

航空研究所 雜 錄

第 二 十 八 號

大 正 十 五 年 十 一 月

少量の高壓空氣で多量の低壓空氣を 作る新装置

(前號の續き)

所 員	富 塚	清
實驗者	{ 柴 田	浩
	{ 小 池	勝

7. 實驗の目的及要領

理論的計算によつて出た結果の大體どれ位が實際の機械に於て實現し得られるかを知るため前章に記した様な實驗用機を運轉してその性能を實測した。高壓空氣は普通の空氣壓縮機より出たものを空氣槽に貯へそより供給した。但し實驗の目的が大體の見當をつけるにあつたので計測は極正確と云ふことは期さなかつた。實驗によつて知るべき條項は下の如くである。

- (a) 高壓空氣の壓力 (P_1)、使用量 (M_1)、並びにその減壓により發生する仕事量 ($M_1 \times W_1$)
- (b) 新たに吸入壓縮される空氣の壓力 (P_a)、量 (M_2)、並びにそれに要する仕事量 ($M_2 \times W_2$)
- (c) 機械の回轉數 (N)
- (d) 混合空氣の壓力 (P_3)
- (e) 效 率

諸量の實測は次の如くした。壓力は比較的高いものには水銀柱を、低いものには水柱を用ゐた。機械の回轉數は約 20,000 rev/min. までを實行したから普通の回轉計を直結するわけに行かず worm and worm-wheel の reducing-gear を中に入れ速度を 1/20 におとして回轉計を驅動した。そのための仕事損失はかなりのものであつた。(第四章参照)。空氣量の測定は高壓空氣に對しては Venturi

を用いた。その内径は出口部 10 mm, 頸部 7 mm である。入口部はやはり 10 mm, であるがその手前は漸開通路を経て内径 34 mm の太い管に連絡せしめた。壓力はこの部で測つたものを P_1 とした。それと Venturi の頸部の壓力とから次式により算出した。

$$M_1 = C_1 A \sqrt{2g \frac{\gamma}{\gamma-1} \frac{P_1}{V_1} \left[\left(\frac{P_t}{P_1} \right)^{\frac{2}{\gamma}} - \left(\frac{P}{P_1} \right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma}} \right]} \dots\dots\dots (20)$$

C_1 は coefficient of discharge で 0.90 と假定した。

M_2 を知るには先づ混合空氣量 $M_1 + M_2$ を實測しそれから M_1 を差し引いた。混合空氣は内径 15 mm 長さ 50 mm の六本の管から大氣中に放流さるゝものであつた。量の加減にはこの管を一本づゝ塞いだものである。計算は (20) 式と全く同様で次の様である。

$$M_1 + M_2 = C_2 A_a \sqrt{2g \frac{\gamma}{\gamma-1} \frac{P_3}{V_3} \left[\left(\frac{P_a}{P_3} \right)^{\frac{2}{\gamma}} - \left(\frac{P_a}{P_3} \right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma}} \right]} \dots\dots\dots (21)$$

C_2 は 0.80 と假定した。

これだけが判明すれば效率は式 (6) の變化により容易に算出される。即ち

$$\eta = \frac{M_2}{M_1} \times \frac{Y-1}{1-X} \dots\dots\dots (22)$$

但し實測の際はいつでも回轉計を付けて居たから上式による η はその損失を含んだものである。この損失を除外すると效率は上るわけである。損失の量は一々の場合に行ふことは面倒であるから P_1 の或値に對し回轉計をつけた場合とない場合との各の送出量を測定しそれから效率の比を出した。今回回轉計のない場合にダツシュをつけて現はせば、概略次式の如く表はされる

$$\text{效率の比} = \frac{\eta}{\eta'} = \frac{M_2(Y-1)}{M'_2(Y'-1)} \dots\dots\dots (23)$$

これをかなり廣い範圍に亘り求めて見たところ、(P_1 は最小 1327 mm Hg. abs. から 2079 mm Hg. abs. までの範圍。機械回轉數 8000~12000 rev/min である) 約 0.50~0.70 であつた。この値の小なる方は P_1 の小なる方に大なるは P_1 の値の大なる方に對應するものである。これで見るとこの效率比はかなり範圍が廣いから η の正確な値を求めるには適しないが、大體の見當をつけるためには (22) 式より求められた値をそれで割ればよろしい。輕小な回轉計を附したために效率比或は換言すれば η が η' に比し著しく低下すると云ふことは一見奇妙な事であるが、これは turbine rotor と jet との關係が狂はされるので、單に損失が外的に加はるだけですまず内的損失が急増するに原因するものらしい。

8. 實驗の經過ならびに結果の表示

前章所記の要領により豫備實驗を行つたのであるが、暫らく行つた後分解して見ると第五圖に示す様に guide passage の入射口 L から略切線的に側壁が赤錆びになつて居るのを見出した。計畫では turbine blade をかすり過ぎた高速空氣は L から M に出るわけであつたが事實は全くそこを通つた形跡がなく、赤錆の示す方向に流れたと認められた。尤も赤錆は水滴の通路であるから必らずしも空氣の通路と一致するとは云へないが、周圍の狀況から見てその恐れが充分であつたので效率がこのために低下して居たであらうと推察し、この邊の精査改造を試みる事とした。先づ L から M への路のつけ方は不合理と思はれたからそれを點線で描き入れた如く L から N へ導くこととした。次に nozzle の方向は最初は blade の中央の描く圓周に切線的に固着したのであるがさうすると blade が進むに従ひ jet が blade の端末を外れる心配があるのでこれを tangent から約 20° 迄内方に向け得る様にしどの角度が最適であるかを調べる事とした。又上の様にしても新入空氣が外方に向つて流れる影響が jet を外らす恐あると思ひ、nozzle の部の guide vane の通路を閉塞することも試みた。又 L から N への通路も全部閉塞した實驗を行つた。

