

# Zeitschrift für angewandte Chemie.

1905. Heft 6.

Alleinige Annahme von Inseraten bei der Annoncenexpedition von August Scherl G. m. b. H., Berlin SW. 12, Zimmerstr. 37—41

sowie in deren Filialen: **Breslau**, Schweidnitzerstr. Ecke Karlstr. 1. **Dresden**, Seestr. 1. **Elberfeld**, Herzogstraße 38. **Frankfurt a. M.**, Zeil 63. **Hamburg**, Alter Wall 76. **Hannover**, Georgstr. 39. **Kassel**, Obere Königstr. 27. **Köln a. Rh.**, Hohestr. 145. **Leipzig**, Königstr. 33 (bei Ernst Keils Nchf., G. m. b. H.). **Magdeburg**, Breiteweg 184, I. **München**, Kaufingerstraße 25 (Domfreiheit). **Nürnberg**, Kaiserstraße Ecke Fleischbrücke. **Stuttgart**, Königstr. 11, I. **Wien I**, Graben 28.

Der Insertionspreis beträgt pro mm Höhe bei 45 mm Breite (3 gespalten) 15 Pfennige, auf den beiden äußeren Umschlagseiten 20 Pfennige. Bei Wiederholungen tritt entsprechender Rabatt ein. Beilagen werden pro 1000 Stück mit 8.— M für 5 Gramm Gewicht berechnet; für schwere Beilagen tritt besondere Vereinbarung ein.

## INHALT:

Georg Lindner: Zentrifugalpumpe und Exhaustor aus Steinzeug 209.

W. Vaubel und O. Scheuer, Eine Fehlerquelle bei der Bestimmung des Acetons nach der Jodoformmethode 214.

Fritz Krull: Der Edison-Akkumulator 216.

J. Siegfried Edstrom: Elektrische Gewinnung von Stickstoffverbindungen aus der Luft 217.

## Sitzungsberichte:

Naturforschende Gesellschaft zu Basel; — Verein deutscher Portlandzementfabrikanten, E. V. 218.

## Referate:

Analytische Chemie 220; — Pharmazeutische Chemie 223; — Apparate und Maschinen 224; — Teerdestillation; organische Halbfabrikate und Präparate 228.

## Wirtschaftlich-gewerblicher Teil:

Tagesgeschichtliche und Handelsrundschau: Die wirtschaftliche Lage in den Vereinigten Staaten und die Geschäftsaussichten für das Jahr 1905 229; — Neu-York: Eine Patententscheidung von wichtiger prinzipieller Bedeutung; — Deutsches Eisen; — Wien 231; — Bukarest; — Stuttgarter Lebensversicherungsbank A. G. (Alte Stuttgarter); — Nahrungsmittel-Untersuchungsamt zu Berlin; — Handelsnotizen 232; — Dividenden; — Personalnotizen 234; — Neue Bücher; — Bücherbesprechungen; — Patentlisten 235.

## Verein deutscher Chemiker:

Bezirksverein Sachsen-Anhalt: Dr. A. Buß-Berlin: Über elektrische Widerstandsöfen nach dem Kryptosystem; — W. Berger-Magdeburg: Interferenzerscheinungen im polarisierten Licht 239; — Bezirksverein Hannover; — Vertrag des Vereins deutscher Chemiker über Wasserleitungsschädenversicherung; — Berichtigung 240.

## Zentrifugalpumpe und Exhaustor aus Steinzeug.

Von Prof. GEORG LINDNER, Karlsruhe i. B.  
(Eingeg. d. 9. I. 1904.)

Im Anschluß an den Bericht über die „Untersuchung von Exhaustoren aus Steinzeug“ (1903, Heft 49) teile ich im folgenden die Ergebnisse weiterer Versuche an neueren Maschinen mit, nämlich einer Zentrifugalpumpe von 50 mm Rohrweite und einem großen Exhaustor von 300 mm Rohrweite, die von der Deutschen Steinzeugwarenfabrik für Kanalisation und chemische Industrie in Friedrichsfeld i. B. gebaut werden.

Indem ich die Grundlagen für die Messungen nach früherem als bekannt voraussetzen darf, sind bezüglich des Exhaustors nur die Angaben über seine Leistung kurz zusammenzustellen. und zwar noch abgekürzt gegenüber den früheren Zahlenreihen, weil sich der Kraftbedarf nicht deutlich abmessen ließ.

