

スコトヲ得ルヲ以テ、今日低揚程遠心唧筒ニモ導キ翼ヲ裝備セラルルモノアルニ至レリ、導キ翼ヲ備フルモノハ外觀水「タルビン」ニ酷似セルヲ以テ、導キ翼ヲ有スル遠心唧筒ハ段ノ如何ニ關セズ俗ニ「タルビン」唧筒ト稱セラル、

最近低揚程遠心唧筒トシテ軸流唧筒採用セラルルニ至レリ、軸流唧筒ハ圓筒型ノ車室内ニ回轉スル螺旋型扇車ヲ裝備セルモノニシテ、裝置簡單ニシテ低揚程ノ場合効率良好ナリ、

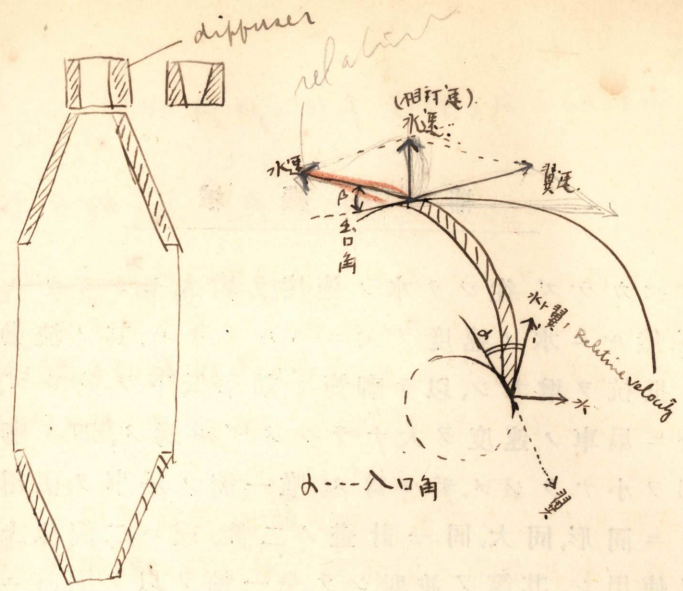
第43圖ニ於テ唧筒ニ依リ作ラルル總水嵩又ハ水嵩ト稱セラルルハ、下方ノ吸揚ラルル面ヨリ唧筒ノ中心迄ノ垂直距離タル吸揚水嵩ト、唧筒中心ヨリ揚水サルベキ上水面迄ノ垂直距離タル吐出水嵩トノ和ナリ、理論上ノ吸揚水嵩ハ約10米ナルモ水ノ流動ニ對スル吸管ノ抵抗、水中ニ含有スル空氣、吸管接目ノ漏洩等ノタメ、大イニ減少セラルルモノニシテ普通6乃至7米ヲ限度トス、

吐出水嵩ハ唧筒ノ構造、扇車ノ速度等ニヨリ制限セラルルモノニシテ、高揚程遠心唧筒ニハ大別シテ次ノ種類アリ、

- (一) 多段落式遠心唧筒、  
Multi-stage Centrifugal pump
- (二) Brown Boveri 式遠心唧筒、

一一、多段落式遠心唧筒、

高水嵩ヲ得ンガ爲メニハ扇車ノ速度ヲ大ナラシメ



ザルベカラズ、從ツテ水ノ速度ヲ増大<sup>ス</sup>セシメザルベカラズ、然ルニ水ノ速度ヲ大ニスルトキハ、其ノ流動ニ對スル抵抗ヲ増大シ、以テ唧筒ノ効率低下ヲ免レズ、斯ル場合ニ扇車ノ速度ヲ大ナラシメザル爲メ、即チ唧筒ノ効率ヲ小ナラシメザル爲メ、唯一箇ノ扇車ヲ使用スル代リニ同形、同大、同一計畫ノ二箇、或ハ二箇以上ノ扇車ヲ使用シ、其等ヲ並列シテ全一軸ヲ以テ同時ニ回轉セシムル多段落式遠心唧筒ヲ採用シ、第一扇車ニ依リテ動作ヲ受ケ「エネルギー」ヲ附與セシメタル水ハ第二ノ扇車ニ吸ヒ込マレ、此處ニ再ビ動作ヲ受ケ更ニ第三ノ扇車ニ吸ヒ込マレテ三度動作ヲ受ケ斯ク順次ニ扇車ニ吸ヒ込マレテ動作ヲ受ケツツ「エネルギー」ヲ附與セラレタル水ハ最後ノ扇車ヨリ吐出セシメ、以テ各々ノ扇車ノ速度ヲ甚シク大ナラシムルコト無ク、從テ唧筒ノ効率ヲ減少セシムルコト無クシテ、高水嵩ニ揚水シ得、斯ル遠心唧筒ハ扇車ノ段落數ニ依リテ名稱ヲ附ス、即チ扇車二箇ヨリ成ルモノヲ二段落式遠心唧筒、扇車三箇ヨリ成ルモノヲ三段落式遠心唧筒、扇車ガ四箇、五箇、六箇等ヨリ成ルニ從ヒ四段、五段、六段落式遠心唧筒ト稱ビ一般ニ多段落式遠心唧筒或ハ單ニ多段唧筒ト稱ス、

第44圖(A)ハ導キ翼ヲ備フルニ段落式遠心唧筒ノ一例ニシテAハ扇車、Bハ之レヲ回轉スル軸、Cハ導キ翼、Dハ車室、Eハ吸管ナリ、

補助機械、形式見地ヲ左右スル主ハ要素。

1) 主機関ノ形式其他

2) 容量、容積、底面積

3) 燃料、煤油類科

4) 整備操縦性

5) 耐久性、信頼性、應急性

6) 製造費

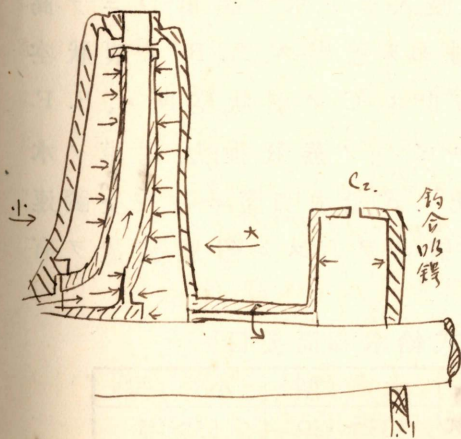
第44圖(B)ハ三段落式遠心唧筒ノ一例ニシテ  $A_1, A_2, A_3$  ハ扇車、Bハ此等ヲ全時ニ回轉スル軸、 $C_1, C_2, C_3$  ハ各段落ニ屬スル導キ翼、Dハ此等ノ車室、Eハ吸管、 $H_1, H_2$  ハ空氣ヲ拔キ取ルベキ空氣嘴ヲ附スベキ穴ナリ、第一ノ扇車  $A_1$  ニ依リ動力ヲ受ケタル水ハ  $C_1$  ヲ通り水返シ  $R_1$  ヲ經テ第二扇車  $A_2$  ニ吸込マレ、斯ク同様ニ  $C_2, R_2$  ヲ經テ第三ノ扇車  $A_3$  ニ吸込マレ最後ニGヨリ吐出セラレ、 $R_1, R_2$  ハ前段ノ扇車ニ依リ外方ニ吐出セラレタル水ガ次ノ扇車ニ吸込マレル途中ニ於テ水ノ方向ヲ反轉セシムル水路ニシテ之ヲ水返シト稱ス、

Reversing channel

扇車ニ及ボス推力ハ一ハ扇車左右ノ壓力差ニ依リテ生ズル吸込ミ側ニ向フ推力ト、一ハ吸込ミ部ノ水流ノ方向變化ニ基キ、吐出側ニ向フ推力ニシテ、此ノ推力ハ互ニ相反スレ共、後者ハ前者ニ比シ比較的微弱ナルヲ以テ、結局全體ニ於テ扇車軸ニ對シ吸込側ニ向フ推力ヲ生ズ、故ニ此ノ例ニ於ケルガ如キ唧筒ニアリテハ推力ニ對シ唧筒内部ニ鈞合吸鏢(第44圖(B)ニ於ケルa)若クハ唧筒ノ外部ニ推力軸承(44圖(C)ニ於ケルb)ヲ備フ、

第44圖(D)ハ四段落式遠心唧筒ノ一例ニシテ、扇車ヲ一對ヅツ背合ニ排例シ、水ハ矢符ノ方向ニ通過シ、第一ノ扇車ニ吸込マレタル後複雑ナル經路ヲ經テ順次ニ流動シ、最後ニ吐捨管ニ向テ進出ス、本例ニ於テハ扇車ノ横推力ヲ除カンガ爲メ、斯ル複雑ナル構造ヲ有スルモノナリ、

推力ヲ殺レルハ D 推力軸後ヲ作ルコト  
D 4ヶニ一 pulim / 4ヶニ1ヶ作ル



※一二、Brown Boverly 式遠心唧筒、

Brown Boverly 式遠心唧筒ハ高水嵩ヲ得ンガ爲ニ扇車ヲ高速度ニテ回轉セシメ、<sup>給水 pump</sup>水ヲ吸入、<sup>高速度ニテ吸入</sup>流出路ニ於ケル構造ヲ改良シ損失ヲ減少シ實用ニ適スルモノタラシメタルモノナリ、

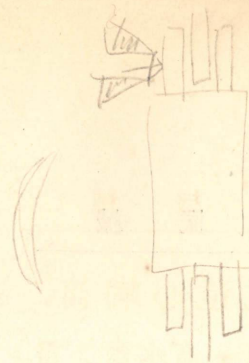
以下給水唧筒トシテ採用セルモノニツキ略述ス、此ノ式給水唧筒ハ原動機トシテ蒸氣「タルビン」ヲ用ヒ、直立式ニシテ下端ニ唧筒ヲ連結セルモノナリ、

蒸氣「タルビン」ハ衝動型ニシテ二翼列ノ一衝動翼車ヨリナリ、計畫回轉數毎分 6,100 ニシテ此ノ「タルビン」軸ノ下方ニ第 45 圖ニ示スガ如キ單段落扇車ヲ懸吊ス、

唧筒ハ下部吸入管ヨリ吸入セル水ヲ扇車 D ニテ高壓力ニシテ H ヲ經テ吐出側ヨリ送出ス、A. B. ノ環狀空所ハ橢形環ニテ漏出ヲ防止ス、C ノ環狀空所ハ、E. F. <sup>Labyrinth packing ring</sup>管ニテ吸入側ニ通シ、「タルビン」ノ蒸氣推力、扇車ノ水推力ニ釣合ハシメラル、此ノ式給水唧筒ニハ安全調速器水壓調速器等ノ特殊ノ構造ヲ有スル附屬裝置ヲ有ス、

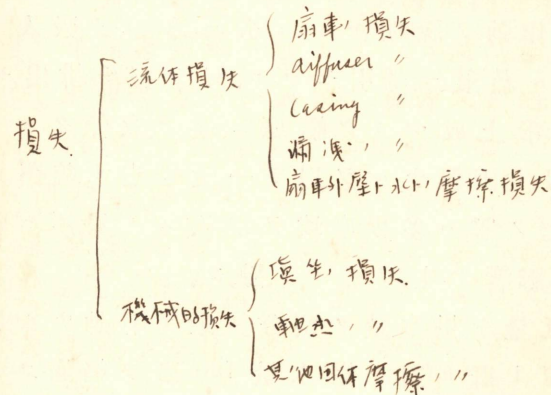
Brown Boverly 式給水唧筒要目

型 式	大 型	小 型
計畫力量 (毎時、 <sup>馬力</sup> 噸)	135~150	55~65
計畫吐出壓力 (噸/平方糎)	25	25
計畫回轉數 (毎分)	6,100	6,100
蒸氣室壓力 (噸/平方糎)	16	16
扇車直徑 (糎)	20.9	20.9
扇車ノ尖端ノ幅 (糎)	1.35	0.8



frad pump, 奥衛スベキ用件

- 1) pump, 初作 噴噴ニシテ内漏ルニシテスル
- 2) 何レノ位置ヨリモ起動ニ得ル
- 3) 吐出圧力ハ全行程ヲ通ジ一様ニシテ高低ナキ
- 4) 吐出水量ハ均一ニシテ連続セザル



## 一三、蒸氣注射器、

Steam ejector

第46圖ハ蒸氣注射器ノ装置ヲ示ス、巡洋艦、驅逐艦等ノ排水用、給水搭載用ニ供セラルルモノニシテ、之等艦船ニ於テハ多數ノ唧筒ヲ裝備スル事ハ重量容積ヲ増加スルノ不利ナルヲ以テ、多量ノ蒸氣ヲ使用シ不經濟ナルニモ抱ハラズ、装置簡單ニシテ重量少キ本装置ヲ使用ス、之等ノ艦船ニテハ主トシテ「ビルヂ」排除用トシテ本装置ヲ採用シ「ビルヂ」放射器ト稱ス、又本装置ヲ罐水搭載用ニ供スルモノヲ特ニ注射器ト稱ス、

