

ガス用送風機の空気試験について

鈴木 公 一*

On Air Testing of Gas Blower

By Koichi Suzuki

Kameido Works, Hitachi, Ltd.

Abstract

In the present chemical industry, many turbo-blowers are used to handle various gases.

If performance of the turbo-blower handling various gas is accurately surmised from the experiment on air (without the experiment on gas), it will be very convenient for us.

The machine is generally tested in the manufactures factory by using air, at ordinary temperature, pressure and the designed revolving speed for gas.

By using the above test data on air, the performance for gas is usually calculated based on the assumption that the head increment for air and gas are identical without distinction of density.

But the author opines that the above method is not suitable to predict characteristics for gas. Considering the compressibility and the viscosity of gas, he proposes a new testing method based on the following two equations.

$$N_a = N_g \sqrt{\frac{\gamma_g}{\gamma_a} \frac{p_{sa}}{p_{sg}}} \quad \text{eq (7)}$$

$$p_{sa} = p_{sg} \frac{\mu_a}{\mu_g} \sqrt{\frac{m_g}{m_a} \frac{T_{sa}}{T_{sg}}} \quad \text{eq (14)}$$

where

N = revolving speed

p_s = suction pressure

m = molecular weight

and suffix "a" denote for air, "g" for gas.

γ = specific density

μ = coefficient of viscosity

T_s = suction temperature (absolute).

When hydrogen blowers were tested using both hydrogen and air, the test result agreed with his new method pretty well.

[I] 緒 言

渦巻および軸流送風機において、空気と比重その他の性質の異なるガスを取扱う例は、化学工業でしばしば見られる。

これらの送風機の性能が、そのガスを用いた試験によ

ることなく、空気を用いた試験から確實に推定できると種々の場合に便利である。

ガス送風機の性能を空気試験から推定する方法は JE S 358 号送風機試験方法にはつきり規定されているわけではないが、同規格中に散見する規定を総合するに、使用回転速度またはそれに近い速度で試験して、有効全圧等の圧力は回転速度の 2 乗および単位体積の重量に比例

* 日立製作所龜戸工場

するという考え方により、風壓、風量および軸動力を換算して、ガスに対する性能を算出することになる。他に據るべき方法もないので我々は上記に準じ、ガスに対する設計回転速度で試験をし、回転速度が異なつた場合にはなつて換算するのが例である。

この方法は、同じ空気間の換算の時も、換算する速度に許し得る範囲が規定されている点から考えると、假りにそれが妥當であるとしても、適用範囲は極めて限られている事になる。筆者は氣體の壓縮性と粘性に着目して従來のこの方法よりも合理的で實行も比較的容易な試験法を提案したい。

[II] 風量、ヘッド、風壓の換算式

送風機から氣體に與えるヘッド H 、風量 V と羽根車の直径 D 、幅 b 、周速度 u 、羽根車からの流出絶対速度の圓周方向成分 C_u 、その徑方向成分 C_m の間には流體効率を η とすると、次の關係がある。

$$H = \eta u C_u / g \quad (1)$$

$$V = \pi D b C_m \quad (2)$$

また H を吸込壓力 p_s 、吐出壓力 p_d を用いて表わすと

$$H = \frac{\gamma}{\gamma - 1} \frac{p_s}{\gamma} \left\{ \left(\frac{p_d}{p_s} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}} - 1 \right\} \quad (3)$$

である。こゝに γ は吸込状態における氣體の單位體積の重量、 γ は比熱の比である。

今ある送風機を添字 a, g で區別される 2 種の状態で試験した時

i 總べての速度は回転速度 N に比例し、速度三角形が相似になる。

ii 効率 η は互に等しい。

と假定するならば、(1) (2) (3) 式から

$$\frac{H_a}{H_g} = \left(\frac{N_a}{N_g} \right)^2 \quad \dots\dots\dots (4)$$

$$\frac{V_a}{V_g} = \frac{N_a}{N_g} \quad \dots\dots\dots (5)$$

$$\frac{\frac{p_{sa}}{\gamma_a} \left\{ \left(\frac{p_{da}}{p_{sa}} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}} - 1 \right\}}{\frac{p_{sg}}{\gamma_g} \left\{ \left(\frac{p_{dg}}{p_{sg}} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}} - 1 \right\}} = \frac{H_a}{H_g} = \left(\frac{N_a}{N_g} \right)^2 \quad \dots\dots\dots (6)$$

が成立する。ただし兩者の γ は等しいとした。

こゝに導いた (4) (5) (6) 式は、よく知られている通り、回転速度や單位體積の重量（換言すれば同温同壓の空氣に対する比重や温度）が異なる時の送風機の性能換算式である。

[III] 換算式の條件について

空氣とは γ の異なるガスを扱うべき送風機を、空氣を用いて、設計回転速度で試験して、風量、風壓（および動力）を (4), (5), (6) 式（および動力については γN^3 に比例するとする式）によつて換算する従來の方法を考えよう。

この場合には、換算する状態の間に $N_a = N_g$ の關係があるから、(6) 式は

$$\frac{p_{sa}}{\gamma_a} \left\{ \left(\frac{p_{da}}{p_{sa}} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}} - 1 \right\} = \frac{p_{sg}}{\gamma_g} \left\{ \left(\frac{p_{dg}}{p_{sg}} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}} - 1 \right\}$$

となる。こゝで更に $p_{sa} = p_{sg}$ の場合を考えると、上式は簡単に下記のようになる。

$$\frac{\gamma_a}{\gamma_g} = \frac{\left(\frac{p_{da}}{p_{sa}} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}} - 1}{\left(\frac{p_{dg}}{p_{sg}} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}} - 1}$$

今一例として " a " を空氣、" g " を空氣に較べて軽いガスとし $\gamma_g/\gamma_a = 1/10$ の場合を考える。上式によると、空氣の壓力比のある値、たとえば $p_{da}/p_{sa} = 2.0$ に對してガスの壓力比はより小さい $p_{dg}/p_{sg} = 1.08$ となる。従つて空氣は縮んで體積が $1/2$ 近くなるというのに、ガスの體積はほとんど變化しない。