實驗結果は第一第二第三第四表に示す。第一及第二表は通路を全く開放した場合の結果である。而して、第一表は nozzle の内向角 15° とし送出管の本數を 1 本より 6 本までかへて試驗を行つたもの、後者は送出管の數を 6 本とし、角度を色々にかへたものである。第三表は LN の通路を塞いだもの、試験で、第四表は nozzle に對向する guide vane の通路を一箇塞いで行つた試験の結果である。最後の二つはいづれも nozzle の角度は 15° 、送出管の數 6 の場合である。

表に於て P_a は大氣壓、 t は室内温であるが、高壓空氣の温度もこれと同様である。出口は單に Number of pipes であらしてあるが、面積を知るにはそれに 1.77 をかければ sq. cm としての値が出る。次に送出氣の壓力 P_3 であるが、これは種々の密度の時の實測値をそのまま示したのでは比較上困るからいづれも標準大氣の時に換算してその値を P_3' と書き表中に入れた。換算には生成壓は空氣密度に比例すると云ふ假定を用ゐた。そこで ρ_a を實驗の際の密度 ρ_0 を標準大氣のそれとすれば $P_3' = P_3 \times \frac{\rho_0}{\rho_a}$ となる。

次に第五表であるが、これは式 (11) によつて計算される理論的送出壓を水柱高にて示したものである。但壓縮器中に於て空氣密度は次第に増大するものであるから、眞の正確な値の算出は困難である。我々は密度に mean value を入れた。而してその mean value としては、compression が全く isothermal に行はれるものとした時の吸込壓と送出壓の丁度中間の壓のところの密度を採用したのである。壓力は $4^\circ C$ の水柱の高さであらしてあるが、第一乃至四表のは水柱温度の正誤は施して居ないから嚴密な比較は出來ぬわけであるが、先づこれで許して貰ふことにする。實際に發生する送出

壓と上記の理論的送出壓との比は所謂 hydraulic efficiency であつて、これを % であらはし圖中に描き入れた。

9. 實驗の結果の圖示

第一表に示す實驗結果は第十四乃至十六圖に示す。第十四圖に於て abscissa には turbine の回轉數をとり abscissa には高壓空氣壓、理論送出壓、並に hydraulic efficiency をとつた。第十五圖は回轉速度に對する高壓並に總送出氣の量をあらはしたものである。第十六圖は回轉速度に對し効率並に所要馬力の關係をあらはす。①……の記號はいづれも使用した送出管の數に一致する。第十四圖について見るに送出管數を増加するに對し高壓空氣壓の増加する狀況は別に不思議はないが、hydraulic efficiency の變化には若干面白いところが見られる。即ち送出管數の 1 本の時には hydraulic efficiency が 42% 内外で低いが、2 本 3 本と増すに従ひ 48~50% に増加する。然るにそれよりも増加する時は 4 本 5 本 6 本と次第に下降するのを見る。これは最初一本の時は第十五圖に見る通り、總送出氣が使用高壓空氣より殆んど増して居ないから、diffusor の中で發生する壓力が殆んど無かつたため、2 本 3 本となると新入氣は相當増加するから、約 10% は diffusor の中で壓を得たわけである。その 2 本 3 本の時の總送出氣量は約 2.0 cub. m per min. で、設計の値に略一致するところである。さてその送出量を超過する時は機中を流通する空氣速度が次第に増加し、従つて壓力損失が増し全體として壓は下降の傾向をとるものであらう。理論上の生成壓は計算の項にてのべた如く impeller 中にて 50%、diffusor 中にて 50% と云ふことであつた。この機械に於てはそれに比し値は低いが壓の分擔は先づそれに近いものである事を實驗により知り得た。委しい事は後章に譲る。

第十五圖の空氣量關係を見ると、送出管 1 の場合をのぞき他は新に吸ひ入るゝ量のかかなり著しいのを見る。であるから量の増加をはかると云ふ一つの目的は達せられたわけである。未だ然しこれは充分と云ひ難いことは第十六圖の効率の圖でわかる。①は論外であるがそれ以外のものも 10~12% ばかりである。尤もこれには第 7 章にのべた様に回轉計の損失が入つて居るから、これをとりぞけば効率は上る。即ち $12 \div 0.70 = 17\%$ 位となる。而してこの綜合効率に對し turbine 及び compressor の各の効率を案じて見るに、前者に對し 40%、後者 40% と云ふ値を與ふれば大過はないであらうと思ふ。而して設計が優秀な場合には前者は 75% 後者は 70% に達し得るのであるから綜合して約 50% を希望してもよいのではなからうかと思ふ。

第十七乃至十九圖には第二表の結果を前のものと同要領で圖示した。但しこの場合は送出管數は常に 6 本で、nozzle の内向角のみを種々にかへたのである。この前のものに比すれば結果の相違は極僅少である。生成する壓の如きは殆んど變りはない。但し高壓空氣壓は角 0° 即ち切線的に置かれたものゝ場合は他より著しく大である。従つて効率も他より低い。 5° より 20° までの物は結果が接

近して居て、優劣の判定は困難であるが、 15° が先づよささうに見えるので、假りにそれを標準として採用する事にした。第一表は即ちその標準角度で施行した實驗である。

第廿乃至廿一圖は第三表第四表の結果と第二表の 15° の角度のものとの三箇の比較圖である。いづれも nozzle の内向角は 15° である。而して線 A は第二表のもので guide passage も vane passage も全開のもの、線 B は第三表のもので、guide passage をしめ切つたもの、線 C は第四表のもので、nozzle に向ひ合つた vane passage を一箇しめ切つたものである。この比較試験を行つた理由は設計に於て希望した各部の機能が果して完全であるかどうかを知るためである。

