang zu halten sein, bis im Windkessel die für den Betrieb der Arbeitsmaschinen nöthige Spannung vorhanden ist, worauf die Transmissionswelle derselben bethätigt werden kann.

Nur bei dieser Anwendung eines mäßigen Hochdruckes mit vermindelter Temperatur läßt sich eine dauerhafte Maschine erwarten, und nur in dieser Form dürfte der calorischen Maschine eine für Kleingewerbe wichtige Zukunft bevorstehen.

Die ökonomischen Resultate werden wegen der relativ hohen Temperatur der in die Esse ziehenden Gase und

wegen der in das Kühlwasser übergeführten Wärmemenge sich wol nicht leicht günstiger stellen, als bei gleich starken Dampfmaschinen.

Zimmerlin wird aber auch in dieser Hinsicht die calorische Hochdruckmaschine eher eine Chance haben, der Dampfmaschine Concurrenz machen zu können, als irgend eine weiter verbesserte Maschine mit atmosphärischem Minimaldruck

Einfluß des schädlichen Raumes.

Wird dieser größer, d. h. O, kleiner gemacht, so wird zufolge der Gleichungen (7) und (8) der Winkel α kleiner, zugleich ρ kleiner, A größer, also a größer, somit nach Gl. (33) p. aus doppeltem Grunde kleiner. Der schädliche Raum muß also möglichst reducirt werden.

Größe der Kühlfläche.

Bei der am 12. September 1869 gemachten ersten Reihe von Versuchen wurde constatirt, daß der gesammte Kühlwasserapparat 13,5 Cblß. = 761,4 Wiener Pfund = 426,4 Kilogramm betrug, und daß derselbe in 2 Stunden eine Temperaturzunahme von 35 auf 61° C., also um 25°, somit stündlich um 13° erfuhr. Demnach beträgt die in das Kühlwasser übergegangene Wärmemenge pro Stunde

$$426,4 \times 13 = 5543,2 \text{ Wärmeeinheiten.}$$

Diese Wärmemenge wurde durch die Kühlfläche

$$F = \pi d e = 0,971 \text{ Qdrtmtr.}$$

abgeleitet, also entsteht auf einen Quadratmeter Fläche die Leistung von stündlich 5709 W. C. Dabei war das aus der Maschine austretende Wasser (gemessen am Kühlwasserbottich) beständig um 9° wärmer, als das fleißig gemischte Wasser im Bottich, welches durch die Pumpe der Maschine zugeführt wurde.

Nun betrug bei dieser Versuchsreihe mit im Mittel 97 Umgängen die durchschnittliche Nugeleistung 74 Meterkilogramm, also weniger als bei dem Diagramm Nr. 16 vom 17. November mit gleicher Tourenzahl, für welches wir $t = 683^\circ \text{ C.}$ fanden. Es kann mithin etwa $t = 600^\circ$, $t = 100^\circ$ angenommen werden, woraus sich die durchschnittliche Temperatur der Wärme abgebenden Luft mit 350° ergibt, was gegenüber der mittleren Temperatur des Kühlwassers von $48 + 9 = 57^\circ$ eine Temperaturdifferenz von 293° ergibt. Mit dieser Zahl in die obige Leistung pro Quadratmeter dividirt, erhält man die stündliche Leistung eines Quadratmeters Kühlfläche für je 1° C. Temperaturdifferenz mit

$$k = 19, \text{ Calorien.}$$

Redtenbacher giebt in seinen Resultaten für den Maschinenbau den Wärmedurchgangscoefficienten von Luft durch Blech auf Wasser mit $k = 23$ Calorien an, eine Differenz, welche wenigstens zum Theil durch die Wärmeverluste, insbesondere durch die Verdunstung an der Oberfläche des Kühlgefäßes erklärt werden kann.

Thermischer Effect. *)

Bei den September-Versuchen betrug die durchschnittliche

*) Mit einer von Hrn. Eckert selbst herrührenden Correctur entnommen der Abhandlung desselben über die Heißluftmaschine von Lehmann.

Nugeleistung stündlich $3600 \cdot 73,8 = 265,680$ Meterkilogramm, entsprechend $\frac{265,680}{423} = 628$ Wärmeeinheiten, und da sich der Wirkungsgrad der Maschine im Mittel auf 0,66 ergab, so beträgt die von der heißen Luft an den Kolben abgegebene absolute Arbeitsmenge pro Secunde $\frac{73,8}{0,66} = 111,82$ Meterkilogramm oder pro Stunde 40,255 Meterkilogramm, entsprechend

$$951,6 \text{ W. C.,}$$

hierzu die in das Kühlwasser tretende Wärmemenge 5543,2 „
gezählt, erhält man die ganze nachweisbare Wärmemenge 6495 W. C.,
hierzu an nicht gemessenen Wärmeverlusten schätzungsweise 1000 „
zusammen 7495 W. C.

