

Zeitschrift für angewandte Chemie.

1903. Heft 49.

Untersuchung von Exhaustoren aus Steinzeug.

Von Prof. Georg Lindner in Karlsruhe i. B.

Die Deutsche Steinzeugwarenfabrik für Kanalisation und Chemische Industrie in Friedrichsfeld i. B. baut Steinzeug-Exhaustoren zum Absaugen von sauren Gasen, die mit Eisen oder anderen Stoffen, als Steinzeug, nicht in Berührung kommen sollen. Die Maschinen wirken nach Art der Zentrifugal-Ventilatoren; das Flügelrad, dessen Umfangsgeschwindigkeit bis zu 45 m/s gesteigert werden kann, saugt die Gase symmetrisch von beiden Seiten an und wirft sie nach außen in den Umlauf des Gehäuses und in den tangential anschließenden Blasehals, an den sich ein Abführungsrohr mit Muffe ansetzen läßt. Das Zuführungsrohr ist an der Maschine so gegabelt, daß die Gase zu beiden Seiten des Flügelrades in das Gehäuse eintreten. Die eiserne Welle ist innerhalb des Gehäuses mit Steinzeughülsen umkleidet, die beiderseits am Flügelrade bis in die Stopfbuchsen reichen, durch welche die Welle nach außen hervortritt. Sie liegt neben dem Gehäuse in Ringschmierlagern und wird an dem einen Ende mit Riemscheibe oder durch Kupplung mit einem Elektromotor angetrieben.

Die Maschinen werden in zwei Größen gebaut: No. I mit 600 mm Flügelraddurchmesser und 200 mm Rohrweite, No. II mit 400 mm Flügelraddurchmesser und 150 mm Rohrweite. Beide Größen sind den Versuchen und Berechnungen unterzogen worden.

Ferner hatte ich Gelegenheit, einen Siegfried-Exhaustor größten Modells von einer anderen Firma zu messen, und es folgt unten weiter eine Tabelle, aus welcher die Leistungen dieses Siegfried-Exhaustors ersichtlich sind.

Es läßt sich nicht kurzweg angeben, daß ein Exhaustor eine gewisse Gasmenge in der Zeiteinheit fördert und mit einer gewissen Stärke, einem gewissen Druckunterschiede des Gases vor und hinter der Maschine, saugend wirkt. Wenn auch der Exhaustor selbst gegeben ist, so hängt seine Leistung wesentlich von der Umlaufzahl ab, mit der man ihn betreibt. Ändert man, unter sonst gleichen Umständen, die Umlaufzahl, so ändert sich in demselben Verhältnis die Fördermenge an Gas, und gleichzeitig ändert sich die Saug-

stärke im quadratischen Verhältnis der Umlaufzahlen. Die Steigerung der Leistung findet eine Grenze in der Festigkeit des Flügelrades, weil dieses durch die Zentrifugalkraft seiner eigenen Masse in Anspruch genommen wird. An den Steinzeug-Exhaustoren ist die Form der Flügelräder mit besonderer Rücksicht auf diesen Punkt geschickt ausgebildet.

Die Leistung eines Exhaustors, der mit einer bestimmten Umlaufzahl betrieben wird, hängt aber außerdem noch von Umständen ab, die mit der Maschine selbst nichts zu tun haben, vielmehr durch die Gesamtanordnung der ganzen Anlage beeinflußt werden. Man erkennt das recht klar, wenn man sich vorstellt, die Leitung sei vor oder hinter der Maschine an irgend einer Stelle abgeschlossen; dabei fördert der Exhaustor gar kein Gas, obwohl ihm eine gewisse Leistung zugeschrieben wird. Das Flügelrad arbeitet in diesem Falle in dem Gase nutzlos. Hierbei rotiert nicht etwa das im Flügelrade selbst enthaltene Gas mit diesem, sondern es werfen die Flügel immer noch Gas nach außen in den Umlauf des Gehäuses; gleichzeitig strömt aber auch Gas aus dem äußeren Druckraume durch das Rad zurück zum Saugraume, und zwar in gleicher Menge. Der Druckunterschied vor und hinter dem Flügelrade hat hierbei ein Höchstmaß erreicht, das hauptsächlich von der Umfangsgeschwindigkeit des Flügelrades abhängt, nebenbei auch von der mehr oder weniger günstigen Gelegenheit zur Rückströmung. So wird also ein Exhaustör, wie er auch beschaffen sein mag, einen Saal nicht ventilieren können, wenn alle Fenster und Türen dicht geschlossen sind, und in dem Raume nicht etwa durch Kochen Dämpfe entstehen. Sobald aber eine Tür geöffnet wird, muß ein starker Zugwind in den Saal eindringen, weil die Luftspannung innen geringer als außen ist. Das erklärt zugleich die ungenügende Wirkung so mancher Ventilationseinrichtung; nicht der Ventilator ist an dem Mißerfolg schuld, sondern die mangelhafte Zuführung frischer Luft von außen, ohne die eine wirkliche Ventilation eben nicht möglich ist.

In Bergwerken führt man die frische Luft durch besondere Schächte ein und durch Strecken, die an den Anschlußstellen durch

Türen abgeschlossen sind, durch das Grubengebäude bis zum ausziehenden Wetterschacht, aus dem der saugend wirkende Ventilator die Gase aufnimmt und ins Freie auswirft. Der Widerstand, den die Wetter bei der Strömung auf dem ganzen Wege finden, bedingt eine Depression von 50 bis 100 mm Wassersäule vor dem Exhauster. Wenn man, z. B. bei Leistungsversuchen, die Luft nicht durch die Grube, sondern unmittelbar dem Exhauster zuführen ließe, so müßte man die Zuströmung abdrosseln, indem man die Luft durch eine enge Öffnung eintreten ließe, deren Widerstand äquivalent, gleichwertig mit dem Widerstande der Grube ist. Für diesen gibt die Größe der vorgedachten Öffnung ein Maß; sie wird kurz die „äquivalente Fläche“ genannt. Je kleiner diese Fläche ist, um so geringer ist die Fördermenge und dabei doch die erzielte Depression stärker. Je größer sie ist, um so größer die Fördermenge innerhalb gewisser Grenzen, aber die Depression verschwindet mehr und mehr.

Unter der notwendigen Beachtung des Umstandes, daß die Betriebsverhältnisse von ausschlaggebendem Einfluß auf die Leistung eines Exhausters sind, habe ich die Versuche so angestellt, daß die Maschinen aus einem Raume saugten, in den die Luft durch Öffnungen von verstellbarer Größe eintreten konnte. Diese Anordnung bietet zugleich eine zweckmäßige Einrichtung zur Messung der Fördermenge, weil sich die durchströmende Luftmenge aus der Fläche der Öffnung und der wirksamen, leicht ablesbaren Druckdifferenz berechnen läßt, wogegen die Messungen der Luftgeschwindigkeit mit dem Anemometer nicht so zuverlässig sind und in vielen Fällen überhaupt unausführbar wären. Diese Erfahrung hat sich bei den vorliegenden Versuchen in besonders deutlicher Weise wieder bestätigt, wovon später noch die Rede sein wird.

