

# 活性污泥法中散氣式曝氣系統之設計(二)

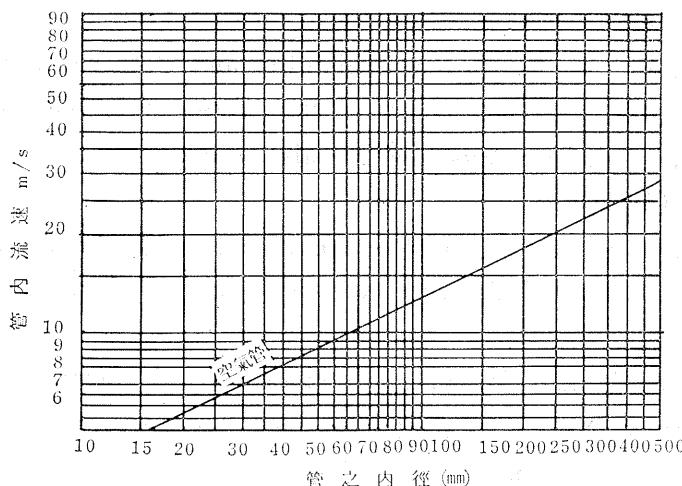
## (鼓風機設計部份)

高信福\*

### 七、空氣管線之設計

空氣管線係指從鼓風機輸送壓縮空氣至曝氣池散氣器間之空氣幹管，控制閥、風量計以及其他所需之管件等。因一般壓力均低於 10psi，故採用薄型管線即可，而運用管線之材質則依使用之管徑大小而定。一般幹管管徑大於 600mm 者均採用特製之鋼管 (bare inside)；幹管管徑在 200 至 600mm 之間者採用螺紋鍍鋅鋼管；而幹管管徑小於 150mm 者則採用一般標準之鍍鋅鋼管即可。至於沒入污水之管線管徑大於 75mm 者，採用鍍鋅鑄鐵管，而管徑小於 60mm 者，則以採用鍍鋅白鐵管為宜，然管徑大小之選擇係基於空氣流速之考慮，並須有設計空氣量之 30~50% 餘裕量為佳。

為了空氣管線因流速激增引起管內摩擦損失之大幅度增加以及選擇經濟管徑之考慮，茲摘錄空氣管內標準流速圖（如下圖十二）供設計參考。



圖十二 空氣管內標準流速圖

直管部份之壓力損失可由下式計算之：

$$h = 5.172 f \times \frac{273}{273+T} \times \frac{\ell}{d} \times \frac{V^2}{2g}$$

其中 h : 壓力損失水柱 (mm)

\*十大水工股份有限公司工程師

V : 平均流速 (m/s)