従つて空氣とガスを同じ容積吸込んで吸込口の近くでは流れの形が同一になる時も、吐出口の近くでは空氣の容積がいちぢるしく小さくなり、この部分の速度三角形は兩者で異なり、流れの幾何學的相似關係は保たれなくなる。

また空氣だけを取扱う場合においても、回転速度を變更して試験すると、上記の考え方における γ の代りに N^2 を入れたものとなり、やはり速度三角形の幾何學的相似は保たれない。

すなわち γ や N の相異により壓力比が異なると、速度三角形の相似性は成立せず、理論ヘッドの間の換算關係が成立しなくなる。また一面流れの損失係數は一般に Reynolds 數によつて變化すると考えられるから、送風機の効率を同一に保つには Reynolds 數を同一にしなければならない。

依つて [II] で述べた換算式を求める場合の條件は

i' 壓力比を等しくする。

ii' Reynolds 數を等しくする。

と言ひ變える事ができる。

なお i の條件は單獨に考えると壓縮比を等しくする方が妥當であるが、壓縮比が等しくて壓力比が異なる時は必然的に效率が異なるので壓力比を取つた。

[IV] 速度三角形の相似を満足する回転速度

前章により正確な換算を得るには第1に兩試験の壓力比が等しくなければならぬから、この條件

$$\frac{p_{ag}}{p_{sg}} = \frac{p_{da}}{p_{sa}}$$

を換算式の内壓力の項を含む(6)式に代入すると

$$\frac{N_a}{N_g} = \sqrt{\frac{p_{sa}}{p_{sg}} \cdot \frac{\gamma_a}{\gamma_g}} \quad (7)$$

となる。

(7)式で與えられる回転速度で試験すれば速度三角形が相似になり流れの幾何學的相似が保たれ理論ヘッドの間に正確な換算が可能になる。

一般ガス定數を R , 分子量を m , 吸込溫度を T_s とすれば

$$p_s/\gamma = RT_s/m$$

であるからこれを(7)式に代入すれば

$$\frac{N_a}{N_g} = \sqrt{\frac{m_g}{m_a} \cdot \frac{T_{sa}}{T_{sg}}} \quad (8)$$

となる。

こゝで分子量は同一状態における單位體積の重量や比重に比例することを考えると(8)式は次のように書ける。

空気試験の回転速度

ガス運轉の回転速度

$$= \sqrt{\frac{\text{ガスの同温同圧の空氣に對する
比重空氣の吸込溫度}}{\text{ガスの吸込溫度}}} \quad (8')$$

實用上は(8')式により試験回転速度を選定すれば良い。また水力學で用いられる表わし方にならつて

$$p_s/\gamma = H_s$$

とし、 H_s を吸込ヘッドとすれば(7)式は(4)式を用いて N を消去して

$$\frac{H_a}{H_g} = \frac{H_{sa}}{H_{sg}} \quad (9)$$

とする事ができる。

(9)式は(理論)ヘッド間の換算を成立させるには、吸込ヘッドと送風機が興えるヘッドの間に比例關係が必要な事を示す。

[V] Reynold 數を等しくする條件

次に(流體的)效率を等しくするため Reynolds 數を等しくする條件を求める。

今吸込口、吐出口、羽根車の出口幅等送風機を代表する部分の寸法を D , この位置における氣體の速度を C , 動粘性係數を ν とすれば、"a", "g" 兩試験の Reynolds 數が等しいことは

$$\frac{D_a C_a}{\nu_a} = \frac{D_g C_g}{\nu_g} \quad \dots\dots\dots (10)$$

と表わされる。

(10)式の中で D は同一の機械について考えているから

$$D_a = D_g \quad \dots\dots\dots (11)$$

である。また C は最初の假定 i により N に比例し、かつ N は前章に述べた所により(8)式を満足すべきであるから

$$\frac{C_a}{C_g} = \frac{N_a}{N_g} = \sqrt{\frac{m_g T_{sa}}{m_a T_{sg}}} \quad \dots\dots\dots (12)$$

である。

一方 ν は粘性係數を μ としかつ γ を m 等で表わすと

$$\nu = \frac{g\mu}{\gamma} = \frac{\mu T_s g R}{m p_s}$$

となるから

$$\frac{\nu_a}{\nu_g} = \frac{\mu_a}{\mu_g} \cdot \frac{T_{sa}}{T_{sg}} \cdot \frac{p_{sg}}{p_{sa}} \cdot \frac{m_g}{m_a} \quad \dots\dots\dots (13)$$

である。

(11), (12), (13)式を(10)式に代入すれば

$$\frac{p_{sa}}{p_{sg}} = \frac{\mu_a}{\mu_g} \sqrt{\frac{m_g}{m_a} \cdot \frac{T_{sa}}{T_{sg}}} \quad \dots\dots\dots (14)$$

を得る。

(14)式が送風機の試験において、氣體の壓縮性をも考慮に入れて、Reynolds 數を等しくする條件である。

(8), (14)兩式を満足するように回転速度、吸込壓力を選定して空気試験を行えば、ガスに對する設計と水力學的に完全な相似運轉が得られ、(4), (5), (6)式が正當に使用される。

損失の係數は一般に Reynolds 數の函數として表わされるが、流路の壁面が不規則粗面の時は Reynolds 數がある大きさになると、ほとんどこれに關係せず壁の粗さのみに支配されることはよく知られている。送風機について Reynolds 數の影響を調査した實驗はないようであるが、ポンプについて上田氏¹⁾や Herbert²⁾等が回転速度を變えた實驗では(4), (5)兩換算式がよく成立しまた水と種々の粘度の油を用いた Goulds 社の實驗³⁾では、水(溫度 20°C とせば $\nu \approx 0.01$)の場合に對し 250 秒 ($\nu \approx 0.55$)の油は特性曲線に明白な差を表わすが、45 秒 ($\nu \approx 0.06$)のものではほとんど差がない結果が得られている。これ等の點から見ると、ポンプとほぼ同一構造の送風機では、一般の實用機においては Reynolds 數だけによつて特性曲線が影響を受けること少なく、特に小型の機械や粘性のいちぢるしく大きいガスを取扱う場合にだけ(14)式を適用すればよいと思われる。

