

航空研究所 雜 錄

第 二 十 七 號

大 正 十 五 年 十 月

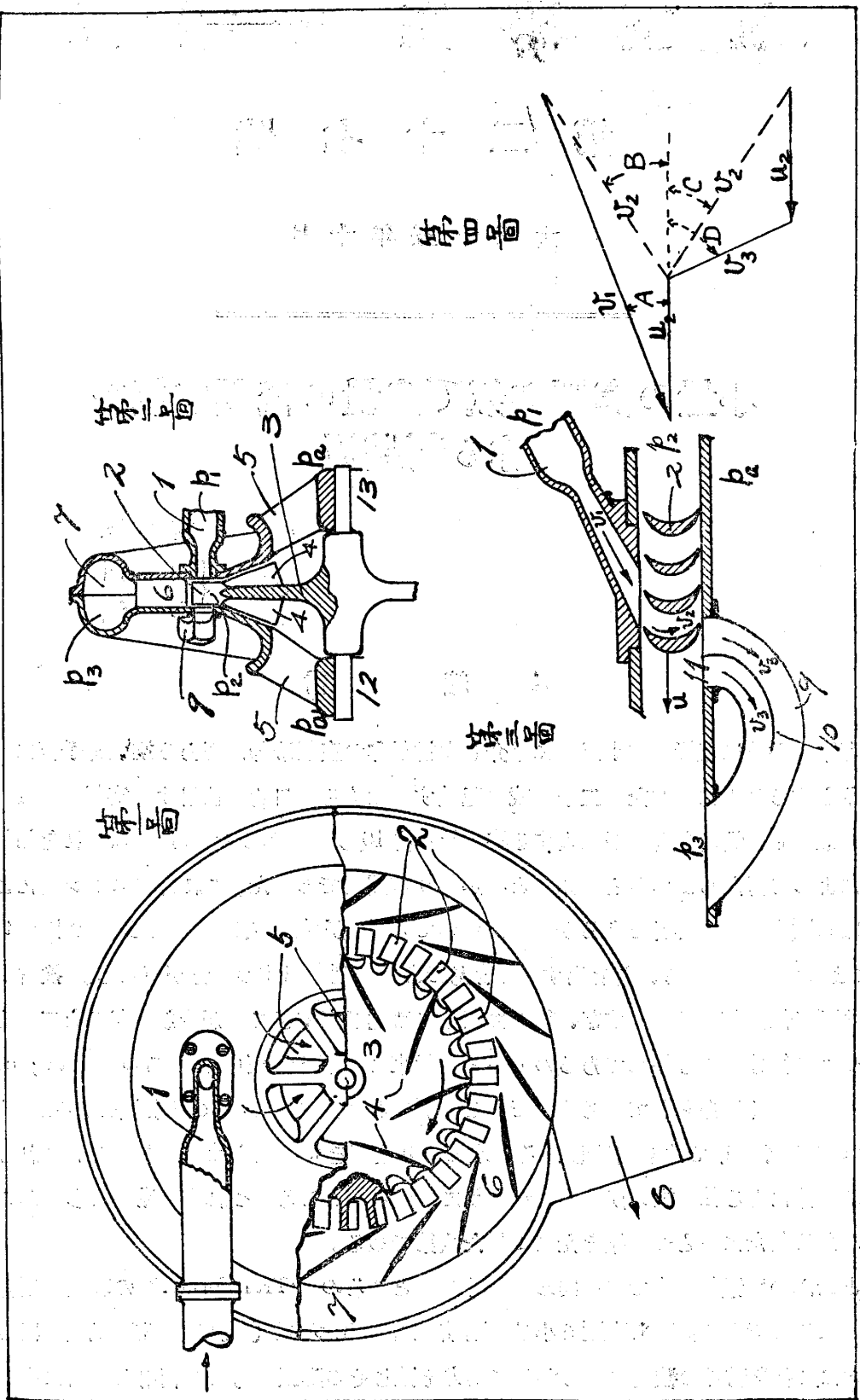
少量の高壓空氣で多量の低壓空氣を 作る新装置

所 員	富 塚	清
實驗者	{ 柴 田	浩
	{ 小 池	勝

1. 緒 言

此装置考案の動機は雜錄第二十三號に紹介した排氣弁の空氣冷却に用ゐる空氣を手輕に得られる装置を作らうとすることにあつた。二十三號に記載する如くその目的に使用する空氣の壓は約大氣壓以上三分の一氣壓で、量は發動機が吸入する空氣量の約 10% と云ふのであるから、これを如何なる型式の壓縮器によつて得たらよいかと云ふことはかなりの問題であつた。これをピストン式によつて得やうとするなら壓力の方は容易であるが量が多いので機械が大變大げさになる。これを turbo-compressor によつて得やうなら、量を出すのは容易であるが壓を出すのに骨が折れる。換言すれば前者に對しては壓が低すぎて量が多すぎ、後者に對しては壓が高すぎて量が少なすぎると云ふわけで、兩型式のいづれの領分からも外れてゐるのである。從來この兩者の中間にあるのは rotary compressor でこれは相當に多く用ゐられて居るものであるが摩擦部分の多いのに困難を感じる。又 Nash の compressor の如く羽車で水を回し、その水により空氣をしめ出す仕掛もあるが、これは重量がかさみ又水の攪拌による仕事損失が多い。かやうに見渡したところいづれも不満足であるから、この問題の解決のため新たに一とつ案をたてゝ見た次第である。