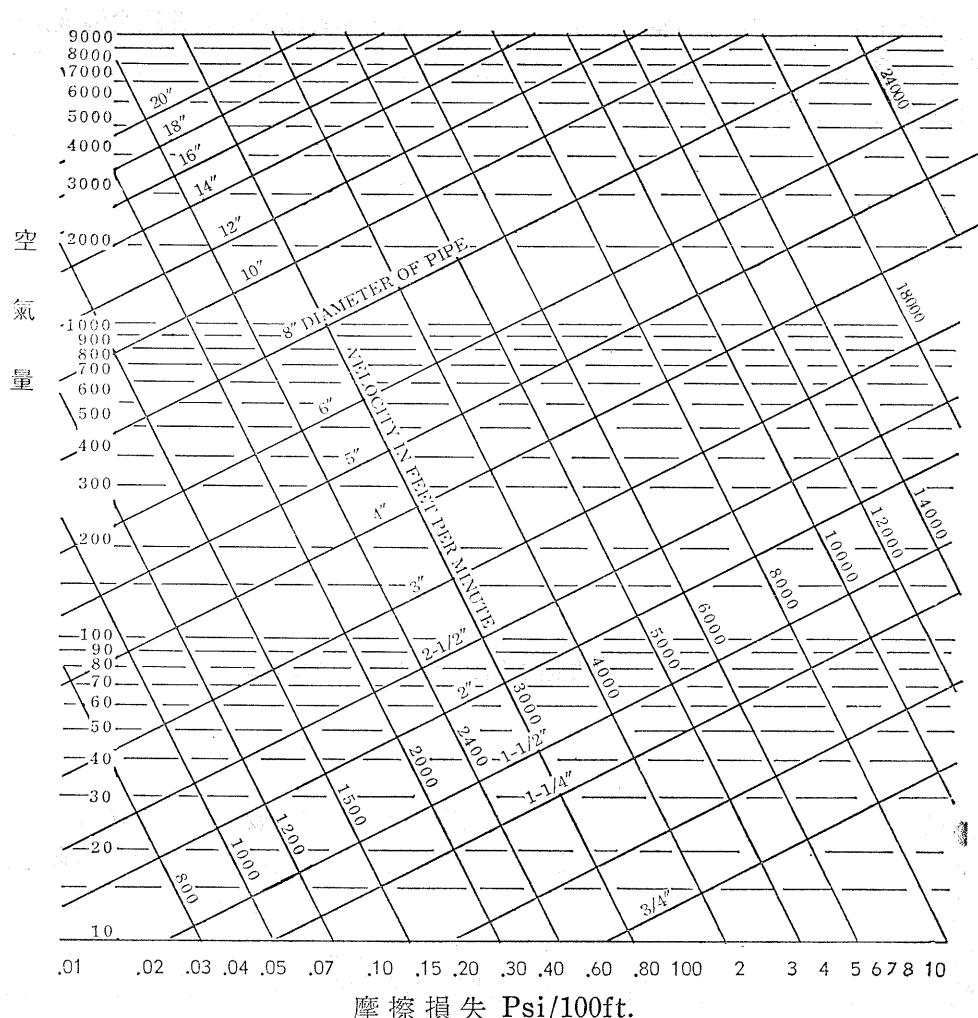
l : 管長 (m)

f : 摩擦係數 (0.0040~0.0059)

d : 管徑

T : 空氣溫度 (°C)

如以 Schedul 40 鋼管及空氣密度  $0.075\ell b/ft^3$  為例，其管線之摩擦損失可由下圖表查得。



圖十三 空氣管線摩擦損失圖表

至於異形管部份之壓力損失可由下式計算：

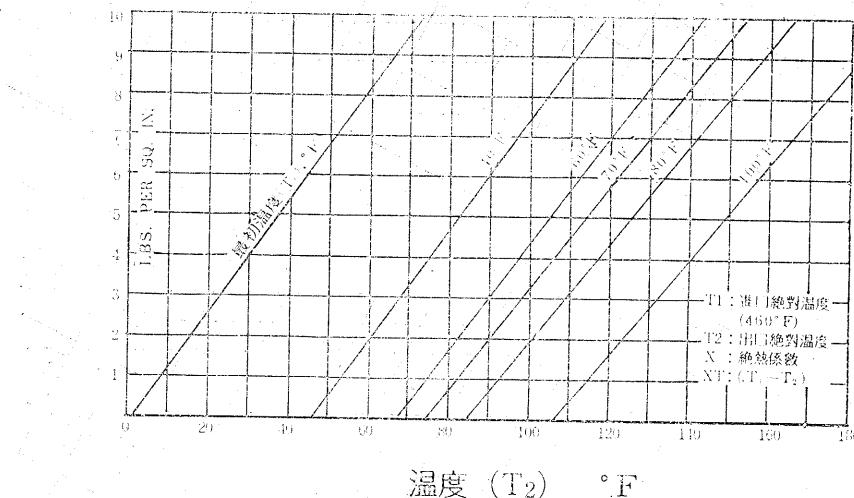
$$h = K \frac{V^2}{2g}$$

其中K為各種不同異形管件之壓力損失係數。  
空氣管線中之其他附屬設備之壓力損失，如無詳盡之設計資料，可依如下表二數值概估之。

表二 空氣管線附屬設備之壓力損失

類別	空氣過濾器	風量計	散氣器
水柱 (mm)	5~15	25~50	50~200

另空氣管線之設計亦應考慮空氣壓縮後之溫度升度，亦即輸送空氣管線之溫度遠較周圍溫度為高，故管線位置應避免橫跨走道或另加保護措施，以避免傷及操作人員。有關絕熱壓縮空氣溫度升高理論值可由圖十四查得。