Für die Frage, nach welchem Gesetz sich die Leistung — also die Fördermenge und die Druckdifferenz — bei veränderlichen Betriebsverhältnissen — nämlich je nach der Weite der äquivalenten Fläche bei den Versuchen — einstellt, habe ich durch theoretische Rechnungen und Experimente die Lösung gefunden. Einer bestimmten Umfangsgeschwindigkeit des Flügelrades entspricht eine gewisse Druckdifferenz. Es sei hier davon abgesehen, daß diese je nach der Schaufelform des Flügelrades mit der Fördermenge ein wenig veränderlich ist. Diese Druckdifferenz läßt sich bei vollkommenem Abschluß der Zuströmung zum Exhauster unmittelbar messen. Gibt man nunmehr eine mäßige Öffnung für die Einströmung frei, so sinkt die meßbare

Druckdifferenz auf einen kleineren Wert. Dieser ist maßgebend für die Einströmungsgeschwindigkeit der Luft durch jene Öffnung in den Saugraum, beeinflußt durch einen Widerstandskoeffizienten. Die scheinbar verschwundene Druckwirkung aber, d. i. der Unterschied zwischen der ersten und der jetzigen Ablesung, ist maßgebend für die Durchströmung der Luft von dem Saugraume aus durch die ganze Maschine bis zur Ausströmung in die freie Atmosphäre. An Stelle der vielfachen Rohre, der Zellen zwischen den Schaufeln des Flügelrades u. s. w. läßt sich, ähnlich wie vorher beschrieben, wieder eine Drosselfläche in die Rechnung einführen; am einfachsten wählt man dafür die Blasehalsöffnung oder den Rohrquerschnitt der Maschine, weil dieser bestimmt gegeben ist, und ermittelt dazu aus den Versuchen an der einzelnen Maschine den ihr zukommenden Widerstandskoeffizienten.

Hier nach läßt sich für beliebige Betriebsverhältnisse die Wirkung des Exhausters angeben und vorausberechnen. Wie bei anderen früheren Versuchen hat sich auch hier eine gute Übereinstimmung gezeigt zwischen den gemessenen und den nach vorstehenden Gesichtspunkten berechneten Werten. In den Figuren entsprechen die Punkte den Messungen und die Linien den gesetzmäßig berechneten Werten der Druckdifferenz (h), wie sie sich für veränderliche Öffnungsweiten (je nach dem Verhältnis $a:b$) ergeben haben.

Der Kraftbedarf in Pferdestärken ist für einen Exhauster am geringsten bei vollständigem Abschluß der Saugöffnung. Außer zur Überwindung der Lager- und Stopfbuchsenreibung wird die Kraft auch von dem Flügelrade gebraucht, weil es ja fortwährend so viel Luft fördern muß, als gleichzeitig wieder durch das Rad und neben dem Rade zurückströmt, sodaß die Druckdifferenz erhalten bleibt. Mit zunehmender Weite der Saugöffnung steigt der Kraftbedarf von dem Anfangswerte ab, und zwar proportional der Fördermenge.

Die Nutzleistung wird gewöhnlich nach dem Produkt aus der Fördermenge und der meßbaren Druckdifferenz berechnet. Sie wird also gleich Null sein, wenn die Saugöffnung ganz geschlossen ist, weil dabei die Fördermenge gleich Null ist; aber auch wieder, wenn die Saugöffnung der Maschine ganz frei liegt, weil dabei keine Druckdifferenz an den Mündungen der Maschine bemerkbar ist.

Auch der Wirkungsgrad oder das Verhältnis der Nutzleistung zum Kraftbedarf, wird in den beiden extremen Fällen zu Null. Im ganzen Verlaufe der dazwischen liegenden Betriebsverhältnisse bleibt er ziemlich niedrig.

Am höchsten kommt er, wenn die Saugöffnung ungefähr halb so groß wie die Blasehalsfläche ist.

Nach der vorhin vorgetragenen Anschauung, daß die Wirkung des Flügelrades immer dem höchsten Druck entspricht, der sich bei vollständigem Abschluß der Saugöffnung anzeigt, ist die Nutzleistung der Maschine zutreffender aus der Fördermenge und diesem konstanten Höchstdruck zu berechnen. Sie ist bei gänzlichem Abschluß gleich Null und steigt bei zunehmender Öffnung in gleichem Verhältnis mit der Fördermenge.

Das Verhältnis der so berechneten Nutzleistung zu dem Kraftbedarf gibt auch ein richtigeres Maß für den Wirkungsgrad der Maschine, und zwar Zahlenwerte, die — unter den vorliegenden Umständen — recht befriedigend sind.

Das Endergebnis der Untersuchungen, nämlich der Vergleich zwischen den einzelnen Maschinen sei hier der Beschreibung der Versuche und der Erläuterung der Berechnungen vorausgeschickt.

Der große Exhaustor No. I von Friedrichsfeld unterscheidet sich im Bau durch reichlichere Abmessungen, weitere Gehäuseformen von dem Siegfried-Exhaustor, bei gleichem Raddurchmesser von 600 mm und gleicher Rohrweite von 200 mm Rohrweite.

Es sei angenommen, daß beide Maschinen mit gleicher Tourenzahl von z. B. 1200 oder 1500 Umdrehungen in der Minute laufen, wofür in den anliegenden Tabellen die Zahlen angegeben sind. Danach liefert, bei ungehinderter Einströmung, der Friedrichsfelder Exhaustor 5 Proz. mehr Luft und verbraucht dabei 20 Proz. weniger Betriebskraft als der Siegfried-Exhaustor. Doch äußert dieser eine um 10 bis 15 Proz. stärkere Saugwirkung bei gänzlichem Abschluß der Zuströmung — ein Fall der für die Praxis jedoch wertlos ist. Wenn die Einströmungs-Öffnung am Saugraume gleiche Weite wie die Rohrleitung hat, sind die Leistungen an Fördermenge und Saugwirkung nahezu übereinstimmend, während der Kraftbedarf des Siegfried-Exhaustors durchweg um 20 Proz. größer ist.

Den wirklichen Exhaustoranlagen entsprechen diejenigen Verhältnisse der Versuche, bei denen das Verhältnis $a:b$ der Einströmungsöffnung zum Rohrquerschnitt etwa von 1:3 bis höchstens 1:1 gilt. Bei Betriebsverhältnissen mit weniger als 1:3 würde die Anlage nicht genügend ausgenutzt; bei mehr als 1:1 würde die Strömungsgeschwindigkeit in der Rohrleitung übermäßig groß und zugleich der Wirkungsgrad der Anlage ungünstig ausfallen. Beiläufig sei bemerkt, daß für Hochdruck-Ventilatoren das

Verhältnis $a:b$ von 1:6 bis 1:4 den Anlagen entspricht. Die Strömungsgeschwindigkeiten in den Rohren bemäßt man zweckmäßig auf 10 bis 20 m/s. Für 200 mm Rohrweite hätte man also 20 bis 40 cbm/Min. als normale Fördermenge anzunehmen; für 150 mm Rohrweite 10 bis 20 cbm/Min.

Diese Zahlenangaben sind für den Unterschied zwischen dem großen Modell von Friedrichsfeld No. I und dem kleineren No. II bestimmt.