Die Transmission, an der die Maschinen bei der Untersuchung angehängt waren, brauchte nämlich für sich so viel Kraft, daß der Mehrbedarf für die Maschinen selbst nicht festzutellen war. Beiläufig ist noch zu bemerken, daß der Ausströmungskoeffizient  $\mu$  bei den weiten Öffnungen nicht wie

sonst zu 0,80, sondern zu 0,85 gerechnet werden muß, was theoretisch begründet ist, und im besonderen durch unmittelbare Messungen der Windmenge mit dem Schalenkreuzanemometer bestimmt worden ist. Für die beiden letzten Messungen mit den weitesten Öffnungen schien die Größe des Windkastens nicht mehr ganz ausreichend für die Luftmenge, weshalb die beobachteten Drucke von  $h=6$  und 5 mm Ws mit den übrigen Werten nicht mehr übereinstimmen. Als Normalleistung kann 80 cbm/M. für diesen Exhaustor gelten, wobei die Strömungsgeschwindigkeit 19 m/s beträgt.

Will man einen im Betriebe stehenden Exhaustor beurteilen, so hätte man in erster Linie den vom Rade bewirkten Druckunterschied der Gase zu messen, nämlich den Druck der Gase im Saugrohr und den Druck der Gase im Druckrohr. Bläst der Exhaustor unmittelbar ins Freie, so wird der Druck der Gase im Druckrohr gleich dem Atmosphärendruck sein, und es bleibt nur noch der Druck im Saugrohr gegenüber dem Atmosphärendruck zu messen. Man braucht dazu ein U-förmig gebogenes Glasrohr von etwa 20 cm Schenkellänge, füllt es zur Hälfte mit Wasser und verbindet das eine Ende durch einen Gummischlauch mit einer kleinen Öffnung in der

## Steinzeug-Exhaustor Friedrichsfeld. (750 mm Flügelraddurchmesser. 300 mm Rohrweite.

Gemessene Werte				Aus den Versuchen gefolgerte Werte				Gesetzmäßig berechnete Werte:						Konstanten
								für $n_0 = 780$		für $n_0 = 1000$				
a	n	h	q	Q	$h/u^2$	a b	r	a b	h	Q	h	Q		
qdm	U.M.	mm Ws.	l s	cbm M.	—	—	—	—	mm Ws.	cbm M.	mm Ws.	cbm M.		
0	780	49	0	0	0,052	0	—	0	49	0	80	0	$\eta = H/u^2$	
0,20	"	48	47	3	0,051	0,03	—	—	—	—	—	—	$= 0,052$	
0,78	"	46	180	11	0,049	0,11	—	$\frac{1}{8}$	48	13	78	16	$r = 0,70$	
1,77	"	43	395	24	0,046	0,25	0,566	$\frac{1}{4}$	45	24	73	31	$\mu = 0,85$	
3,14	"	38	660	40	0,041	0,44	0,700	$\frac{1}{2}$	36	43	59	55	$b = 7,07$	
4,91	"	26	850	51	0,028	0,70	0,635	$\frac{3}{4}$	27	56	44	72		
7,07	"	21	1100	66	0,022	1,00	0,735	1	20	64	32	82		
8,84	"	15	1160	70	0,016	1,25	0,705	$1\frac{1}{4}$	15	69	24	89		
10,21	"	10	1100	66	0,011	1,45	0,624	$1\frac{1}{2}$	11	73	19	93		
11,98	"	(6)	1000	60	0,006	1,69	—	$1\frac{3}{4}$	9	75	15	96		
14,14	"	(5)	1080	65	0,005	2,00	—	2	7	77	12	98		
								$\infty$	0	83	0	106		