圖十四 絶熱壓縮空氣之溫度升高理論值

## 八、鼓風機台數、大小及型式之選擇

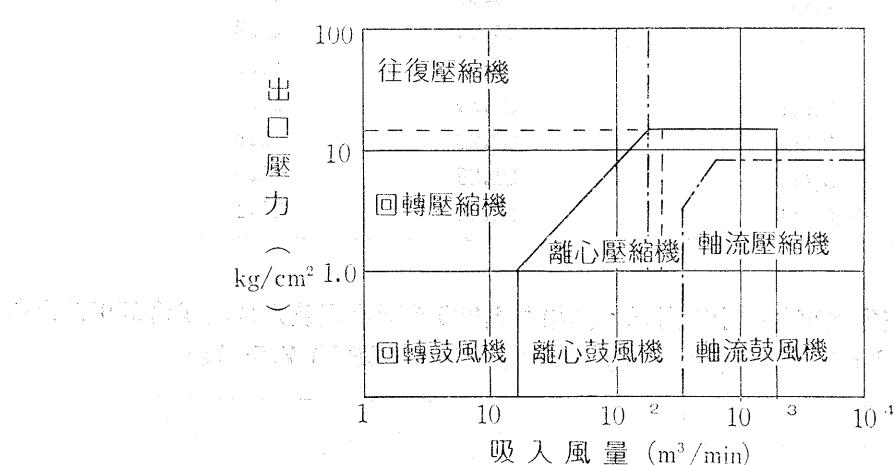
對於供給相同之風量而言，如採用較少台數而較大型之鼓風機將可節省初設費，且增大鼓風機之容量，亦可提高鼓風機之操作效率，故採用較大鼓風機容量則可節省將來之操作費用。對於廢水處理廠所需之空氣量，一般之觀念為至少選用兩台相同容量鼓風機，一台操作，另一台為備用，如無其它之空氣流量控制設備即為錯誤之設計，因它不能彈性之操作以配合曝氣池所須之最低或最高之需要風量。而最理想之設計應選用多台相同較小容量之鼓風機以應最高需要風量，而另選用一台較高能量之鼓風機作為備用。

空氣機械由壓力大小可分為扇風機 (Fan, 壓力小於  $0.1\text{kg/cm}^2$  者) 鼓風機 (Blower, 壓力介於  $0.1\sim 1.0\text{kg/cm}^2$ ) 以及壓縮機 (Compressor, 壓力大於  $1.0\text{kg/cm}^2$  者)。而空氣機械亦可由壓力產生方法分為輪機型 (Turbo Type) 及排量型 (Positive-displacement Type)，其中輪機型為利用葉輪的昇力或離心力給予氣體速度及壓力，以達成送風或壓縮的工作。它可分為軸流式 (Axial-flow) 及離心式 (Centrifugal-flow)；另外排量型為在

汽缸等一定容積中所吸入之氣體容積，以回轉葉或活塞，緩慢或急速減少其容積以完成壓縮工作，它又可分為回轉式（Rotary）及往復式（Reciprocating）。

當調和池或曝氣池中之功能設計風壓及風量決定以後，即可由下圖十五選擇合適之鼓風機或壓縮機型式，但這祇是大致之範圍，並不是絕對不變的。例如回轉式鼓風機較適用於調和池或過濾器反沖洗設備中放出壓力變化很大之地方，而離心式鼓風機則較適用於曝氣池，因其壓力保持一定而需要風量隨時變化中。總之，於選擇鼓風機型式時必須先比較，檢討各機種的型式、特性、經濟性，以獲知其得失。再者，同一型式之機器也有種種不同之構造，所以先考慮下面之條件，才能決定出最適當之機種。