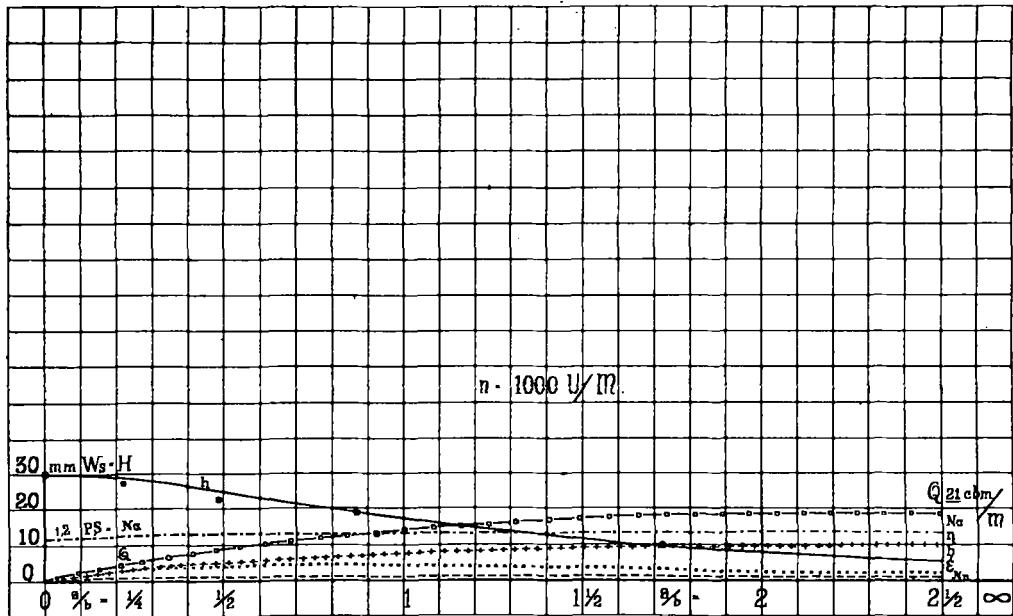
Die Deutsche Steinzeugwarenfabrik in Friedrichsfeld hat neuerdings einige Abänderungen an der Gehäuseform und in der Anordnung der Flügel vorgenommen und sich diese gesetzlich schützen lassen. Dabei tragen auch die Muffenhülsen der Welle schief stehende Flügel, welche die Luft aufschaufeln und als Vorflügel dem eigentlichen Flügelrade zutreiben. Einen solchen Exhaustor mit Vorflügeln mit 400 mm Raddurchmesser und 150 mm Rohrweite habe ich auch untersucht und gefunden, daß er bedeutend höhere Saugwirkung ausübt. Bei gänzlichem Abschluß der Einströmung ist die erzielte Druckdifferenz um 28 Proz. stärker als bei dem gewöhnlichen Modell; bei halber Öffnung 16 Proz.; bei gleichweiter Öffnung ($a:b=1:1$) werden die Ziffern für Saugstärke und Fördermenge gleich denen des gewöhnlichen Modells. Die Fördermenge stellt sich bei halber Öffnung um 6 Proz. höher. Bei unbeschränkter Zuströmung würde die Fördermenge allerdings um 12 Proz. kleiner ausfallen; doch liegt nach obigem dieser Fall außerhalb der wirklichen Betriebsverhältnisse. Hiernach eignet sich die neuere Konstruktion besonders für schwierig zu ventilierende Anlagen, die eine höhere Druckdifferenz erfordern und dabei noch eine stärkere Strömungserhalten sollen.

Der Kraftbedarf des neuen Exhaustors mit Vorflügeln hat sich geringer, ja noch niedriger ergeben, als von vornherein erwartet worden war. Leider hat das bei den Versuchen an diesem Exhaustor benutzte Ampèremeter bei der geringen Stromstärke nicht genügend große Ausschläge gegeben, um sichere Ablesungen zu gestatten. Nur für die weitesten Öffnungen von 462 qcm wurden die Zahlenwerte notiert, wie sie von dem Elektromonteur abgeschätzt worden sind. Das gewöhnliche Modell II hatte bei 1035 Touren einen Kraftbedarf von 1,3 PS (gegenüber 0,67 bei $n=1140$) und bei 2020 Touren 3,27 PS (gegenüber 1,7 bei $n=1730$), also rund doppelt so viel angezeigt. Durch die neue Konstruktion ist also auch in Bezug auf die Sparsamkeit des Betriebes ein sehr guter Erfolg erreicht worden, der dem Benutzer der Maschine zu gute kommt.

Steinzeug-Exhaustor. Friedrichsfeld II.

Gemessene Werte					Aus den Versuchen gefolgte Werte								
a	n	h	V	A	q	Q	N _a	KW	φ	N _a	ε	h/u ²	a/b
qdm	U/M.	mm Ws.	V	A	l/s	cbm/M.	PS.	KW	Proz.	PS.	Proz.	—	—
0	1025	30	110	13,5	0	0	0	1,48	60	1,2	0	0,064	0
0,38	1035	30	110,5	13,5	67	4	0,03	1,5	60	1,2	2	0,063	0,22
0,86	1035	25	110,5	13,5	136	8	0,05	1,5	60	1,2	4	0,052	0,49
1,54	1035	20	110,5	13,8	218	13	0,06	1,52	60	1,25	5	0,042	0,87
3,08	1035	10	110,5	14	308	18,5	0,04	1,55	61	1,3	8	0,021	1,74
4,62	1035	5	110,5	14	326	19,5	0,02	1,55	61	1,3	2	0,010	2,61
0	2035	125	108,5	18,5	0	0	0	2,01	64	1,75	0	0,068	0
0,38	2030	120	108,5	19,5	131	8	0,21	2,12	65	1,87	11	0,065	0,22
0,86	2015	105	107,5	22	280	17	0,39	2,37	66	2,12	18	0,058	0,49
1,54	2015	75	107,2	24	422	26	0,42	2,58	68	2,38	18	0,041	0,87
3,08	2015	35	107	27	577	35	0,27	2,90	70	2,76	10	0,019	1,74
4,62	2020	15	106,5	30,9	566	34	0,11	3,3	73	3,27	3,5	0,008	2,61

Steinzeug-Exhaustor Friedrichsfeld No. II.



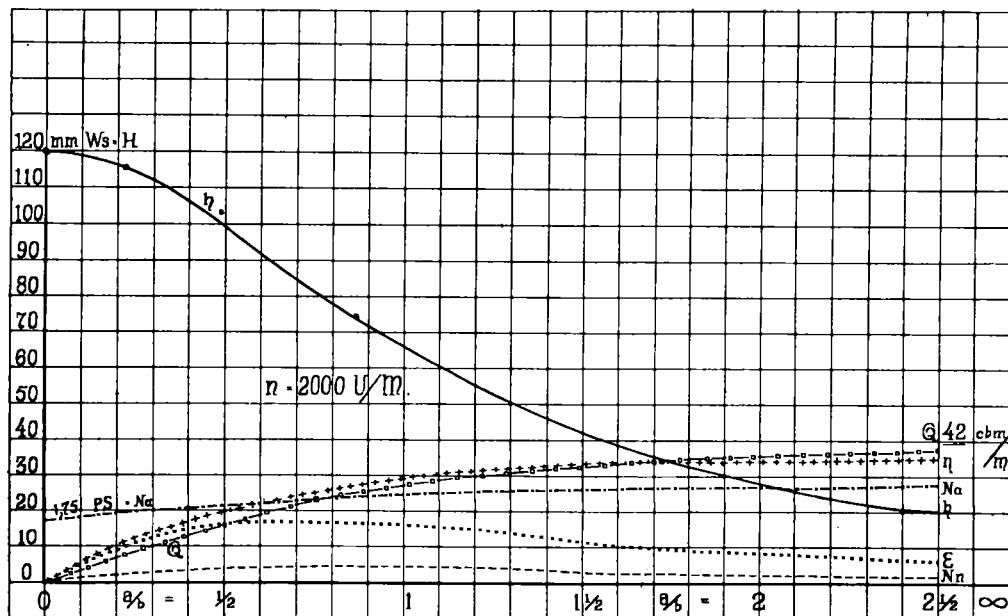
Bei den weitesten Öffnungen von 462 qcm wurden auch Messungen der Luftmenge mit dem Anemometer, und zwar an der Ausblaseöffnung des Exhaustors, vorgenommen, die eine sehr gute Übereinstimmung mit den aus der Druckdifferenz berechneten Werten zeigen und diese bestätigen. Bei beschränkter Luftförderung gestaltet sich die Ausströmung ungleichmäßig in der Ausblaseöffnung; bei gänzlichem Abschluß strömt zugleich Luft aus und ein. Die Messungen mit dem Saug- oder Druckkasten sind darum für alle Fälle genauer und nebenbei auch bequemer, weil man nicht erst eine Minute lang, ja sogar genau 60 Sekunden hindurch, den Apparat richtig halten und dabei die Zeit beobachten

muß, sondern nur den Druck am Wasserrohr abzumessen braucht. Der Kasten muß luftdicht gefügt und ausgeklebt sein. Er wird mit der Maschine durch eine kurze einfache Rohrverbindung zusammengestellt. Runde Öffnungen in den Wänden des Kastens lassen sich durch Schieber abdecken und mit Holzkeilen über den Deckplatten dicht abschließen. Ein besonderer Schieber mit runden Öffnungen von geringerer Weite gestattet die Einstellung kleinerer Flächen mit ähnlichen Strömungsverhältnissen, also fast gleichem Durchgangs-Koeffizienten. Dieser beträgt 0,80 im Mittel, wie ich zuvor erprobt habe. Mit dieser Vorrichtung kann man schnell eine Versuchsreihe durchführen und mit der vorhin