Wand des Saugrohres oder des Raumes, aus dem die Gase gesaugt werden, während das andere Ende des Glasrohres offen bleibt. Den Höhenunterschied des Wassers in den beiden Schenkeln mißt man mit einem Maßstabe ab. Dieselbe Messung wiederholt man am Druckrohr. Findet man z. B. im Saugrohr 30 mm Unterdruck und am Druckrohr 13 mm Überdruck, so hat man den gesamten Druckunterschied  $h = 30 + 13 = 43$  mm Ws.— In zweiter Linie hätte man den Wert für H zu messen, indem man für kurze Zeit die Rohrleitung an irgend einer Stelle dicht abschließt, so daß keine Gase gefördert werden, und die vorigen Messungen wiederholt. Hat man etwa den Saugraum abgeschlossen, so daß keine Luft eindringen kann, auch keine Gase darin entstehen, während das Druckrohr ins Freie mündet, so wird man am Saugrohr z. B. 80 mm Unterdruck finden, am Druckrohr keinen Unterschied wahrnehmen. Dabei ist  $H = 80$  mm Ws. Wenn aber das Druckrohr an seiner Ausmündung dicht abgedeckt wird, während im Saugraum noch Gase entstehen können, so wird sich der Wert von H aus den beiden Messungen vor und hinter der Maschine in ähn-

licher Weise wie vorhin der Wert von h aus zwei Ablesungen ergeben. Jedenfalls wird H größer als h sein.

Die Druckdifferenz  $H-h$  wirkt (nach der früheren Abhandlung) darauf, die Gase durch die Exhaustoranlage hindurchzutreiben. Nach den dort angegebenen Entwicklungen erhält man die Fördermenge Q in cbm/Min. bei b qdm Rohrquerschnitt mit dem Durchströmungskoeffizienten  $v$  zu  $Q = 2,4 v b \sqrt{H-h}$ . Z. B. ergibt sich für den großen Exhaustor mit  $v = 0,70$  und dem zu 300 mm Rohrweite gehörigen Querschnitt  $b = 7,07$  qdm die minutliche Fördermenge zu

$$Q = 11,9 \sqrt{H-h}.$$

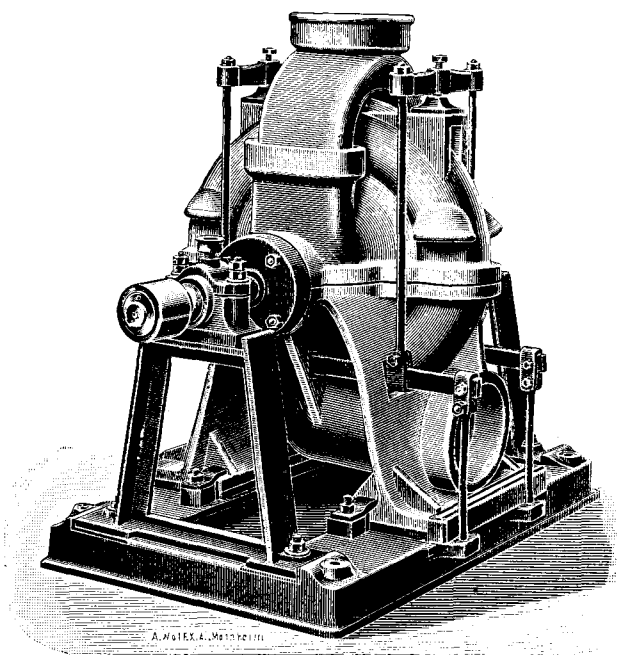
Wenn dabei  $H = 80$  und  $h = 43$ , also  $H-h = 37$  wäre, so hätte man

$$Q = 11,9 \sqrt{37} = 72 \text{ cbm/Min.}$$

als wirkliche Fördermenge. Von schweren Gasen wird, im Verhältnis der Quadratwurzel aus der Dichte gegenüber der Dichte von Luft, weniger gefördert.

Weiter kann man aus den Beobachtungen von H und h das Betriebsverhältnis  $a/b$  der Exhaustoranlagen berechnen:

$$\frac{a}{b} = \frac{v}{\mu} \sqrt{\frac{H}{h}} - 1.$$



Exhaustor aus Steinzeug.

Z. B. mit  $\nu=0,70$  und  $\mu=0,85$  für  $H=80$  und  $h=43$  wäre  $a/b=0,76$ . Die reichliche Größe dieses Maßes, das im allgemeinen

die Leergangsarbeit  $N_o$ , die der Exhaustor braucht, wenn die Leitung abgeschlossen ist, so kann man auch den Kraftbedarf im gan-