Dabei wurden stündlich 4,585 Kilogr. Buschtiehrader Würfelkohle von ungefähr 3500 Wärmeeinheiten Heizkraft verwendet. Dies giebt ein Güteverhältniß der Feuerungsanlage von

$$\frac{7495}{4,585 \cdot 3500} = 0,467.$$

Dagegen ist das Verhältniß der in Nugarbeit umgesetzten Wärmemenge zur Heizkraft des verbrauchten Brennstoffes

$$\frac{628}{4,585 \times 3500} = 0,039 \text{ oder ca. } 4 \text{ pCt.,}$$

wie bei besseren Dampfmaschinen, also recht günstig, wenn die Heizkraft der Würfelkohle nicht unterschätzt wurde. (Die betreffende Stückkohle hat zwischen 5000 und 5500 Calorien Heizkraft.)

Kühlwassermenge.

Die angewendete einfach wirkende Pumpe hat 53^{mm} Durchmesser und ebenso viel Hub, liefert also bei durchschnittlich 97 Umgängen pro Minute $\frac{1}{2}$ Cubimeter = 11,1 Kilogr., also wirklich etwa 10 Kilogr. Kühlwasser pro Minute, welche eine Wärmemenge von

$$\frac{5543 + 1000}{60} = 109 \text{ Calorien}$$

aufnehmen sollen. Das Kühlwasser sollte sich also bei dem Durchgang durch die Maschine um nahe 11° erwärmen. Wenn man durch den Versuch nur 9° Erwärmung fand, so beruht dies wahrscheinlich darauf, daß durch die Art der Messung bei dem Bottich die Temperatur des von der Maschine wegfließenden Wassers schon etwas zu niedrig und die Temperatur des zur Maschine hingeleiteten Kühlwassers noch etwas zu hoch abgenommen wurde.

Schließlich drücken wir die Ueberzeugung aus, daß in kurzer Zeit eine praktisch taugliche calorische Maschine für das Kleingewerbe zu Stande gebracht werden wird, basirend auf dem Principe des hohen Druckes und geringer Temperatur, und wollen der Lehmann'schen Maschine die Anerkennung nicht versagen, daß sie unter allen bisherigen calorischen Niederdruckmaschinen die beste ist, und sich durch ausnehmend ruhigen Gang, sowie durch die Bequemlichkeit des Anlassens und Abstellens auszeichnet.

Fig.5. Seitenansicht der Maschine.