Bilge ejector

Injector

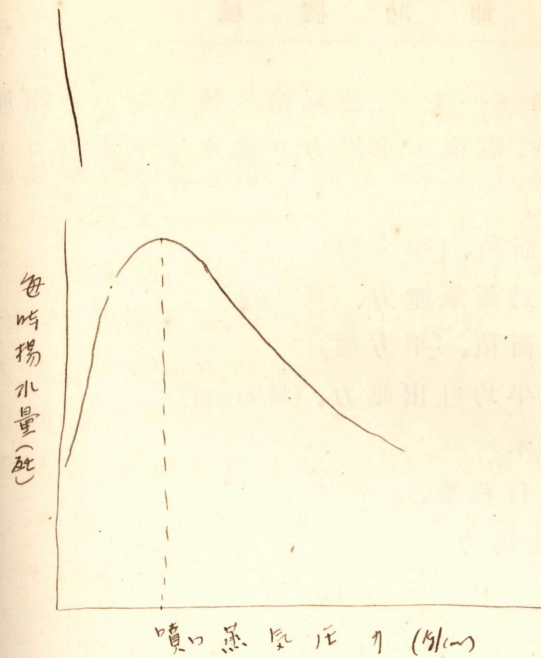
本装置ノ作動ヲ説明センニ水ハAヨリ吸入セラレBヨリ來レル蒸氣ニ誘引セラレ、Cヲ經テ排出セラル、此ノ器ハ効率上成ルベク艦底ニ近ク取付クルヲ可トスルモ、取扱上困難ナルヲ以テ一般ニ吃水線附近ニ裝備セラル、此ノ器ハ多少塵埃ヲ混入スル場所ニ使用スルモ動作ニ影響ヲ生ズルコト尠シ、

使用蒸氣量ト揚水量ノ割合ハ最モ有効ナル器ニアリテモ、蒸氣1疋ニ對シ揚水量100疋ヲ超過スルコトナク、揚程6乃至7米ニ於テ通例60乃至70疋ニ過ギズ、而シテ本器ノ揚水量ト使用蒸氣壓力トノ間ニハ、各力量ニ從ヒ一定ノ標準アリ、無用ノ蒸氣ヲ送給セザル様注意ヲ要ス、

## 一四、唧筒ノ効率、

Efficiency of Pump

唧筒ノ効率ハ蒸氣筒發生馬力ト唧筒ノ水馬力ヨリ



計算セラルルモノニシテ、蒸氣笛ノ發生馬力ハ指壓圖ニ依リ求メラル、唧筒ノ水馬力ハ揚水量ト水嵩ヨリ算出スルヲ得、

$A_s$ : 吸鑿ノ面積、(平方糎)

$P_s$ : 平均有効蒸氣壓力、(呎/平方糎)

$A_p$ : 汲鑿ノ面積、(平方糎)

$P_p$ : 唧筒ノ平均吐出壓力、(呎/平方糎)

$L$ : 行程、(米)

$N$ : 毎分復行程數、

蒸氣笛ノ發生馬力ハ、

$$\text{I.H.P.} = \frac{2P_s \times A_s \times L \times N}{75 \times 60}$$

唧筒ノ水馬力ハ、

Water horse power

$$\text{W.H.P.} = \frac{2P_p \times A_p \times L \times N}{75 \times 60}$$

唧筒ノ効率ハ、

Efficiency

$$E. = \frac{\text{W.H.P.}}{\text{I.H.P.}}$$

今  $h$  米ノ水嵩ヲ得ル爲ノ壓力 (呎/平方糎)  $P_p$  ハ、

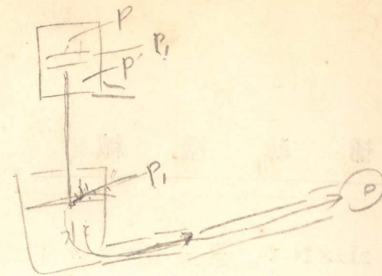
$$P_p = \frac{h \times w}{100^2}$$

但シ  $w$  = 液體一立方米ノ重量、(眞水ノ場合ニハ

1,000 呎, 海水ノ場合ニハ 1,010 呎、)

之レヲ W.H.P. ノ式ニ代入スレバ、

$$\text{W.H.P.} = \frac{2P_p \times A_p \times L \times N}{75 \times 60} = \frac{2L \times N \times \frac{hw}{100^2} \times A_p}{75 \times 60}$$



唧筒, 吐出圧=平均計圧力=水 side = 仕事ヲ加カ?

$$[P = P_s] \text{ トラサカ}$$

potential energy:  $\rho g h$ .  $\rho g = w$ .

P. energy = 圧力 =  $P_p \geq \rho g h = \frac{h \times w}{100^2}$

$$P_p \times 100^2 = h \times w$$

$$= \frac{2L \times N \times \frac{A_p}{100^2} \times w \times h}{75 \times 60}$$

$2L \times N \times \frac{A_p}{100^2} \times w$  ハ唧筒吐水量(斤)ニシテ

$$\text{W.H.P.} = \frac{(\text{Kg. of water pumped per minute}) \times (\text{Head in metre})}{75 \times 60}$$

然レドモ管及ビ弁等ヲ通過スル際ノ抵抗ハ之ニ加味セザルヲ以テ此等諸抵抗ヲ水頭ニ換算セルモノヲ  $h'$  トセバ、實際ノ所要仕事ハ同量ノ水ヲ  $(h + h')$  ノ高所ニ汲ミ揚クル仕事トナル、之レニ對スル馬力ヲ  $\text{HP}_p$  トセバ、

$$\text{HP}_p = \frac{(\text{Kg. of water pumped per minute}) \times (h + h')}{75 \times 60}$$

$h'$  ハ管ノ長さ、形狀、材質等ニ依リテ異ルモ普通次式ニテ算出ス、

$$h' = f \times \frac{l}{d} \times \frac{V^2}{2g}$$

$f = 4M$   
 $M = 0.055 \sim 0.07$   
 $= 0.04 \dots \text{smooth tube.}$

但シ  $l$ : 管ノ長さ、(米)

$d$ : 管ノ直徑、(米)

$V$ : 水ノ速度、(米/秒)

$f$ : 管ノ摩擦係數ニシテ材質、管形、管内部ノ狀況ニ依リ異ルモ、一般ニ0.2附近ノ値ヲ有ス、

而シテ唧筒ノ蒸氣ニテ發生スベキ力量ハ更ニ唧筒ノ機械的効率ヲ加味セザル可ラザルヲ以テ之レニ對スル馬力ヲ  $\text{HP}_d$  トスレバ

$h'$ :  $g$ -係數ニシテ?

$$HP_a = \frac{(\text{kg. of water pumped per minute}) \times (h + h')}{75 \times 60 \times \eta}$$

$q$  の唧筒ノ機械的効率ニシテ 0.8—0.9 ヲ普通トス、  
給水唧筒ノ如ク壓力ヲ有スル器内ニ水ヲ送入スル  
ガ如キ唧筒ニアリテハ其ノ器内ノ壓力ヲ水頭ノ換算  
シ前記ノ  $(h + h')$  ニ加フルヲ要ス、

$$1 \text{ metre head of water} = 0.1 \text{ kg/cm}^2.$$

### 一五、汲鑿唧筒ニ關スル諸計算、

#### (一) 行程容積、

唧筒ノ一分間ニ於ケル行程容積ハ次ノ式ニテ計算  
スルヲ得、

$L$  = 行程ノ長さ、(米)

$A$  = 汲鑿ノ面積、(平方米) (汲鑿立ノ棒ノ切斷  
面積(平方糎)ヲ  $a$ , 唧筒筒ノ面積  $A'$  トスレ  
バ、 $A = A' - \frac{a}{2}$ .)

$N$  = 毎分吐出數、

$w$  = 液體一立方米ノ重量、(斤)

$W$  = 毎分行程容積ノ重量、(斤)

$D_c$  = 毎分行程容積、(立方米)

$$W = \frac{L \cdot A \cdot N \cdot w}{100^2}.$$

$$D_c = \frac{L \cdot A \cdot N}{100^2}.$$

尙之レヲ「ガロン」ノ單位トナスニハ、



1 English Gallon = 4.546 Litres.

1 Japanese Gallon = 3.785 Litres.

1 American Gallon =  $\frac{1}{1.201}$  English Gallon.

1 Cub. metre = 1.000 Litres.

(二) 吐 出 量 及  $\text{Slip}$ .

唧筒ノ理論上ノ吐出量ハ行程容積ニ等シカルベキ  
Discharge  
Displacement  
 モ、實際ノ吐出量ハ吸鑿及ビ弁等ノ漏洩ノ爲メニ行程  
 容積ヨリ少ナク、行程容積ト、吐出量トノ差ヲ行程容積  
 ノ百分比ヲ以テ示シタルモノヲ唧筒ノ Slip ト云フ、

$d$  = 實際毎分吐出量、(立方米)

$D_c$  = 毎分行程容積、(立方米)

$$\text{Slip} = \frac{D_c - d}{D_c} \times 100.$$

(三) 吸鑿面積、

吸鑿面積ヲ  $A$  (平方米) トスレバ、理論上次式ニテ求  
 メ得、

$$A = \frac{D_c}{V}.$$

但シ  $D_c$  = 毎分行程容積、(立方米)

$V$  = 吸鑿速度、(米/分)

然レドモ唧筒ノ Slip ノタメ實際排出量ノ二割五分  
 ヲ増加シテ吸鑿面積ヲ算出ス、

$$A = \frac{D_c}{V} \times 1.25.$$

(四) 蒸氣筒吸鏢面積、

理論上

$$\begin{aligned} & \text{蒸氣筒吸鏢面積} \times \text{平均蒸氣壓力} \\ & = \text{唧筒吸鏢面積} \times \text{平均吐出壓力} \end{aligned}$$

ナルベキモ、實際上ニ於テハ各運動部摩擦、滑弁動作ノ爲メニ其ノ力ヲ減殺セラルルガ故ニ一般ニ蒸氣筒吸鏢面積ハ理論上ヨリ少ナクモ四割以上ノ餘裕ヲ與フ、

$$A = \frac{ap \times 1.4}{P}$$

但シ A = 蒸氣吸鏢面積、(平方糎)

P = 平均有効蒸氣壓力、(呎/平方糎)

a = 唧筒吸鏢面積、(平方糎)

p = 唧筒吐出壓力、(呎/平方糎)

(五) 吸鏢及ビ送管、

唧筒ノ吸管及ビ送管ノ切斷面積ヲ定ムルニハ、之レガ最大水流速度ヲ決定スルヲ要ス、現在一般ニ使用セララルル管内最大水流速度次ノ如シ、

吸管..... 60米/分、

送管(複動單筒)..... 120米/分、

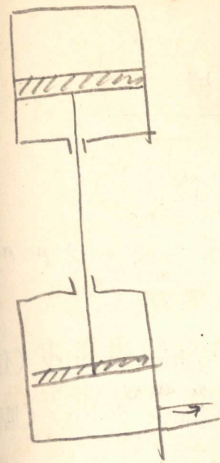
送管(複動比翼)..... 150米/分、

管ノ面積 A (平方糎)ハ次式ニ依リ算出セラル、

$$A = \frac{D_c}{v} \times 100^2$$

D<sub>c</sub> = 毎分吐出水量、(立方米)

v = 最大認許速度、(米/分)



蒸

A x P = 蒸気力仕事  
p a e c a 原理=位

a p + m 仕事ハ波錫例ニテ...

A p = a p.