その案と云ふのは電氣の方では一向珍らしくないところの “Transformer” の理窟を壓縮空氣にも行はうと云ふことである。即ち高壓で少量の壓縮空氣を先づ作り(これは往復働式壓縮器で有利に作られる)次にこれを特殊の装置に働らかして壓力を減じその膨脹の勢力を利用して新に空氣を吸ひ込



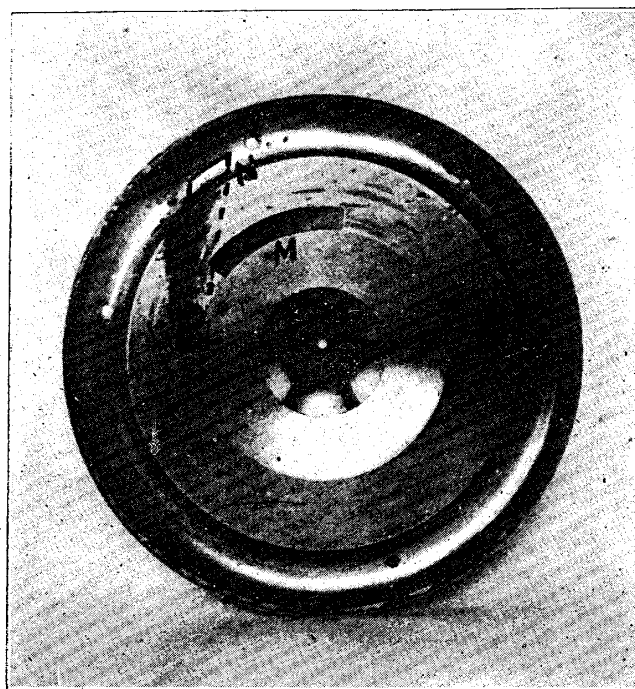
第四圖

第三圖

第二圖

第一圖

まし量を増加すると云ふのである。而してこの特殊装置は turbine と turbo-compressor とを一體にした様な物で極めて小型に形成されるから全體として有利なものになるだらうと思はれるのである。若しこれで具合のよい物が出来れば色々利用の途はあるのであつて、高壓空氣の供給が行はれて居るところで減壓して用ゐる時有利であり又長距離に送風する時高壓送電と同様の利益が得られる筈である。



第五圖

2. 構造の概要

理論的計算をのべるに先ち構造を簡略にのべやうと思ふ。前章に於て述べた如く此考案は一般に比較的高壓で少量である壓縮空氣を本とし、それで比較的多量の低壓空氣を得やうとするところに使はるゝものである。此の目的のために使用さるゝものは他にも無い事はなく、blast-pipe (Strahlgebläse) 等がそれである。これは運動部分絶無で小型であるが效率が思はしくなく又相當の高壓を得るは不適當である。空氣量の増加を必要とせぬ場合には單に減壓弁を通過させるだけでよいが此場合には高壓空氣の膨脹により得らるべき勢力を全部棄てるのであるから損である。著者考案の装置に於ては高壓空氣の勢力を以て turbine を回轉させ、それで centrifugal compressor をまはしそれにより新たに空氣を吸入壓縮し、前記の減壓した空氣と一緒にして送出するもので、作用は blast-pipe と全く同一であるが、機能は turbine と compressor と云ふ確實なるものに依つて居るので確實であり efficiency

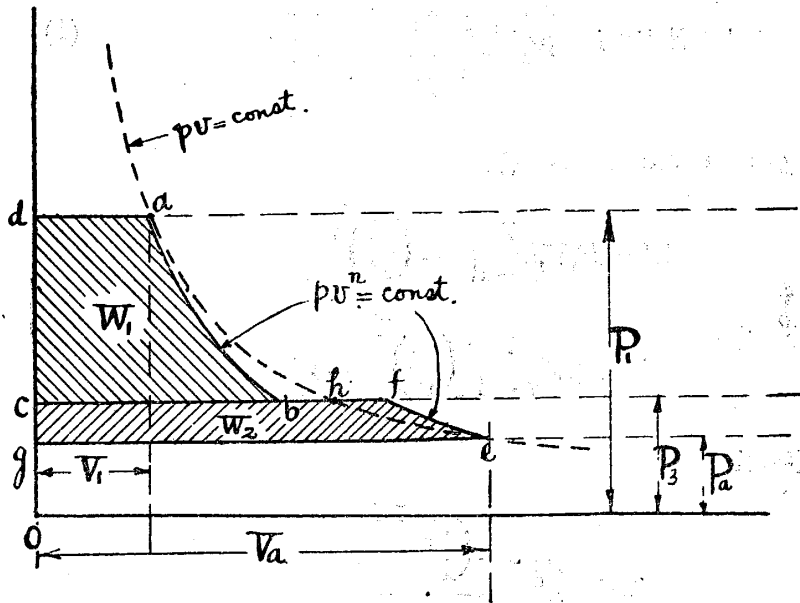
も高くなる見込みである。又構造の特異の點は、turbine と compressor とが全く同一物である點で、そのために構造上の節約多く又空氣攪拌の損失も少くてすみその他加熱冷却の上にも利益が多い。