400 mm Flügeldurchmesser. 150 mm Rohrweite.

n ₀ = 1000		Für n ₀ = 1000 gesetzmäßig berechnete Werte							Konstanten
h ₀	ν	a/b	h	Q	N _n	N _a	ϵ	η	
		—	mm Ws.	cbm/M.	PS.	PS.	Proz.	Proz.	
29	—	0	30	0	0	1,2	0	0	$\psi = \frac{H}{u^2} = 0,068$ $\nu = 0,90$ $b = 1,77 \text{ qdm}$
28	0,95	1/4	29	4,5	0,03	1,2	2,5	2,5	
23	0,80	1/2	25	8,5	0,05	1,3	4	4,5	
19	0,94	1	17	14	0,05	1,3	4	7	
9	0,96	1 3/4	9	18	0,03	1,3	3	9	
5	0,92	2 1/2	5	19	0,02	1,3	1,5	10	
		∞	0	21	0	1,35	0	10,5	
n ₀ = 2000		Für n ₀ = 2000 gesetzmäßig berechnete Werte							
121	—	0	120	0	0	1,75	0	0	
116	0,87	1/4	115	9	0,23	2	11	12	
104	0,97	1/2	100	17	0,38	2,2	17	20	
74	0,87	1	67	28	0,42	2,5	17	30	
35	0,88	1 3/4	35	35	0,27	2,7	10	35	
15	0,79	2 1/2	20	38	0,17	2,8	6	36	
		∞	0	42	0	3,0	0	38	

400 mm Flügeldurchmesser. 150 mm Rohrweite.



angeführten Berechnungsweise die Betriebsziffern für andere Verhältnisse umrechnen. Die Ablesung der Tourenzahl am Tachometer ist dabei verhältnismäßig am schwierigsten, weil der Zeiger, den fortwährenden kleinen Schwankungen der Geschwindigkeit folgend, nicht stillsteht, sondern zittert, auch im Verlaufe kurzer Zeiten etwas steigt oder fällt.

An den Steinzeug-Exhaustoren sind früher anderweitige Versuche angestellt worden, die ich nach der mir angegebenen Beschreibung wiederholt habe. Sie betrafen die Luftmenge bei ungehinderter Zuströmung und ergaben beinahe doppelt so große Fördermengen wie die vorstehend beschriebenen Untersuchungen. Die Einrichtung war dabei die folgende:

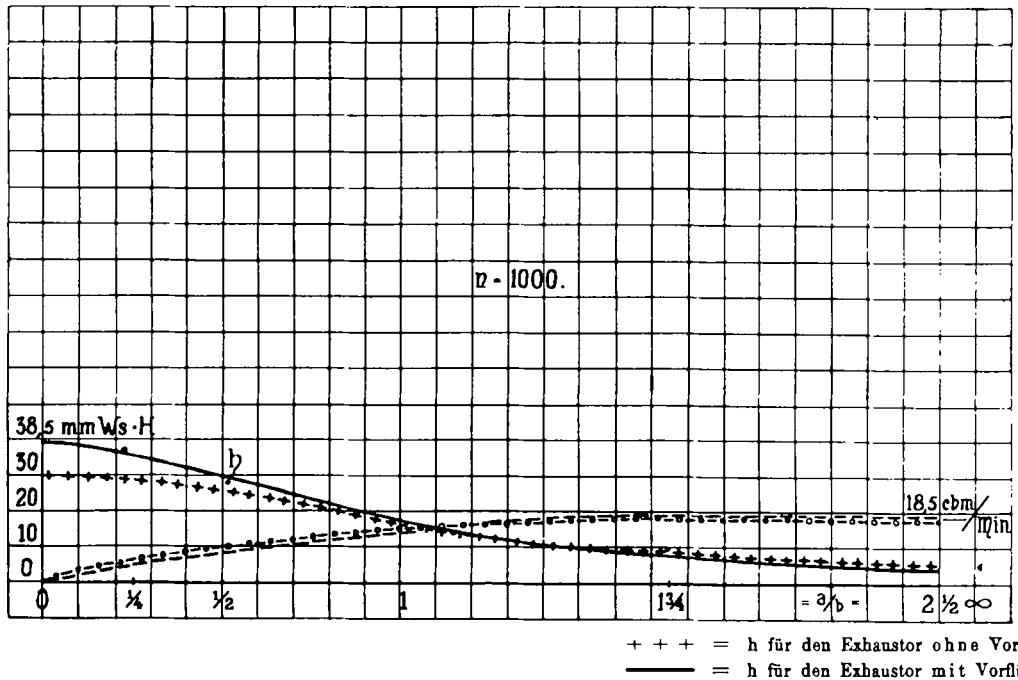
An dem Saugstutzen des Exhaustors war unmittelbar (ohne den Saugkasten) ein Blechtrichter angesetzt mit einer auf eine kurze Strecke zylindrischen Mündung von 583 mm Weite für 200 mm Rohrweite des Exhaustors No. I. In der Trichtermündung wurde mit dem Anemometer die Geschwindigkeit der einziehenden Luft gemessen.

Bei 1160 U/Min. wurde eine Geschwindigkeit von 5 m/s beobachtet. Auf die Fläche der Trichtermündung, unter Abzug der von dem Anemometer eingenommenen Fläche, nämlich 0,265 qm freie Fläche, berechnet sich hieraus die Fördermenge zu 80 cbm/Min. Aus den vorstehenden Untersuchungen aber hat sich bei 1200 U/Min. nur 47,5 cbm/Min.

Steinzeug-Exhaustor Friedrichsfeld mit Vorflügeln.

Gemessene Werte						Aus den Versuchen gefolgte Werte								
a	n	h	V	A	q	Q	N _n	KW	φ	N _a	ε	h/u ²	a/b	
qdm	U/M.	mm Ws.	V	A	l/s	cbm/M.	PS.	KW	Proz.	PS.	Proz.	—	—	
0	1140	50	—	—	0	0	—	—	—	—	—	0,087	0	
0,38	1150	48	—	—	83	5	—	—	—	—	—	0,083	0,22	
0,86	1150	37	—	—	173	10	—	—	—	—	—	0,064	0,49	
1,54	1140	25	—	—	244	15	—	—	—	—	—	0,044	0,87	
3,08	1140	12	—	—	338	20	—	—	—	—	—	0,021	1,74	
4,62	1140	7	110	8	387	23	0,036	0,88	56	0,67	5	0,012	2,61	
0	1800	124	—	—	0	0	—	—	—	—	—	0,087	0	
0,38	1780	113	—	—	128	8	—	—	—	—	—	0,082	0,22	
0,86	1780	87	—	—	265	16	—	—	—	—	—	0,063	0,49	
1,54	1800	60	—	—	377	23	—	—	—	—	—	0,042	0,87	
3,08	1750	25	—	—	487	29	—	—	—	—	—	0,019	1,74	
4,62	1730	11	110	18	485	29	0,07	2	64	1,7	4	0,009	2,61	

Steinzeug-Exhaustor Friedrichsfeld No. II mit Vorflügeln.



++ = h für den Exhaustor ohne Vorflügel
— = h für den Exhaustor mit Vorflügel.

als Förderleistung ergeben, d. i. nur 60 Proz. der unmittelbar gemessenen Luftmenge. Ebenso fand sich bei 1520 U/Min. die Leistung von 105 cbm/Min. gegen 58,5 cbm bei 1500 U/Min. Die hohen Zahlen stimmten mit den früheren, von anderer Seite gemachten Versuchen recht gut überein; sie eigneten sich auch besser als die niedrigeren Zahlen für die Aufnahme in die Preisliste über die Exhaustoren. Jedenfalls haben sie ihre Berechtigung in der Vergleichung mit anderen Exhaustoren, deren Leistung in gleicher Weise ermittelt worden ist.