[VI] 軸動力の換算について

以上により風壓曲線の正確な換算を得るための空気試験の条件を求めたが、軸動力の換算についてもここに導いた条件による方が、従来のガスに対する設計と同じ回転速度による空気試験から計算するよりも合理的な結果が得られる事を説明する。

[1] 一般に採用されている軸動力の換算式

軸動力 L は吸込風量 V , ヘッド H , 単位重量 γ の積を機械全体の効率 η' で割つたものであるから

$$L = \gamma H V / \eta'$$

である。

ここで前に述べた条件 i, ii が成立するとすれば、 V , H を N で置き換え得るから "a", "g" 兩試験につき、

$$\frac{L_g}{L_a} = \frac{\gamma_g}{\gamma_a} \left(\frac{N_g}{N_a} \right)^3 \frac{\eta'_a}{\eta'_g} \dots\dots\dots (15)$$

が成立する。ここで更に

iii 兩試験の η' は互に等しい。

と假定すれば (15) 式は

$$\frac{L_g}{L_a} = \frac{\gamma_g}{\gamma_a} \left(\frac{N_g}{N_a} \right)^3 \dots\dots\dots (16)$$

となる。

(16) 式が γ , N が變化した時、一般に採用されている軸動力の換算式である。

[2] 軸動力を機械の内外に分けた換算式

軸動力 L を送風機内部で氣體の壓送に關係して消費される動力と、外部すなわち軸受、油ポンプ（齒車ポンプが一般に用いられる）等で消費される動力に分けて考え、前者を L_i , 後者を L_o とすると

$$L = L_i + L_o \dots\dots\dots (17)$$

となる。

L_i は $\gamma V H$ を機械の流體効率で割つたものであり、新試験法では条件 i が成立するので $V H \propto N^3$ であり、また ii が成立して流體効率も變らないから定數を k_1 とすれば

$$L_i = k_1 \gamma N^3 \dots\dots\dots (18)$$

と表わされる。

L_o は軸受の摩擦損失と油ポンプの所要動力で代表される動力であるから、機械内部で取扱われる氣體の性質如何にはほとんど關係せず、かつ L_i のように N^3 に比例する事もなく、 N にほぼ比例すると考えられるから x を 1 または 1 に近い數字とし、 k_2 を比例定數とすれば

$$L_o = k_2 N^x \dots\dots\dots (19)$$

である。

よつて (12) 式は

$$L = k_1 \gamma N^3 + k_2 N^x \dots\dots\dots (20)$$

と表わされ、軸動力の換算式は

$$\frac{L_g}{L_a} = \frac{k_1 \gamma_g N_g^3 + k_2 N_g^x}{k_1 \gamma_a N_a^3 + k_2 N_a^x} \dots\dots\dots (21)$$

となる。

今設計回転速度（すなわち N_g とす）において空氣（單位體積の重量を γ_a とす）を取扱つた時の L を (20) 式により表わすと

$$(L)_{\gamma_a N_g} = (L_i)_{\gamma_a N_g} + (L_o)_{N_g} = k_1 \gamma_a N_g^3 + k_2 N_g^x$$

となる。ここで $(L_o)_{N_g}$ と $(L_i)_{\gamma_a N_g}$ の比を ϵ とすれば

$$\frac{k_2}{k_1 \gamma_a} = \epsilon N_g^{3-x} \dots\dots\dots (22)$$

として $k_1 k_2$ を ϵ で置き換え得る。

(22) を (21) 式に代入すれば

$$\frac{L_g}{L_a} = \frac{\gamma_g}{\gamma_a} \left(\frac{N_g}{N_a} \right)^3 \frac{1 + \epsilon \left(\frac{\gamma_a}{\gamma_g} \right)}{1 + \epsilon \left(\frac{N_g}{N_a} \right)^{3-x}} \dots\dots\dots (23)$$

となる。

(15), (23) 兩式を比較するならば

$$\frac{\eta'_g}{\eta'_a} = \frac{1 + \epsilon \left(\frac{N_g}{N_a} \right)^{3-x}}{1 + \epsilon \left(\frac{\gamma_a}{\gamma_g} \right)} \dots\dots\dots (24)$$

となり、兩試験の効率の比が求まる。

前に述べた假定 iii は本 (24) 式の右邊を 1 と見做したものである。もち論 (22) 式中の ϵ を任意の風量につき見積るのは困難であり、また x は 1 またはそれに近い數であるがその正確な値は不明なので (24) 式を用いて (15) 式により動力換算を行う事は實用にならない。しかし x , ϵ について大體の目安をつけるのは困難ではないから (24) 式を用いて、新試験法と従来の試験法の精度を比較できる。

[3] 同一回転速度間の換算

従来の試験法、すなわち γ が異なつても同一回転速度 $N_g = N_a$ で試験する場合には (24) 式は

$$\frac{\eta'_g}{\eta'_a} = \frac{1 + \epsilon}{1 + \epsilon \left(\frac{\gamma_a}{\gamma_g} \right)}$$

となり (16) の換算式には

$$A_1 = \frac{\eta'_g}{\eta'_a} - 1 = \epsilon \cdot \frac{1 - \frac{\gamma_a}{\gamma_g}}{1 + \epsilon \left(\frac{\gamma_a}{\gamma_g} \right)} \dots\dots\dots (25)$$

で示される誤差を含む。

今假りに $\epsilon = 0.05$ としても A_1 は γ_g / γ_a により第 1 表に示す値となり、(16) 式による換算は γ_g / γ_a が 1 か

第1表 $\epsilon=0.05$ とした時の (25) 式による A_1
Table 1 A_1 Value Equivalent to r_g/r_a on (25) Equation ($\epsilon=0.05$).

r_g/r_a	A_1
0.1	-0.300
0.2	-0.158
0.4	-0.067
0.8	-0.012
1.25	+0.010
1.5	+0.016
3.0	+0.034