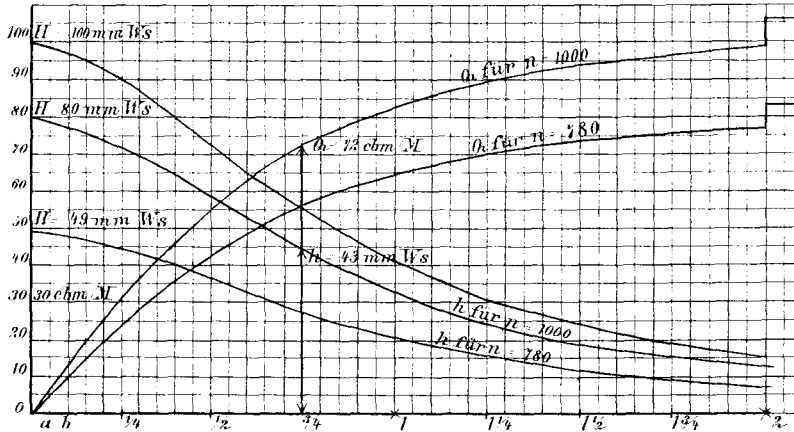


Fig. 1.

zwischen  $\frac{1}{3}$  und 1 liegen dürfte, läßt darauf schließen, daß die Gase an keiner Stelle, von ihrem Ursprung oder Eintritt an bis zum Austritt, einen besonderen Widerstand finden.

zen zu  $N_a=N_o+N_m$  angeben. Es sei z. B.  $N_o=2,5$  PS; dabei wäre  $N_a=2,5+1,3=3,8$  PS. im Betriebe.

Der Wirkungsgrad  $\eta$  der Maschine stellt sich hierbei auf  $N_m/N_a=1,3/3,8=34\%$ .

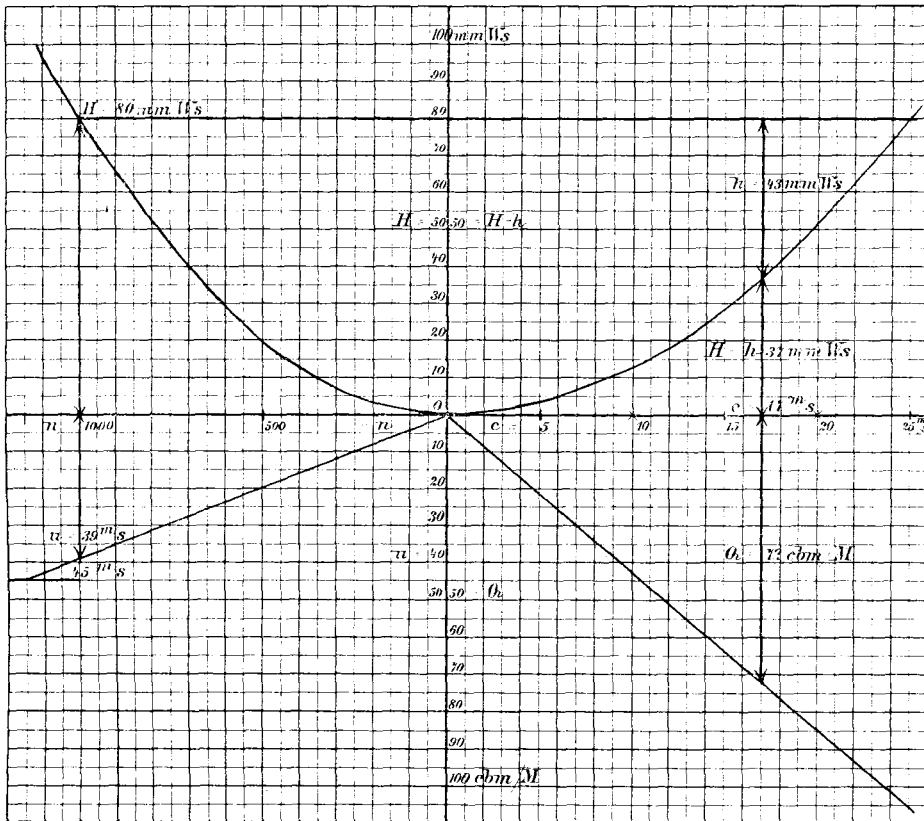


Fig. 2.

Die Nutzleistung des Flügelrades berechnet sich zu  $N_m=QH/60.75$  PS. Für  $Q=72$  und  $H=80$  wäre  $N_m=1,3$  PS. Kennt man

Die Nutzleistung der ganzen Exhaustoranlage wird zu  $N_n=Qh/60.75$  berechnet, d. i.  $72 \cdot 43/60.75 = 0,7$  PS. Der Wir-

kungsgrad  $\varepsilon = N_n/N_a$  kommt auf 0,7/3,8 = 18%.