Ich ließ es mir angelegen sein, den großen Unterschied in den Ergebnissen der beiden

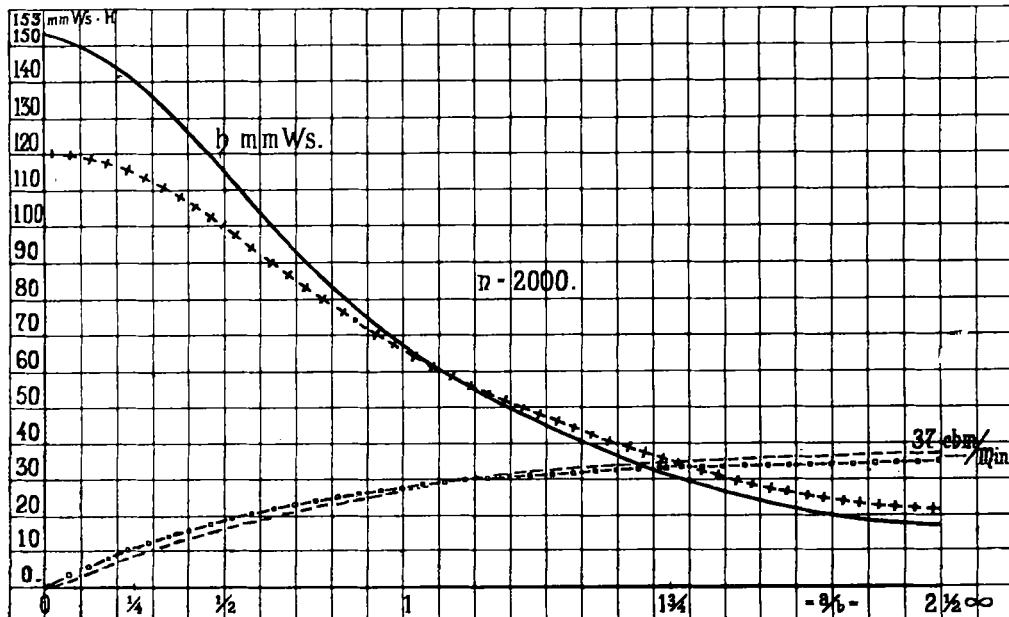
Methoden aufzuklären und die wahre Fördermenge festzustellen, damit auch für Lieferungen unter Garantie der Leistung eine sichere Grundlage gegeben wäre.

Auffallend war zunächst, daß, wenn die höheren Zahlen richtig wären, die Luft in dem Saugrohr und im Ausblasenhals eine größere Geschwindigkeit haben müßte, als ihr das Flügelrad an seinem äußeren Umfang erteilt. Die Radumfangsgeschwindigkeit bei 1160 U/Min. beträgt 36,5 m/s. Wäre die Lieferung wirklich 80 cbm/Min., so müßte die Strömung in den Rohren mit 42,5 m/s erfolgen. Eine solche Strömung ist nicht gut

400 mm Flügelrad-Durchmesser. 150 mm Rohrweite.

$n_0 = 1000$		Für $n_0 = 1000$ gesetzmäßig berechnete Werte							Konstanten
h_0	ν	a/b	h	Q	N_n	N_a	ϵ	η	
		—	mm Ws.	cbm/M.	PS.	PS.	Proz.	Proz.	
38,5	—	0	38,5	0	—	—	—	—	$\psi = \frac{H}{u^2} =$
36	0,70	$\frac{1}{4}$	36	5	—	—	—	—	$\nu =$
28	0,67	$\frac{1}{2}$	29	9	—	—	—	—	$b =$
19	0,70	1	17	14	—	—	—	—	
9	0,79	$\frac{3}{4}$	8	16,5	—	—	—	—	
5,5	0,85	$\frac{2}{3}$	4	17,5	—	—	—	—	
		∞	0	18,5	—	—	—	—	
$n_0 = 2000$		Für $n_0 = 2000$ gesetzmäßig berechnete Werte							
153	—	0	153	0	—	—	—	—	
143	0,67	$\frac{1}{4}$	144	10	—	—	—	—	
110	0,65	$\frac{1}{2}$	116	18	—	—	—	—	
74	0,68	1	67	28	—	—	—	—	
32	0,73	$\frac{3}{4}$	31	33	—	—	—	—	
15	0,69	$\frac{2}{3}$	17	35	—	—	—	—	
		∞	0	37	—	—	—	—	

400 mm Flügeldurchmesser. 150 mm Rohrweite.



— · — = Q für den Exhauster ohne Vorflügel.

— o — o = Q für den Exhauster mit Vorflügel.

denkbar. Die Messung der Luftgeschwindigkeit am Ausblasenhals mittels des Anemometers ergab mir nur 25,5 m/s, oder eine Luftmenge von 48 cbm/Min. Die am Ausblasenhals gemessene Menge von 48 cbm stimmt gut mit dem für 1200 U/Min. berechneten Tabellenwerte von 47,5 cbm/Min. Sie stellt sich gerade auf 60 Proz. von der in der Trichteröffnung gemessenen Menge einströmender Luft.

Bei der anderen Tourenzahl von 1520 U/Min. erhielt ich an der Austrittsöffnung 64 cbm/Min., oder 61 Proz. von 105 cbm, und wieder nahe übereinstimmend mit der für 1500 U/Min. berechneten Zahl von 58,5 cbm.

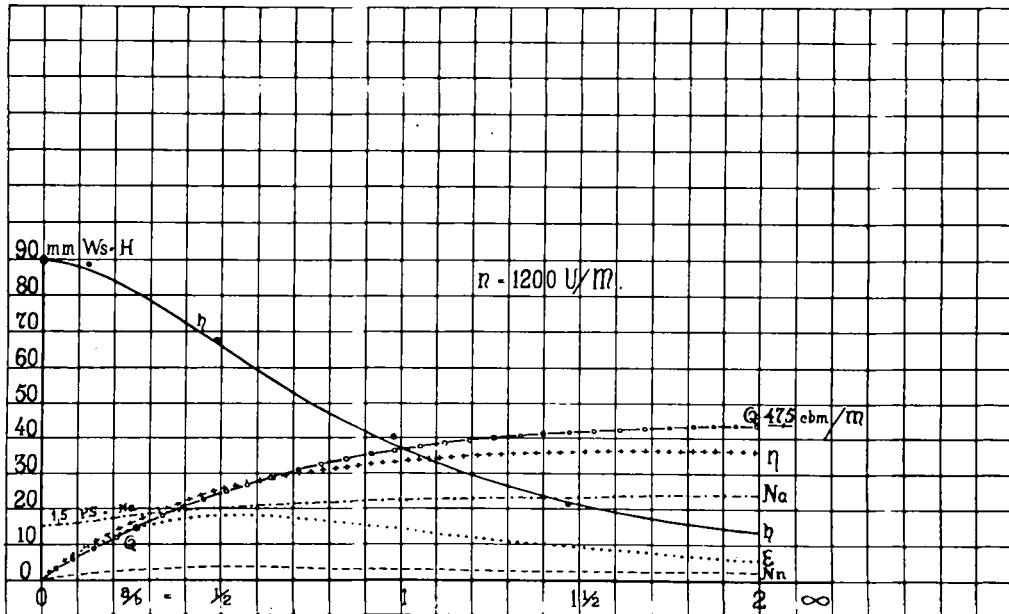
Hiermit war zunächst erwiesen, daß die hohen Ziffern nicht nur aus theoretischen Gründen bedenklich sind, sondern auch mit einer in gleicher Weise an anderer Stelle der Strömung ausgeführten Messung in Widerspruch stehen, ferner daß der Unterschied nicht etwa durch verschiedene Angaben der Anemometer bedingt war.

Weiter untersuchte ich die Strömung in der Trichtermündung mit Hilfe leichter Wimpel, nämlich mit einigen Putzwollfäden an einem Stäbchen. Dabei zeigte sich, daß die Einströmung nicht über die ganze Fläche gleichmäßig verteilt ist, wie das bei der

Steinzeug-Exhaustor. Friedrichsfeld I.