ら離れるに従つて不正確になる。

[4] 新試験法による換算

本報告による回転速度を選定する事とし簡単のため、 $p_{sg}=p_{sa}$ とすれば (7) 式により

$$\frac{N_g}{N_a} = \sqrt{\frac{r_a}{r_g}}$$

となる。

これを (24) 式に代入すると

$$\frac{\eta_g'}{\eta_a'} = \frac{1 + \epsilon \left(\frac{r_a}{r_g} \right)^{\frac{3-x}{2}}}{1 + \epsilon \left(\frac{r_a}{r_g} \right)}$$

となり、誤差は

$$A_2 = \epsilon \frac{r_a}{r_g} \frac{\left(\frac{r_a}{r_g} \right)^{\frac{1-x}{2}} - 1}{1 + \epsilon \left(\frac{r_a}{r_g} \right)} \quad (26)$$

で表わされる。

[5] 新舊試験法の誤差の比較

本報告による新試験法の誤差 A_2 を従来の方法による誤差 A_1 と比較するため、前者を後者の n 倍すなわち

$$A_2 = n A_1 \quad (27)$$

と置き、(25)、(26) 兩式をこれに代入し、 x につき整理すれば ϵ に関係なく、下式を得る。

$$x = 1 + 2 \times \frac{\log \left(1 - n + \frac{n r_g}{r_a} \right)}{\log \frac{r_g}{r_a}} \quad (28)$$

(28) 式を用いて

- i $n=1$ 新試験法と従来の方法と誤差が等しい。
- ii $n=1/2$ 新試験法の誤差が $1/2$ になる。
- iii $n=0$ 新試験法に誤差がない。
- iv $n=1/2$ ii と同様なるも、符號反對
- v $n=-1$ i と同様なるも、符號反對

に對する x を計算すると、第2表を得る。本表によればこの報告の試験法による動力換算は、 $x=1$ すなわち

第2表 (28) 式の x の値
Table 2 x Value for (28) Equation.

r_g/r_a	$n=1$	$n=1/2$	$n=0$	$n=-1/2$	$n=-1$
0.1	3	1.52	1	0.678	0.442
0.2	3	1.64	1	0.582	0.270
0.4	3	1.78	1	0.427	-0.025
0.8	3	1.95	1	0.154	-0.630
1.25	3	2.05	1	-0.196	-1.580
1.5	3	2.10	1	-0.420	-2.420
3.0	3	2.26	1	—	—

L_0 が N に正比例する時は誤差を含まず、 $0.7 < x < 1.5$ ならば従来試験法の誤差の $1/2$ 以下となり、 $x=3$ すなわち L_0 が N に對して L_i と同一性質で變化する場合はじめて従来試験法と同程度の誤差が表われる。遠藤博士 Daugherty 等のポンプを用いた実験⁴⁾によると $x=1$, $x=1.39$ 等の値が得られ、 $x=3$ の如き場合は一般には起きないと思われる。

すなわち風壓曲線を正確に換算する本報告の試験法は軸動力をも従来方法より合理的に換算する試験法であつて、軸受、油ポンプ等の動力を回転速度に比例すると見なし得る場合にはこの換算に誤差が含まれない。

[6] 新舊試験法による軸動力の大きさの差

参考のため新舊試験法から換算した軸動力の大きさの差を計算する。

空氣で、すなわち N_a , r_a で試験した結果をガスすなわち N_g , r_g の状態に換算する場合に、換算は (16) 式 L_a は (21) 式によるとすれば、ガスに對する軸動力 L_g は

$$L_g = \frac{r_g}{r_a} \left(\frac{N_g}{N_a} \right)^3 (k_1 r_a N_a^3 + k_2 N_a^x) \\ = \frac{r_g}{r_a} \left\{ k_1 r_a N_g^3 + k_2 N_g^x \left(\frac{N_g}{N_a} \right)^{3-x} \right\} \dots (29)$$

となる。

新試験法で $N_g/N_a = \sqrt{r_a/r_g}$ としこれを (29) 式に代入し、この時の L_g を L_{gn} と表わせば

$$L_{gn} = \frac{r_g}{r_a} \left\{ k_1 r_a N_g^3 + k_2 N_g^x \left(\frac{r_a}{r_g} \right)^{\frac{3-x}{2}} \right\}$$

となる。一方舊試験法では $N_a = N_g$ であつて、この時の L_g を L_{g0} とすれば

$$L_{g0} = \frac{r_g}{r_a} (k_1 r_a N_g^3 + k_2 N_g^x)$$

である。

兩者の差を ΔL_g とすれば

$$\Delta L_g = L_{gn} - L_{g0} = \frac{r_g}{r_a} k_2 N_g^x \left\{ \left(\frac{r_a}{r_g} \right)^{\frac{3-x}{2}} - 1 \right\} \dots (30)$$

であつて、(30) 式中には風量により變る常數 k_1 を含まぬから、新舊兩試験から換算された軸動力の差は風量に關係なくほぼ一定値になる。

[VII] 實 験

我々は第3表に示す仕様の水素ブロワを十數臺製作し S 肥料會社、N 肥料會社等へ納入した。(電動機出力 50 kW は起動特性を考慮して決定されたもので、平常運轉の出力は約 10 kW である)