## 一六、遠心唧筒ニ關スル計算、

遠心唧筒ノ扇車ノ回轉ニ依リ水ニ與ヘラルル全勢  
力ハ次ノ如ク分類スル事ヲ得、

$$\text{Total energy} \left\{ \begin{array}{l} \text{Potential energy} \left\{ \begin{array}{l} \text{Position energy (位置),} \\ \text{Kinetic energy (壓力),} \end{array} \right. \\ \text{Kinetic energy - Velocity energy (速度),} \\ \text{Loss} \left\{ \begin{array}{l} \text{Eddy loss.} \\ \text{Friction loss} \\ \text{Other.} \end{array} \right. \end{array} \right.$$

第47圖ノ一ニ於テ質量  $m$  ナル水分子ヲ A ヨリ B' ニ流動セシムル時、扇車ニ依リ與ヘラルル回轉ノ moment ハ、A ニ於テ流入スル速度ヲ  $C_1$ 、 $C_2$  ヨリ流出スル速度ヲ  $C_2$  之等ノ回轉半徑ヲ  $l_1, l_2$  トスレバ求ムル回轉ノ moment M ハ次式ニ依リ與ヘラル、

$$M = \frac{m(C_2 l_2 - C_1 l_1)}{t}$$

但シ  $t$  ハ之レニ要スル時間ナリ、

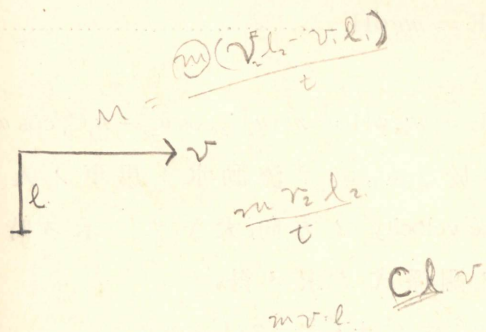
$C_1$  及ビ  $C_2$  ガ扇車内外ノ圓周方向トナス角ヲ夫々  $\alpha_1, \alpha_2$  トシ、扇車ノ内外經ヲ  $r_1, r_2$  トスレバ、

$$l_1 = r_1 \cos \alpha_1 : l_2 = r_2 \cos \alpha_2.$$

$$\text{故ニ、} M = \frac{m}{t} (C_2 r_2 \cos \alpha_2 - C_1 r_1 \cos \alpha_1).$$

$m$  ヲ單位時間ニ流動スル質量トスレバ、

$$M = m (C_2 r_2 \cos \alpha_2 - C_1 r_1 \cos \alpha_1).$$



$$C_2 l_2 = v_2 r_2 \cos \alpha_2 ?$$

扇車ノ角速度  $\omega$  トスレバ扇車ガ水ニ與フル Energy

E. ハ次式ニヨリ與ヘラル、

$$E = M\omega.$$

$$\therefore E = m\omega (C_2 r_2 \cos a_2 \mp C_1 r_1 \cos a_1).$$

$\omega r_2 = u_2$ .  $\omega r_1 = u_1$  トスレバ、

$$E = m (u_2 C_2 \cos a_2 - u_1 C_1 \cos a_1). \dots\dots\dots (1)$$

次ニ吐出水ノ高ヲ H, 損失水ノ高ヲ  $\lambda H$  トスレバ、

$$E = mgH + mg\lambda H = mg(1 + \lambda)H.$$

$(1 + \lambda) > 1$ . 之レヲ  $\phi$  トスレバ、

$$E = mg\phi H. \dots\dots\dots (2)$$

(1), (2) 式ヨリ、

$$E = mg\phi H = m (u_2 C_2 \cos a_2 - u_1 C_1 \cos a_1). (3).$$

第47圖ノ二ニ於テ  $w_1, w_2$  ヲ流動水ト扇車ノ入口, 出口ニ於ケル Reletive velocity ノ方向, 大キサヲ示ス時ハ力ノ三角形ヨリ次ノ關係式ヲ求メ得、

$$w_1^2 = u_1^2 + C_1^2 - 2u_1 C_1 \cos a_1.$$

$$w_2^2 = u_2^2 + C_2^2 - 2u_2 C_2 \cos a_2.$$

上式ヨリ

$$u_2 C_2 \cos a_2 - u_1 C_1 \cos a_1 = \frac{1}{2} \left\{ (u_2^2 + C_2^2 - w_2^2) - (u_1^2 + C_1^2 - w_1^2) \right\} \dots\dots\dots (4)$$

(3) 式ヨリ

$$E = mg\phi H = m (u_2 C_2 \cos a_2 - u_1 C_1 \cos a_1).$$

$$\therefore g\phi H = u_2 C_2 \cos a_2 - u_1 C_1 \cos a_1 \dots\dots\dots (5)$$

(4) (5) 式ヨリ

$$\omega = \frac{d\theta}{dt}$$

(1)  $\dots\dots\dots$

扇車ノ角速度  $\omega$  トスレバ扇車ガ水ニ與フル Energy  
E. ハ次式ニヨリ與ヘラル、  
 $E = M\omega$   
 $\therefore E = m\omega (C_2 r_2 \cos a_2 \mp C_1 r_1 \cos a_1)$   
 $\omega r_2 = u_2$ .  $\omega r_1 = u_1$  トスレバ、  
 $E = m (u_2 C_2 \cos a_2 - u_1 C_1 \cos a_1)$   
次ニ吐出水ノ高ヲ H, 損失水ノ高ヲ  $\lambda H$  トスレバ、  
 $E = mgH + mg\lambda H = mg(1 + \lambda)H$   
 $(1 + \lambda) > 1$ . 之レヲ  $\phi$  トスレバ、  
 $E = mg\phi H$

(1), (2) 式ヨリ、  
 $E = mg\phi H = m (u_2 C_2 \cos a_2 - u_1 C_1 \cos a_1)$   
第47圖ノ二ニ於テ  $w_1, w_2$  ヲ流動水ト扇車ノ入口, 出口ニ於ケル Reletive velocity ノ方向, 大キサヲ示ス時ハ力ノ三角形ヨリ次ノ關係式ヲ求メ得、  
 $w_1^2 = u_1^2 + C_1^2 - 2u_1 C_1 \cos a_1$   
 $w_2^2 = u_2^2 + C_2^2 - 2u_2 C_2 \cos a_2$   
上式ヨリ  
 $u_2 C_2 \cos a_2 - u_1 C_1 \cos a_1 = \frac{1}{2} \left\{ (u_2^2 + C_2^2 - w_2^2) - (u_1^2 + C_1^2 - w_1^2) \right\}$   
(3) 式ヨリ  
 $E = mg\phi H = m (u_2 C_2 \cos a_2 - u_1 C_1 \cos a_1)$   
 $\therefore g\phi H = u_2 C_2 \cos a_2 - u_1 C_1 \cos a_1$   
(4) (5) 式ヨリ

$$g\phi H = \frac{1}{2} \{ (u_2^2 + C_2^2 - w_2^2) - (u_1^2 + C_1^2 - w_1^2) \}.$$

$$\therefore \phi H = \frac{C_2^2 - C_1^2}{2g} + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} - \frac{w_2^2 - w_1^2}{2g} \dots\dots (6).$$

(6) 式ニ於ケル

$\frac{C_2^2 - C_1^2}{2g}$  ハ 單位重量ノ水ノ有スル Action energy  
ヲ表ス、

$\frac{w_2^2 - w_1^2}{2g}$  ハ 全 上 Reaction energy  
ヲ表ス、

$\frac{u_2^2 - u_1^2}{2g}$  ハ 全 上 遠心力ニ起固  
スル Energy ヲ表ス、

依ツテ扇車ニ依リ水ニ與ヘラルル力ハ (6) 式ニ單位  
時間ノ吐出量ヲ乗ジタルモノニ依リ求メ得、

### 第四章

### 蒸化及ビ蒸溜装置

海水 蒸溜

#### 一、蒸化及ビ蒸溜装置ノ一般説明、

蒸化器ハ蒸氣ヲ使用シテ海水ヨリ眞水ヲ採取スル器ナリ、蒸化器ヨリノ發生蒸氣ヲ復水冷却セシムル器ヲ蒸溜器ト稱ス、既ニ罐ノ教程ニ於テ高壓力ノ罐、特ニ水管罐ノ給水ニハ眞水ノ必要ナル所以ヲ學ビタリ、然ルニ使用蒸氣及ビ水ノ一部ハ疏水トシテ、或ハ各接合部、衛帶抑及ビ安全弁等ヨリノ漏洩トシテ失ハルルモノニシテ今日ノ装置ニテ最モ順當ナル状態ニ於テ航走スルモ、尙毎1,000馬力ニ對シ1晝夜3噸乃至4噸ヲ失フ、

其ノ他大艦ニ於テハ乗員ノ飲料、雜用等ニ毎日20噸以上ノ眞水ヲ使用スル狀況ナルガ故ニ、之ガ補給トシテ艦船ニハ有効ナル蒸化蒸溜装置ヲ裝備スルノ必要アリ、

我海軍ニ於ケル蒸化器力量決定ノ大體標準、次ノ如シ、

艦 種	一晝夜毎 1,000 馬力ニ對スル蒸溜量(噸)
戰艦, 巡洋戰艦	6 乃至 8

1. 1000 = 5.0 x 10^3, 増加割合

1/32 濃度トシテ目盛ヲ刻シ

濃度計ニテ海内濃度ヲ測ル

蒸化器ハ蒸氣ヲ使用シテ海水ヨリ眞水ヲ採取スル器ナリ、蒸化器ヨリノ發生蒸氣ヲ復水冷却セシムル器ヲ蒸溜器ト稱ス、既ニ罐ノ教程ニ於テ高壓力ノ罐、特ニ水管罐ノ給水ニハ眞水ノ必要ナル所以ヲ學ビタリ、然ルニ使用蒸氣及ビ水ノ一部ハ疏水トシテ、或ハ各接合部、衛帶抑及ビ安全弁等ヨリノ漏洩トシテ失ハルルモノニシテ今日ノ装置ニテ最モ順當ナル状態ニ於テ航走スルモ、尙毎1,000馬力ニ對シ1晝夜3噸乃至4噸ヲ失フ、

其ノ他大艦ニ於テハ乗員ノ飲料、雜用等ニ毎日20噸以上ノ眞水ヲ使用スル狀況ナルガ故ニ、之ガ補給トシテ艦船ニハ有効ナル蒸化蒸溜装置ヲ裝備スルノ必要アリ、

我海軍ニ於ケル蒸化器力量決定ノ大體標準、次ノ如シ、

艦 種	一晝夜毎 1,000 馬力ニ對スル蒸溜量(噸)
戰艦, 巡洋戰艦	6 乃至 8

補助機械

巡洋艦	3	"	4
驅逐艦	1.5	"	2.5

斯クノ如ク定ムルト雖モ、現代ノ大馬力艦艇ニ在リテハ、上記標準ヲ嚴守スルノ必要ナク、更ニ力量ヲ低減スルモ差支ナカルベク、要ハ蒸氣管系ノ全長、罐及ビ補助機械ノ數及ビ疏水管裝置等、苟クモ蒸氣漏洩ノ虞アル箇所ノ多少ニヨリ適宜計畫セラルルモノトス、

現今採用セラルル蒸化器ハ一般ニ直立式ニシテ之ニ依テ其ノ据付場所ヲ節約ス、

從來蒸溜器ハ單ニ飲料水ヲ採ルヲ目的トシテ其ノ力量ヲ定メ罐水ハ專ラ復水器ニ導キテ復水セシムルノ方法ヲ採ルモノトセルモ、蒸化器ハ往々沸溢ノ爲メ鹽分ヲ給水ニ誘致スルノ虞アルト、碇泊中ニアリテハ特ニ之ガ爲メニ復水裝置ヲ運轉セシメザル可カラザルトノ理由ニヨリ、現今蒸溜器ノ能力ハ蒸化器ノ發生蒸氣全部ヲ復水セシメ得ルモノタラシムルヲ普通トス、然レドモ必要ニ際シテハ蒸化器ノ發生蒸氣ヲ復水器ニモ導キ得ルガ如ク管裝置ヲ設クルコトアリ、又時トシテハ蒸溜器ノ能力ヲ蒸化器力量ノ  $\frac{3}{4}$  乃至  $\frac{3}{5}$  トシ一部分ヲ復水器ニ導クコトアリ、

現今使用スル蒸化器ニハ高壓式及ビ低壓式ノ二種アリ、高壓式ハ加熱用蒸氣ノ使用壓力ヲ高クシテ略補助機械ノ使用壓力ニ等シカラシメタルモノニシテ、低壓式トハ使用壓力ヲ 1.7 厨/平方糎 トシ補助機械ノ排出蒸氣ヲ使用スルヲ目的トシタルモノトス、

B.C. and B.C 1ton per 200~300SH-p

L.C 1ton per 350~500SH-p

T.B.D 1ton per 500~600SH-p

鋼材比數	18" 力管入致 66.7X6	18" 力管入致 133X2	tm = 72s
伊勢日向	80X4	160X2	
妙高級	133X2	133X2	
夕長	120X1	120X1	
邦珂路	120X2	240X1	
望月(156)	170X1	170X1	
若々(256)	36X1	76X1	

指定 加熱用蒸氣壓力

B.S and B.C --- 1.7 kg/cm<sup>2</sup> --- 10 厨

L.C --- 7.1~8.4 kg/cm<sup>2</sup>

T.B.D --- 10.5~14.0 kg/cm<sup>2</sup>

} 高圧

低壓式ハ排出蒸氣ヲ利用スルヲ以テ經濟的ナルモ重量大ナリ、即チ蒸化器加熱面(平方米)/一晝夜力量(噸)ノ値高壓式ハ0.1附近ナルモ低壓式ハ0.25附近ナリ、高壓式ハ巡洋艦、驅逐艦ニ採用セラレ、低壓式ハ大艦ニ採用セラル、高壓式蒸化器モ之レニ排出蒸氣ヲ導キ低壓式ノ如ク使用シ得ルヲ常トス、