第一、第二、第三圖は本装置の略圖、第四圖は turbine に當る空氣の velocity diagram, 第五圖は實際に作つたものの外函の寫眞である。構造はそれらが示す如く極めて簡單であつて翼(2・2)のついた車(3)が軸の(12)(13)に支へられてぐるぐる回るだけのものである。翼の恰好は第三圖に明示せらるゝ様な普通の turbine 翼である。この翼に向けて nozzle (1) から高速空氣が吹き當つて、それを回らすのである。第三及第四圖について尙委しく云ふと、nozzle に於て p_1 から p_2 に壓力が下がる際 v_1 と云ふ速度を空氣は得る。そして turbine が u_2 と云ふ周速度で回らつて居ると考えると、關係速度は v_2 となる。而してこれは impulse turbine である故に翼中では速度は不變でやはり v_2 で逃出するのである。そこで絶對逃出速度は v_2 と u との合成により、得られ圖中 v_3 を以て示される。そこ迄は普通 turbine と少しも異らない。ところが逃出氣の取扱ひになると全く普通の turbine と違つて来る。即ち本装置に於ては普通の turbine の様に逃出氣を廢棄するのではなく、それを guide passage (9) に通じそこで方向をかへると同時に v_3 の一部を失はして壓力を得る如くし p_3 と云ふ壓で出て行く如くする。guide passage 中には都合により guide vane (10) を設けてもよろしい。

上述の如く、噴氣は初速 v_1 であり turbine を通過して v_3 と云ふ速度になるのであるが v_3 は v_1 よりずつと低くなし得る。従つて兩者の kinetic energy の差が相當ありそれは turbine を運轉するに利用せられるものである。而してこれを原動力として新たに空氣を吸入し壓縮するである。ところで本装置で珍奇なのはその compressor であつて、それは turbine そのものなのである。即ち上記 turbine 翼は同時に compressor の impeller なのである。こうすると、構造上多少の制限を受けるが compressor 翼を常に radial の物のみで満足せば大體差支へは起らないものである。唯數が compressor に對しては若干多すぎる様であるが之れは我慢出来る事である。これだけでも大體 compressor の impeller としては差支へはないのであるが尙壓がよく出る様に別に(4...)に示される様な翼を若干 disc にとりつけてある。而して新空氣吸入口は(5)(5)で disc の兩側に設けてある。impeller の外側には guide-vane 群(6)をおきその回りに渦卷室(7)をおくこと全く普通の compressor の通りである。かやうな仕掛であるから nozzle から空氣を吹かすと羽車が高速に回りはり出しさうすると compressor の作用が起つて吸込口(5)(5)から空氣が入り壓縮され、それと turbine を運轉して出た減壓空氣とは渦卷空中で一緒になり(8)と云ふ送出口に出ることになるのである。

3. 空氣量の計算

單位量の高壓空氣を使用しそれを減壓することにより發生する仕事を以て全く無損失に新たに空氣を壓縮するものとすれば幾何の量を壓縮し得るかを一寸計算して見る。



第六圖

第六圖に本装置に於て實現さるゝ空氣の膨脹及び壓縮の狀況を示す。これは膨脹する空氣も壓縮する空氣も共に單位質量につき壓力と容積との關係を示したもので壓力の記號は全部第二圖及び第三圖に記載するものと一致する。即ち使用さるゝ高壓空氣の壓力は P_1 で specific volume は V_1 でそれが P_3 まで減壓せられる。その間に發生する仕事は若し isothermal とせば $a h c d$ の面積に相當する仕事となり adiabatic ならばそれより減じて $a b c d$ に示さるゝものとなる。次に新たに吸ひ込まるゝ方であるがこれは壓力 P_a で specific volume V_a であるのが P_3 まで壓縮されるわけである。その際に消費する仕事 W_2 は isothermal とせば $e h c g$ の面積に相當する仕事で、adiabatic とせば $e f c g$ の面積に相當する。次に a 及び e の位置であるがこれは双方同温と見てよいかから isothermal line の上に置いたわけである。

W_1 及 W_2 の大いさを式にて示す時は次の如くなる。

(1) 膨脹壓縮が isothermal である場合。

$$W_1 = P_1 V_1 \log_e \frac{P_1}{P_3}$$

$$W_2 = P_a V_a \log_e \frac{P_3}{P_a}$$

而して $P_1 V_1 = P_a V_a$ なる故

$$\text{双方の仕事の比 } \frac{W_1}{W_2} = \frac{\log_e \frac{P_1}{P_3} \log_{10} \frac{P_1}{P_3}}{\log_e \frac{P_3}{P_a} \log_{10} \frac{P_3}{P_a}} \dots\dots\dots(1)$$

(2) 膨脹及壓縮が adiabatic である場合。

$$W_1 = P_1 V_1 \frac{\gamma}{\gamma - 1} \left[1 - \left(\frac{P_3}{P_1} \right)^{\frac{\gamma - 1}{\gamma}} \right]$$

$$W_2 = P_a V_a \frac{\gamma}{\gamma - 1} \left[\left(\frac{P_3}{P_a} \right)^{\frac{\gamma - 1}{\gamma}} - 1 \right]$$

双方の仕事の比

$$\frac{W_1}{W_2} = \frac{P_1 V_1 \left[1 - \left(\frac{P_3}{P_1} \right)^{\frac{\gamma - 1}{\gamma}} \right]}{P_a V_a \left[\left(\frac{P_3}{P_a} \right)^{\frac{\gamma - 1}{\gamma}} - 1 \right]}$$

而して、 $P_1 V_1 = P_a V_a$ なる故

$$\frac{W_1}{W_2} = \frac{1 - \left(\frac{P_3}{P_1} \right)^{\frac{\gamma - 1}{\gamma}}}{\left(\frac{P_3}{P_a} \right)^{\frac{\gamma - 1}{\gamma}} - 1} \dots\dots\dots(2)$$

