なる判定に依り研究をするにはマイクロフォンに依る計測を以て第一とする。

§ 温度と消音効果との関係

温度と消音効果即ち音の強さは次の如き関係にて示されるものであつて排出ガスの圧力が低ければ振幅が小さく即ち音が小さいと云ふことが出来る。

今排出ガス圧力を P 、行程容積を V 、ガス常数を R 、温度を T とすれば

$$PV=RT$$

然して $V=\text{一定}$ $R=\text{一定}$ $\therefore P=f(T)$

又音の強さ (loudness) L と圧力 P とは

$$P=KL \quad K=\text{常數} \quad \therefore KL=f(T)$$

即ち音の強さは温度の函数と云つて差支へない。故に消音器の入口の温度を測定し (回転数及び燃料消費量に無関係にて) その温度に對する音の強さを前述の炭素粒 マイクロフォンにて測定すれば第6圖の如き曲線を得ることが出来る。

§ 結 論

消音器にて考ふべき諸點はガスが高压であつてこれが急に

第 6 圖

外気にふれるために爆発的な圧力波が生ずるものであるから音の強さ (loudness) を云々するより先づ爆発的な圧力波の發生を除くべきであらう。故に本論文にて述べる如くマイクロフォンに依る消音器の性能測定はむしろ圧力波の發生量を研究したる後測定すべき諸元であるが大體の標準測定に本實驗を敢行したことを御諒承下され度い。最後にこの研究に對し御指導下されし日本大学工学部の浅川教授及び藤田助教授並に御鞭撻下されし横濱高工の山下教授に厚き感謝の意をそぐ。

第 1 表 4衝程式機関の気筒数及び
回転數に依る常數 K の値

気筒數	毎 分 回 轉 數					備 考
	300	500 ~600	800 内外	1000 内外	1200 以上	
1	1	1	1	1	1.02	{曲軸軸角度 0° の 時は 2 倍とす
2	1	1.01	1.03	1.04	1.06	
3	1	1.02	1.04	1.06	1.08	
4	1.01	1.03	1.05	1.07	1.10	

軸流プロペラ水車主要寸法の決定に就て⁽¹⁾

(昭和 9 年 11 月 30 日 福岡地方講演會に於て講演)

准 員 工 学 士 下 山 美 徳⁽²⁾

軸流水車を設計する際にはその水車の比較回転度 n_s に對應する (1) 式で定められる様な係數 k_a と m 、或は c_m と m の値を求めて羽根車の外径 D 、轂径 $2r_i$ を決定するのが普通である。

$$\left. \begin{aligned} u_a &= \frac{\pi n D}{60} = k_a \sqrt{2gH} \\ v_m &= \frac{Q}{\frac{\pi}{4} D^2 (1-m^2)} = c_m \sqrt{2gH} \\ m &= \frac{r_i}{r_a}, \quad D = 2r_a \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (1)$$

(1) 式で H は落差、 Q は水量、 n は回転數、 g は重力の加速度である。又それ等の係數と比較回転度との間には

$$n_s = 575.7 \eta^{1/2} (1-m^2)^{1/2} c_m^{1/2} k_a, \quad (m, k_a, s, \text{單位}) \dots (2)$$

の関係がある。ここで η は水車の効率である。以下の計算

(1) On the Chief Dimensions of an Axial flow Propeller Turbine. By Yoshinori SHIMOYAMA, Kōgakushi, Associate Member
(2) 九州帝國大学助教授

は軸流水車の羽根車入口迄、羽根車内、及び羽根車出口より下水面迄の損失が最小になる様な條件から、最高効率のときには k_a, c_m 等は n_s に對して如何なる値を取るかを決定したものである。