蒸化器ノ能力ハ指定ノ加熱用蒸氣壓力ヲ以テ蒸化器内ノ壓力高壓式ニアリテハ0.7 噸/平方糎、低壓式ニアリテハ0.03 噸/平方糎ノ時海水ヨリ沸溢ヲ生ズル事ナク、其ノ濃分ヲ常ニ濃分計(Salinometer)ノ32分ノ2ト32分ノ3トノ間ニ在ラシメテ指定水量ヲ蒸發シ得ルモノナルヲ要シ、尙加熱用蒸氣ノ消費量ハ蒸化水量ノ1.2倍ヲ超過セザルヲ要ス、

蒸溜器ノ循環水トシテ21°C.乃至27°C.ノ海水ヲ使用シテ、蒸化器ノ發生蒸氣ヲ65°C.又ハ38°C. (彈火藥庫トノ位置ノ關係上之レガ温度上昇ニ關係アル場合)以下ノ蒸溜水ニ復水セシメ得ルモノナルヲ要ス、

二、Weir 式蒸化蒸溜裝置、

第48圖ハ Weir 式蒸化蒸溜裝置ノ一般裝置ヲ示ス、

蒸化器管ニ導ケル一次蒸氣ハ生蒸氣Primary steam或ハ密閉排氣Closed exhaustニシテ其ノ何レニテモ使用シ得ル如クナシアリ、疏水ハ給水「タンク」又ハ補助復水器ニ導カル、

發生蒸氣ハ普通蒸溜器及ビ補助復水器ノ双方ニ導Secondary steamキアルモ、近來裝備ノ蒸溜器ハ力量大ニシテ飲料水ノ

低壓ハ遠征經濟  
高壓ハ重量増減ス

大艦 = 使用スベキ蒸化器ハ艦内火藥庫過熱

上昇ヲ来サザラシメザル

海水温度ヲ38°C以下ニシテ小艦等 = アリテ裝備上

布水管ハ火藥庫附近ヲ通過スルコトナリ庫内温度上昇ニ對シテモ65°Cト指定ス



ミナラズ、罐水ト雖モ蒸溜器ニ導キ採取スルヲ普通トス、

### 三、Weir 式高壓及ビ低壓式蒸化器、

H. P. or L. P. Eevaporator

從來 Weir 會社ニテ製造セシハ高壓式蒸化器(一次蒸氣ハ補助蒸氣管ヨリ導ク)ナリシガ、密閉排氣ガ軍艦ニ使用セラルルニ至リテヨリ、低壓式蒸化器ヲ製造スルニ至レリ、爾來幾多ノ變遷アリタルモ、今日ニ於テハ大艦用トシテ低壓式蒸化器、驅逐艦、巡洋艦用トシテ高壓式蒸化器ヲ採用スルモ、何レモ生蒸氣及ビ密閉排氣ヲ使用シ得ル様ナシアリ、

第 49 圖ハ英國海軍式ト稱セラルル低壓式蒸化器ニシテ、帝國海軍ニモ採用裝備セラル、(榛名、山城、長門等)

此ノ蒸化器ノ上部ハ真鍮板、下部ハ青銅ヲ以テ筒形ニ製シ、前部ニ取外シ自在ナル平板戸ヲ設ク、Cハ發生蒸氣ニ伴ハレタル水分<sup>塩分等</sup>ヲ除去スル特種ノ邪魔板ニシテ之ニヨリ蒸氣室ノ容積ヲ從來ノモノヨリ少ナカラシムルコトヲ得タリ、Hハ分離セラレタル水分ノ尿管ナリ、

蒸化管ハ目無鋼管ヲ2列宛相重疊セシメタルモノニシテ、各銅管ハ螺釘ニヨリ器ノ外部ヨリ臺管ニ取付ケラル、從來管取付用母螺ハ器ノ内部ニ在リ、從ツテ形成セラレタル湯垢等ノ爲メ、取外シ取付ケニ際シ多クノ因難ト損害トヲ伴ヒシガ前述ノ如ク外部ヨリ作業

給水 Pump → 海水ヲ 蒸化器ニ入ル

駆塩 → 塩分濃厚ナルモノヲ引取<sup>管</sup>シトテ冷却シテ、熱セラレテキルメニ作動<sup>管</sup>ノ熱<sup>管</sup>ヲ、同量、海水ヲカヘ 65°C 程度ニ冷ス

スル様改メシ爲メ、極メテ好都合トナレリ、原蒸氣ハ最初大ナル臺管ニ入り各管ヲ並列ニ通過シ、小ナル臺管ニ入り、其ノ最下底ニアル2本ノ管ヨリ更ニ大臺管ノ下部(此處ハ全然上部ヨリ仕切ラル)ニ廻流シ疏水トシテ器外ニ導カル、

#### 四、Weir 式蒸溜器、

第50圖ノ一ハ Weir 式蒸溜器ヲ示ス、發生蒸氣ハ上部中央ヨリ入りCヨリ抽出セラル、從ツテAナル部分ハ復水器ノ用ヲナシ、Bナル部分ハ冷却器ノ用ヲナス、故ニ所要ノ程度迄蒸溜水溫度ヲ下グルコトヲ得、第50圖ノ二ハ真空式蒸溜器ニシテ、其ノ異ナル點ハH管ノ上部ニ戻止弁ヲ備へ以テ蒸溜器内ノ真空ヲ害セシメザル處ニ存ス、之ニ在リテハ發生蒸氣ガ復水シテヨリ冷却ノ時間短キ爲メ蒸溜水溫度ハ稍高キモ、一定ノ容積ヲ以テ多量ノ蒸溜水ヲ得ラルベク、從ツテ罐水ノ採取ニ適ス、

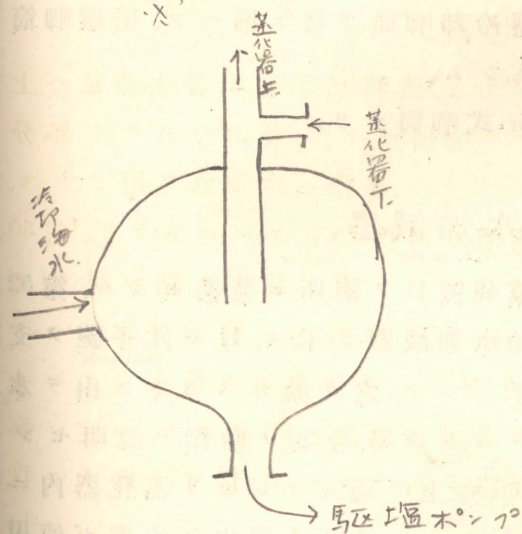
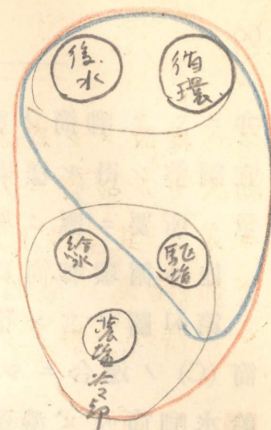
蒸溜器ニハ一個ノ檢水「タンク」ヲ附屬セシメ、諸「タンク」ニ入ル前ニ之レヲ通過セシム、其ノ容量大艦 $\frac{3}{4}$ 噸小艦 $\frac{1}{4}$ 噸附近ナリ、

#### 五、Weir 式蒸化蒸溜器附屬唧筒、

第51圖ノ一ハ附屬唧筒ニシテ、第48圖中ニ載セタルモノニ相當ス、Aハ給水唧筒、Bハ濃鹽冷却唧筒、Cハ驅鹽唧筒ナリ、Hハ濃鹽冷却用海水ノ配給ヲ加減スル

Combined pump

給水  
驅鹽  
循環  
濃鹽冷却  
復水



弁ニシテ、唧筒ノ腕ニ由テ作動セラル、開閉ノ時期ハ適宜調整シ得ル様構造セラルルガ故ニ、冷却海水ノ供給量ハ所要ニ應ジ加減スルコトヲ得、

他ニ循環唧筒及ビ復水唧筒ヲ有ス、

第51圖ノニハ復水唧筒(B)、循環唧筒(A)及ビ驅鹽唧筒(C)ノ連合ニシテ、輕巡洋艦以下ニ適ス、之ニ在テハ給水唧筒及ビ濃鹽冷却唧筒ヲ特ニ備ヘズ、循環唧筒ヲシテ其ノ用ヲ兼ネシム、

唧筒ハ共ニ Weir 式唧筒ナリ、

## 〇六、Weir 式給水加減器、

Feed Regulator

給水加減器ハ第48圖Dノ箇所ニ裝備セラル、第52圖ハ Weir ノ最新式給水加減器ヲ示ス、Hハ浮子腕ノ支點ヲ上下シ得ル取手ニシテ、之ヲ動カスコトニ由テ水準線ヲ任意ニ定ムルコトヲ得、今其ノ動作ヲ説明センニ、給水ハAニ入り、B弁上ヲ過ギテCヨリ蒸化器内ニ送入セラル、斯クノ如クニシテ蒸入器内ノ水準ガ使用水準ニ達スルトキハ、Eナル浮子ハ昇騰シテ管制弁Fヲ閉鎖ス、然ルニB弁ノ下側ハGナル管ニ由リ給水弁ノ唧筒側ニ連絡スルガ故ニ該部ノ壓力ハ上昇シB弁ハ壓シ上ゲラレ給水ノ供給ヲ遮斷ス、水準下降シテ浮子モ亦下降スルトキハ、F弁ハ啓開セラレ、B弁下ノ壓力減少ス、從ツテ該弁ハ其ノ上部ノ給水壓力ニ依リ下降シ、給水ヲシテ再ビ蒸化器内ニ浸入スルニ至ラシム、

### 七、Caird and Rayner 式蒸化蒸溜装置、

本装置ノ構造動作ハ Weir 式ト大同小異ナリ、

第53圖ハ金剛ニ裝備セルモノヲ示ス、金剛ノモノニアリテハ蒸化管ハ渦巻形ノモノ9本ヨリ成リ、各端別個ニ兩側ノ臺管ニ取付ケラル、原蒸氣ハ Weir 式同様、始メ上部8本ノ蒸化管ヲ並列ニ廻流シテ臺管ニ至リ、次ニ最下ノ1本ノ管ヲ逆流シテ初メノ臺管ニ至リ、其レヨリ器外ニ導カル、蒸化管ハ圓錐形乳首及ビ接螺ニ由テ臺管ニ取付ケラル、

蒸溜器ハ Weir 式ノモノニ同ジ、

### 八、Kirkaldy 式蒸化蒸溜装置、

Kirkaldy 式蒸化蒸溜装置ハ据付面積少ナルノ故ヲ以テ、古クヨリ艦船用トシテ採用セラル、第54圖ハ本式蒸化ヲ示ス、蒸化管ハ圓壙形胴ノ下部ニ直立面ニ對シ渦巻狀ヲ爲シ配列セラル、

原蒸氣ハ胴内部ニ入り渦巻管ニ送入セラレ海水ヲ沸騰シタル後疏水ト成リテ器外ニ排出セラルルコト Wier 式蒸化器ニ於ケルガ如シ、

Kirkaldy 式蒸溜器ハ蒸溜器胴内ニ、螺旋狀ヲナス蒸溜管ヲ有シ一定容積ニ對シ大ナル冷却面ヲ有ス、又蒸溜管ガ螺旋狀ヲ爲セルヲ以テ管ノ膨脹ニ對シテ安全ナリ、特務艦間宮ニハ本式蒸溜器ヲ備フ、

## 九、蒸化器内ノ濃分、

蒸化器内ニ送給セララル海水ハ全部蒸化スルモノニアラズシテ其ノ一部分ハ器内ノ濃分ノ増速ヲ防グ爲メニ器外ニ驅出セララルモノナリ、今驅鹽水ノ濃分ヲ送給海水ノ倍トシ、又送給海水中ニ $\frac{1}{a}$ (普通海水ハ $\frac{1}{32}$ )ノ鹽分ヲ含有スルモノトシテ、其ノ濃分ノ狀況ヲ考ヘントス、