若し効率を 1 とせば、或質量の高壓空氣の膨脹によりその $\frac{W_1}{W_2}$ 倍だけの空氣を吸入し壓縮する事が可能である。

$$\text{例 } \begin{cases} P_1 = 4.0 \\ P_3 = 1.5 \\ P_a = 1.0 \end{cases}$$

式 (1) によれば、 $\frac{W_1}{W_2} = \frac{\log_e 2.67}{\log_e 1.5} = \frac{0.98}{0.405} = 2.42$

式 (2) によれば、 $\frac{W_1}{W_2} = \frac{1 - (0.375)^{0.29}}{(1.5)^{0.29} - 1} = 1.98$

實際に本装置中で行はるゝ作用は isothermal と adiabatic との中間の物であると考へられるから新たに吸入壓縮される量は兩式で算出されるものゝ中間のものとなるであらう。

4. 空気の温度の變化

Turbine を動かすに使はれる高圧空気はその nozzle を出る時減壓されて kinetic energy を得るにより温度は下降し、新たに吸入される空気は壓縮を受けるので逆に温度は上昇する。そこで第八圖に示さるゝ如く isothermal の場合に比し W_1 は減少し W_2 は増加し従つて adiabatic の場合には isothermal の場合よりも新氣吸入率を減ずることになる、そこで前者に對しては加熱を後者に對しては冷却を行べきであるが双方の熱を流通させれば丁度その目的に適ふこととなる。

先づ熱の融通がどれ位可能であるかを見るために中間の狀況はしばらくおき、本器を通過する前後に於て温度が如何に變化するかをしらべて見やう。

本装置中の作用は前々章に示す通り高圧空気と吸入氣とが一緒になつて送出口より出るのだから energy の供給は兩氣の持つ物以外には絶無であり external work は全然無いから本装置の前後に於て total energy は不變である。而して kinetic energy の變化は無いものと見てよいから、結局 intrinsic energy は不變であると云ふことになる。そこで高圧空気と新入空氣とが入る時に同温だつたとすれば本装置を通過して混合したものもまた同様の温度となるわけである。そこで熱の融通は如何なる場合にも全く過不足ない事になり、他から熱を與へたりまた冷やしたりする必要は無いと云ふことになる。

此の邊の關係は相當大切な事であるから、くどい様だがこれを式であらして見やう。先づ簡單のため空氣は双方別々に adiabatically に作用して後一緒になる物と考へる。而して第八圖に於ける a, b, e, f 點の絶對溫度とをそれぞれ T_a, T_b, T_e, T_f とするとそれらの關係は下の様に表はされる。

$$\frac{T_b}{T_a} = \left(\frac{P_3}{P_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$$

$$\frac{T_f}{T_e} = \left(\frac{P_3}{P_a}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$$

而して普通は $T_a = T_e$ である故 T_b 及び T_f は下の如くなる。

$$T_b = T_a \left(\frac{P_3}{P_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \dots\dots\dots(3)$$

$$T_f = T_a \left(\frac{P_3}{P_a}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \dots\dots\dots(4)$$

今計算の便宜上 $\left(\frac{P_3}{P_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = X, \left(\frac{P_3}{P_a}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = Y$ と置くと

$$\begin{cases} T_b = T_a X \dots\dots\dots(3') \end{cases}$$

$$\begin{cases} T_f = T_a Y \dots\dots\dots(4') \end{cases}$$

となる

次に空気質量であるが、高圧空気質量を M_1 吸入空気質量を M_2 とすれば、効率 1 の場合の両者の関係は式 (2) により次の如くなる。

$$M_2 = M_1 \frac{1-X}{Y-1} \dots\dots\dots (5)$$

然しながら実際の機械に於ては効率は 1 より低くなる事は明白でそれを η であらはず、また $M_1=1$ とすると上式は下の如くなる。

$$M_2 = \eta \frac{1-X}{Y-1} \dots\dots\dots (6)$$

そこで混合気の温度

$$T_3 = \frac{T_b + T_c \eta M_2 + (T_a - T_b)(1-\eta)}{1 + \eta M_2} \dots\dots\dots (7)$$

で $\eta=1 \sim 0$ の値をとる。これが T_3 の一般式である。この式の演算を試みると

$$\begin{aligned} T_3 &= \frac{T_a X + T_c Y \eta \times \frac{1-X}{Y-1} + T_a(1-X)(1-\eta)}{1 + \eta \frac{1-X}{Y-1}} \\ &= T_a \frac{Y-1 + \eta - \eta X}{Y-1 + \eta - \eta X} = T_a \end{aligned}$$

となり η の値に関せず $T_3 = T_a$ なる関係が成立する。

此事は本装置の非常に便利な一性質である。即ち熱を具合よく両空気に流通させさへすれば如何なる場合にも isothermal line に沿うて作用が導かれると云ふ事になる。而して上記の事は、turbine と compressor とを別々にして別々の加熱、冷却法を行ふに比しはるかに容易に實行されるであらうした、ほとんど何もしないでも大體左様な景況になりさうに思はれる。

次に高圧空気と吸入空気との温度が相違して居る場合の事を考へて見る。

此場合には M_1 と M_2 との関係が次の如くなる。

$$\begin{aligned} \frac{M_2}{M_1} &= \frac{W_1}{W_2} = \frac{P_1 V_1 (1-X)}{P_a V_a (Y-1)} \\ &= \frac{RT_a (1-X)}{RT_c (Y-1)} = \frac{T_a (1-X)}{T_c (Y-1)} \dots\dots\dots (2') \end{aligned}$$