第 1 圖は軸流水車を円端面で切つてその斷面を展開して得た翼列と速度線圖を示す。水が翼列を通る間に起る損失は沼知博士とほぼ同様の方法で求めたのであるが唯異なる點は羽根車に對して w_1 の速度で流れ込む流れは若し損失が無ければ w_2' で流れ去るべきものが實際は w_2 で流れ去り、一翼にかかる揚力及び抗力は w_1 と w_2' の幾何平均 w' に直角及び平行の方向にそれぞれ作用すると考へた事である。その揚力及び抗力から求めた円周方向の分力と軸方向の分力が運動量の理論から求めた円周方向の力と羽根車上下兩面に働く圧力差から求めた軸方向の力に各々等しいと置いて半径 r の部分の損失水頭を求めると

$$h_r = \frac{\varepsilon \Gamma}{gt} \left\{ \frac{w^2}{v_m} + \frac{\Gamma}{2tv_m} \left(n - \frac{v_{w1} + v_{w2}}{2} \right) \right\} \dots\dots\dots (3)$$

を得る。ここで Γ は一翼の周のサーキュレーション、 ε は抗

力を揚力で割つたものである。

水車が正常状態で働いて居る時には $v_{u2}=0$ であると仮定し、 v_m は (1) 式中に示されて居る如く半径に関係なく一定であり、 v_{u1} は $v_{u1}r=C$ なる規則に順つて變化して居るとすると、羽根車内の損失動力は

$$N_R = \int_{r_i}^{r_a} \gamma 2\pi r v_m h_r dr$$

$$= 2\pi \varepsilon C \frac{\gamma}{g} \left\{ \frac{v_m^2}{3} (r_a^3 - r_i^3) + \left(v_m^2 - \frac{v_m C}{2} \right) (r_a - r_i) \right\} \dots\dots (4)$$

で全動力に対する割合は

$$p_R = \frac{N_R}{rQH}$$

$$= 2\varepsilon \eta_h \left\{ \frac{k_a}{3c_m} \frac{1+m+m^2}{1+m} + \frac{c_m}{k_a} \frac{1}{1+m} - \frac{\eta_h}{4k_a c_m} \frac{1}{1+m} \right\} \dots\dots (5)$$

である。

次に羽根車入口迄の損失水頭を入口近くの水速の2乗に比例するとすれば

$$h_E = \frac{\zeta}{\pi(r_a^2 - r_i^2)} \int_{r_i}^{r_a} \frac{v_m^2 + (e/r)^2}{2g} 2\pi r dr$$

$$= \zeta \left[\frac{v_m^2}{2g} + \frac{2c^2}{r_a^2 - r_i^2} \log \frac{r_a}{r_i} \right] \dots\dots (6)$$

で、落差に対する割合は

$$p_E = \zeta \left\{ c_m^2 + \frac{\eta_h^2}{2k_a^2} \log \frac{1}{1-m^2} \right\} \dots\dots (7)$$

である。

又羽根車出口から下水面迄の損失水頭を羽根車出口から殻が細くなつて無くなる迄と吸出管とに分けて考へると

$$h_0 = \xi \frac{(v_m - v_m(1-m^2))^2}{2g} + \frac{(1-\eta_s)(1-m^2)^2 v_m^2}{2g} \dots\dots (8)$$

であらば、落差に対する割合は

$$p_D = \left\{ \xi m^4 + (1-\eta_s)(1-m^2)^2 \right\} c_m^2 \dots\dots (9)$$

である。

水漏り損失が無いものとする (5), (7), (9) から

$\eta_h = 1 - (p_E + p_R + p_D)$ を得、これ

を η_h 降着の順に書き直すと

$$\eta_h^2 \left(\frac{\zeta}{2k_a^2} \frac{\log 1/m}{1-m^2} - \frac{\varepsilon}{2k_a c_m (1+m)} \right) + \eta_h \left(1 + \frac{2\varepsilon k_a}{3c_m} \frac{1+m+m^2}{1+m} + \frac{2\varepsilon c_m}{k_a} \frac{1}{1+m} \right) + \left\{ (1-\eta_s)(1-m^2)^2 + \xi m^4 + \zeta \right\} c_m^2 - 1 = 0$$

..... (10)

を得る。(10) 式から η_h が極大になる様な k_a と c_m の関係を求めるのは實用上不便であるから他の項に比して非常に小さい η_h^2 の項を省略すると

$$\eta_h = \frac{1 - \{(1-\eta_s)(1-m^2)^2 + \xi m^4 + \zeta\} c_m^2}{1 + \frac{2\varepsilon k_a}{3c_m} \frac{1+m+m^2}{1+m} + \frac{2\varepsilon c_m}{k_a} \frac{1}{1+m}} \dots\dots (11)$$