$x$  = 蒸發水量、

$y$  = 驅出水量、

蒸化器内ニ送給セラレタル鹽分量 =  $\frac{x+y}{a}$

驅鹽水中ニ含有スル鹽分量 =  $\frac{n \cdot y}{a}$

若シ器内ノ濃分ヲ一定ニ保持セントスルニハ、驅鹽水中ニ含有スル鹽分量ト、器内ニ送給セラレタル鹽分量トハ等シカラザルベカラズ、

$$\therefore \frac{x+y}{a} = \frac{n \cdot y}{a}$$

$$y = \frac{x}{n-1} \dots\dots\dots(1)$$

$$\frac{y}{x} = \frac{1}{n-1}$$

$$\text{送給水量} = x + y = x + \frac{x}{n-1}$$

$$= x \frac{n}{n-1} \dots\dots\dots(2)$$

故ニ驅出水量ハ(1)ヨリ見出コトヲ得、即チ

$$n = 2 \quad \text{トスレバ} \quad y = x$$

$$n = 3 \quad \text{''} \quad y = \frac{1}{2}x$$

$$n = 4 \quad \text{''} \quad y = \frac{1}{3}x.$$

又送給水量ハ (2) ヨリ見出シ得、即チ

$$n = 2 \quad \text{トスレバ} \quad x + y = 2x$$

$$n = 3 \quad \text{''} \quad \text{''} = \frac{3}{2}x$$

$$n = 4 \quad \text{''} \quad \text{''} = \frac{4}{3}x.$$

### 一〇、驅鹽ノ爲メ損失スル熱量、

$x$  = 毎時蒸發水量、(盪)

$y$  = 毎時驅出水量、(盪)

$t$  = 送給海水溫度、(C°)

$T$  = 發生蒸氣溫度、(C°)

蒸化器ニ於ケル損失熱量ハ種々アルモ大部分ハ驅出水ノ含有熱量ナリ、即チ

$$\text{驅鹽ノ爲メ損失スル熱量} = y(t - T). \text{ (kg. cal.)}$$

蒸化器ニ於ケル有効熱量ハ  $t^\circ\text{C.}$  ノ給水ヲ  $T^\circ\text{C.}$  ニ熱スルニ要スル Sensible heat ト  $T^\circ\text{C.}$  ニ於テ氣化スル際ニ要スル Latent heat ノ和ナリ、即チ

$$\text{有効熱量} = x(T - t) + xl. \text{ (kg. cal.)}$$

但シ

$$l = \text{發生蒸氣壓力ニ於ケル一盪ノ氣化潜熱量,} \\ \text{(kg. cal.)}$$

一般ニ損失熱量ハ與ヘラレタル有効熱量トノ比ヲ以テ表ス、

$$\text{Percentage loss heat} = \frac{y(T-t)}{x(T-t) + xl} \times 100.$$

### 一、蒸化蒸溜装置取扱上ノ注意、<sup>原昭</sup>

(一) 蒸化器及ビ蒸溜器ハ少クトモ六箇月ニ一回之ヲ解離シテ精密ニ其ノ内部ヲ検査シ、衰朽缺損ノ有無竝器ノ効力ニ關係アル各部ノ状態ヲ確認シ要スレバ相當ノ補修ヲ加ヘ其ノ效果ヲ確實ナラシムルヲ要ス、

(二) 蒸化器及ビ蒸溜器ニハ次ノ標準ニ依リ保護片ヲ裝備スルヲ要ス、

蒸化器 受熱面十平方米ニ付軟鋼板五百平方糎、

蒸溜器 冷却面十平方米ニ付軟鋼棒百七十平方糎、

(三) 蒸化器ハ毎年一回使用壓力ノ二倍(使用壓力一盃/平方糎以下ナルトキハ二盃/平方糎)ヲ以テ水壓試験ヲ行フヲ要ス又修理掃除等ノ爲供給蒸氣壓力ヲ受クル部分ヲ解離シタルトキハ結合後其ノ壓力ニ等シキ水壓力ヲ又ハ蒸氣壓力ニテ漏洩ノ有無ヲ檢スルヲ良トス、

(四) 蒸化器ハ其ノ構造ノ如何ニ依リ使用四晝夜乃至七晝夜ニ互ルトキハ之ヲ解離シテ其ノ附著湯

垢ヲ掃除スルカ、又ハ蒸化管ヲ換装スルヲ要ス、但シ湯垢ノ剝離ヲ容易ナラシメンニハ一旦驅水シテ器内ヲ空虚ナラシメタル後蒸化管ニ蒸氣ヲ送り速ニ冷水ヲ入ルヘシ、斯ノ如クスルコトニ、三回ニシテ温度ノ激變ニ伴フ管ノ伸縮ニ依リテ自然ニ湯垢ヲ龜裂剝離セシメ、且驅水後蒸化管ノ未ダ乾燥セザル間ニ其ノ刮削ヲ行フヲ良トス、又連續使用シ開放掃除ノ時期ナキトキハ使用後前記ノ剝離法ヲ行ヒ置クヲ要ス、

(五) 蒸化器及ビ蒸溜器ハ氣候ノ寒暖、器内ノ淨否、使用水準ノ位置、蒸氣壓力及ビ密度ノ高低等ニ依リテ其ノ效力ニ著シキ差異ヲ生ズルモノナレバ、器内ヲ清淨ニ掃除シタル後構造ノ如何ニ依リテ四晝夜乃至七晝夜連續使用シ其ノ成績ニ依リテ寒暖ノ季節ニ於ケル最良動作ノ狀況竝效力ヲ檢定スルヲ要ス、

(六) 蒸化器ハ蒸化管疏水弁ノ開度及ビ供給蒸氣壓力ノ關係ニ依リ往々沸溢ヲ生ズルコトアレバ此等ノ調整ニハ嚴密ナル注意ヲ拂フヲ要ス、

(七) 蒸化器及ビ蒸溜器ハ往々内部ノ缺損又ハ沸溢ニ依リ海水ノ混入スルコトアルヲ以テ、使用中ハ屢鹹味ノ有無ヲ檢査スルヲ要ス、若蒸化器ニ沸溢ノ傾向アルトキハ適宜使用水準ヲ下降セシムルヲ良トス、

(八) 蒸化器使用中ハ度々少許ノ排水ヲ行ヒ常ニ密



度ヲ三十二分ノ三以内ニ在ラシムルヲ要ス、而シテ排水ノ度数少ナケレバ密度忽増加シテ著シク湯垢ノ附著ヲ來スベク、之ニ反シ過度ノ排水ヲ行フトキハ密度ノ増進スルコトナキモ爲ニ熱ノ多量ヲ空シク逃逸セシムルノ失アルモノナリ、

- (九) 蒸化器及ビ蒸溜器ノ休止中ハ水ヲ排出シ附屬弁嘴ヲ閉ヂ蒸氣及ビ水ノ浸入ヲ防ギ内部ヲ乾燥シ置クヲ要ス、

### 第五章 冷却装置

#### 一、冷却装置一般、

軍艦ニアリテハ冷藏庫或ハ火薬庫ノ冷却用及ビ製氷用ノ目的ニ供スル爲メ、冷却装置ヲ有スルヲ常トス、  
Refrigerating apparatus  
本操作ハ冷却機械ニヨルモノニシテ、其ノ種類次ノ如シ、

- 1. 壓搾式、  
Compression system (a) 炭酸瓦斯式、  
(b) 「アムモニヤ」式、
- (2) 2. 空氣式、  
Cold air system (c) 「ケルブロイ」式
- 3. 眞空式、(Le Blanc 式)  
Vacuum system

以上ノ中現今我海軍ニ於テ採用セルモノハ CO<sub>2</sub> 式及ビ眞空式ナリ、

或ル物體ノ溫度ガ其ノ周圍ノ溫度ヨリ低溫ナルトキハ其ノ物體ノ溫度ハ漸次上昇シ、兩者ノ溫度互ニ均一トナルニ至リテ止ム、而シテ溫度下降セルモノハ冷却セラレタリト云フ、而シテ物體ヲ冷却スルニ二法アリ、

- 1. 潜熱ノ理ヲ應用セルモノ、

製氷機…… 冷藏庫ノ冷却ルヲ主目的トス

冷却機械ノ原理

- 1) 気化潜熱ノ利用
- 2) 機械的仕事ニ熱ヲ變化セシム、----- 圧搾式

2. 熱ト機械的工作ハ互ニ轉換シ得ト云フ、熱力學ノ法則ヲ應用セルモノ、

等ニシテ空氣式ハ壓搾空氣ガ膨脹筒内ニテ膨脹シ機械的工作ヲナストキ、其ノ溫度ヲ降下セシムルモノナレバ、第二法ニ依レルモノニシテ、壓搾式ハ瓦斯ヲ壓縮冷却シテ液體トナシ、之ガ蒸發スルニ際シ、其ノ周圍ノ物體ヨリ潜熱ヲ吸收スルニ依ルヲ以テ第一法ニ屬ス、眞空式ハ高度ノ眞空中ヲ通過スル雨滴狀ノ液體ヨリ氣化作用ヲ行ハシメ、其ノ氣化ニ要スル潜熱ヲ奪ヒ之ヲ冷却スルモノナリ、

## 二、冷却劑ノ性質、

冷却劑トシテ使用シ得ルモノニハ水、空氣、無水亞硫酸 ( $\text{SO}_2$ )、<sup>アンモニア</sup>「アンモニヤ」( $\text{NH}_3$ )、<sup>炭酸瓦斯</sup>炭酸瓦斯 ( $\text{CO}_2$ )、<sup>ピクテット</sup>「ピクテット」液、<sup>(64SO<sub>2</sub>+44CO<sub>2</sub>)</sup>( $64\text{SO}_2+44\text{CO}_2$ )、<sup>エチル、クロライド</sup>「エチル、クロライド」( $\text{C}_2\text{H}_5\text{Cl}$ )、<sup>メチル、クロライド</sup>「メチル、クロライド」( $\text{CH}_3\text{Cl}$ )、<sup>酸化窒素</sup>酸化窒素 ( $\text{N}_2\text{O}$ ) 等アリ、

第一表

	比熱	潜熱 (kg. cal.) ( $0^\circ\text{C}$ )	氣體壓力 ( $\frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$ ) ( $0^\circ\text{C}$ )	氣體容積 (cal.-metre) ( $0^\circ\text{C}$ )/kg	臨界溫度 ( $^\circ\text{C}$ )
$\text{H}_2\text{O}$	1	595	0.0063	93.7	365
$\text{SO}_2$	0.32	91	1.58	0.1	156
$\text{NH}_3$	0.9	316	4.3	0.14	130
$\text{CO}_2$	0.54	55.2	35.3	0.0105 0.005	31.3
$\text{CH}_3\text{Cl}$	0.24	96.9	2.48	0.075	142.9

1) 比較低圧ニテ液化易キ

2) 氣化潜熱大ナル

3) 臨界溫度、高キ

Specific Volume 大ナル 積積大ナル

第 二 表

	温 度 (C°)	壓 力 (kg/cm <sup>2</sup> )	狀 態
NH <sub>3</sub>	15	7	液化ス
CO <sub>2</sub>	0	35.3	全 上
NH <sub>3</sub>	-39	1	全 上
CO <sub>2</sub>	-84	1	全 上
CH <sub>3</sub> Cl	0	2.5	全 上

第 三 表

	數時間人間ノ 耐へ得ル空中 ノ含有量(%)	數分間人間ノ 耐へ得ル空中 ノ含有量(%)	即死スル空中 ノ含有量(%)
SO <sub>2</sub>	0	0.005	0.01
NH <sub>3</sub>	0.01	0.030	0.30
CO <sub>2</sub>	1.00	8.000	30.00

炭 酸 瓦 斯 ノ 性 質  
(Amagat-Mollier)

温 度 (C°)	壓 力 (kg/cm <sup>2</sup> )	容 積 (cub. meter per kg.)
-30	15.0	0.0269
-20	20.3	0.0194
-10	27.0	0.0141

0	35.3	0.0103
10	45.6	0.0075
20	57.9	0.0053
30	72.9	0.0029
31.3	76.9	0.0022

## 「アンモニヤ」瓦斯ノ性質

(Goodenough-Mosher)

温度 (C°)	壓力 (kg/cm <sup>2</sup> )	容積 (cub. meter per kg.)
-30	1.2	0.444
-20	1.9	0.306
-10	2.9	0.190
0	4.3	0.131
10	6.3	0.093
20	8.7	0.067
30	12.0	0.050

第一表ニ示ス如ク水蒸氣ハ氣化潜熱最モ大ニシテ  
 臨界温度モ亦高キヲ以テ寒冷ヲ生ゼシムルニハ、其ノ  
 効率最良好ナルベキモ其ノ比容積大ナルヲ以テ大ナル  
 機械ヲ裝備セザルベカラザル缺點ヲ有ス、

CO<sub>2</sub>式冷却機

J and E. Hall 式 欠臨界温度

● palsonmeter 式

● reager 式

Photo 式

CO<sub>2</sub>

Specific volume 式

重量及容積 式

NH<sub>3</sub>ハ臨界温度高キヲ以テCO<sub>2</sub>ヨリモ冷却劑トシテ良好ナルモノナレドモ、第二表ニ示ス如ク人體ニ害ヲ及ボスコト大ナルト、銅及ビ銅ノ合金ニ對シテ腐蝕作用ヲ起シ、又CO<sub>2</sub>ニ比シ比容積大ナルヲ以テ機械ヲ大ニ作ラザルベカラザル不利アリ、