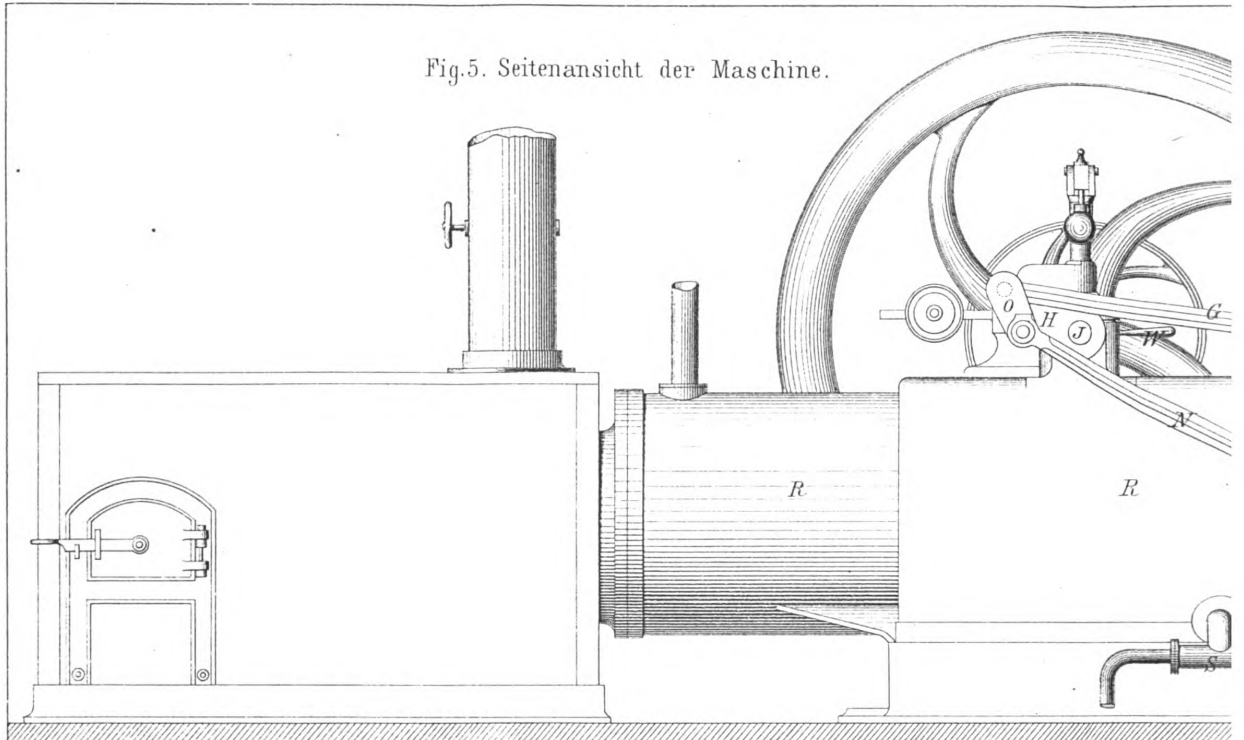


Fig.7. Längenschnitt der Maschine.

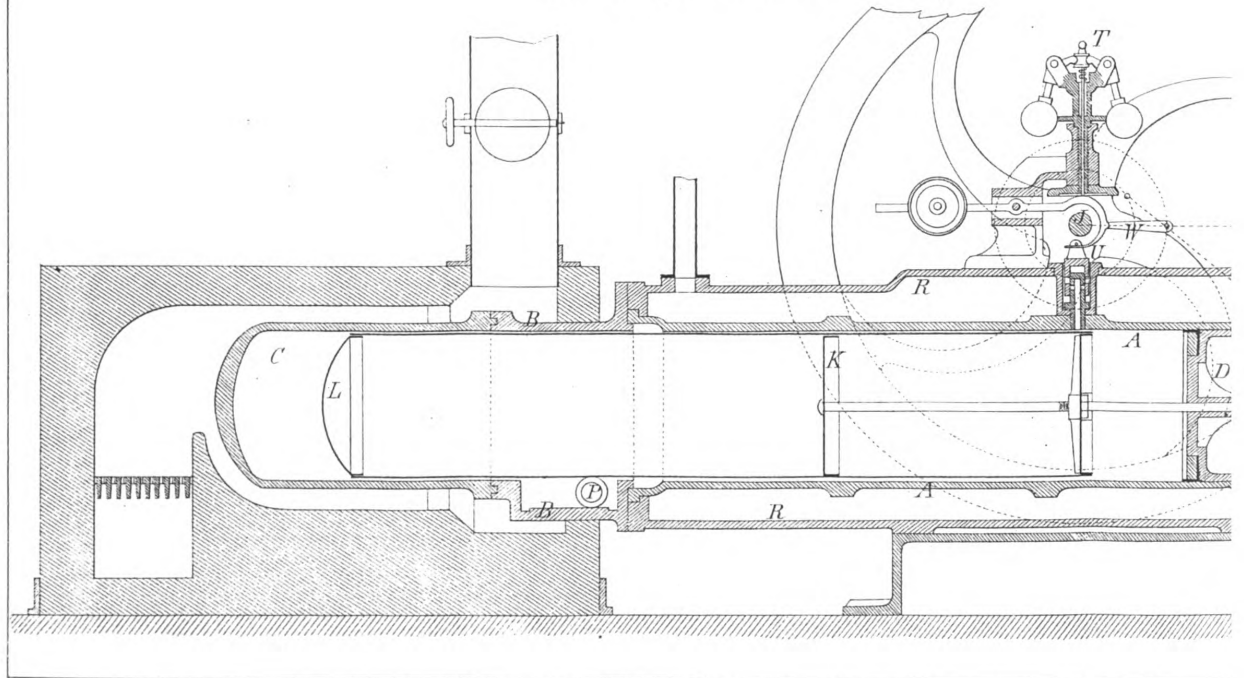
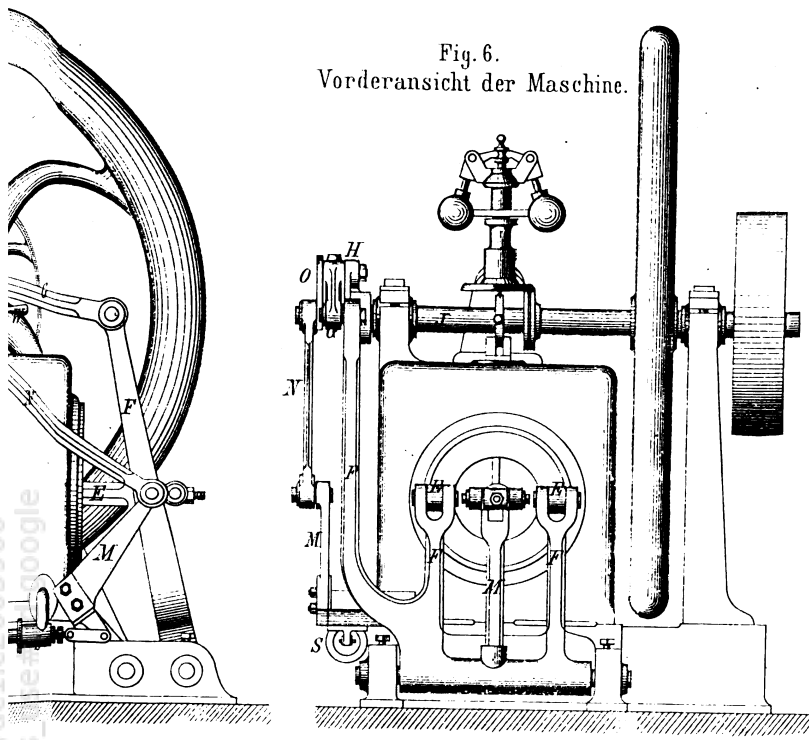