- (1)配合所須功能設計之風壓或風量之變化範圍及調整之方式。
- (2)吸入空氣之腐蝕性、灰塵量以及溫度、壓力之變化。
- (3)基礎狀況，噪音限制以及動力來源。
- (4)比較其初設費以及將來運轉維護保養費用等因素。



圖十五 鼓風機壓縮機的適用範圍

## 九、鼓風機風量、風壓及所需馬力之設計

廢水處理功能設計計算之所需空氣量係指於標準狀況( $20^{\circ}\text{C}, 1 \text{ atm}$ )下之空氣量(SCFM)，而決定鼓風機馬力大小所依據之進口風量及進出口絕對壓力，係隨操作地點之情況而有所不同，故鼓風機所需之風量、風壓及其馬力均需經過修正設計。

### (1) 風量修正

$$Q_s = \left( \frac{14.7}{A} \right) \left( \frac{460 + T_1}{528} \right) \text{SCFM}$$

其中  $Q_s$ ：鼓風機進口之風量，cfm。

$A$ ：鼓風機現場高度之相當錶壓力，psig（其相當數值如表三）。

$T_1$ ：鼓風機之進口溫度，°F。

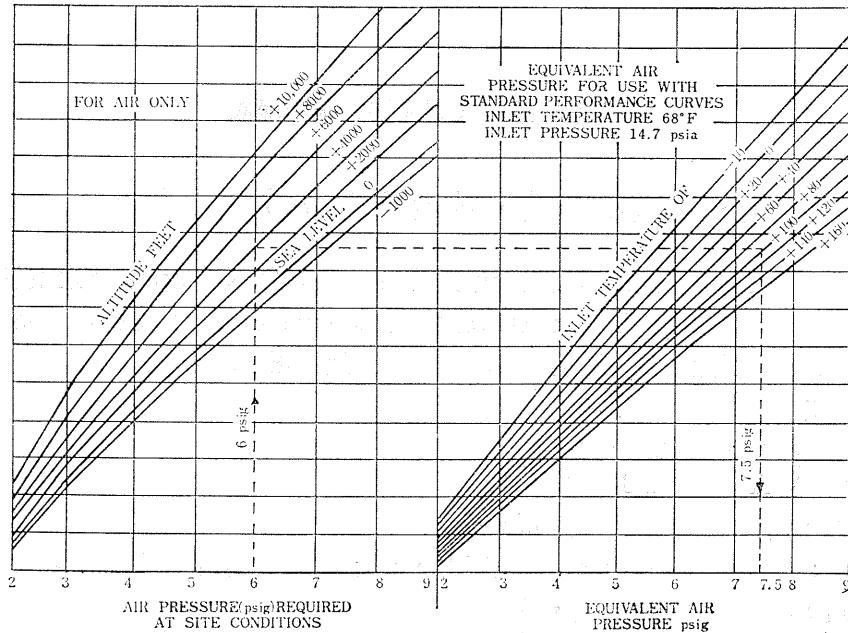
SCFM：標準狀況下之空氣量（即其空氣密度為  $0.075 \text{lb}/\text{ft}^3$  時），cfm。

表三、地面高程與絕對大氣壓力之關係

平均 絶 對 大 氣 壓 力		
高程 (以海平面為基準)	汞柱 (英吋)	磅/(吋) <sup>2</sup> (Psia)
— 1,000	31.00	15.2
— 500	30.50	15.0
sea level 0	29.92	14.7
+ 500	29.39	14.4
+ 1,000	28.87	14.2
+ 1,500	28.33	13.9
+ 2,000	27.82	13.7
+ 3,000	26.81	13.2
+ 4,000	25.85	12.7
+ 5,000	24.90	12.2
+ 6,000	23.98	11.7
+ 7,000	23.10	11.3
+ 8,000	22.22	10.8
+ 9,000	21.39	10.5
+10,000	20.58	10.1