が得られる。上記省略のために η_h に起る誤差は普通の範囲では 0.6% 以下である。 η_h 極大の條件を求めるため $d\eta_h/dc_m = 0$ と置いて

$$\left\{ (1-\eta_s)(1-m^2)^2 + \xi m^4 + \zeta \right\} \left\{ c_m k_a (1+m) + \varepsilon k_a^2 (1+m+m^2) + \varepsilon c_m^2 \right\} = \varepsilon \left\{ \frac{k_a^2}{3c_m^2} (1+m+m^2) - 1 \right\}$$

..... (12)

の關係を得る。以上の諸式に於て η_s は 0.7~0.85, ξ は 0.2, ζ は 0.15~0.03, ε は 0.01~0.03, m は 0.3~0.5 程度の大きさであらう。

設計に便利な圖表を作製するには $\eta_s, \xi, \zeta, \varepsilon, m$ に適當な値を選び、(12) 式に任意の c_m の値を

入れて k_a を求め、それ等を (11) 式に入れて η_h の極大値を、(2) 式に入れて n_s を求めて n_s を横軸に取つてそれ等

を線圖にあはせばよい。一例として $\varepsilon = 0.018, \eta_s = 0.8, \xi = 0.2, \zeta = 0.1$ と取り $m = 0.3, 0.4, 0.5, 0.6$ の4通りの場合に就て η_h を極大にする様な k_a, c_m 及び η_h を $n_s' = 575.7 \eta_h^{\frac{1}{2}} (1-m^2)^{\frac{1}{2}} c_m^{\frac{1}{2}} k_a$

第 1 圖 羽根車の展開及び速度線圖

第 2 圖 k_a, c_m, η_a と n_s' の關係

第 3 圖 實例より得た k_a, c_m, n_s の關係

...(m, kg, s 單位).....(13)

を横軸に取つて圖示すると第2圖の様である。なほ同圖には比較のため Thomann 氏の與へた k_a を $n_s' = n_s / (0.99)^{\frac{1}{2}}$ で換算して圖示した。又實例との比較の爲に雑誌に發表されて居るプロペラ水車に関する記述をもととして求めた k_a, c_m の値を第3圖に示す。同圖にも Thomann 氏の k の値が示されて居る。圖上の k_a, c_m の點は大部分最大出力の場合の値で、最高効率の場合は Dilla Edet 及び Ryburg-Schwörstadt の兩力プラン水車の場合のみである。實例の k_a

は最大出力の場合でも Thomann 氏の k_a の値より幾らか大きく、最高効率の場合はなほそれよりはるかに大きい。又 c_m のうち $\eta < 85\%$ の點は常に或る範圍より上にある事が見られ、これによつても c_m が大き過ぎる事は効率を悪くする原因である事が知られる。

なほ上記の諸式から知られる事は同一の m の値に對し吸出管の効率がよく羽根車入口迄の損失も小さい時には同一の比較回轉度に對して k_a の値は小さくなり、 η_h はよくなる。又 ε が大きくなると η_h は低下し k_a は僅に小さくなる。

輕合金及び銅合金の鑄造に就て⁽¹⁾

(昭和9年9月28日 第260回講演會に於て講演)