Fig. 6.
Vorderansicht der Maschine.



Gustav Schmidt:
Theorie der
Lehmann'schen
calorischen Maschine.

Fig. 1.

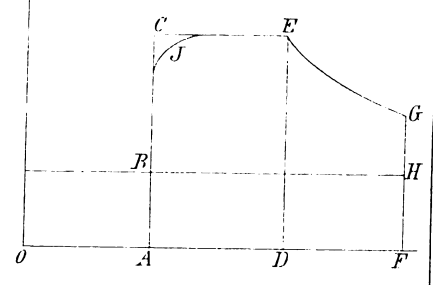


Fig. 4.

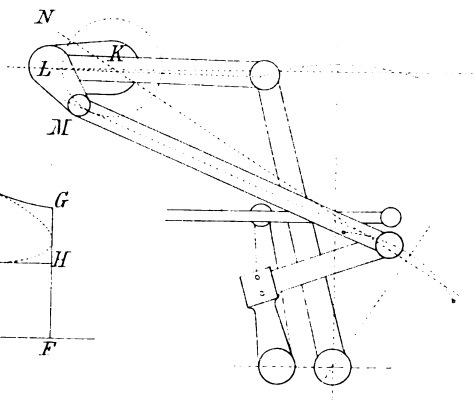


Fig. 2.

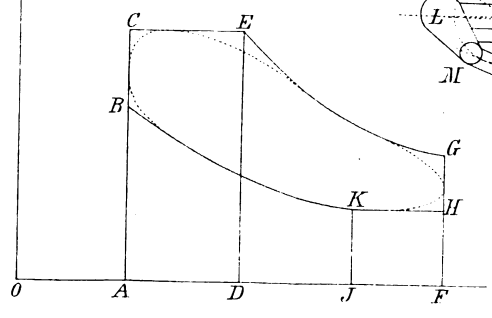
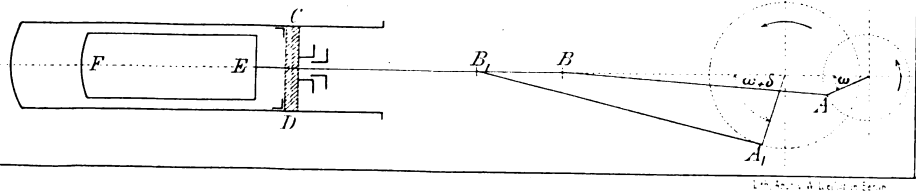


Fig. 3.



Generated on 2018-01-17 21:13 GMT / http://hdl.handle.net/2027/uc1.c2605966
Public Domain, Google-digitized by Google