第3表 實驗送風機の仕様

Table 3 The Specification of Turbo-blower

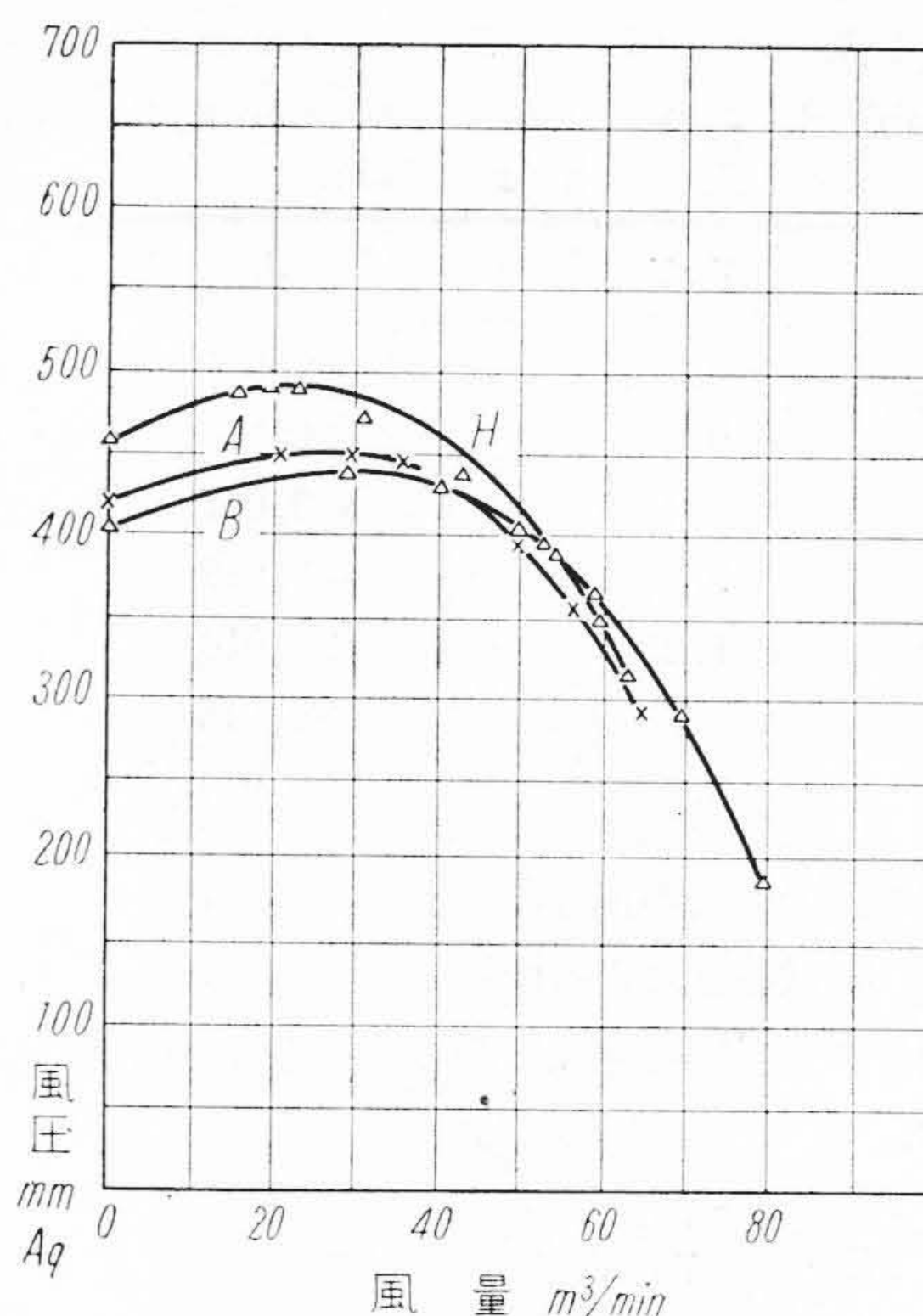
口 徑	200 mm
段 數	7
風 量	45 m ³ /min
風 壓	450 mm Aq
ガ ス	水 素
溫 度	40°C
對同溫同壓空氣比重	0.11
回轉速度	2910 r. p. m.
電 動 機	50 kW

それらの中 N 社納の機械は納入後實際に水素を用いて性能試験された。また S 社へ納入した機械は工場内で本報告による方法で、水素の空氣に對する (第3表) の比重を用い、 $T_{sa}=T_{sg}$ として計算した速度 965 r. p. m. に一致する 50~6 極電動機直結 (實際の運轉速度は 956~965 r. p. m.)、と水素に對する設計と同じく 50~2 極電動機直結 (實際の運轉速度は 2868~2882 r. p. m.) の 2 種の速度で空氣試験された。

N 社での現地試験は水素の溫度が計畫より低く 26~27.5°C であつた。この時の水素の空氣に對する比重は、26°C において (純) 水素が水蒸氣を飽和してるとすれば 0.0873 になる。N 社における水素實驗に對しては回轉數を 2910 r. p. m. にそろえるだけの換算を行い、この結果得た風壓曲線を H、次に 50~6 極、50~2 極兩速度の空氣實驗は (6) 式等を用いて、2910 r. p. m. 26°C、空氣に對する比重 0.0873 に換算し、それぞれ前者を A、後者を B とし、これらを第1圖に示した。

まず空氣試験から得た A, B 兩曲線を比較すると、[III] で述べた壓縮性の影響によつて、兩曲線に明白な差が表われ、高速度で運轉され壓力比の大きい (最高の壓力比約 1.5 また最大軸動力約 70 kW) 實驗から算出された B 曲線のサーヂング點が風量の多い方に移動し、また締切り壓力が小さくなる。またこれらの風壓曲線に對應する。第2圖に示す軸動力 L_A , L_B も [VI] で述べた所から豫期される通り、その値に差が表われ、しかも無視できない大きさになる。