Gemessene Werte					Aus den Versuchen gefolgte Werte								
a	n	h	V	A	q	Q	N _a	KW	φ	N _a	ε	h/u ²	a/b
qdm	U/M.	mm Ws.	V	A	l/s	cbm/M.	PS.	KW	Proz.	PS.	Proz.	—	—
0	1098	75	113,5	17,5	0	0	0	2	64	1,7	0	0,062	0
0,38	1150	82	116	16,5	110	6,6	0,12	1,9	63	1,6	7	0,062	0,12
0,86	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	0,27
1,54	1154	62	116,5	18,2	384	23	0,32	2,1	64	1,8	18	0,046	0,49
3,08	1156	37	117	20	592	35,5	0,29	2,3	66	2,0	15	0,028	0,98
4,62	1172	20	118,5	21	655	39,3	0,18	2,5	67	2,3	8	0,015	1,47
0	1510	138	111	20,5	0	0	0	2,3	66	2,0	0	0,061	0
0,38	1512	135	110,5	22	140	8,4	0,25	2,4	67	2,2	11	0,059	0,12
0,86	1500	122	110,5	24,5	300	18	0,49	2,7	69	2,5	19	0,055	0,27
1,54	1490	100	110,5	26,5	490	29	0,65	2,9	70	2,8	23	0,045	0,49
3,08	1476	55	110	30,5	720	43	0,53	3,3	73	3,3	16	0,025	0,98
4,62	1478	28	110	32	770	46	0,29	3,5	75	3,5	8	0,013	1,47

Steinzeug-Exhaustor Friedrichsfeld.



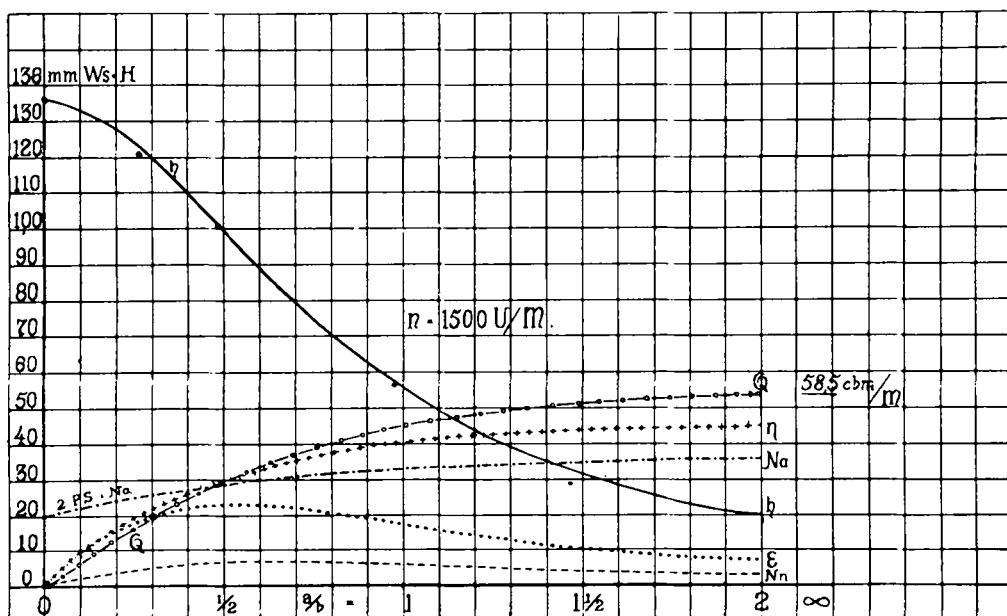
Ausrechnung der Luftmenge aus der beobachteten Strömungsgeschwindigkeit angenommen worden war. Durch Verschiebung des Anemometers an verschiedene Stellen der Trichteröffnung war allerdings ein Mittelwert für die Strömung aufgesucht worden; doch war dabei die äußerste Zone ringsum am Trichterrande nicht genügend zur Geltung gekommen, weil das Anemometer nicht dicht am Rande gehalten worden war. Bei den früheren Versuchen hatte die Vorrichtung zum Verschieben die Annäherung an den Rand verhindert. Bei der Wiederholung führte ich das Anemometer frei und sah es am Rande still stehen, ja sogar an einer Stelle rückwärts laufen, weil es mit seinem

Schalenkreuz nur zum Teil in strömender, zum andern Teil in ruhender Luft stand. Die Wimpel zeigten an, daß etwa drei Finger breit am Rande ringsum in der Trichteröffnung die Luft ruht, weil sich der Luftstrom kontrahiert. Nach den Regeln der Hydraulik ist dieser Umstand durch einen Koeffizienten von 0,60 zu berücksichtigen. Fübt man diesen noch in die Rechnung ein, so erhält man ohne weiteres die notwendige Gleichheit der einströmenden und ausströmenden Luftmenge. Bei 60 Proz. der ganzen Trichterfläche von 0,265 qm ist also der eigentliche Strahlquerschnitt nur 0,160 qm; sein Durchmesser 455 mm gegen 583 der Öffnung, sodaß für die tote Randzone, die

600 mm Flügeldurchmesser. 200 mm Rohrweite.

$n_0 = 1200$		Für $n_0 = 1200$ gesetzmäßig berechnete Werte							Konstanten
h_0	ν	a/b	h	Q	N_n	N_a	ϵ	η	
		—	mm Ws.	cbm/M.	PS.	PS.	Proz.	Proz.	
90	—	0	90	0	0	1,5	0	0	
89	—	$1/8$	88	7	0,14	1,6	9	9	$\psi = \frac{H}{u^2} = 0,062$
—	—	$1/4$	82	13,5	0,25	1,8	14	15	$\nu = 0,67$
67	0,67	$1/2$	66	24,5	0,36	2,0	18	25	$b = 3,14 \text{ qdm}$
40	0,70	1	37	36,5	0,30	2,2	14	33	
21	0,65	$1 \frac{1}{2}$	21	41,5	0,20	2,3	9	36	
		∞	0	47,5	0	2,4	0	40	
$n_0 = 1500$		Für $n_0 = 1500$ gesetzmäßig berechnete Werte							
136	—	0	136	0	0	2,0	0	0	
133	—	$1/8$	133	8,5	0,26	2,3	11	12	
122	0,65	$1/4$	125	17	0,45	2,5	18	20	
101	0,67	$1/2$	100	30	0,67	2,9	23	30	
57	0,67	1	56	45	0,56	3,3	17	41	
29	0,61	$1 \frac{1}{2}$	32	51	0,36	3,5	10	44	
		∞	0	58,5	0	3,8	0	46	

600 mm Flügeldurchmesser. 200 mm Rohrweite.



mit ruhender Luft gefüllt bleibt, eine Breite von 65 mm verbleibt, was der Beobachtung der Wimpel entspricht. Gerade weil der Trichter — in der Absicht, einen bestimmten Strömungsquerschnitt für die Messungen zu bieten — mit einem kurzen zylindrischen Blechrande ausgerüstet worden war, hat sich die Einströmung so ungünstig gestaltet, die Angabe für die Leistung des Exhaustors ist aber, weil der hier aufgedeckte Fehler bezüglich des Stromquerschnittes nicht berücksichtigt worden war, im umgekehrten Verhältnis viel zu hoch ausgefallen. Man erkennt hieraus, wie vorsichtig man einerseits bei den Versuchen mit dem Anemometer, andererseits aber auch bei der Würdigung