此式で出る M_2 の値を式 (7) 中に入れると

$$T_3' = \frac{T_c X + T_c Y \eta \frac{T_a (1-X)}{T_c (Y-1)} + T_a (1-X)(1-\eta)}{1 + \eta \frac{T_a (1-X)}{T_c (Y-1)}}$$

$$\Rightarrow T_a \frac{Y-1+\eta-\eta X}{Y-1+\eta \frac{T_a}{T_c}(1-X)} \dots\dots\dots (8)$$

の様にして計算される。上の式は $T_a = T_c$ なる時は (7) となること明瞭である。又 (8) 式を導くためには (7) 式によらず、次の如き考へ方からも容易に到達することが出来る。即ち高壓空気も吸入空気も本装置を通過するに際し全く温度不変で、それを唯混合すると考へるのである。 M_2 と M_1 との関係は (2) に出て居るからそこで極容易に (8) 式を導くことを得る。

上述の如くして最初と最後との温度の状況は明瞭となつたが次にその中間の状況を一考して見やう。これは上述の物に簡単には行かないことは明らかで構造により運轉状況により種々に變化するものと思はれる。

先づ nozzle を高壓空氣が通過する時につき考へるに、これは intrinsic energy の一部が kinetic energy に轉化するので冷却が起り nozzle 自體及び turbine blade のこれに接觸する部分を冷却する筈である。他方吸入空氣の方を見るとこれは吸込口に入る時は一度輕度の膨脹をし温度若干低下するわけであるが compressor の impeller に驅動さるゝ時は外方に行くにしたがひ centrifugal force により漸次壓縮せられ温度を増す。そして turbine blade に接するのである。turbine blade は上述の如く高壓空氣の觸過により冷却されて居るわけであるからそれに接した吸入氣は冷却される。即ち blade は intercooler の役目をなす。而して此事を他側より觀察する時は blade は吸入壓縮された空氣によりたへず熱せられるわけであるから熱は吸入氣より blade を介して jet に移行するわけである。そこで jet は blade を通過する際 expand し blade に reaction を與へるであらう。かやうになるから、高壓空氣のなす仕事も吸入氣の受ける仕事も isothermal に大分接近したものとなるらしく思はれる。又構造材料を aluminium 合金の様な熱傳導率のよいもので造つておけば機械體を通じての熱の融通が顯著となり作用は益々有利に轉すること疑を入れぬ。

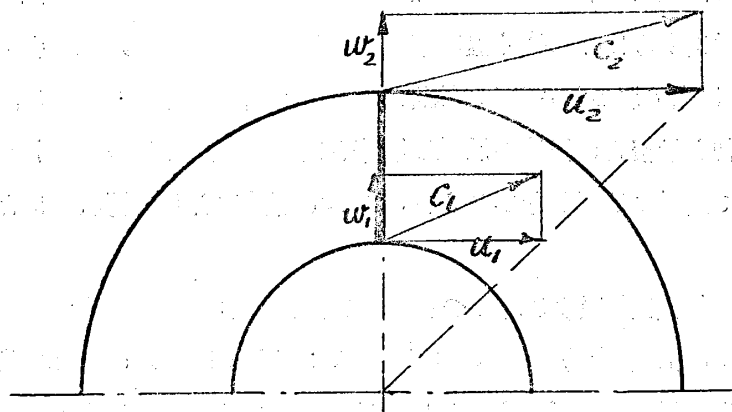
最後に shaft の bearing の摩擦の事であるが、これの消耗する仕事は普通は極めて輕微のものである事勿論であるが今回の實驗用機械に於てはこれにより回轉計を驅動した。それによる仕事損失は約 50~30% であつたから ultimate temperature はそれに相當して下降したわけである。上の考察による効率を機械效率と呼び η_m を以てあらはす事にすると其時の混合氣温度は (7) の時と同様次式を以て表はされる。

$$T_3'' = \frac{T_b + T_f \eta M_2 + (T_a - T_b)(1 - \eta) - (T_a - T_b)(1 - \eta_m)}{1 + \eta M_2}$$

$$= T_a \frac{\eta(1 - X) + (Y - 1)(\eta_m - \eta_m X + X)}{(Y - 1) + \eta(1 - X)} \dots\dots\dots (9)$$

5. 空氣壓力に就いて

高壓空氣の壓力 P_1 , 大氣壓力 P_a , 及び減壓空氣壓力 P_3 (第六圖参照) との關係を調べて見やうと思ふ。論理的に云へば P_3 は P_1 と P_a との中間の任意の値をとり得るものであるが實際の機械に於



第七圖

て効率高く作用する範圍はずつと狭くなる。實用上は然し P_3 が P_1 或は P_a と非常に接したところではこれを使用する必要を見ないから範圍の狭小は大して問題とならない。

上記三壓力の中 P_a は普通の場合大氣壓であるからこれは問題とならず、 P_1 も又外部的に定まつて來るものであるが、 P_3 はこれは本装置の内部の問題である。これを支配するところのものは turbo-compressor としての本装置の性能である。

第七圖は turbo-compressor の作用の略圖である。通風速度を圖の如き記號で示すとこの時に發生する壓力は次の如き一般式に示される。

$$H = \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2g} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g} \dots\dots\dots(10)$$