之ニ反シCO<sub>2</sub>ハ人體ニ害ヲ及ボスコトNH<sub>3</sub>ニ比シ少ク又比容積小ナルヲ以テ、同一力量ニ對シテ機械ヲ小ニシテ可ナル利益アリ、其ノ臨界温度低キヲ以テ冷却劑トシテ不利ノ點アレドモ、一般艦船用冷却機械ニハ之レニ優ル冷却劑ナキヲ以テ現今廣ク船舶用トシテ採用セラル、

「メタル、クロライド」ハ毒性ナキヲ以テ漸ク艦船ニ使用セラレントスルニ至レリ、

### 三、炭酸瓦斯式冷却機械一般、

炭酸瓦斯ハ大氣壓力及ビ大氣温度ニテハ瓦斯體トシテ存在スルモ、之レヲ約45 呎/平方糎ニ壓縮シ10°C.ニ冷却スレバ液化ス、換言スレバ炭酸瓦斯ノ沸騰點ハ45 呎/平方糎ノ下ニアリテハ10°C.ニシテ15 呎/平方糎ノ下ニテハ-30°C.ナリ、

炭酸瓦斯式冷却機械ノ一般装置ハ第55圖ニ示スガ如ク、最初瓦斯ハ壓搾筒Cニ依リ約60 呎/平方糎ニ壓搾セラレタル後、油分離器Sヲ經テH管ニヨリ冷却器内ノ冷却管ニ入り、茲ニ於テ冷却水ニヨリ冷却セラレテ液化ス、此ノ液化シタル炭酸瓦斯ハ膨脹弁Mノ僅少ナ

NH<sub>3</sub>、不溶、理。 臨界温度高

1) 有毒、

2) 銅及銅合金ノ腐蝕性

3) ~~specific volume~~ volume 大 specific

CO<sub>2</sub>

1) 毒無 程分ラズ

2) specific volume 小

臨界温度低

ル間隙ヨリ蒸發器ノ卷管内ニ入り膨脹スル間ニ必要ナル潜熱ヲ周圍ノ濃鹽ヨリ吸收シツツ、瓦斯ハ約20 呎/平方呎ノ壓力ニテ再ビ壓搾筩ニ給氣セラル、上述セシ各壓力ハ海水ノ常溫度ニ對スルモノナレドモ、冷却海水溫度高キ海上ニテハ、之レガ溫度ニ應ジ相當高壓力ヲ使用スルモノトス、

斯クノ如ク炭酸瓦斯式冷却機械ハ炭酸瓦斯ノ臨界溫度低キヲ以テ冷却海水溫度高キ海面ニテハ大イニ其ノ効率ヲ低下スルノ缺點アル外、其ノ使用壓力高キヲ以テ、各部衛帶及ビ各接合部ヨリ瓦斯ノ漏洩ヲ防止スルコト頗ル困難ナリ、又「アンモニヤ」式ニ比シ壓力高キヲ以テ瓦斯ヲ壓搾スルニ多大ノ仕事ヲ要スルヲ以テ、不經濟タルヲ免カレザルモ、其ノ形小ナルヲ以テ据付場所ハ大ニ減少スルコトヲ得、

#### 四、J. and E. Hall 式炭酸瓦斯冷却機械、

此ノ式冷却機械ノ原動機ハ以前ハ蒸氣機械ナリシモ、現今艦船ニ採用セラレ居ルモノハ大部分電動機ナリ、第56圖ハ本式冷却機械ヲ示ス、

第57圖ハ J. and E. Hall 式壓搾筩ノ詳細圖ヲ示ス、此ノ唧筒ハ複働式ナルヲ以テ、其ノ兩端ニ吸口弁及ビ出口弁ヲ有シ、吸鏢ハ壺革衛帶ニヨリ氣密ニ保持セラル、又填坐モ特別ナル形狀ヲナシ、上下二段ノ壺革衛帶ノ間ニハ壓搾セラレタル瓦斯壓力ヨリ少シク高壓力ノ油若クハ「グリソリン」ヲ壓送シ、此ノ部ヲ氣密ニ保持セ

リ、此ノ壓搾筒ハ青銅ニテ造リ、冷却器冷管ハ銅、蒸發器卷管ハ鐵、其ノ圍板ハ鍛鐵ニテ製造スルヲ例トス、

蒸發器内ニテ冷却セラレタル濃鹽ハ濃鹽唧筒ニヨリ冷却スベキ室内ノ天井或ハ側壁ニ布設セラレタル數多ノ濃鹽管内ヲ循環シツツ室内ヲ冷却シ、再ビ蒸發器ニ復歸ス、又ハ此ノ冷却濃鹽ニテ冷却セラレタル空氣ヲ通風機械ニヨリ風路Air trunkヲ經テ室内ニ導キ冷却セシムルコトアリ、

### 五、Pulsometer 式炭酸瓦斯冷却機械、

Pulsometer 式炭酸瓦斯冷却機械ハ J. and E. Hall 式炭酸瓦斯冷却機械ノ各部ヲ部分的ニ分離シ狹隘ナル場所ト雖モ、裝備ニ便ナラシメ、且ツ原動機ニ電動機ヲ採用シタルモノニシテ作動其他 J. and E. Hall 式ト同様ナリ、

第 58 圖ハ本式冷却機械ノ一般ヲ示シ、第 59 圖ハ壓搾筒ヲ示ス、

### 六、Seager 式炭酸瓦斯冷却機械、(複効式冷却機械)

Seager's Patent multiple effect CO<sub>2</sub> refrigerating machine

第 60 圖ハ此ノ装置ヲ示ス、本装置ハ Pulsometer 式冷却機械ノ冷却器ト蒸發器トノ中間ニ複効式受溜器 (Multiple Effect Receiver) ナルモノヲ裝備シ、CO<sub>2</sub> ガ冷却器ヨリ蒸發器ニ運行スル途中ニ於テ、一部分ノ液體 CO<sub>2</sub> ガ此ノ中ニ於テ氣化シ壓搾炭酸瓦斯ヲ冷却スルモノナリ、

本式冷却機械ハ運轉中 CO<sub>2</sub> ハ循環シ蒸發器ヨリ壓

壓搾筒  
冷却機  
複効式トナ



搾筩ニ吸入セラル、同時ニ複効式受溜器ノ  $\text{CO}_2$  モ壓搾筩ノ吸鑿ガ吸入行程ヲ將ニ終ラントスルトキ、壓搾筩内ニ進入シ來リ茲ニ於テ何等機械的作用ニヨラズシテ、自然ニ壓搾筩ノ壓力ハ甚ダシク増大ス、

複効式受溜器ノ  $\text{CO}_2$  ノ蒸發ハ同器内ノ殘餘ノ  $\text{CO}_2$  ヲ冷却スルノ機能ヲ有スルガ故ニ  $\text{CO}_2$  ガ蒸發器ニ達スル頃ニハ、冷却器内ニテ冷却セラレタル當時ノ溫度ニ比シ甚ダシク冷却セラレルモノナリ、

故ニ本裝置ハ蒸發器ニ冷却セル  $\text{CO}_2$  ヲ供給シ、同時ニ壓搾筩ニ多クノ  $\text{CO}_2$  ヲ送り冷却器ヲ通過スル  $\text{CO}_2$  ヲ増大シ、大ニ冷却能力ヲ發揮スルニ貢獻スルモノナリ、

第61圖ハ複効式受溜器ヲ示ス、本器ハ受溜器タルト同時ニ蒸發器ニ至ル液體  $\text{CO}_2$  ノ供給ヲ自働的ニ調節シ、器中ノ瓦斯ノ一部蒸發ニヨリ殘餘ノ  $\text{CO}_2$  ガ充分ニ冷却セラレル迄、適當ニ器内ニ止マラシムルノ用ヲナシ、器内ノ浮子ノ動作ニヨリテ自働的ニ適量ノ  $\text{CO}_2$  ヲ蒸發器ニ供給ス、

## 七、炭酸瓦斯ノ性質及ビ炭酸瓦斯式冷却機械取扱上ノ注意、

次表ハ炭酸瓦斯ノ液化スル溫度ト壓力トノ關係及ビ其ノ状態ニ於ケル炭酸瓦斯ノ潜熱量ヲ示ス、

gas temp - 海水 temp + 2~3°

1層層の外に効率ヨシ.

温度 (C°)	絶対壓力 (kg/cm <sup>2</sup> )	潜熱 (kg. cal.)
-30	15.0	70.2
-25	17.5	68.2
-20	20.3	66.1
-15	23.5	63.7
-10	27.0	61.3
-5	30.9	58.4
0	35.3	55.2
5	40.3	51.6
10	45.6	47.6
15	51.5	42.7
20	57.9	36.7
25	65.3	28.8
30	72.9	14.9
31.3	76.9	0

此ノ表ニヨリ瓦斯ノ温度低キ程低壓力ニテ液化スル事ヲ知ルヲ得ベシ、又瓦斯ノ性質トシテ潜熱ハ温度低キ時ノ方却テ大ナリ、而シテ温度低ケレバ低キ程冷却瓦斯ノ多量ヲ使用スルコトヲ得ルヲ以テ効力ハ益々増大ス、冷却温度ハ艦船ニアリテハ、一ニ海水温度ニヨリ左右セラル、而シテ海水温度ハ瓦斯ノ液化スル温

度ヨリモ少クモ $2^{\circ}\sim 3^{\circ}\text{C}$ . 低キヲ要ス、故ニ若シ海水溫度ヲ $18^{\circ}\text{C}$ . トスレバ壓搾絕對壓力ハ58 呎/平方呎ナルヲ要スル理ナリ、又瓦斯ノ大部分ハ液化シ、蒸化器ニ入リテ膨脹ス、此ノ膨脹壓力ヲ27 呎/平方呎トスレバ $-10^{\circ}\text{C}$ . 迄低下スルコトナルベシ、之レ即チ冷却溫度ナリ、

尙ホ炭酸瓦斯ハ $31.3^{\circ}\text{C}$ . 以上ニ於テハ何如ナル高壓力ヲ加フルモ液化スル事ナシ、之レヲ炭酸瓦斯ノ臨界<sup>Critical</sup>溫度ト言フ、故ニ海水溫度 $30^{\circ}\text{C}$ . 以上ニテハ液化困難ニ<sup>temperature</sup>シテ、冷却ハ單ニ炭酸瓦斯ノ壓搾及ビ膨脹ニ依ツテ得ラルル事トナリ、大イニ冷却能力ヲ減少ス、

第~~62~~<sup>62</sup>圖ハ炭酸瓦斯ノ壓力、溫度及ビ容積ノ關係ヲ示セル曲線圖ナリ、

尙ホ炭酸瓦斯式冷却機械取扱上注意スベキ諸項ヲ舉グレバ次ノ如シ、

(一) 瓦斯ノ漏洩ハ本機械ノ効力ヲ減殺スルコト多大ナルノミナラズ人體ニ有害ナルヲ以テ特ニ注意シテ其ノ衛帶及ビ取付部ヲ緊密ニ保持スルヲ要ス、

○(二) 使用回轉數ニテ運轉シタルトキ蒸發器計器ガ蒸發器ヲ出ヅル濃鹽ノ溫度ヨリモ $5\sim 8^{\circ}\text{C}$ . (攝)ノ低溫ヲ示スニ至ル迄調整弁ヲ加減スベシ、瓦斯ノ裝填宜シキヲ得タルトキハ冷却器ノ計器ハ冷却器冷却水ノ平均溫度ヨリモ $3\sim 5^{\circ}\text{C}$ . 高温ヲ示スモノナリ、若此ノ溫度低キトキハ瓦斯ノ不足ニ因ルモノニシテ高キトキハ之ニ反ス、此ノ場合

ニハ瓦斯ノ量ヲ加減シテ適當ノ溫度ト爲スヲ要ス、然レドモ瓦斯裝填量ノ過多ハ不足ヨリ有利ナルモノナリ、

0 (三) 海水溫度瓦斯ノ臨界溫度ニ近キ  $30^{\circ}\text{C}$ . 以上ニ達シタルトキハ瓦斯ノ冷却ヲ有効ナラシムル爲壓搾筒内ノ壓力ヲ高メ以テ冷却水ト瓦ストノ溫度ノ差ヲ適當ナラシムル様調整弁ヲ加減スルヲ可トス、

(四) 瓦斯瓶ノ現量少ナキカ又ハ極寒ノ際等瓦斯ノ補給困難ナル場合ニハ瓦斯瓶ヲ加温セバ補給ヲ容易ナラシムルモノナリ、

2 (五) 濃鹽出口溫度ハ其ノ目的ニ依リ異ナルモ凡ソ次ノ標準ニ依ルトキハ所要室内ノ溫度ヲ適當ニ保持セシムルコトヲ得ベシ、

冷藏庫  $-15^{\circ}\sim-10^{\circ}\text{C}$ .