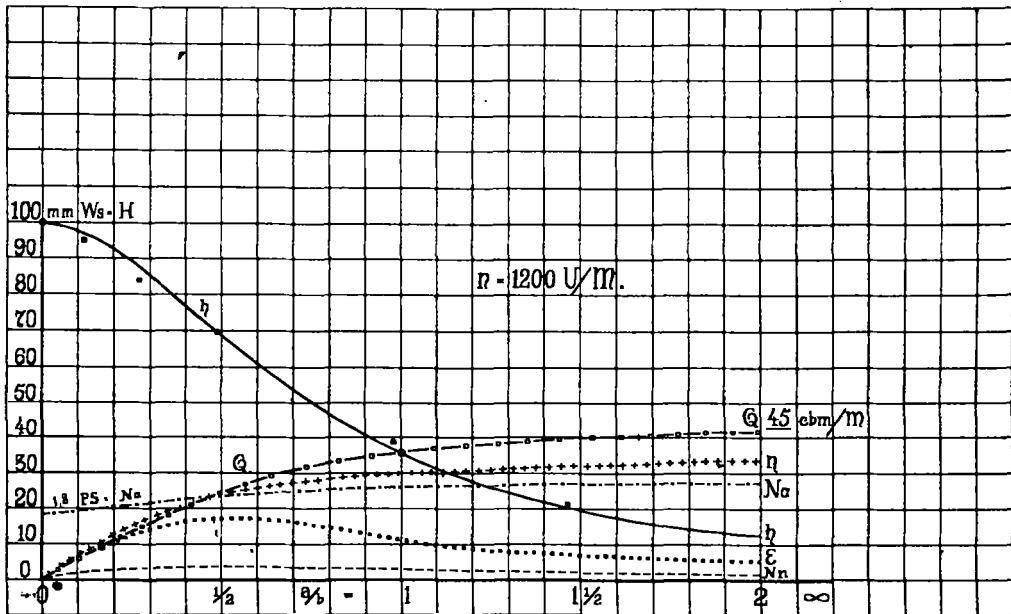
von Zahlenangaben über die Fördermenge der Exhaustoren sein muß.

Um die sachgemäße Prüfung und Beurteilung der Exhaustoren (und der Ventilatoren) zu allgemeinem Nutzen zu fördern, gebe ich, im Anschluß an diesen Bericht, die allgemeine Berechnung der Exhaustoren auf der Grundlage der Messungen an.

Gegeben ist an der Maschine der Rad-durchmesser D und die Rohrweite d. Eingestellt wird bei dem Versuch die Öffnung a der Einströmung für Exhaustoren, bez. der Ausströmung für Ventilatoren. Abzulesen ist die Tourenzahl n des Flügelrades mittels Tachometer oder Tourenzähler; die Druckdifferenz h innerhalb des Kastens gegenüber

Gemessene Werte					Aus den Versuchen gefolgte Werte									
a	n	h	V	A	q	Q	N _n	KW	φ	N _a	ε	h/u ²	a/b	
qdm	U/M.	mm Ws.	V	A	l/s	cbm/M.	PS.	KW	Proz.	PS.	Proz.	—	—	
0	1110	86	114,5	20	0	0	2,3	66	2,0	0	0,070	0		
0,38	1125	84	115	19	110	6,6	0,12	2,2	65	1,9	6	0,066	0,12	
0,86	1125	75	115	19	235	14	0,23	2,2	65	1,9	12	0,059	0,27	
1,54	1125	62	115	20	384	23	0,32	2,3	66	2,0	16	0,049	0,49	
3,08	1090	32	113,5	22	550	33	0,23	2,5	67	2,3	10	0,027	0,98	
4,62	1080	17	104,5	22,5	600	36	0,14	2,35	66	2,1	7	0,015	1,47	
0	1470	150	101,5	26	0	0	2,6	68	2,4	0	0,070	0		
0,38	1460	145	101,5	28	145	8,7	0,28	2,8	70	2,7	10	0,068	0,12	
0,86	1450	126	101	31	305	18	0,51	3,1	72	3,0	17	0,060	0,27	
1,54	1440	100	100,5	39	485	29	0,65	3,9	77	4,0	16	0,048	0,49	
3,08	1425	51	100	38	695	42	0,47	3,8	76	3,9	12	0,025	0,98	
4,62	1425	31	100	40	813	49	0,34	4,0	78	4,2	8	0,015	1,47	

Siegfried-Exhaustor.



der äußeren Atmosphäre an einem U-förmig gebogenen, senkrechten Wasserrohre, dessen einer Schenkel durch einen Gummischlauch mit einer, von der Strömung nicht beeinflußten Stelle im Kasten in Verbindung steht, nach außen aber abgedichtet ist; schließlich die Spannung V und Stromstärke A bei elektrischem Antrieb. Die übrigen Größen sind hieraus zu berechnen.

Zunächst findet man die Radumfangsgeschwindigkeit u

$$u = \pi D n / 60$$

in m/s, wenn D in m eingesetzt wird.

Bei vollem Abschluß, also für $a = 0$, zeigt sich die höchste Druckdifferenz, die

für diesen Fall mit H bezeichnet sei. Sie ist proportional dem Quadrat der Umfangsgeschwindigkeit, und zwar:

$$H = \psi \cdot u^2$$

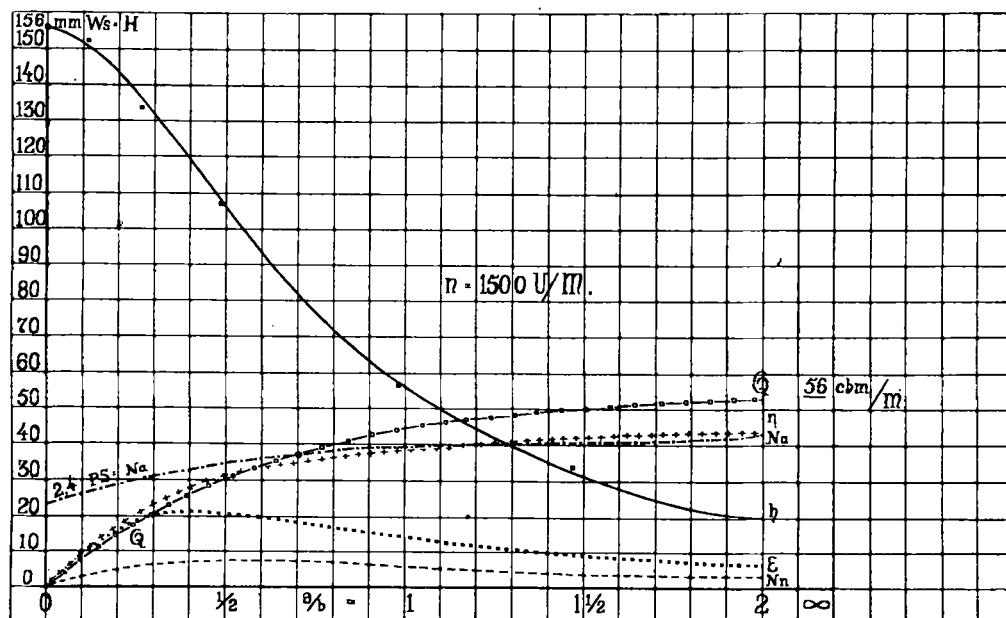
Die Verhältniszahl ψ ist eine von der Maschine abhängige Konstante. Sie ergab sich für den Siegfried-Exhaustor zu 0,070, für den Exhaustor von Friedrichsfeld No. I zu 0,062, für No. II zu 0,068, für No. II mit Vorflügeln zu 0,087.

Die an dem Saug- bez. Druckraume frei zu gebende Öffnung a ist zu dem Rohrquerschnitt $b = \pi d^2/4$ ins Verhältnis zu setzen, sodaß a/b das für die Einstellung der veränderlichen Größen maßgebende Betriebs-

600 mm Flügeldurchmesser. 200 mm Rohrweite.