而して圖の如き radial vane を使用するものとせば

$$c_1^2 = u_1^2 + w_1^2$$

$$c_2^2 = u_2^2 + w_2^2 \quad \text{の關係がある故}$$

式 (10) は次の如き簡単な形となる。

$$H = \frac{P_3 - P_a}{\rho} = \frac{u_2^2}{g} - \frac{u_1^2}{g} = \frac{u_2^2}{g} \left[1 - \left(\frac{D_1}{D_2} \right)^2 \right] \dots\dots\dots(11)$$

而して impeller 内で生成せられる壓力は

$$\frac{P_2 - P_a}{\rho} = \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} \dots\dots\dots(12)$$

である故、その残りの $\frac{u_2^2 - u_1^2}{2g}$ は guide vane 中に於て c_2 の一部の消滅に換つて生ずるものである。然し實際の機械では様々の損失があるから中々この理論上の値には達しない。その程度については實驗の章で委しくのべるつもりである。さてかくの如く P_3 の値は impeller の周速度 u_2 と離るべからざる關係を持つ故、impeller に與へ得る最大周速度の方より P_3 の最大値が自然に定められる。最小の方はこれは P_a まで許される筈であるが、實際上そんなところの必要はない。それで u_2 の最大は 300 m/sec 最小は 50 m/sec が實用上の値である。これに相當する實際上の P_3 は水柱高 5400 mm 及 150 mm 位である。尤もこれは一段型の話であるから段を増せば最大値はいくらでも向上する筈である。然し實用上それは面倒なものとなりさうだから未だ何も考へて居ない。

上述の如くして壓 P_3 が得られるにより、外部的に定まる P_1, P_a に圓滿なる關係がつく如く我々は turbine blade の恰好特に入射角及び逃出口 nozzle の入射角、guide passage の口角等を選定するを要するがその方法は全く普通 turbine に於けると異らない。唯その時の注意すべきことは絶對逃出速度 v_3 のことであら。普通の turbine に於てはこの物の energy は全然損失となるのであるから turbine の構造の許す限り小にとり方向はなるべく軸の方向を向く如く苦心するのであるが本裝置に於ては、これは全く利用出来るものであるからその方面よりその大いさを定めるのである。第二章に記す如く turbine を驅動した空氣はこれを compressor を經た空氣と混合するのであるから混合せられる時兩者が同一の壓に到達して居る事が望ましい。ところで blade の邊に於ては双方共 P_2 と云ふ壓であるから若し $v_3 = c_2$ であれば全く上述の條件を満足するわけである。方向 D はこれはいづれを向いて居てもかまはない。唯 guide passage の入射角をこれに合せることを要すると云ふ構造上の問題があるのみである。上述の必要條件のところから出發して我々は v_1 を算出することが出来る。

先づ

$$\begin{cases} u_2 \dots\dots\dots \text{既知} \\ c_2 \dots\dots\dots \text{既知} \\ D \dots\dots\dots \text{任意} \end{cases}$$

であることより我々は v_2 の大いさと角 C とを決定し得る。但し c_2 は普通極めて u_2 に近いから我々は概略値として $c_2 = u_2$ とおき計算を簡略にする。

然る時は $C = \frac{D}{2}, \dots\dots\dots(13)$

$$v_2^2 = 2u_2^2(1 + \cos D) = 4u_2^2 \cos^2 \frac{D}{2} \\ = 4u_2^2 \cos^2 C \dots \dots \dots (14)$$

次に

$$\begin{cases} v_2 \dots \dots \dots \text{既に決定} \\ B \dots \dots \dots \text{任意} \\ u_2 \dots \dots \dots \text{既知} \end{cases}$$

であることより我々は v_1 及び A を決定し得る。

$$v_1^2 = u_2^2 + v_2^2 - 2u_2v_2 \cos(180 - B) \\ = u_2^2 + 4u_2^2 \cos^2 C + 2u_2 \times 2u_2 \cos C \cos B \\ = u_2^2(1 + 4 \cos^2 C + 4 \cos C \cos B) \dots \dots \dots (15)$$

$$A = \cos^{-1} \frac{u_2^2 + v_1^2 - v_2^2}{2u_2v_1} = \cos^{-1} \frac{1 + 2 \cos C \cos B}{\sqrt{1 + 4 \cos^2 C + 4 \cos C \cos B}} \dots \dots \dots (16)$$

上式により我々は容易に v_1 の理論上の最大値を見出すことが出来る。即ち $B=0, C=0$ の時がそれであつて、その際は $v_1=3u_2$ となる。然しながら實際に turbine を造る時にはかやうな極端なところまで進むことは出来ない。 $B=30^\circ, C=30^\circ$ 位が先づ實際にとり得る最小値であらう。そうすると $v_1=2.65u_2$ となる。即ち理論的の約 88% が實現し得る最大値であると考へてよい。

次に v_1 の如き噴氣速度を與ふるに要する P_1 の理論的計算を試みる。

一般に知られた式により、

$$v_1 = \sqrt{2g} \sqrt{\frac{\gamma}{\gamma-1} RT_a \left[1 - \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right]} \\ \therefore P_1 = P_2 \left(1 - \frac{v_1^2}{2g \frac{\gamma}{\gamma-1} RT_a} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \dots \dots \dots (17)$$

而して式 (12) より

$$P_2 - P_a = \rho \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} \\ \therefore P_2 = P_a + \rho \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g}$$

これを式 (16) に代入して

$$P_1 = \left(P_a + \rho \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} \right) \left(1 - \frac{v_1^2}{2g\gamma-1 RT_a} \right)^{\frac{-\gamma}{\gamma-1}} \dots\dots\dots (18)$$