## (2) 風壓修正

簡易之風壓修正方法可如圖十三所示，例如在 4,000 英呎高度及入口溫度為 100°F 之所需風壓為 6.0psig 時，經查圖可得經修正之相當空氣壓力 (EPA) 7.5psig。



圖十六 風壓修正之關係圖

另亦可如下列步驟計算經修正之較精確風壓。

$$(a) \gamma_s = \frac{A + \rho_2}{A}$$

$$(b) X_s = (\gamma_s - 1)$$

$$(c) X_c = X_s \left( \frac{T_1 + 460}{528} \right)$$

$$(d) \gamma_c = (X_c + 1)$$

$$(e) EPA = 14.7(\gamma_c - 1)$$

其中  $\gamma_s$ ：出口與進口絕對壓力之比值

$P_2$ ：出口錶壓力，psig

$$\text{又 } P_2 = \frac{\gamma_w \cdot H}{144} + P_1 + P_f \quad (\gamma_w : \text{水之比重, lb/f}^3; H : \text{氣泡釋出點之水深度, f}; P_1$$

：進口壓力； $P_f$ ：曝氣系統中摩擦損失之總和）

$X_s$ ：現場之溫度因子

$X_c$ ：鼓風機標準曲線之溫度因子

$\gamma_c$ ：標準進口狀況之壓力比率

EPA：在標準狀況選擇鼓風機時之相當風壓

### (3) 馬力修正

曝氣系統中理論上鼓風機可由下式計算之：

$$ThP = 0.00436 Q_s \cdot EPA \cdot \left( \frac{R}{R-1} \right) \cdot \left[ \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{R-1/R} - 1 \right]$$

其中  $R$  為壓縮係數，空氣為 1.395

如係由鼓風機之標準性能曲線查出驅動馬力為  $HP_c$ ，則須經修正其實際所需之驅動馬力 ( $HP_s$ )。

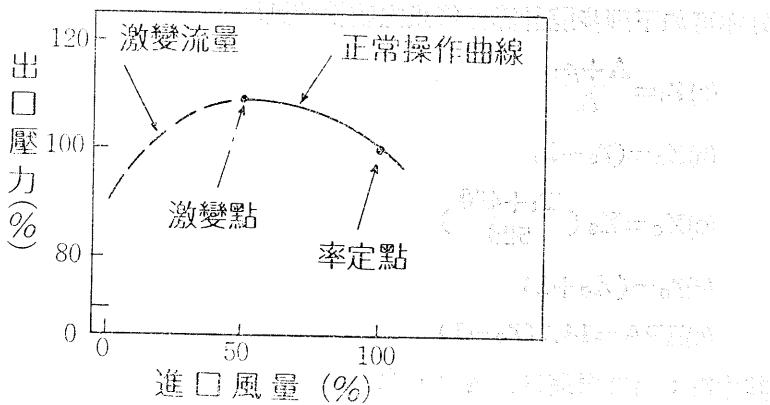
$$HP_s = \left( \frac{A}{14.7} \right) \left( \frac{528}{460 + T_1} \right) HP_c$$

一般對於風量大於 15,000 cfm 之離心式鼓風機效率為 0.7~0.8；而風量小於 15,000 cfm 之回轉式鼓風機效率為 0.67~0.74。又一般鼓風機對散氣式曝氣系統生物處理法所傳送之氧量為 1.5~2.5 lbs/hp/hr。

## 7. 鼓風機於操作上之困擾及其防止對策

### (1) 激變現象

如關小離心式鼓風機之出口風量時會增加系統阻力，當其阻力大於鼓風機所能產生之風壓時，則發生脈動現象 (pulsation)，其放出風量受到阻礙而發生噪音引起振動，以致於鼓風機無法運轉，此種現象稱為激變現象 (Surging)，發生激變之範圍如下圖十七所示。



圖十七 激變現象與出口風壓及進口風量之關係圖

一般而言，發生激變點隨著葉輪的設計法、壓力之高低以及鼓風機之形式而異，大都發生在設計風量之50%左右。如果壓力愈高，動力愈大，激變現象也愈顯著而無法正常運轉；反之，風壓低，動力小的機器即使稍微發生激變現象，亦可能不受注意而繼續運轉。