Nach diesen Darlegungen ermöglichen die Messungen von  $h$  und  $H$  weitgehende Einblicke in die Leistung und Wirksamkeit eines im Betriebe befindlichen Exhaustors wenn man seine konstanten Werte ( $\nu$  und  $N_0$ ) kennt oder nach Maschinen gleicher Bauart abschätzt, wofür die veröffentlichten Versuchsergebnisse einigen Anhalt bieten.

Wenn man noch die Umlaufzahl  $n$  des Exhaustors mißt, so kann man zunächst die Umfangsgeschwindigkeit  $u$  des Flügelrades von  $D$  m Durchmesser berechnen:  $u = \pi D n / 60$ . Z. B. für  $D = 0,75$  m und  $n = 1000$  U/Min. wird  $u = 0,75 \cdot 1000 / 19,1 = 39,3$  m/s. Ferner ergibt sich hiermit aus der Formel  $H = \psi u^2$  der Wert von  $\psi$ , und zwar für den im Beispiel angenommenen Exhaustor zu  $\psi = H/u^2 = 80/39,3^2 = 0,052$ .

Wie sich die Maße für  $h$  und  $Q$  ändern, wenn das als Grundmaß aufgetragene Betriebsverhältnis  $a/b$  andere Werte annimmt, ergibt sich aus dem Verlaufe der in Fig. 1 eingezeichneten Kurven für  $h$  und  $Q$  bei  $n = 780$  und  $1000$  U/Min. Die mit  $H = 100$  mm beginnende Kurve für  $h$  gibt unmittelbar das Verhältnis von  $h:H$  an. So wird  $h = 0,5 H$ , wenn  $h = 50$  mm ist, nämlich bei  $a/b = 0,825$ . Rechnerisch erhält man:

$$h = H \left( 1 + \left( \frac{ua}{vb} \right)^2 \right).$$

Fig. 2 gibt einen Überblick über die gegenseitige Beziehung der Umlaufzahl  $n$ , Überdruckhöhe  $h$  und Fördermenge  $Q$  zu einander. Von dem mitten in der Zeichnung liegenden Anfangspunkte 0 aus sind aufgetragen: nach links hin die Umlaufzahlen  $n$ , darunter die zugehörigen Umfangsgeschwindigkeiten  $u = \pi D n / 60$ , darüber

die entsprechenden Werte von  $H = \psi u^2$  in Form einer Parabel, ferner nach rechts hin die Strömungsgeschwindigkeiten  $c$ , darunter die Fördermengen  $Q = 60bc/100$ , darüber die Werte für  $H - h = (c/4\nu)^2$  wieder in Parabelform. Da die Umfangsgeschwindigkeit durch die Festigkeit des Rades begrenzt wird, so daß sie 45 m/s nicht überschreiten darf, findet man die höchste Umlaufzahl für dieses Rad zu 1120 U/Min. als Begrenzung nach links, und dazu  $H = 100$  mm Ws. aus der links oben auslaufenden Parabel. Beschränkt man aber  $n$  auf 1000 U/Min., so findet man aus der Zeichnung unterhalb davon den Wert  $u = 39$  m/s, und darüber  $H = 80$  mm Ws. Geht man in dieser Höhe  $H = 80$  wage-recht nach rechts hinüber, so sieht man, wie die nach rechts oben hinziehende Parabel die Höhe  $H$  einteilt, so daß darüber die Überdruckhöhen  $h$  erscheinen, die nach rechts hin immer kleiner werden, je größer die Strömung  $c$  und die darunter stehende Fördermenge  $Q$  wird. Bei  $c = 17$  m/s gibt eine senkrechte Linie oben  $h = 43$  mm und nach unten  $Q = 72$  cbm/Min. an. Dem Verhältnis  $h/H = 43/80$  entspricht nach Fig. 1 das Maß  $a/b = 3/4$ . Wenn aber der Widerstand der ganzen Anlage gegen die Zuströmung und Ausströmung der Gase geringer wäre, so daß eine gringerer Überdruck als  $h = 43$  mm Ws. genügte, etwa  $h = 30$  mm, so wäre die senkrechte Linie, statt bei  $c = 17$  m/s, weiter rechts zu ziehen, so daß oben  $h = 30$  bleibt, und man findet dazu unten  $Q = 84$  cbm/Min., bei fast 20 m/s Strömung.