線 A は本來、標準の構造で、それに最大の效率が期待せらる。而して線 B の如く guide passage をふさぐ時は turbine blade は行きどまりになつて jet は blade 中を通過出来なくなる。而して理論上、turbine blade に対する impulse は m を單位時間の流過質量とせば

$$\begin{aligned} \text{impulse} &= m v_2 \cos B + m v_2 \cos C \\ &= m v_2 (\cos B + \cos C) \end{aligned}$$

であるわけで、本機の如く角 $B=C$ ならば

$$\text{impulse} = 2 m v_2 \cos B.$$

となる。而して線 B の場合には明らかに blade 中に於て v_2 が 0 となる故第二項が消失し impulse は $m v_2 \cos B$ となり理想的の場合の半分となるわけである。よつて、若し線 A の場合の機能が完全であるならば線 B はそれに比し效率が半分に下降するわけである。然るに事實は線 B がいくらかも下がつて居ないところを見ると、線 A に於いての機能が不完全であつたと推斷してよいと思ふ。察するところ blade の curvature が非常に小であるので、入射した jet の關係速度 v_2 は撃突により大部分 blade 中で消滅するものであらう。改良を要する點がこゝに存するのは明瞭である。

次に vane passage を一つ閉塞した C の場合は回轉の少いところで A よりも若干效率の高いのを見る。これは jet が blade の端より外方に外れるのを防止するのが最初有利な爲であらう。然し強く働かした時には A にはかなはない。これらの比較より見て、先づ A で差し支へないことがわかるが、A の效率には未だ向上の餘地の多分にあることも推論出来る。即ち turbine blade の改造により約 2 倍の效率を豫想しても過分ではなからう。最後に效率線の全體の傾向につき一言するが、これは馬力の小さいところで低いのは勿論回轉計の影響であるから、本當の效率線は殆んど水平に現はれて來ると見てよいと思ふ。(未完)

TABLE I.

(Guide passage and vane passage full open.)

Test No.	Date	Pa mm Hg.	t °C	No. of pipes	Angle of nozzle	rev/min.	P ₁ mm Hg abs.	P ₃ mm Water above atm	M ₁ kg/sec	M ₂ kg/sec	Total delivery kg/sec M ₁ +M ₂	H. P.	Efficiency %
1	(21st May, 1926)	766	24	1	15°	10,000	1178	156	0.0055	0.0022	0.0077	0.24	1.5
2		"	"	"	"	12,000	1330	221	0.0065	0.0027	0.0092	0.36	1.7
3		"	"	"	"	14,000	1571	308	0.0077	0.0032	0.0109	0.55	1.8
4		"	"	"	"	16,000	1851	410	0.0090	0.0035	0.0125	0.78	2.4
5		"	"	"	"	19,000	2413	602	0.0117	0.0035	0.0152	1.27	1.7
6		"	"	"	"	20,000	2576	684	0.0125	0.0037	0.0162	1.42	1.8
7	(22nd May, 1926)	762.9	19	2	"	10,000	1272	184	0.0060	0.0118	0.0178	0.31	7.3
8		"	"	"	"	12,000	1476	262	0.0072	0.0140	0.0212	0.47	8.0
9		"	"	"	"	14,000	1765	368	0.0085	0.0167	0.0252	0.69	9.3
10		"	"	"	"	16,000	2044	470	0.0097	0.0188	0.0285	0.91	9.7
11		"	"	"	"	18,000	2424	601	0.0116	0.0206	0.0322	1.25	10.0
12		"	"	3	"	10,000	1433	177	0.0069	0.0198	0.0267	0.43	8.2
13		"	"	"	"	12,000	1727	262	0.0084	0.0240	0.0324	0.68	10.0
14		"	"	"	"	14,000	2083	359	0.0098	0.0282	0.0380	0.95	11.0
15		"	"	"	"	16,000	2525	482	0.0120	0.0320	0.0440	1.34	11.7
16		"	"	4	"	8,000	1281	113	0.0062	0.0225	0.0287	0.32	8.1
17		"	"	"	"	10,000	1575	176	0.0077	0.0281	0.0358	0.56	9.2
18		"	"	"	"	12,000	1869	253	0.0090	0.0338	0.0428	0.79	11.2
19		"	"	"	"	14,000	2435	348	0.0115	0.0387	0.0502	1.26	11.0
20		"	"	5	"	8,000	1373	105	0.0067	0.0279	0.0346	0.40	7.5
21		"	"	"	"	10,000	1690	168	0.0082	0.0356	0.0438	0.65	9.4
22		"	"	"	"	12,000	2050	238	0.0098	0.0437	0.0522	0.86	11.2
23		"	"	6	"	8,000	1418	92	0.0069	0.0322	0.0391	0.43	7.0
24		"	"	"	"	10,000	1776	144	0.0086	0.0403	0.0489	0.72	8.2
25		"	"	"	"	12,000	2183	208	0.0104	0.0484	0.0588	1.06	9.6

TABLE II.

(Guide passage and vane passage full open.)