火藥庫  $0^{\circ}\sim3^{\circ}\text{C}$ .

(六) 本機械ノ檢査及ビ掃除ハ使用ノ繁閑ヲ斟酌シテ之ヲ行フベキハ勿論ナルモ大凡次ノ標準ニ依ルモノトス、

油分離器、	毎月一回、
壓搾筒唧子衛帶、	毎月一回、
壓搾筒空隙、	每三箇月一回、
濃鹽及ビ循環唧筒、	每三箇月一回、
電動機、	每六箇月一回、
蒸發管及ビ冷管	每一箇年一回、

不足の量を補給

(七) 冷却機械久シク使用セザル場合ニハ鐵製蒸發管並鐵製冷管ハ充分ニ濃鹽ヲ以テ圍繞サレアルヲ要ス、

## 八、「メチルクロライド」式冷却機械、

「メチルクロライド」式冷却機械ハ冷却劑トシテ「メチルクロライド」ヲ使用シ一般装置ハ炭酸瓦斯式冷却機械ニ類似ス、

第63圖ハ本式冷却機械ノ一般圖ニシテ、原動機トシテ電動機ヲ用ヒ、炭酸瓦斯式冷却機械ノ壓搾筩ト同様ノ壓搾筩ニ依リ壓縮シ、油分離器ヲ經テ凝縮器(冷却器)ニ至リ冷却水唧筒ヨリ來ル海水ニ依リ冷却凝縮シ、受液器ヲ經テ冷却個所ニ至ル、而シテ調整弁 F.G. ニテ膨脹氣化シ各冷却個所ニ於ケル彎曲管ヲ通過スル間ニ周圍ヲ冷却ス、冷却ヲ終リタル瓦斯ハ濾塵器ヲ經テ再ビ壓搾筩ニ至リ循環ス、

本式冷却機械取扱上「メチルクロライド」瓦斯中ニ濕分増加スル時ハ氣化スル際凝結シ彎曲管ヲ閉塞スルヲ以テ水分ヲ除去スルヲ要ス、

## 九、眞空式冷却機械、(Le Blanc 式)

本式冷却機械ハ冷却劑トシテ清水、海水又ハ濃鹽ヲ使用ス、火藥庫冷却用ノ濃鹽水温度ハ左程低キヲ要セズ、普通  $4 \sim 7^{\circ}\text{C}$ . ナルヲ以テ濃鹽水ニハ眞水ヲ使用スルヲ普通トス、又冷蔵庫冷却用又ハ製氷用ノ濃鹽ハ

駆逐船用

-10°C. 位迄冷却スルガ故ニ、普通鹽化「カルシウム」ヲ溶解シタル水ヲ用フ、

第 64 圖ノ 1 及ビ 2 ハ留式冷却装置ノ一般ヲ示スモノニシテ、高度ノ真空内ニ水ヲ通ジ、一部ノ蒸發作用ヲ利用シテ其ノ溫度ヲ降下セシメ以テ冷却水(以下濃鹽ト稱ス)ヲ得ル目的トス、本冷却機械ハ左ノ諸要部ヨリ成ル、(第 64 圖ノ 1 及ビ 2 參照)

蒸發器 (A), 蒸氣噴射器 (B), 復水器 (C), 濃鹽「タンク」(D), 眞水「タンク」(E), 抽氣唧筒 (F), 濃鹽唧筒 (G), 循環唧筒 (H), 原動機 (I),

原動機トシテ現今蒸氣「タービン」又ハ電動機ヲ使用ス、電動機ヲ使用スルモノハ其ノ回轉數毎分 1,800 位ヲ普通トス、軍艦ニ於テハ主トシテ電動機ヲ使用ス、何レノ原動機ヲ使用スルモ其ノ回轉數ハ常ニ一定不變ナルヲ要ス、

今本機械ノ作動ニ就テ説明セバ次ノ如シ、(第 64 圖ノ 2 參照)

蒸發器 (A) ハ最モ氣密ニ構成セラレタル圓筒ニシテ其ノ上部ノ蓋ト胴トノ間ニハ數多ノ小孔ヲ有スル隔板ヲ介在セシメテ胴體ト仕切り之ヲ入水室トナス、濃鹽水ノ最初ニ入り來ル所ナリ、又其ノ濃鹽水入口ニハ一個ノ加減弁 (12) ヲ備へ、蒸發器ノ吸水量ヲ加減ス蒸發器ノ下底ニハ濃鹽水出口管 (19) ヲ設ケ濃鹽唧筒 (G) ノ吸口ト連續セシム、海水併用ノ冷却機(火藥庫ノ冷却用トシテハ場合ニヨリ、單ニ海水ヲ循環セシメテ

充分ナルコト在ルヲ以テ、海水使用ノ装置ヲ設ク)ニ在リテハ唧筒ノ吸口ニ丁字管ヲ附シ、一方ハ蒸發器底(19)ニ他方ハ海水管(25)ニ連續セシメ、其ノ各々ニ堰戸弁(23)及ビ(24)ヲ備フ、蒸發器胴ハ真空ガ完全防熱作用ヲ有スル理ヲ應用シテ二重壁ニ作り、其ノ空間ヲ蒸化器内ト通ジ、機械運轉中常ニ器内ト同一ノ真空ヲ保持セシメ以テ自己防熱ノ用タラシム、濃鹽唧筒(G)ニハ吸口側ヨリ蒸發器胴ニ通ジタル真空接續管(26)アリ、此ノ管ハ濃鹽唧筒吸口ニ於テ若シ水ガ蒸發スルトキ、若クハ水ト共ニ空氣ヲ吸入スルトキ此等ト氣體ヲ蒸發器ニ返還シ以テ唧筒ノ動作ヲ圓滑ナラシム、

蒸發器内部ハ機械運轉中常ニ高度ノ真空ヲ維持シ濃鹽「タンク」(D)内ニアル吸口(15)ヨリ吸引シタル濃鹽水ハ濃鹽加減弁(12)ヲ經テ上部ノ水室ニ入り、隔板ノ小孔ヲ通ジテ雨狀トナリ、器底ニ落下ス、斯ク水ガ真空内ニ落下スル際其ノ一部ハ蒸發シテ水蒸氣トナリ、殘部ハ蒸發作用ノタメ其ノ潜熱ヲ奪ハレテ冷却セラレ器底ニ集積ス、之ヲ濃鹽唧筒(G)ニ依リテ所要ノ場所ニ送ラル、蒸發器内ニテ蒸發セル水ハ蒸氣噴射器ノ働キニ依リ蒸發器(A)ヨリ絶ヘズ復水器(C)内ニ排出セラル、

蒸氣噴射器(B)ハ前述ノ如ク蒸發器内ニ發生シタル蒸發水量ヲ復水器(C)ニ送ルト共ニ蒸發器内ニ高度ノ真空ヲ生ゼシムルモノニシテ、其ノ蒸氣室ニハ多數ノ小噴口ヲ有スルガ故ニ、此ノ處ニ生蒸氣ヲ供給スルト

キハ蒸氣ハ其等ノ噴口ヨリ非常ナル速度ヲ以テ噴射筒内ニ噴出シ、其ノ吸引及ビ壓縮作用ニヨリ蒸發器(A)内ノ蒸氣ヲ吸引シ、且ツ之ヲ壓縮シテ共ニ復水器(C)内ニ放射ス、

復水器(C)ハ普通ノ觸面復水器ニシテ循環唧筒(H)ヲ以テ海水ヲ循環セシメ噴射器(B)ニヨリ送入セラレタル蒸氣及ビ蒸發水ヲ冷凝復水セシム、

抽氣唧筒(F)ハ留式旋回唧筒ニシテ眞水「タンク」(E)ヨリ吸入シタル水(以下之ヨリ封水ト稱ス)ノ媒介ニ依リ復水器(C)内ヨリ復水及ビ漏洩空氣ヲ抽キ出シ封水ト共ニ之ヲ眞水「タンク」(E)ニ吐出ス、(第63圖ノ2ノ抽氣唧筒畧圖參照)

此ノ眞水「タンク」(E)ハ又封水貯藏「タンク」ニシテ其ノ上部ニ抽氣唧筒(F)ヨリ排出シ來ル復水及ビ封水ヲ(送管(7)ニ依リ)送入ス、而シテ更ニ之ヲ適當ノ溫度ニ冷却シテ、其ノ下部ヨリ封水吸口弁(10)ヲ經テ更ニ抽氣唧筒ニ封水ヲ供給ス、抽氣唧筒封水ノ溫度上昇スルトキハ、直チニ復水器内ノ眞空ニ影響シ、之ヲ不良ナラシムルヲ以テ普通ハ此ノ眞水「タンク」ニ於ケル封水ノ溫度ヲ 35°C. 以下ニ保ツヲ要ス、之ガ爲メ「タンク」内ニハ銅製蛇管(5)ヲ設ケ復水器ニ至ル循環水ノ一部ヲ送り之ヲ冷却ス、

又眞水「タンク」ヨリ濃鹽「タンク」ニ至ル補充水管(30)アリ、濃鹽水ガ蒸發器通過ノ際絶ヘズ蒸發セラレテ其ノ濃度漸次ニ増加スル傾向アルヲ以テ、眞水「タンク」ヨ



リ適宜ノ眞水ヲ濃鹽「タンク」ニ補充シ(加減弁(31)ヲ備フ)其ノ濃度ヲ終始同一ニ保チ、又其ノ濃鹽水量ヲ減少セザラシム、

抽氣唧筒(F)ガ復水ノ排出ヲ始ムレバ眞水「タンク」(E)ニ於ケル水量ハ逐次ニ増加スベキガ故ニ「タンク」ノ上部ニ溢管(11)ヲ設ケ之ヲ豫備水「タンク」又ハ溢出「タンク」ニ導キ清水ノ損失ヲ少ナカラシム、

濃鹽唧筒ハ普通ノ遠心唧筒ニシテ其ノ吸口ハ(19)ニ依リ蒸發器底ニ接續シ(海水併用ノ場合ニハ此ノ部ニ丁字管ヲ附スコト前述ノ如シ)蒸化器ニ雨下淹溜スル濃鹽水ヲ吸引シテ之ヲ所要ノ場所ニ送ル、其ノ排出管ニハ濃鹽安全弁(20)ヲ附シ以テ管ノ安全ヲ保タシム、

以上述ベタル諸部ヲ通ジテ本機械ノ動作ヲ約言スレバ、冷蔵庫、水函又ハ冷氣器ヨリ歸還シタル濃鹽ハ先ヅ濃鹽排出管(21)ニヨリ濃鹽「タンク」(D)ニ入り其レヨリ濃鹽水吸口(15)ヨリ蒸發器(A)上部ノ水室内ニ吸引セラレ、蒸發器ノ隔板ニアル多數ノ小孔ニ依リ雨狀トナリ落下シ、其ノ一部ハ蒸發作用ニ依リ冷却セラレツツ器底ニ淹溜ス、濃鹽唧筒(G)ハ此ノ冷却水ヲ吸引シテ再ビ冷蔵庫水函又ハ冷氣器ニ送出ス、又蒸發シタル蒸氣ハ噴射器(B)ノ働キニ依リ噴射蒸氣ト共ニ復水器(C)ニ送ラル、復水ハ抽氣唧筒(F)ニ依リ吸引セラレ眞水「タンク」(E)ニ送入セラレ、

力量大ナルモノニアリテハ2個ノ噴射器ヲ併列、又ハ直列ニ裝備セルモノアリ、留式冷却装置ハ軍艦ノ火

藥庫冷却用ニ多ク用ヒラレ、冷蔵庫冷却用トシテモ使用セラル、

### 一〇、留式冷却機械取扱上ノ注意、

- (一) 復水器及ビ蒸氣放射器内ニ高度ノ真空ヲ保持スルハ本機操縦上最緊要ナルコトナレバ、苟モ真空ノ下降スベキ徴候ヲ認メタルトキハ速ニ其ノ原因ヲ探究シ修補ヲ施スヲ要ス、而シテ高度ノ真空ヲ保持スルニ必要ナル事項ヲ擧グレバ、