In ähnlicher Weise kann man aus der Aufzeichnung rückwärts auf die erforderliche Umlaufzahl schließen, wenn  $Q$  und  $h$  gegeben sind. Die Zahlen hierfür sind in folgender Tabelle angegeben.

		$h = 0$	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100 mm Ws.
$Q = 0$ cbm M	$n = 0$	335	500	615	710	790	870	940	1000	1060	1120	
25	$c = 6$ m/s	235	425	555	660	750	830	900	970	1030	1090	1150
50	12	470	590	690	775	850	925	990	1050	1100	—	—
75	18	710	790	870	940	1000	1060	1120	—	—	—	—
100	24	945	1010	1070	1120	—	—	—	—	—	—	—

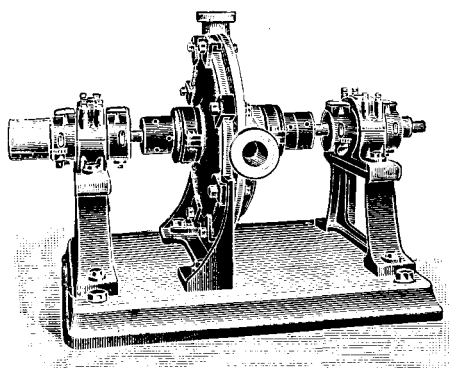
Die Zentrifugalpumpe ist bei 750 bis 950 U/Min. geprüft worden. Die Saughöhe erreichte vorübergehend 6 m, doch sollte sie im Betriebe auf höchstens 3 m beschränkt bleiben, weil dabei das Angehen der Pumpe sicherer zu erreichen ist. Die Saugleitung darf keine Luft enthalten, sondern muß vollständig samt der Pumpe selbst mit Flüssigkeit gefüllt sein. Auch würde bei großer Saughöhe leicht die Luft durch undichte Stopfbüchsen einziehen und die Leistung beeinträchtigen. Die Druck-

höhe kam bei den Versuchen auf 5—7,5 m. Die gesamte Förderhöhe als Summe von Saug- und Druckhöhe stieg bei den Versuchen auf 8 m. Die Wassermenge wurde unmittelbar durch einen Wassermesser (von den Luxwerken in Ludwigshafen a. Rh.) gemessen und betrug 160—220, im Mittel 200 l/M.

Die Versuchseinrichtung war so angeordnet, daß das Wasser aus einem abgedeckten Behälter (mit Vakuummeter und Lufthahn) der Pumpe zufließ und durch das

Druckrohr (mit Manometer, Wassermesser und Drosselhahn) wieder in den Behälter zurückströmte.

Wenn das Druckrohr abgeschlossen wurde stieg der Druck auf  $H = \psi u^2$  m Ws. Aus den Ablesungen ergab sich,  $\psi = 0,045$ . Dieser Wert erscheint geringer als bei den Exhaustoren, weil hier andere Maßeinheiten vorliegen, insbesondere wegen des Unterschiedes



Zentrifugalpumpe aus Steinzeug.

in der Dichte von Wasser und Luft. (Als Exhaustor hätte die Maschine die Konstante  $\psi = 0,045 \cdot 1,25 = 0,056$ .) Da  $u = \pi Dn/60$  ist, und  $D = 0,3$  m für den Raddurchmesser gilt, so kann man für diese Maschine auch rechnen  $H = 0,045(0,3 n/19,1)^2 = (n/300)^2$ .

hindurchzutreiben. Für  $Q$  in l/M. und  $a$  in qdm ist zu setzen:

$$Q = \mu a 60 \cdot 10 \sqrt{2g h_0}.$$

Aus den Ablesungen von  $Q$  und  $h_0$  ergab sich beiläufig  $\mu a = 0,03$  qdm. Der Druckunterschied  $H - h_0$  wirkt darauf, die Flüssigkeit durch die Pumpenanlage zu bewegen.

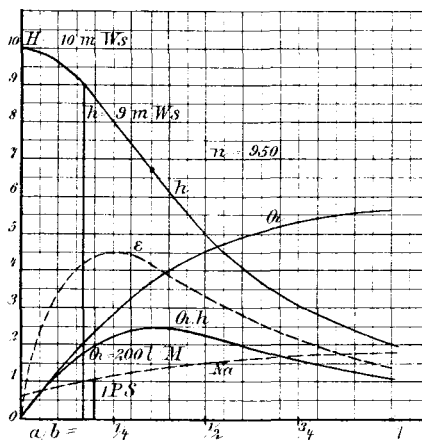


Fig. 3.