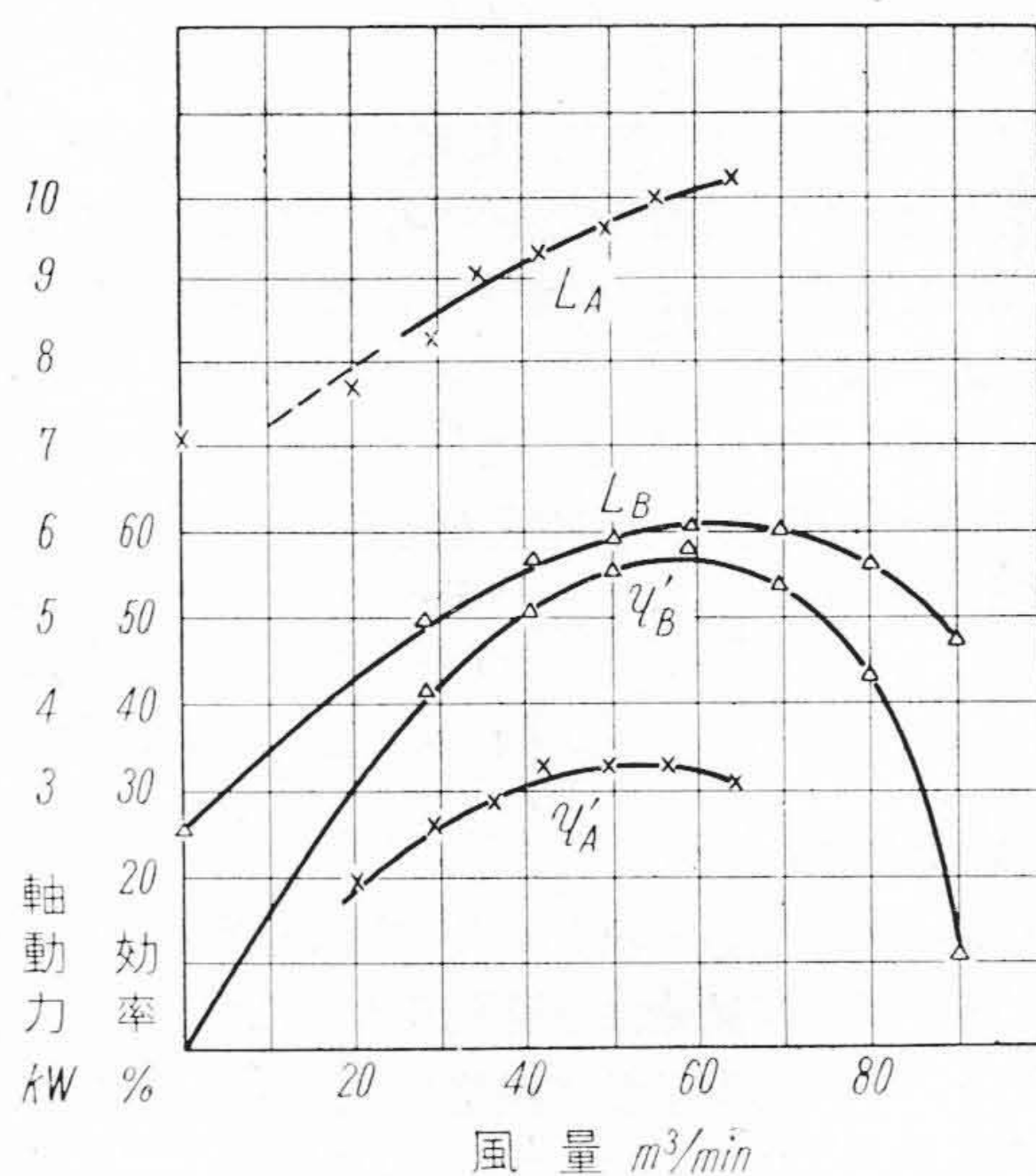
次に A, B を水素實驗の結果 H と比較すると、兩者共に一致しないが、こゝに比較しようとする結果は實驗



第1圖 動力換算の係數

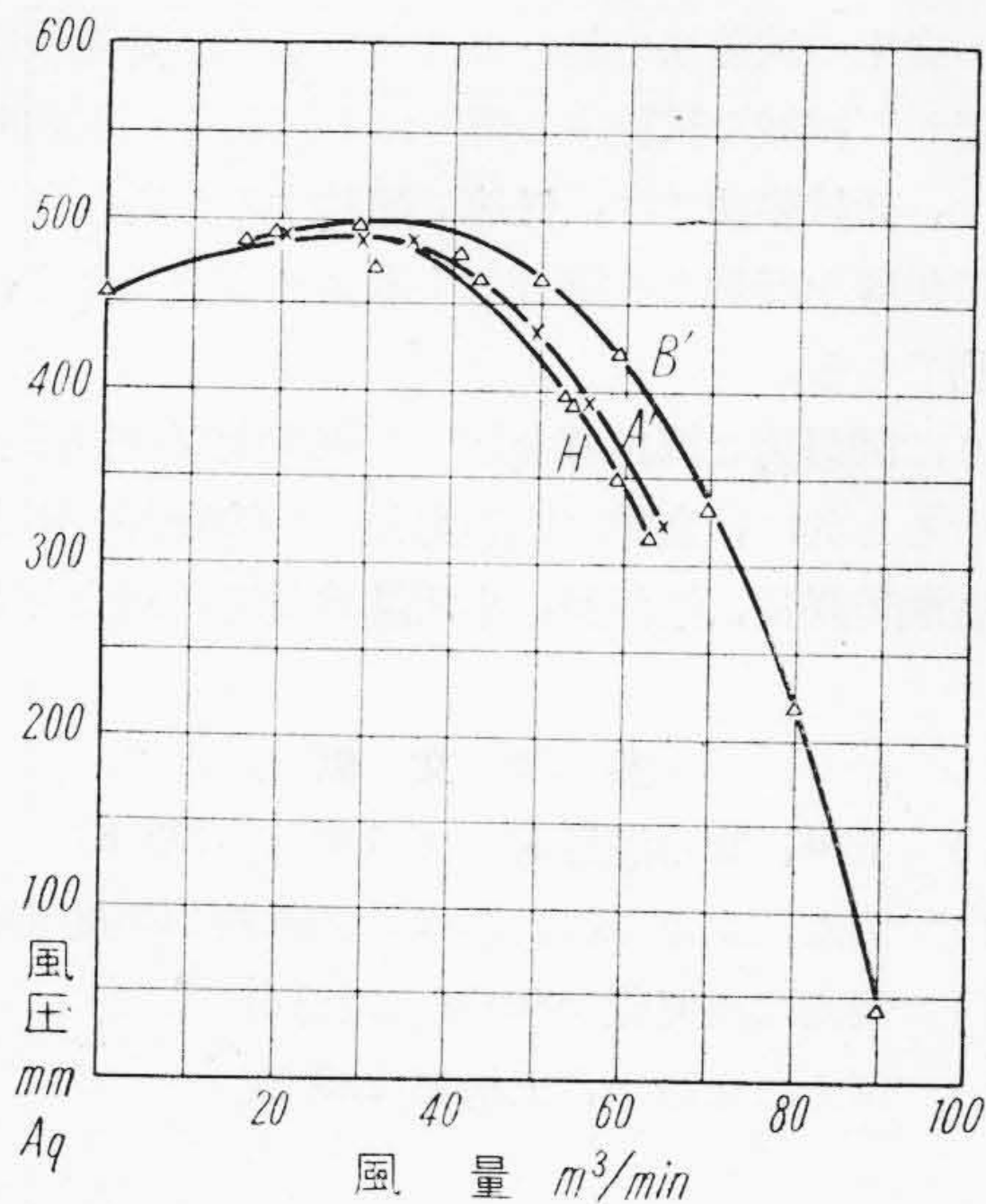
Fig. 1 The Coefficient being Changed Into Power.