$n_0 = 1200$		Für $n_0 = 1200$ gesetzmäßig berechnete Werte							Konstanten
h_0	ν	a/b	h	Q	N_n	N_a	ϵ	η	
		—	mm Ws.	cbm/M.	PS.	PS.	Proz.	Proz.	
100	—	0	100	0	0	1,8	0	0	$\psi = \frac{H}{u^2} = 0,070$ $\nu = 0,60$ $b = 3,14 \text{ qdm}$
96	0,5	$\frac{1}{8}$	97	7,5	0,16	2,0	8	8	
85	0,51	$\frac{1}{4}$	90	14	0,28	2,1	13	15	
70	0,60	$\frac{1}{2}$	69	25	0,38	2,3	17	24	
39	0,62	1	36	36	0,29	2,6	11	30	
21	0,61	$1\frac{1}{2}$	20	40	0,18	2,7	7	33	
		∞	0	45	0	2,8	0	36	
$n_0 = 1500$		Für $n_0 = 1500$ gesetzmäßig berechnete Werte							
156	—	0	156	0	0	2,4	0	0	
153	0,7	$\frac{1}{8}$	152	9	0,30	2,7	11	11	
135	0,55	$\frac{1}{4}$	140	18	0,56	3,0	19	21	
108	0,59	$\frac{1}{2}$	108	31	0,75	3,5	20	31	
57	0,59	1	56	45	0,56	4,0	14	39	
34	0,62	$1\frac{1}{2}$	31	50	0,35	4,1	9	42	
		∞	0	56	0	4,4	0	44	

600 mm Flügeldurchmesser. 200 mm Rohrweite.



verhältnis darstellt. In den Figuren ist dementsprechend der Wert a/b als Abszisse von links nach rechts aufgetragen.

Durch eine Öffnung in flacher Wand strömt unter dem Überdruck von h mm Wassersäule die Luft mit der Geschwindigkeit $\mu 4\sqrt{h}$, wobei μ der Durchgangs-Koeffizient im Betrage von etwa 0,80 ist. Durch a qcm Fläche fließt dabei in einer Sekunde die Luftmenge

$$q = 10 \mu 4\sqrt{h} \cdot a/100 \text{ in l/s}$$

und in einer Minute die Luftmenge

$$Q = 60 q/1000 \text{ in cbm/Min.}$$

Die Luft durchströmt die Rohrfläche von b qcm mit der Geschwindigkeit c , sodaß

$$c = q \cdot 100/b \cdot 10 \text{ in m/s}$$

ist, oder

$$c = 10000 Q/60 b.$$

Gemäß der Anschauung, daß die bei der Eröffnung auf a qcm scheinbar verlorene Druckhöhe $H - h$ dazu dient, die Luft durch die Maschine oder durch die Rohrquerschnittsfläche b mit einem gewissen Durchgangs-Koeffizienten ν hindurchzutreiben, läßt sich die Luftmenge in ähnlicher Weise, wie vorher für die Öffnung a mit der Druckdifferenz h , mathematisch ausdrücken:

$$q = 10 \nu 4\sqrt{H - h} \cdot b/100 \text{ in l/s}$$

neben

$$q = 10 \mu 4\sqrt{h} \cdot a/100$$

wie oben.

Durch Zusammenfassung dieser beiden Gleichungen ergibt sich das Gesetz, nach welchem sich h für ein beliebiges Betriebsverhältnis a/b einstellen wird:

$$\nu \sqrt{H - h \cdot b} = \mu \sqrt{h \cdot a}.$$

Hieraus folgt:

$$h = H / \left[1 + \left(\frac{\mu a}{\nu b} \right)^2 \right].$$

Hat man bei den Versuchen h und H gemessen, so läßt sich diese Formel auch benutzen, um den Wert von ν zu ermitteln, indem man folgt:

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

Die Ziffer ν ist ebenfalls von der Maschine abhängig, allerdings auch beeinflußt durch die Art der Rohrverbindung des Kastens mit der Maschine. Wenn z. B. an einer Verbindungsstelle die Dichtungsmasse in das Innere der Rohrleitung vorsteht, würde sich der Wert für ν allein deswegen erniedrigen. Der Wert ν sollte für alle Messungen konstant sein; die Ausrechnung gibt aber verschiedene, unregelmäßig schwankende Zahlen, weil sich der Wert des ganzen Ausdruckes empfindlich ändert, wenn die für h eingesetzte Zahl nicht ganz genau ist. Man muß darum schließlich für ν einen Mittelwert gelten lassen, wenn man die Maschine für beliebige Betriebsverhältnisse berechnen will.

Wegen der natürlichen Schwankungen der Tourenzahl hat man nicht immer die Möglichkeit, H und h bei genau gleicher Geschwindigkeit der Maschine abzulesen. Man muß daher die Werte von h nach der Ablesung auf die für H geltige Tourenzahl umrechnen, und zwar im quadratischen Verhältnisse der beiden Tourenzahlen, bevor man beide Größen in die Formel für ν einsetzt. Wenn z. B. H bei 1050 U/Min. und h bei 1000 U/Min. gemessen wurde, so wäre zu dem Werte von H der Wert h $(1050/1000)^2$ oder 1,1 h statt h passend einzusetzen. Allenfalls kann man beide Werte, H und h , erst für eine bestimmte andere Tourenzahl umrechnen.

Für unbehinderte Zuströmung der Luft gilt rechnungsmäßig a unendlich groß und h gleich Null. Dafür erhält man die Luftmenge aus der Beziehung:

$$q_{\max} = 10 \cdot \nu \sqrt{H \cdot b / 100} \text{ in l/s}$$

oder

$$Q_{\max} = 60 q_{\max} / 1000 \text{ in cbm/Min.}$$

Die Nutzleistung N_n in Pferdestärken wird für die Fördermenge Q und die meßbare Druckdifferenz h ausgedrückt durch:

$$N_n = Q h / 60 \cdot 75.$$

Dagegen hat das Flügelrad tatsächlich die Arbeit

$$N_m = Q H / 60 \cdot 75$$

zu leisten.

Der Elektromotor verbraucht bei V Volt und A Ampere eine Energie von $V \cdot A / 1000$ in Kilowatt oder von $V \cdot A / 736$ in Pferdestärken. Der Wirkungsgrad des für die beschriebenen Versuche benutzten Motors beträgt näherungsweise $\varphi = 50 + 7 \text{ V A} / 1000$, z. B. bei einer Beanspruchung auf 2 Kilowatt $\varphi = 50 + 7 \cdot 2 = 64$ Proz. Die vom Motor auf den Exhaustor übertragene Energie, oder der Kraftbedarf des Exhaustors ergibt sich hiernach zu

$$N_a = V \cdot A \cdot \varphi / 100 \cdot 736 \text{ in PS.}$$

Das Verhältnis N_n zu N_a ist der sogenannte Wirkungsgrad des Exhaustors:

$$\epsilon = N_n / N_a.$$

Das Verhältnis N_m zu N_a ist der eigentliche Wirkungsgrad:

$$\eta = N_m / N_a.$$

Indem ich diese Theorie auf die Steinzeug-Exhaustoren in strenger Weise, so genau als die Messungen zuließen, zur Anwendung brachte, habe ich zuverlässige Zahlen für die Leistung der Maschinen unter allen möglichen Betriebsverhältnissen aufgestellt. Der Benutzer von Exhaustoren der Friedrichsfelder Fabrik kann sich danach selbst ein Bild von deren Wirkung und Leistung machen; ferner wird er leicht die Folgen von etwaigen Abänderungen in den Betriebsbedingungen voraussehen und beurteilen können. Mögen auch die Ziffern nicht so hoch dastehen, wie solche aus den oben beschriebenen anderweitigen Versuchen in irrtümlicher Weise berechnet worden sind, so haben sie doch für sich, daß sie nicht so unzutreffend und unmöglich wie diese sind.

Die Leistungen haben sich in der Tat so anerkennenswert günstig herausgestellt, daß die Steinzeug-Exhaustoren den eisernen nicht viel nachgeben, und daß eine weitere Steigerung über das Maß, wie es in den neuesten Erzeugnissen erreicht ist, kaum noch zu erwarten sein dürfte.

Zentrifugal- oder Tangential-Staubabscheider.

Von **Friedr. Bode**, Blasewitz, und **Th. Meyer**, Offenbach.

In Lunges Handbuch der Schwefelsäurefabrikation, 3. Aufl., Seite 342, findet sich auf Grund einer Publikation von Fallding in Min. Ind. IX, 623 (Jahrgang 1900, aber erst 1901