Dafür ist als Durchgangsöffnung der Rohrschnitt  $b = 0,20$  qdm mit einem Koeffizienten  $v$  zu setzen, also:

$$Q = v b 60 \cdot 10 \sqrt{2g(H - h_0)}.$$

Hieraus ergab sich  $v = 0,37 - 0,38$ . Die Strömungs-

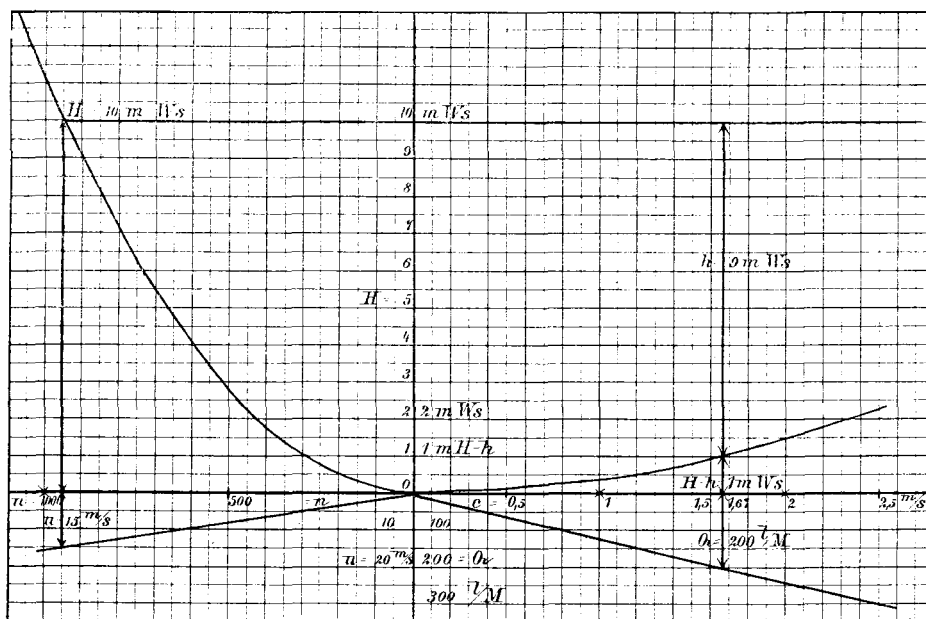


Fig. 4.

Bei geringer Öffnung der Druckrohrleitung stellte sich der Druck auf einen kleineren Wert  $h_0$  ein, der nötig war, um die Flüssigkeit  $Q$  durch die Drosselöffnung  $a$

nungsgeschwindigkeit  $c$  beträgt hiernach:

$$c = Q b 60 \cdot 10 = 1,67 \sqrt{H - h_0}.$$

Sie sollte normal 1,5–2 m/s betragen.

Im Betriebe fließt die Flüssigkeit in der Regel ohne besondere Drosselung aus dem Druckrohr aus, aber in einer gewissen Höhe  $h$  über dem Saugbehälter-spiegel. Hierbei tritt die Förderhöhe  $h$  an Stelle von  $h_0$  in die Rechnung ein. Somit wird:

$$Q = 0,37 \cdot 0,20 \cdot 60 \cdot 10 \sqrt{2 \cdot 10 (H - h)} \\ = 200 \sqrt{H - h}$$

die wirkliche Fördermenge der Pumpe ausdrücken.

Der Kraftbedarf dürfte etwa 1 PS. ausmachen. Wenn die Leergangsarbeit (bei abgeschlossener Leitung)  $N_0$  schätzungsweise zu 0,5 PS. angenommen wird, läßt sich der Kraftbedarf aus  $N_a = N_0 + QH/60.75$  berechnen. Der Wirkungsgrad  $\varepsilon$  oder das Verhältnis der Nutzleistung  $Qh/60.75$  zu dem Kraftbedarf  $N_a$  wird am günstigsten, wenn  $h = 0.7 H$  bis  $0.9 H$  ist.