となる。此式を點檢するに

$$1 - \frac{v_1^2}{2g\gamma-1 RT_a} = 0 \dots\dots\dots (19)$$

とおくと

$$\left(1 - \frac{v_1^2}{2g\gamma-1 RT_a} \right)^{\frac{-\gamma}{\gamma-1}} = \infty \quad \text{即ち } P_1 = \infty \quad \text{となる。}$$

故に式 (19) より v_1 の値を求むる時はそれが理論上到達し得る最大の速度なることを知る。 $T_a = 300^\circ C$ として此の値を算出せば

$$v_1 = \sqrt{2 \times 9.8 \frac{1.408}{0.408} \times 29.26 \times 300}$$

$$\doteq 770 \text{ m/sec.}$$

而して式 (14) より v_1 と u_2 との関係は實現し得る最大値が $v_1 = 2.65u_2$ である故、これに上の v_1 の値を入れると $u_2 = 770 \div 2.65 = 290 \text{ m/sec}$ となる。而して此値は turbine blade に與へ得る最大 tip velocity の 300 m/sec よりも少い。そこで tip velocity に特に低い制限のない限り構造上 single stage で P_1 の如何なる大きい値にも應ずる事が出来ると云ふ結論になる。

これまでで極限に対する調査は一通りすんだから次に重要な各因子に加減性があるかどうかを調べて見やう。

先づ turbine の構造の方面より見るに、角 B, C は blade に関するものであるから、これは加減する様にすることは先づ出来ない。 A 及び D はこれは加減する様に造ること極容易である。

けれども式 (13) により D は C にしばられ、又 A は (16) 式に示さるる如く B 及び C にしばらるる故に B, C の二者一定に保つ場合には A 及び D も又一定の値を取り得るにすぎず、加減は全く不可能である。

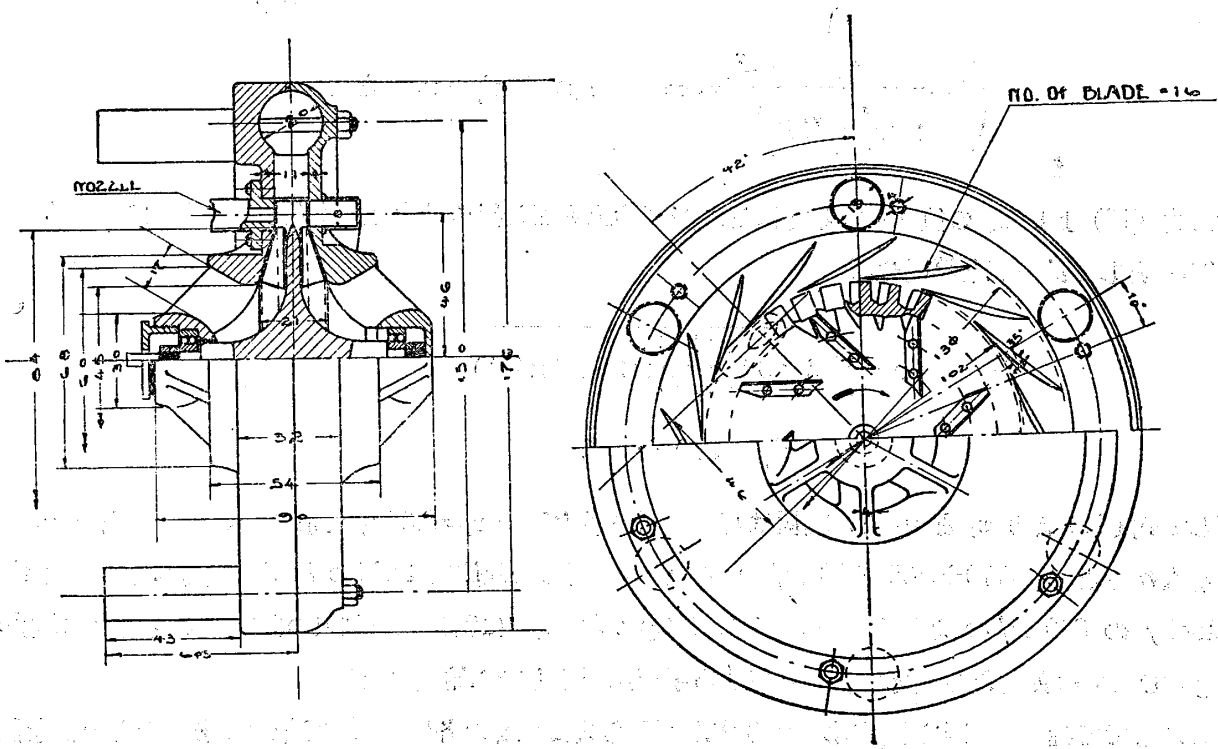
次に u_2 と v_1 との関係であるがこれも式 (15) の示す如く C 及び B 一定の場合は一定の関係が許さるのみである。

上述の如くであるから、或高壓空気を或壓に迄減壓しやうと云ふ場合には必らずそれに適應する様

な各因子の一組を求めぬばならない換言すれば出来合ひのもので様々の P_1 及び P_3 に常に適合すると云ふことは不可能である。但し効率の低下を意とせぬならば範圍は餘程擴大することが出来ること勿論である。