正員 工 学 士 武 智 馨⁽²⁾

1. 輕合金の熔解

(1) アルミニウム合金の熔解 アルミニウム合金は一般に熔解中爐内ガスを吸収して凝固の際これを遊離しピンホールを發生し易く特に Si を含有するものに甚しい。これを防止するには (i) 熔湯面をフラックスで被ひ處理する法 (ii) 鹽素或は鹽化物の蒸気を熔湯に作用せしめる法 (iii) 熔湯を一旦徐々に凝固せしめてガスを遊離したる後急速に熔解する法 (iv) 真空中にて熔解しガスを排除する法等がある。著者の經驗では (iii) 及び (i) が最も確實であるが (i) 及び (ii) は有毒ガスを發散し (iii) は煩雜なる缺點がある。(iv) に就て著者は廣海軍廠造機部に於て海軍技手木村醇造氏と共に研究し比較的簡單にして有効なる方法を求めたが⁽³⁾未だ脱ガス程度の判斷を熔解中簡單確實に行ひ得ないので往々脱ガス過度となる事があるため現在にては猶推賞し得ない。脱ガス過度となると凝固收縮が大となり鑄造困難となるが甚しき場合は肉内部にピンホールの如き微細なる收縮窩を發生するに至ることを經驗した。故に凝固の際略々飽和點に近いガスを含んでは居るが遊離するに至らぬ程度とするのが鑄造容易である事は特に注意を要する。然し一般には上記飽和量以上のガスを吸収し易いから成可く熔解中爐内ガスを接觸せしめぬ様にするのが良く又燃料に濕氣の多い場合その他爐内ガスが還元性に富むと思はれる場合に特にガス吸収が多い様である。前記真空熔解の研究で H.A.S. (Cu 3.5%, Si 4.5%), 及び Cu 2.5%, Si 11%, 合金のガスの吸収力に就き實驗したるに前者は約 850°C 後者は900°C で吸収力が最小でこの點を越えると急遽に増加する結果を得たがその他の輕合金に於ても經驗上

過熱するとピンホールを發生し易い。

(2) マグネシウム合金の熔解 マグネシウム合金は鉄を熔解し難いから鉄製坩堝を用ふるのが便利である。熔解中空氣に接觸すると燃焼するから坩堝を密封し又適量の硫黃又は鹽化マグネシウムを地金と共に裝入しこれで熔湯面を被覆せしめるのが有効である。

2. 輕合金用鑄物砂

(1) アルミニウム合金用鑄物砂 複雑なる鑄物を多量生産的に造るには油砂を用ふれば甚だ有効であるが一般的には天然鑄物砂を用ふるのが便利である。天然鑄物砂を用ふる場合には急冷と鑄造能率のために出来るだけ生型を用ひ、出来れば作業簡捷のために肌砂も填砂も中子砂も又大物も小物も同一の砂で良果が得られる様な良質の鑄物砂を用ふることが望ましい。鑄肌のためには粒度は小なるが望ましいが輕合金の熔湯は比重が小さく而も粘りが大で気泡、熔滓、その他の不純物を包入し易いから鑄込温度低きに不拘大なる通氣性を與ふることが必要である。航空機関用部分品の如きものに對してはこれ等の諸點を考慮して主構成砂粒は 100 メッシュ下 270 メッシュ上、通気度⁽⁴⁾ 20 位、成型性抗力性は著者の試験法⁽⁵⁾⁽⁶⁾で濕態抗圧力 6~8 kg, 變形量 2 mm 附近、乾態抗圧力 30~50 kg, 抗折力 350~550 g 位が一般に適當である。裝飾品や極小物に對しては通気度 5~10 位が良い。又輕合金鑄物には絞られが起り易いがこれは主として鑄物砂中の石英粒子の變態膨脹に基くものであるから、これに對しては石英粒子の多からざるものが良く又抗圧力に對して抗折力が比較

⁽¹⁾ On the Casting Practice of Light and Copper Alloys. By Kaoru TAKETI, *Kōgakushi, Member*

⁽²⁾ 横須賀海軍工廠造機部海軍造機少佐

⁽³⁾ 海軍部内にのみ發表 著者及び木村醇造 廣機研第46號 昭和8年12月

⁽⁴⁾ 米國鑄物協會規定標準試驗法 (A. F. A.; Testing and Grading Foundry Sands, P. 34, 1931) による。數値は計算上水柱 1 cm の壓力差を以つて 1 cc の試料を毎分通過する空氣容積 (常溫水柱 10 cm 壓力下に於る) を cc にて表はしたもの。 ⁽⁵⁾ 著者 機械學會誌 第35卷第132號 556頁 昭和7年6月 ⁽⁶⁾ 著者 鑄物第5卷 第10號 645頁 昭和8年10月