機が異なること、水素の比重は實測によらず計算値が採用されていることの影響を受ける。後者の影響だけ考えても電氣分解で得られる水素中には多少なり酸素等の不純物を含むのが例であり、しかも容積で 1% の酸素を含むと假定すれば上記の計算比重の 0.0873 は 0.0964 になり、約 10% 變化する。これ等の影響により S, N 兩社納の機械についての實驗から得られた結果に相當の差が表



第2圖 空氣試験から換算した風壓と水素試験による風壓

Fig. 2 The Difference between the Pressure, Changed Into Test Data on Air and that on Hydrogen.



第3圖 空気試験による効率および換算動力の試験速度による差

Fig. 3 The Difference for Efficiency and Speed between Test Data on Air and that on Hydrogen.

われるのはやむを得ない。これらの影響を除く試みとして、AB 兩曲線の締切り壓力が H と一致するようこれらの風壓を比例的に變化させると第3圖の A', B' を得る。

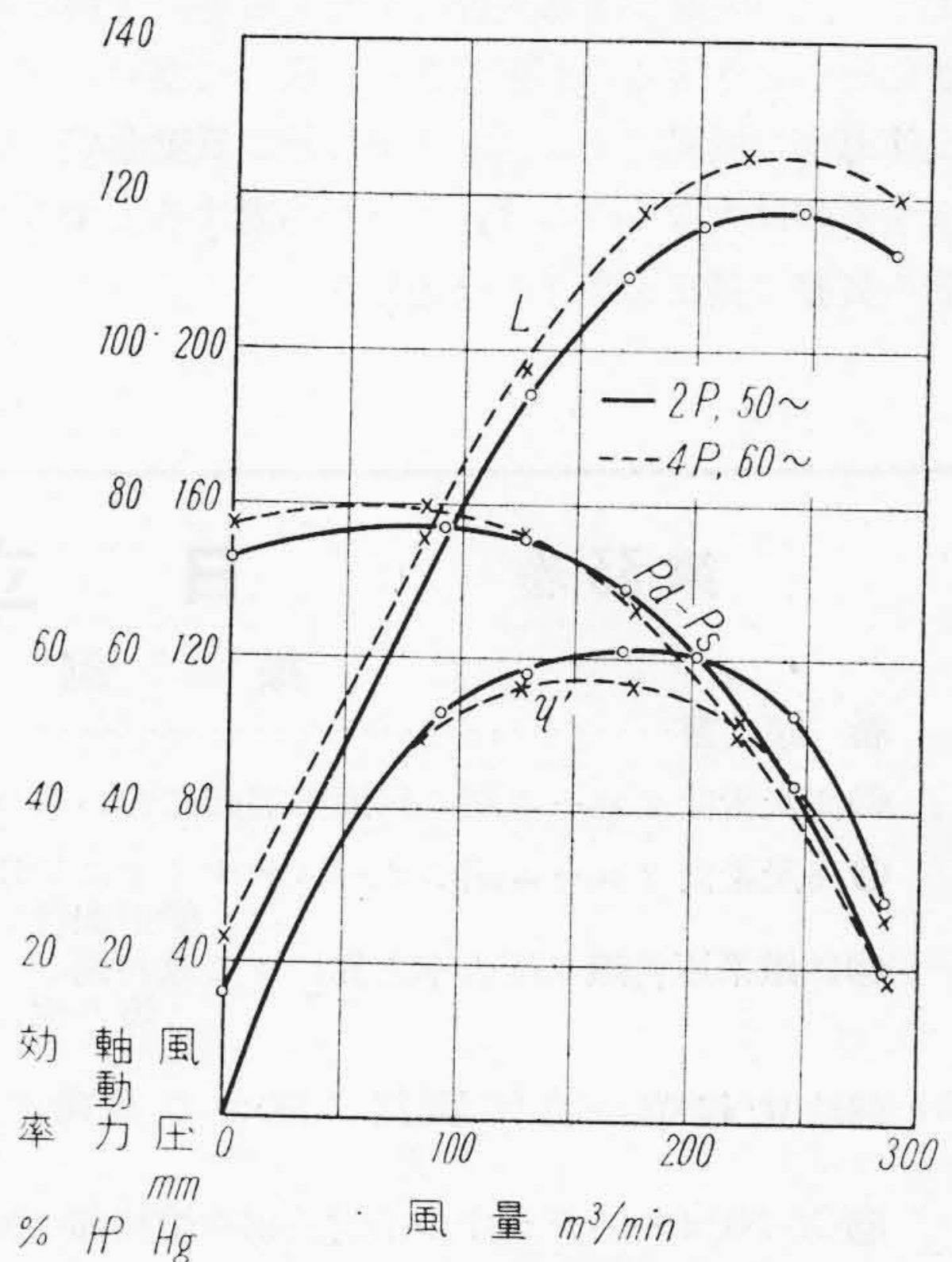
本圖によると A' は風量が多くなるに従つて H より多少風壓が高くなるが、この差は少なく、A' を與える實驗が Reynolds 數が大きい（水素の粘性係數を空氣の 1/2 とし (14) 式により計算すれば $p_{sa} = 0.62 p_{sg}$ となるから、同壓で行つた A の試験の Reynolds 數は H の 1.6 倍である）ことによるか、または A' を與える機械の羽根幅が廣いと考える事も出来るが、何れにしても完全に同一状態における試験でない以上、この程度の不一致はまぬがれぬであろう。

これに反して B' と H の風量 40~60 m³/min における不一致は上記のように説明するには大き過ぎ、かつ H 曲線を延長して考えると上記風量範囲における風壓の差にもかゝらず、風壓が低下するに従つて兩曲線が近づくようである。これは H, B 兩實驗の壓力比が異なるために壓縮の影響によるとしてはじめて説明されると思われる。