Test No.	Date	Pa mm Hg.	t °C	No. of pipes	Angle of nozzle	rev/min	P ₁ mm Hg. abs.	P _{1/3} mm water above atm.	M ₁ kg/sec	M ₂ kg/sec	Total delivery M ₁ + M ₂	H. P.	Efficiency %
1	(may 26th 1926)	762.5	21	6	0°	2,000	862	6	0.0029	0.0078	0.0107	0.04	1.2
2		"	"	"	"	4,000	994	24	0.0043	0.0117	0.0160	0.12	3.0
3		"	"	"	"	6,000	1222	59	0.0058	0.0242	0.0300	0.29	5.1
4		"	"	"	"	8,000	1553	105	0.0074	0.0359	0.0433	0.54	7.1
5		"	"	"	"	10,000	1938	164	0.0094	0.0417	0.0511	0.87	8.4
6		"	"	"	"	12,000	2399	233	0.0116	0.0474	0.0590	1.27	8.7
7		"	"	"	"	14,000	3162	322	0.0157	0.0565	0.0722	2.04	9.0
8		"	"	"	5°	2,000	870	9	0.0030	0.0102	0.0112	0.05	1.9
9		"	"	"	"	4,000	972	26	0.0039	0.0150	0.0189	0.10	3.8
10		"	"	"	"	6,000	1135	55	0.0046	0.0207	0.0298	0.19	7.5
11		"	"	"	"	8,000	1387	95	0.0067	0.0332	0.0399	0.41	7.9
12		"	"	"	"	10,000	1778	154	0.0086	0.0408	0.0494	0.67	8.8
13		"	"	"	"	12,000	2229	219	0.0108	0.0481	0.0589	1.13	9.4
14		"	"	"	"	14,000	2819	302	0.0135	0.0570	0.0705	1.63	10.9
15		"	"	"	10°	2,000	843	9	0.0027	0.0085	0.0112	0.02	2.4
16		"	"	"	"	4,000	926	26	0.0038	0.0151	0.0189	0.07	4.9
17		"	"	"	"	6,000	1115	56	0.0045	0.0254	0.0299	0.17	8.2
18		"	"	"	"	8,000	1356	96	0.0065	0.0351	0.0416	0.38	9.1
19		"	"	"	"	10,000	1729	154	0.0082	0.0412	0.0494	0.68	9.6
20		"	"	"	"	12,000	2142	219	0.0102	0.0487	0.0589	1.03	10.5
21		"	"	"	"	14,000	2761	306	0.0132	0.0580	0.0712	1.60	10.3
22		"	"	"	15°	2,000	846	6	0.0026	0.0099	0.0125	0.02	1.9
23		"	"	"	"	4,000	955	26	0.0039	0.0172	0.0211	0.09	4.8
24		"	"	"	"	6,000	1114	54	0.0052	0.0240	0.0292	0.20	6.5
25		"	"	"	"	8,000	1346	89	0.0067	0.0325	0.0392	0.40	7.6
26		"	"	"	"	10,000	1687	143	0.0081	0.0404	0.0485	0.64	9.2
27		"	"	"	"	12,000	2057	208	0.0098	0.0483	0.0581	0.95	10.9
28		"	"	"	"	14,000	2669	306	0.0128	0.0568	0.0691	1.52	11.8
29		"	"	"	20°	2,000	818	6	0.0027	0.0079	0.0106	0.03	2.1
30		"	"	"	"	4,000	920	20	0.0034	0.0149	0.0183	0.07	4.4
31		"	"	"	"	6,000	1036	47	0.0047	0.0218	0.0265	0.15	6.8
32		"	"	"	"	8,000	1311	94	0.0065	0.0334	0.0399	0.36	8.8
33		"	"	"	"	10,000	1594	140	0.0079	0.0397	0.0476	0.59	9.7
34		"	"	"	"	12,000	2035	208	0.0100	0.0471	0.0571	0.99	10.2
35		"	"	"	"	14,000	2691	308	0.0133	0.0561	0.0694	1.58	11.3

TABLE III.

(Vane passage full open, and guide passage shut.)

Test No.	Date	P_a mm Hg.	t °C	No. of pipes.	Angle of nozzle	rev/min.	P_1 mm Hg. abs.	P'_3 mm water above atm.	M_1 kg/sec	M_2 kg/sec	Total delivery $M_1 + M_2$	H. P.	Efficiency
1	(June	761	21	6	15°	2,000	834	8	0.0022	0.0075	0.0097	0.02	2.7
2	"	"	"	"	"	4,000	912	20	0.0034	0.0176	0.0210	0.07	5.2
3	1st,	"	"	"	"	6,000	1085	49	0.0048	0.0217	0.0265	0.18	6.0
4	"	"	"	"	"	8,000	1326	85	0.0063	0.0311	0.0374	0.36	7.4
5	1926)	"	"	"	"	10,000	1696	139	0.0080	0.0396	0.0476	0.65	8.6
6	"	"	"	"	"	12,000	2070	192	0.0098	0.0448	0.0546	0.97	9.2
7	"	"	"	"	"	14,000	2706	274	0.0127	0.0524	0.0651	1.50	9.8
8	"	"	"	"	"	15,000	2985	316	0.0137	0.0573	0.0712	1.75	10.5

TABLE IV.