6. 試作した實驗用機械

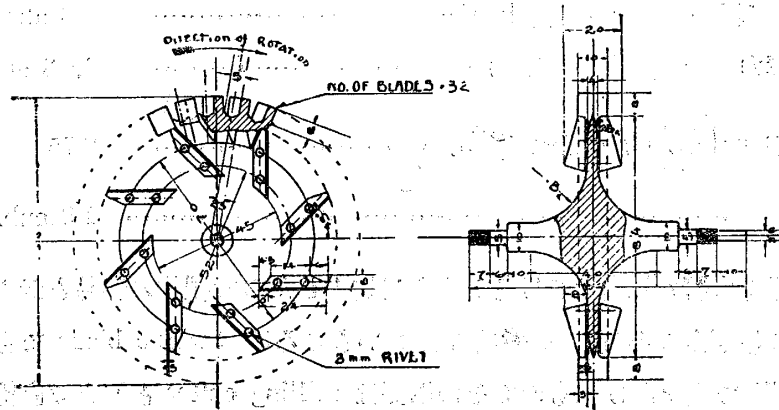
既述の如き考へに従ひ一つの實物を航空研究所發動機部工場に於て試作して見た。その構造及び主要寸法は第八乃至十一圖に示さるゝ通りである第十二圖及十三圖は速度圖である本機の設計に當り目標とした主要仕様は次の通りである。



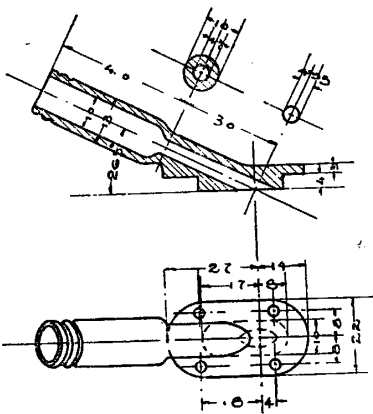
第八圖

第九圖

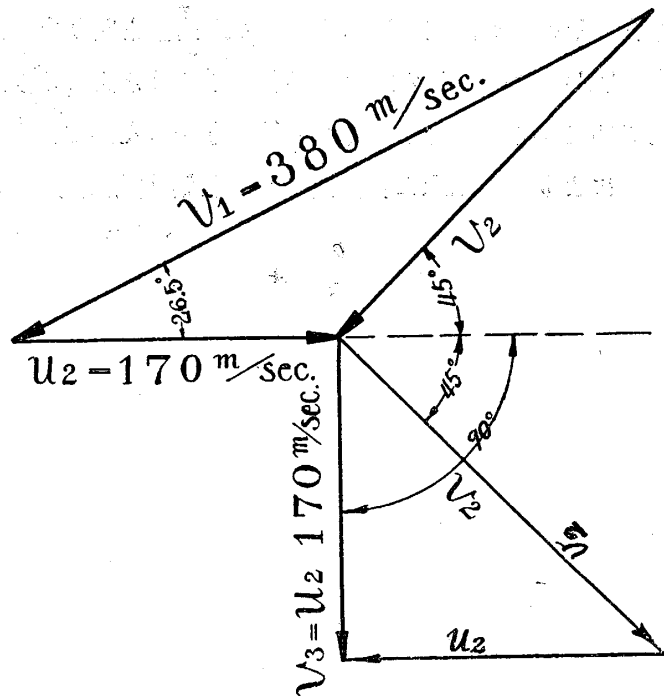
impeller の外徑 (=turbine blade tip の描く圓の外徑)	100 mm.
max. no. of rev.	32400 rev/min.
max. tip vel. (=u ₂)	170 m/sec.
turbine blade の入射角 (=B)	45°
” ” の逃出口角 (=C)	45°
guide passage の入射角 (=D)	90°
nozzle ₂ を出る空氣の速度 (=v ₁)	380 m/sec.



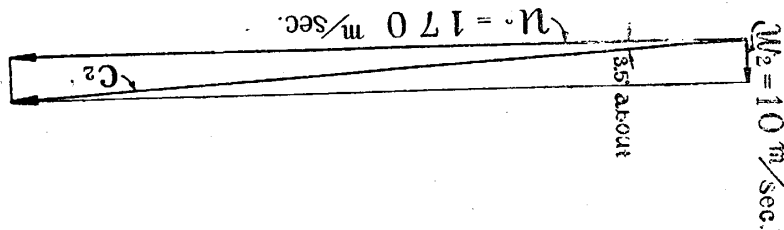
第十圖



第十一圖



第十二圖



第十三圖

減壓空氣の壓力 ($=P_3$) (理論上の).....	1.3 atm. absolute
高壓空氣壓力 ($=P_1$) (理論上の).....	\approx 3 atm. absolute
新氣吸入率 $=\left(\frac{W_1}{W_2}\right)$ (adiabatic).....	2.75
總送出量	1.6 cub. m/min.

本機は手つとり早く大體の見當をつけることを目的としたので製作の容易と云ふことのために効率を犠牲に供したところが多々ある。その最も著しいところは turbine blade であつてこれは中央の丸みのところは drill で穴をあけたものでその兩側は milling cutter と鑪とで直線に仕上げたものである。又 impeller は側板無しでその side clearance は 0.5 mm であるから leakage がかり大きいと思はれる又渦巻室であるがこれも鑄造物とするのが厄介であつたので、mild steel の棒から切り出した。そのため内部の通路は均一の斷面積となりまた送出口は一箇のかはりに六箇としそれを面に直角に設けたから、その邊にも具合の悪さうなところが認められる。左様なわけで實物と云つても半玩具であるからもとより多くは期待しなかつたのであるが、製作に専ら従事した中島喜代登君の優秀な技術により豫期以上の物が出來運轉状態は誠に良好で必要な實驗は殆んど皆行ふ事が出來た。

(未 完)