この實驗は異なる機械、比重算定の不確實なガスについてのものであり、かつ動力を測定してなく完全なものでないが、本文で述べたことを説明するには充分であろう。

なおここに述べた水素ブロワは、軸動力が小さいにもかゝらず軸封にコイルパッキンを用いかつ齒車型給油ポンプをそなえているので、機械的損失の占める割合が

大きい、これらの装置のない空気用送風機等でも機械的損失が換算上問題になる。第4圖の性能曲線は、昭和12年製の口径 400 mm, 2 段、2925 r. p. m. の案内羽根のない空気ブロワを最近修理した際、これを設計通りの 50~2 極電動機直結および 3/5 の速度になる 60~4 極電動機直結の2種で試験し、その結果を 2925 r. p. m. および 20°C に換算して得たものである。この實驗は、回轉速度の比も前例程大きくないにもかゝらず、風壓曲線の變化および機械的損失の軸動力の換算結果への影響が明白に認められる。



第4圖 風量 0 における風壓を同一にして比較した風壓曲線

Fig. 4 The Curve of Pressure Compared with them when Pressure Equall at $Q=0$.

[VIII] 結 言

以上述べた所により、ガス用送風機の性能を空氣を用いた試験から換算により正確に求めるには

- i 氣體の壓縮性の影響による壓力の換算誤差を除くため

空氣試験の回轉速度
ガス運轉の回轉速度

$$= \sqrt{\frac{\text{ガスの同温同壓の空氣に對する比重} \times \text{空氣の吸込温度}}{\text{ガスの吸込温度}}}$$

- ii Reynolds 數の變化による流體効率の變化をさける必要のある時は更に

$$\frac{\text{空氣の吸込壓力}}{\text{ガスの吸込壓力}} = \frac{\text{空氣の粘性係數}}{\text{ガスの粘性係數}}$$

$$\times \sqrt{\frac{\text{ガスの同温同圧の空気に對する比重} \times \text{空氣の吸込温度}}{\text{ガスの吸込温度}}}$$

によるべき事

- iii 上記の壓力を正確に與ふる試験法は軸動力の換算についても從來の方法より合理的である事を理論に示し、かつ日立製の口径 200 mm, 7 段の水的素ブロワにつき實驗的説明を與えた。

本報告では送風機内を流れる氣體の放熱にはふれなかつた。多くの機械では壓力比が低く温度上昇が少ないし壓力比が高い時等は冷却装置等を備える等して温度が餘り變化せぬようするのが例である。依つて空氣とガスの温度傳導率の相異による冷却効果の差が風壓曲線の形に及ぼす影響は大きくなり、これを考慮するとするも本報告の實驗に補正を加えれば充分であらう。

なお從來の試験法で軽いガス（あるいは高温の空氣）を取扱かう機械を試験する際しばしば起きた電動機の過負荷は、新試験法では、低速で運轉するため、さけられまた電動機を取替える場合も小容量のものでよく、實用上便利である。

終りに御懇篤な御指導を賜つた東京大學の宮津教授に深謝すると共に、實驗に御盡力頂いた検査課の甲本前課長、廣瀬現課長、堀係長、小西試験員等に謝意を表わす

参 考 文 献

- (1) 上田、實用渦卷ポンプ 132 頁 (昭 8)
- (2) 例えば生源寺、渦卷ポンプ講義 213 頁 (昭 18)
- (3) 例えば機便覽 880 頁 (昭 12)
- (4) 例えば生源寺、上掲書 239 頁

第 33 卷

日立評論

第 9 號

鐵 鋼 特 集 號

卷 頭 言	日立製作所・常務取締役・菊田多利男
◎高炭素低クローム鋼の恒温變態圖について	日立製作所・日立研究所 { 小野 健二 根 本 正 }
◎高炭素低クローム鋼のオーステナイトに於ける 變態機構の磁氣的研究	日立製作所・日立研究所 { 小野 健二 根 本 正 }
◎砂鐵系原料鐵の配合率を異にせる双物鋼の 焼入性について	日立製作所・安來工場 { 小柴 定男 菊田 光男 }
◎珪素鋼帶の高温焼鈍に關する基礎實驗	日立製作所・日立研究所 { 小野 健二 渡邊 勇司 佐々木良一 }
◎Cr-Ni オーステナイト系耐熱鋼の熔接部の機械的強度	日立製作所 { 日立研究所・小野 健二 笠戸工場・鈴木音次郎 }
◎熱間工具鋼 (HDC) 使用上についての検討	日立製作所 { 日立電線工場・栗本 暢夫 日立研究所・根 本 正 }
◎拔型用ダイス鋼の熱處理について	日立製作所 { 多賀工場・大内 康司 安來工場・小柴 定雄 }
◎低タンゲステン高速度鋼に及ぼす硼素及び ジルコニウムの影響	日立製作所・安來工場・小柴 定雄
◎鍛鋼品の機械的性質の方向性について	日立製作所・日立工場・泉 八 郎
◎型 用 鋼 の 製 造	日立製作所・日立工場 { 泉 八 郎 武市彦四郎 笠 間 宏 }
◎高力マレブルの研究	日立製作所・戸畑工場 { 鹽谷 勝喜夫 牧野 迪夫 }
◎球狀黒鉛鑄鐵の性質	日立製作所・龜有工場 { 西山太喜夫 谷 口 實 南郷 忠勇 片桐 一郎 }
◎焼鈍炭素の形狀について (第2報)	日立製作所・中央研究所・南波 榮吉
◎水冷を行ふロールの表面龜裂について	日立製作所・若松工場・河原 英麿
◎大物鑄鋼品鑄造記録	日立製作所・日立工場・早 川 巖
◎鹽基性電氣爐鋼滓鹽基度迅速測定法	日立製作所・安來工場・新持喜一郎
◎モリブデン酸バナジン酸法による鑄鋼中の 燐比色定量法	日立製作所・日立研究所 { 佐藤 信次 古渡 賢助 }

東京都品川区
大井坂下町 2717

日立評論社

誌代 ¥ 100.00 〒 24.00