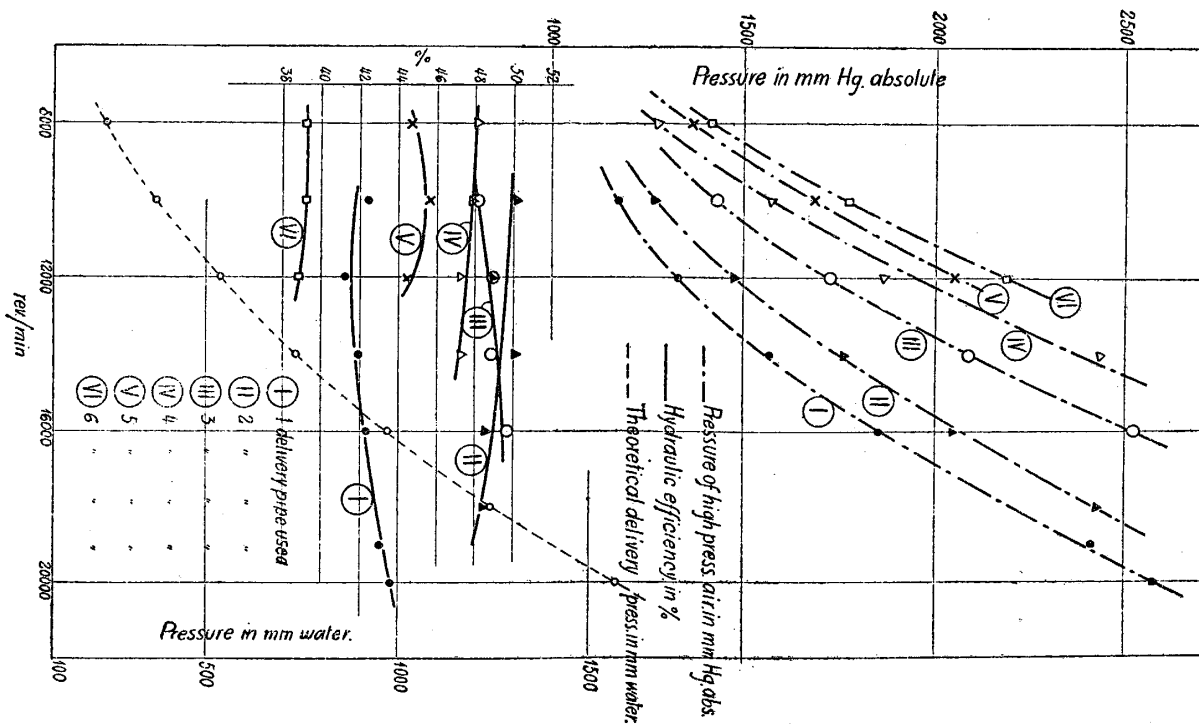
(Guid passage full open, and one vane passage against nozzle shut.)

1	(May	756	22	6	15°	2,000	811	5	0.0020	0.0072	0.0094	0.01	4.6
2	"	"	"	"	"	4,000	886	16	0.0031	0.0132	0.0163	0.06	5.0
3	31st,	"	"	"	"	6,000	1056	47	0.0047	0.0229	0.0276	0.17	7.1
4	"	"	"	"	"	8,000	1307	85	0.0061	0.0311	0.0372	0.34	8.4
5	1926)	"	"	"	"	10,000	1560	132	0.0073	0.0390	0.0463	0.54	10.2
6	"	"	"	"	"	12,000	2043	200	0.0096	0.0481	0.0577	0.94	10.8
7	"	"	"	"	"	14,000	2451	264	0.0115	0.0531	0.0646	1.29	11.2
8	"	"	"	"	"	15,000	2783	316	0.0130	0.0570	0.0700	1.59	11.6

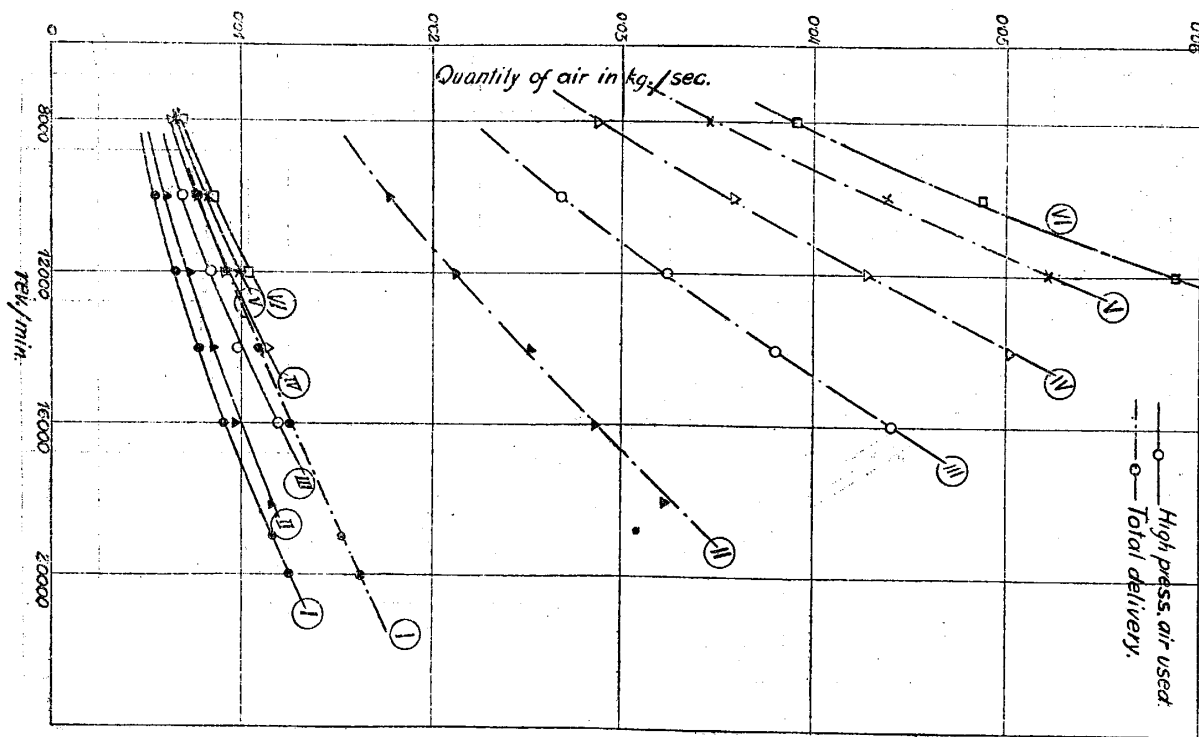
TABLE V.