In Fig. 3 ist der Verlauf der Werte von  $h$  für  $H = 10$  m Ws. aufgezeichnet, ferner die zugehörigen Werte von  $Q$  und von  $Qh$  (mit

einem Maximum bei  $h = \frac{2}{3}H$ ), schließlich auch  $N_a$  und  $\varepsilon$ . Die Größen sind für die Grundmaße  $a/b$  mit  $\mu = 0.74 = 2\nu$  berechnet. Von praktischer Bedeutung sind nur die ersten Maße bis höchstens  $a/b = \frac{1}{3}$ .

Fig. 4 zeigt für die Pumpe, in gleicher Weise wie Fig. 2 für den Exhaustor, den Zusammenhang der wichtigsten Größen: Z. B. sei  $Q = 200$  l/M. und  $h = 9$  m Förderhöhe für die verlangte Leistung gegeben. Man findet rechts nach unten aufgetragen den Wert  $Q = 200$  bei der Strömung  $c = 1.67$  m/s; darüber bis zu der flach verlaufenden Parabel  $H - h = 1$  m. Geht man um  $h = 9$  m nach oben hinauf, so erreicht man die ganze Höhe  $H = 10$  m und geht in dieser Höhe nach links hinüber, bis die links aufsteigende Parabel geschnitten wird; das geschieht bei dem nach links aufgetragenen Grundmaß  $n = 950$  U/Min., wobei die Radumfangsgeschwindigkeit  $u = 15$  m/s wird.

Die Zahlenwerte sind, nach den oben entwickelten Formeln, in folgender Tabelle aufgeführt:

		$h = 0$	2	4	6	8	10	12 m Ws.	
$Q = 01$ M		$n = 0$	425	600	735	850	950	1040 U/M;	$H - h = 0$ m
100	$c = 0,83$ m/s	150	450	620	750	860	960	1050	0,25
150	1,25	225	480	640	770	870	975	1060	0,56
200	1,67	300	520	670	790	900	995	1080	1,00
250	2,08	375	565	705	810	925	1020	1100	1,56
300	2,50	450	620	725	860	960	1050	1130	2,25

Zum Schluß dieses Berichtes möchte ich nicht unterlassen, der Deutschen Steinzeugwarenfabrik in Friedrichsfeld i. B. die Anerkennung dafür auszusprechen, daß sie sich entschlossen hat, sowohl im allgemeinen als auch im besonderen Interesse der Benutzer ihrer Maschinen, die Ergebnisse aus den Untersuchungen ihrer Maschinen rückhaltlos der Öffentlichkeit zu übergeben.

### Eine Fehlerquelle bei der Bestimmung des Acetons nach der Jodoformmethode.

(Mitteilung aus dem Laboratorium von W. Vaubel zu Darmstadt.)

Von W. VAUBEL und O. SCHEUER.

(Eingeg. d. 18.1. 1905.)

Die Bestimmung des Acetons nach der Jodoformmethode ist zuerst von G. Krämer<sup>1)</sup> vor-

geschlagen worden, und zwar zur Bestimmung des Acetongehaltes im Holzgeist. Hierbei kam das gebildete Jodoform als solches zur Wägung, und durfte der Gehalt an Aceton 1% nicht übersteigen. Diese Methode erfuhr eine Abänderung durch J. Messinger<sup>2)</sup>. Nach dessen Methode verfährt man so, daß man die acetonteilige Lösung mit 5–6%iger Kalilauge versetzt, eine titrierte Jodlösung im Überschuß zugibt und nach dem Ansäuern mit Schwefelsäure und zwei Minuten langem Stehenlassen unter Verwendung von Stärkekleister als Indikator mittels Thiosulfat zurücktitriert.

Die Messingersche Methode entspricht in dieser Fassung noch nicht allen Bedürfnissen. Sie hat dementsprechend vielfach Abänderungen erfahren. Vor einiger Zeit sind wir auf eine besonders ins Gewicht fallende Fehlerquelle aufmerksam geworden, über die wir nachstehend kurz berichten wollen. Die Beobachtung, um die es sich hier handelt, ist bereits vor kurzem von Förster und Gyr<sup>3)</sup> beschrieben

<sup>2)</sup> J. Messinger, Berl. Ber. **21**, 33 66(1888).

<sup>3)</sup> F. Förster u. K. Gyr, Z. f. Elektrochem. **9**, 1 (1903).

<sup>1)</sup> G. Krämer, Berl. Ber. **13**, 1000 (1880).