  - 封水ノ溫度攝氏三十五度以下ナルコト、
  - 原動機ノ回轉數ハ必ズ規定以上ナルコト、
  - 封水吸口加減弁ノ開度ハ適當ナルコト、
  - 諸唧筒ノ填坐衛帶及ビ各接合部ニ漏氣ナキコト、
- (二) 諸唧筒ノ填坐ニ使用セル眞田衛帶ハ乾燥シテ空氣ヲ吸收シ、抽氣唧筒ニ在リテハ真空ヲ害シ濃鹽唧筒ニ在リテハ壓力ヲ低下スル等唧筒ノ効率ヲ減殺スルモノナレバ、休止中ハ乾燥セザル様適當ノ處置ヲ施スヲ要ス、而シテ起動當初ニ於テ衛帶ニ適宜眞水ヲ注射シテ之ヲ濕潤セシムルハ漏氣防止上効果アルモノトス、
- (三) 諸唧筒ノ填坐衛帶ヲ換裝スルニ當リテハ其ノ長サハ正シク軸被金ヲ一廻スルガ如ク切り取り其ノ兩端ニ少シモ間隙ヲ生ゼシメザルヲ要ス、而シテ封水ガ衛帶ヲ濕潤シ尙衛帶抑下部ノ小孔ヨ

リ僅ニ滴下スルヲ程度トシテ締付ケ決シテ強度ノ緊締ヲ施スベカラズ、

(四) 填坐内ノ嵌輪ニ設ケアル螺形溝ハ唧筒室内ノ水ヲシテ軸ノ回轉ニ依リ此ノ溝ヲ通ジテ衛帶ノ方ニ流出セシメ以テ外部ヨリ侵入スル空氣ヲ防遏スルモノナレバ、填坐衛帶ノ換裝ニ當リテハ此ノ螺形溝ノ方向ハ左右填坐ニ對シ正當ナルヤヲ判定シテ裝備スルヲ要ス、

○(五) 蒸氣放射器ニ入ル蒸氣壓力ハ同器作動ノ良否ニ關係ヲ有スルヲ以テ常ニ同器ノ溫度ニ注意シ若全長二分ノ一以上手ニテ觸接スルヲ得ザル程度ニ熱シ居ルガ如キコトアレバ、其ノ動作ハ不良ナルモノト認メ得ベク、此ノ場合ニハ直ニ蒸氣壓力ヲ一割乃至一割半増加シテ其ノ動作ヲ良好ナラシメ得ルヤヲ檢査スルヲ要ス、

○(六) 前號ノ蒸氣壓力ハ齊一ニ保持スベキモノニシテ之ガ爲減壓弁ノ裝備アルヲ以テ該弁ハ常ニ慎重ナル注意ヲ以テ調整ヲ行フヲ要ス、

○(七) 自働遮斷弁ハ不時ノ故障等ニ依リ真空ノ低下シタル際自働的ニ蒸氣放射器ニ通ズル蒸氣ヲ遮斷シ以テ本機械ヲ保護スル安全裝置ナレバ、該弁ノ動作ニハ常ニ嚴密ナル注意ヲ拂フベキハ勿論起動前ニハ毎回必ズ其ノ動作ノ良否ヲ確認スルヲ要ス、

(八) 蒸發器内ノ水準ハ常ニ規定通りニ保持スルヲ

真空が落ちると自動遮断弁は閉鎖  
の種

要ス、蓋シ水準ノ過昇ハ濃鹽唧筒ノ排出不充分ニシテ唧筒内ニ空氣ノ侵入セルニ歸因シ、其ノ過降ハ濃鹽吸管ノ漉網又ハ蒸發器内隔板小孔ノ填塞等ニ歸因スルモノナレバ水準ノ昇降ヲ認メタルトキハ適宜手入掃除ヲ行フヲ要ス、

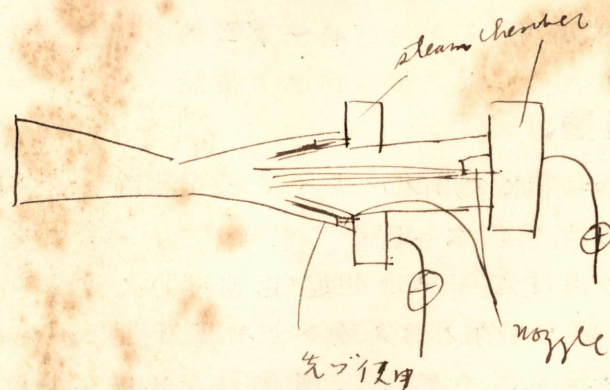
- (九) 蒸發器胴ニシテ二重壁ヲ有シ其ノ空間ニ濃鹽水滯溜ノ虞アルモノハ主要目的タル防熱作用ヲ阻害スルヲ以テ常ニ溜水ヲ排除スルコトニ注意スルヲ要ス、
- (十) 蒸發器通過前後ニ於ケル濃鹽溫度ノ差ハ機械ノ効率ニ多大ノ影響アルモノナレバ必ズ其ノ計畫ノ溫度差ニ保ツヲ要ス、
- (十一) 蒸氣噴射器ヲ系列ニ二個裝備シタルモノハ初メ復水器ニ近キ蒸氣噴射器ヲ使用シ蒸發器内ノ溫度ヲ一定溫度迄下降セシメタル後他ノ蒸氣噴射器ヲ併用スルヲ要ス、
- (十二) 眞水「タンク」ニ海水ヲ混入セシムルトキハ著シク蒸發管ヲ腐蝕セシムルモノナレバ時々検査ヲ行ヒ之ガ混入ノ有無ヲ試験スルヲ要ス、
- (十三) 本機械ノ検査及ビ掃除ハ使用ノ繁閑ヲ斟酌シテ之ヲ行フベキハ勿論ナルモ大凡次ノ標準ニ依ルモノトス、

蒸氣噴射口及ビ蒸氣直射ヲ受クル屈曲部、

每三箇月一回、

濃鹽、送水及ビ軸氣唧筒、

每三箇月一回、



復水器及ビ眞水「タンク」冷管、

毎六箇月一回、

電動機、

毎六箇月一回、

(十四) 濃鹽出口溫度ノ標準ヲ次ノ如クナスモノト  
ス、

冷蔵庫用  $-15^{\circ} \sim -10^{\circ}\text{C}.$

火薬庫用  $4^{\circ} \sim 7^{\circ}\text{C}.$

### 一一、濃鹽、

Brine

冷却水ニ清水ヲ用フル時ハ直チニ氷結スルノ恐レアルヲ以テ通常清水ニ鹽分ヲ混入シ、 $-10^{\circ}\text{C}.$ ニ於テ密度「トワール」比重計ニテ40度(比重1.15)ノ濃鹽トナシテ使用ス、此ノ目的ノ爲メ種々ナル鹽類使用セラル、鹽化「マグネシウム」、食鹽及ビ鹽化「カルシウム」等之ナリ、而シテ鹽化「マグネシウム」ハ高價ナルヲ以テ、又食鹽ハ金屬ヲ腐蝕セシムルコト多キヲ以テ共ニ使用ニ不適當ナリ、鹽化「カルシウム」ハ此等ノ不利比較的少ナキヲ以テ一般ニ用キラル、

濃鹽管及ビ其ノ他ノ保存上濃鹽代用トシテ海水ヲ使用スベカラザルハ勿論之ヲ濃鹽ニ混入セシムベカラズ、而シテ濃鹽ノ性狀ハ時々検査シ若酸性ナルヲ發見セバ「ソーダ」ヲ溶入シ中性若ハ少許ノ「アルカリ」性ナラシムルヲ要ス、

但シ鹽化「カルシウム」ハ水分ヲ吸收スル性質ヲ有スルヲ以テ木製ノ容器ヲ用フベカラズ、

Twaddell (degree)  $\div 200 + 1 = \text{density}$   
 $\frac{\text{degree}}{200} + 1 = \text{density}$

次ニ鹽化「カルシウム」溶液表ヲ掲グ、

比熱	凝結點(C°)	重量ノ百分率	15°C. ニ於ケル比重
·980	-1.0	3	1.024
·960	-2.3	5	1.041
·936	-3.6	7	1.058
·911	-5.1	9	1.076
·896	-6.0	10	1.085
·884	-7.8	12	1.103
·868	-9.8	14	1.121
·844	-15.4	18	1.159
·834	-18.6	20	1.179
·817	-22.5	22	1.199
·799	-27.2	24	1.219
·778	-32.8	26	1.240
·751	-39.5	28	1.261
—	-48.0	30	1.283

## 一二、冷蔵庫ノ冷却、

冷蔵庫ハ艦船内ニテ成ルベク熱源ヨリ遠ザカリタル區劃ヲ以テ之ニ充テ其ノ周圍ノ狀況ニヨリ防熱裝置トシテ20乃至25糎ノ「コルク」又ハ「シリケートコツトン」ヲ入レ、更ニ外部ニ適當ノ空間ヲ設ク、庫内ハ天井及ビ周壁ニ濃鹽管ヲ導キ冷却機械ニテ冷却セラレタル濃鹽ヲ通ゼシム、

冷蔵庫内溫度ハ貯藏物ニヨリ異ナルモ、肉類ニハ0°C. 以下<sup>-</sup>6°C. 以上、野菜類ニハ2°C. 以下0°C. 以上ヲ適當ト

-4°C ~ 0°C

スト雖モ、牛肉ノミハ其ノ氷結點ヨリモ稍高ク保持スベキモノナリト言フ、

特ニ注意ヲ要スルハ庫内空氣ノ濕分ニシテ、若シ其ノ濕分多量ナル時ハ復水シテ貯藏物ニ附着シ以テ保存上ノ妨害ヲ爲ス、

第65圖ハ冷蔵庫ノ構造ヲ示ス、

### 一三、製氷、

製氷裝置ニハ種々ノ方法アルモ、艦船ニ於テハ第66圖ノ如キ函ヲ用フ、此ノ函ハ楔形金屬製ノモノニシテ之ニ眞水ヲ入レ、之ヲ濃鹽ノ循環スル「タンク」内ニ數個併列シ置クモノナリ、而シテ圖中Aハ蓋、Bハ濃鹽、Cハ眞水ナリ、

濃鹽ノ溫度ハ $-6^{\circ}\text{C}$ . 内外ニシテ一函ニ約14盃ノ氷ヲ製スル事ヲ得、濃鹽溫度 $-6^{\circ}\text{C}$ . 内外ノトキ15糎ノ厚サヲ氷結セシムルニ約2時間ヲ要ス、

### 一四、火藥庫ノ冷却、

火藥庫ハ艦船ノ熱源ヨリ最モ遠キ場所ヲ選ブ可キモ、砲塔ノ關係ヨリ己ムヲ得ズ機關室ニ近キ場所ニ設クルコトアリ、防熱裝置トシテ周圍ニ若干ノ空間ヲ存シ、内部周壁ニハ適當ノ厚サノ「コルク」又ハ「シリケートコットン」ヲ入レ、換氣用トシテ電動送風機ヲ裝備ス、冷却ノ方式ニ次ノ二式アリ、

1. 直接式冷却法、

冷却機械ニテ冷却セル濃鹽ヲ管ニテ直接庫内ニ導クモノ、  
→ 直接式

2. 冷却セル濃鹽ヲ冷氣器ニ導キ、冷却セル空氣ヲ電動送風機ヲ以テ庫内ニ送入ス、(第64圖ノ1参照)

之等二種ノ利害ニ關シ述ベンニ直接式ニ於テハ火藥庫ヲ濕潤セシムルト同時ニ、庫内ノ空氣ハ常ニ沈滞シ居ルコトノ不利アレドモ冷氣器及ビ風路等ヲ裝備スルノ必要ナク、從テ之等ニ要スル場所ヲ節約スルト同時ニ、工事費ヲモ減少シ得ベク、且ツ風路等ノ防熱装置ヲ要スルコトナキヲ以テ重量ヲ減少シ得ル利益アリ、冷氣器ヲ裝備セルモノハ此等ニ對シ不利益ナレドモ火藥庫ヲ濕潤セシメズ、却ツテ多少乾燥セシメ得ルト同時ニ火藥庫内ヲ清淨ナラシムルガ故ニ我海軍ニテハ後者ニヨルヲ原則トス、

通常各火藥庫ニ各一個ノ冷氣器ヲ備ヘ一基以上ノ冷却機械ニ連絡シ、一基ノ冷却機械ニ故障ヲ生ジタル場合ニモ、他ノ機械ヲ以テ冷却スルコトヲ得セシム、

又冷氣器モ各獨立ニアラズシテ互ニ扶ケ合フ如ク装置シタルモノアリ、第67圖ハ此ノ装置ヲ示ス、

近年潜水艦二次電池冷却通風用及ビ電動機室通風用トシテ炭酸瓦斯式冷却機械ヲ裝備スルニ至レリ、但シ潜水艦ニ使用セラルルモノハ濃鹽ヲ冷却スベキ蒸發器ヲ有セズ、蒸發器トナルベキ管ヲ直接前記ノ諸室ニ導クモノニシテ、冷却能率不良ナルモ重量容積等ノ關係上止ムヲ得ザルモノナリ、

直接式 --- 濃鹽管ヲ直接庫内ニ入ル

空氣停滞 濕氣ヲ帯

彈藥庫ニ總テ、冷却機ニ相通ス

高度高低

自己放電

蒸發器ノコトス

水蒸氣は15% 蒸發