rev/min	Theoretical delivery pressure in mm water column.
8,000	235
10,000	368
12,000	536
14,000	735
16,000	970
18,000	1240
20,000	1570

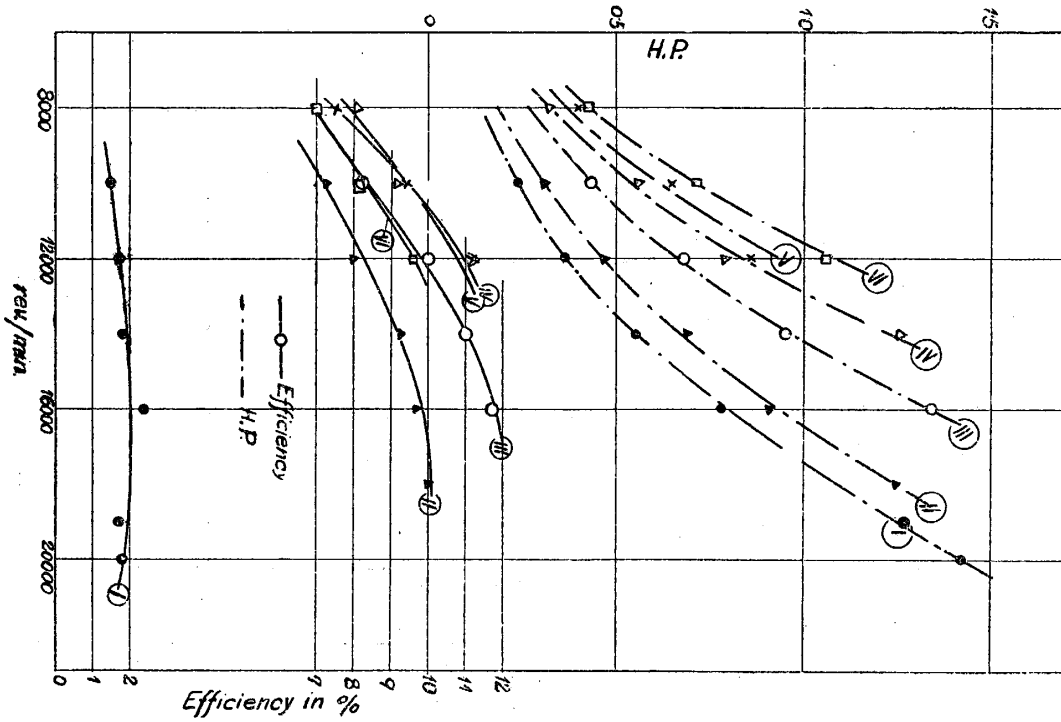
第十四圖



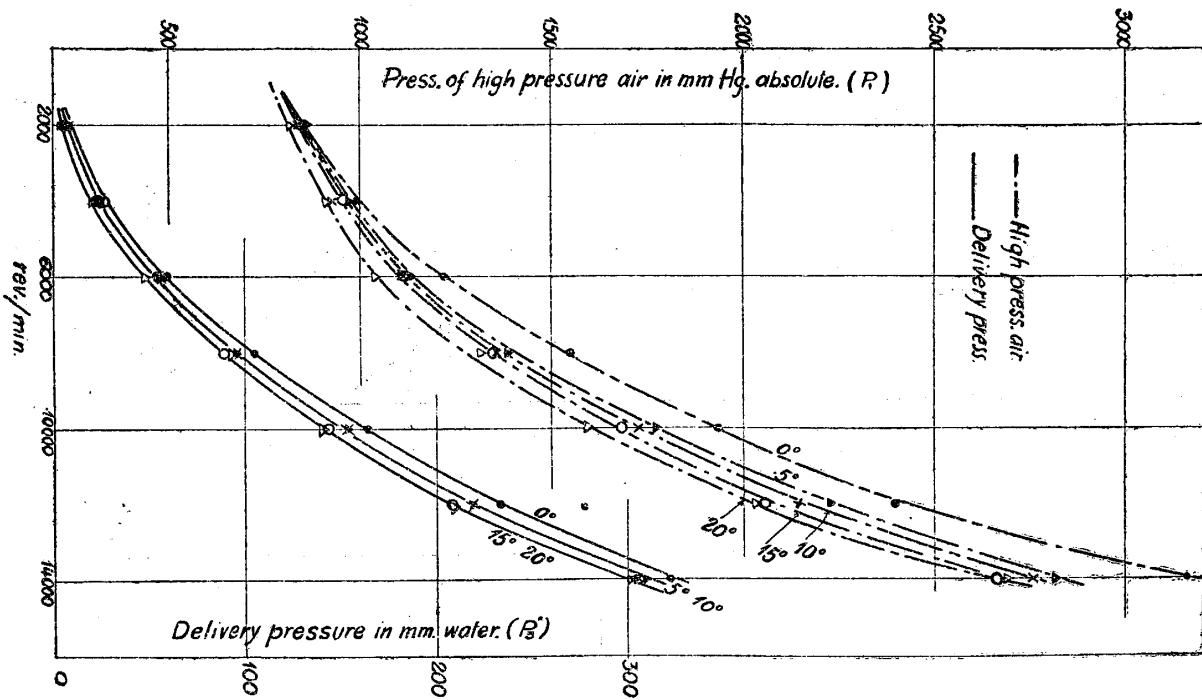
第十五圖



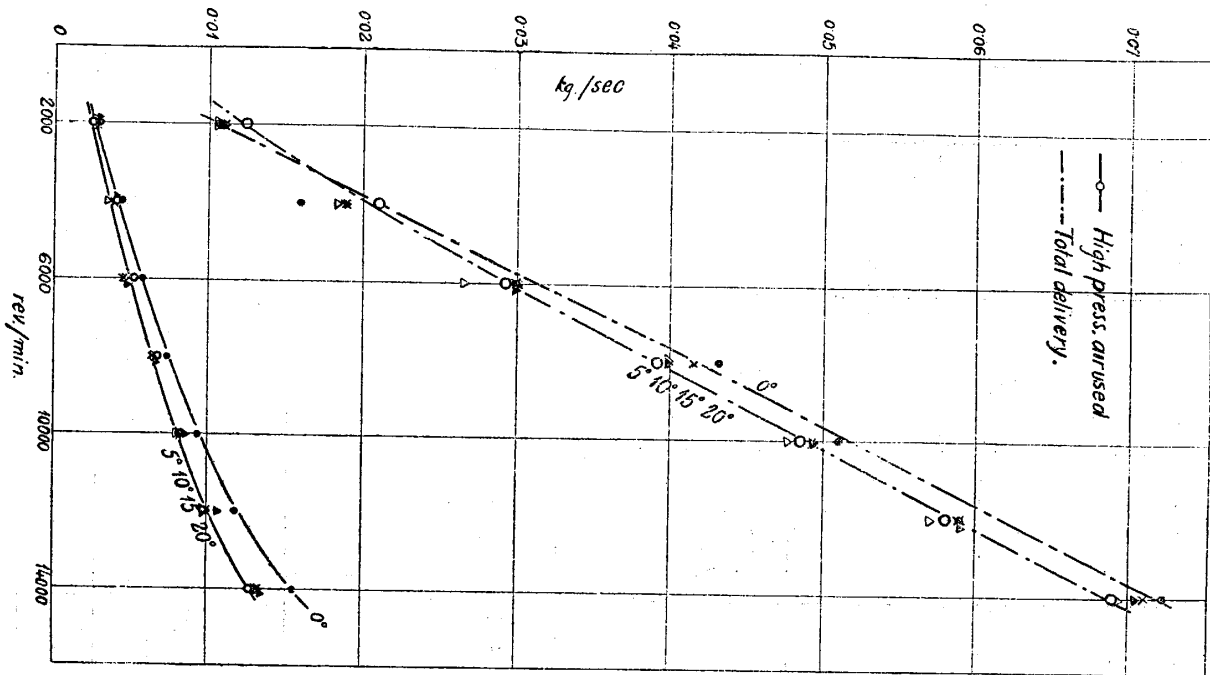
第十六圖



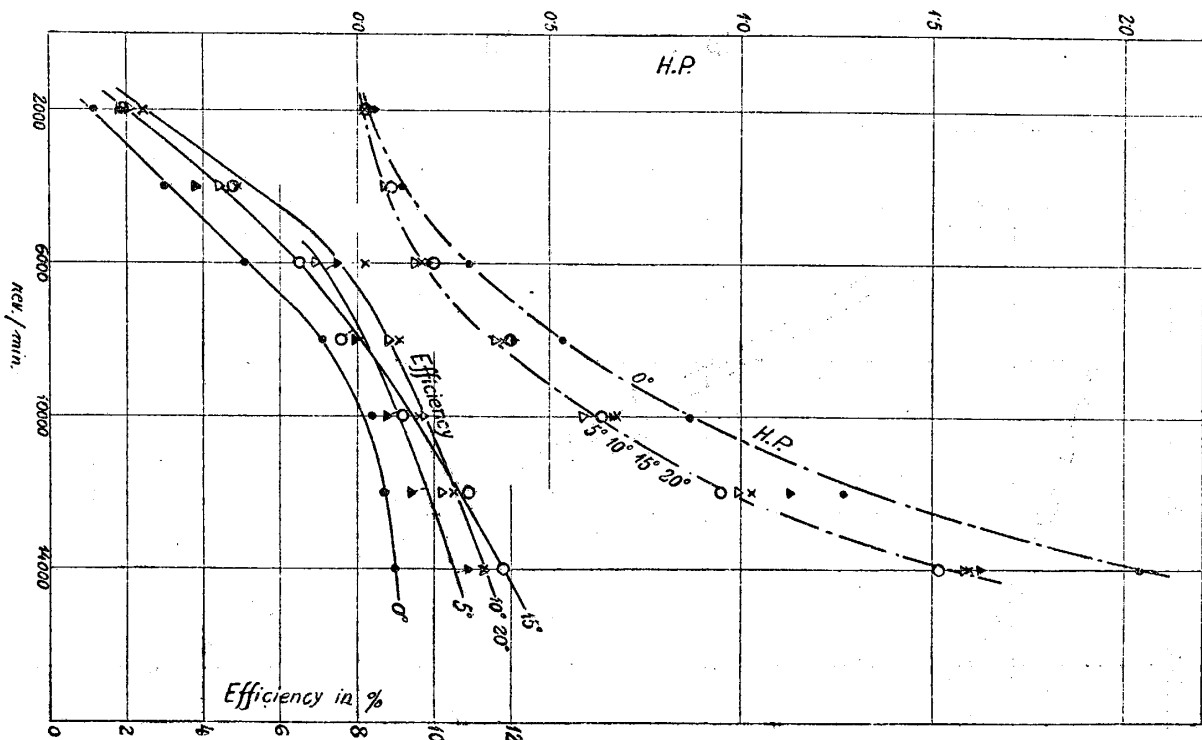
第十七圖



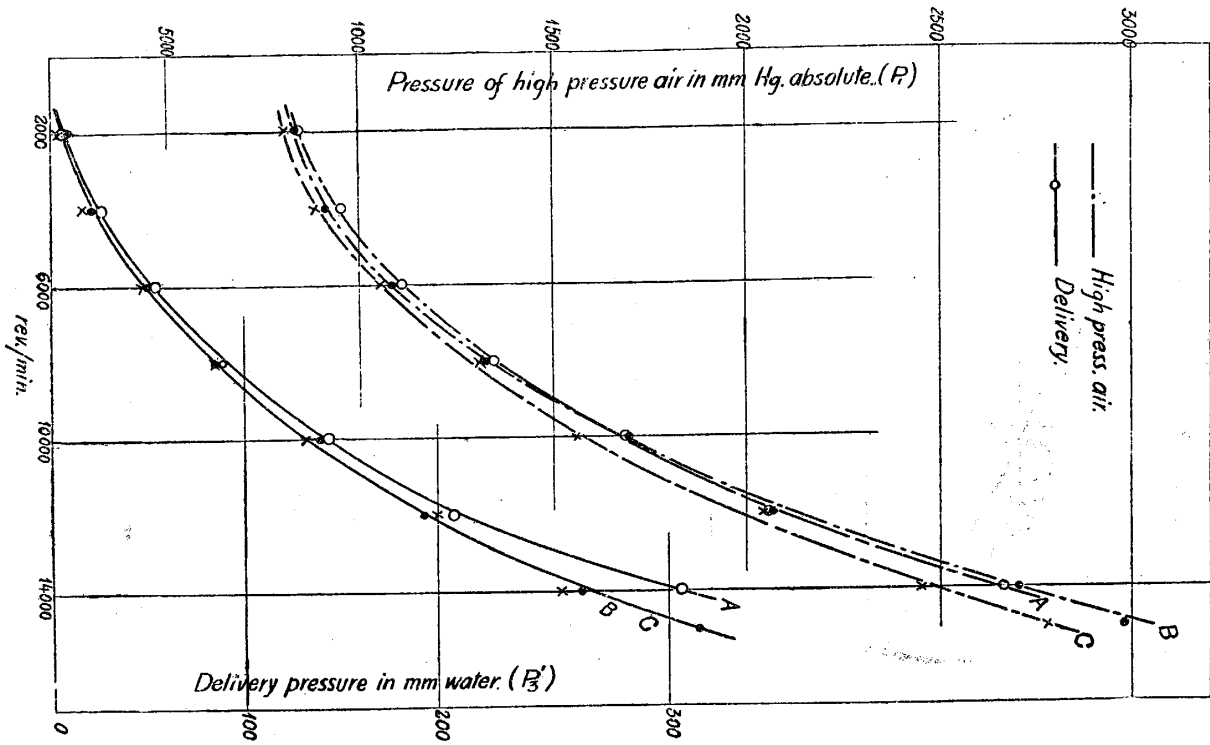
第十八圖



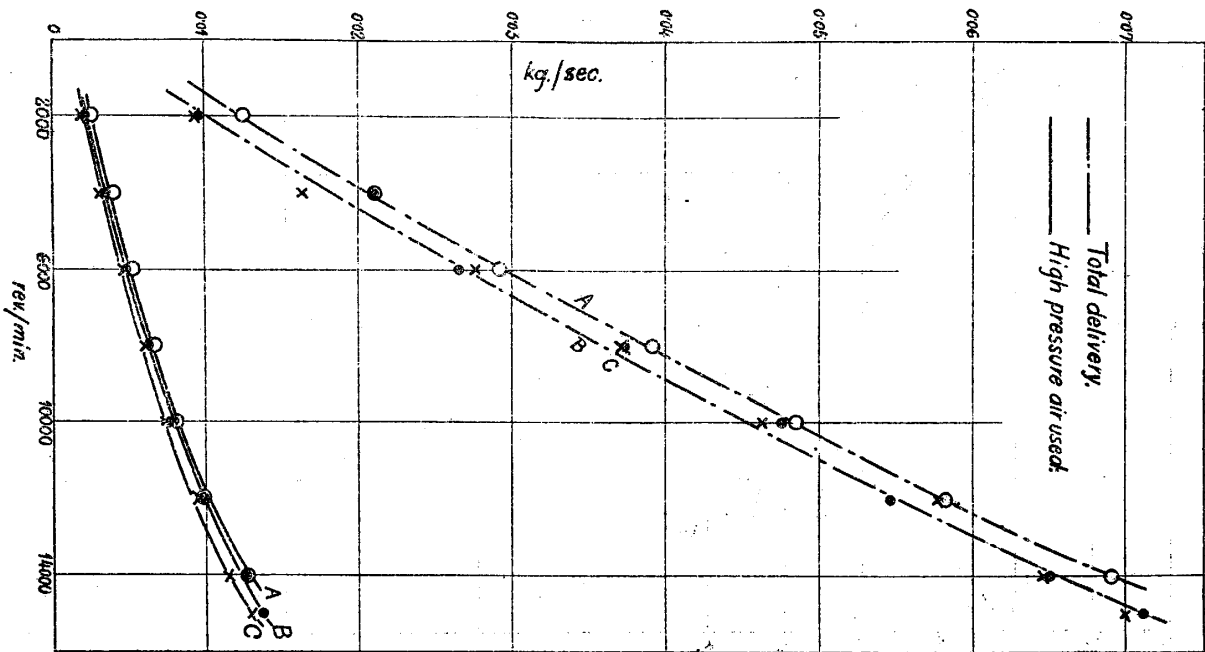
第十九圖



第二十圖



第二十一圖



第二十二圖