吾人須留意的是即使輕微之激變亦可能造成鼓風機本身甚或整個供氣系統之損害。為了避免發生激變現象，須使曝氣系統之所需風量大於鼓風機之最小安全風量，即遠超過激變點。另有防止發生激變現象之方式如下：

- ⑧放掉或繞流出口之風量。
- ⑨限制進口風量之流通。
- ⑩調整馬達之轉速。
- ⑪調整葉片之角度。
- ⑫降低系統壓降。

### (2)噪音困擾

鼓風機之操作運轉，將對周圍環境將會引起噪音問題，尤其是經加速之馬達帶動鼓風機者，其發生之噪音問題更為嚴重。故設計工程師亦須對此問題留意，以臻盡善盡美。

一般人對於80分貝(dB)之噪音量尚可被接受；如噪音介於80~90分貝之間，則尚能某種程度之忍受；如超過90分貝以上，則其噪音將令人十分厭煩。故考慮噪音之擴散須於鼓風機送風系統中之任何點1公尺外之噪音以不超過80分貝為原則。當然，尚須配合當地有關噪音防治法規及工業安全條例。

鼓風機如係安裝於密閉之機械房內，則採用雙層隔牆，內置波麗龍將是最有效之噪音防制方法；較為簡單者，可於機械房四周牆貼波麗龍板、或用磚塊作為隔牆而表面未經水泥砂漿粉刷或貼其他良好之隔音之建材等均可酌量減少回音。此外，於送風管中線亦會產生噪音，最主要是由氣體在管線中之流動所引起，故設計之空氣流速不宜過大。最重要者，於鼓風機之進出口管線中均加裝消音器(Silencer)將可有效地減少噪音。

### (3)鼓風機或散氣器之阻塞

鼓風機操作進行中，由於吸入口吸進大量之空氣，如未能篩濾，則污穢之空氣進入鼓風機或散氣器中，勢必影響原有機械性能以及設計功能。

乾式之空氣過濾器乃為理想之鼓風機過濾器，可有效地篩除有害污穢物及外來之物質。其設計規範要求為至少有90%以上之效率可去除 10micron 或更小之空氣顆粒，對於乾式過濾器均可達到99%以上之效率，該設計須有足夠之空氣過濾器面積始可達到預期效果。同時為了偵測過濾器是否已經阻塞，可於其排出口裝設風量計或差壓計，俾能隨時消除阻塞物，以維護散氣式曝氣系統之機械設備。

### 8. 鼓風機於安裝上應注意事項：

#### 8.1 鼓風機配置之計劃

首先須考慮長時間安全確實的運轉與將來之擴充計劃，然後再慎重決定鼓風機的配置。所以鼓風機房以獨立興建為宜，因其發出噪音與壓縮熱；又該機械主體亦應放置於地板上與其天花板須有起重機裝置，俾便於修理與維護。鼓風機房亦應防止塵埃、濕氣、腐蝕性氣體之侵入，並保持清潔，尚且要設置照明、換氣設備。

鼓風機測定用儀器、與馬達有關之配電盤、或自動調整裝置及控制台等設置地點須於可以看見鼓風機、馬達的控制室內，俾便於操縱與監視。另有關軸承溫度計、震動開關、電流表以及電動機開關為不可或缺之鼓風機偵測儀器。

#### 8.2 基礎之設計

因鼓風機係高速回轉，故薄弱之基礎常是震動之主要原因，因此設計基礎須十分留意。

(1) 基礎重量應為鼓風機重量之二倍以上。

(2) 基礎下部之地盤必須為均質，俾避免發生龜裂現象。

(3) 基礎須為一整體，並具有足夠之剛性。

(4) 基礎與建築物、柱、壁、床等不可直接接觸，又灌造二部以上基礎時，其間均必須斷緣（如安置厚橡膠）以防止傳達震動。

(5) 基礎螺栓必須預埋，如不能鑿埋，其位置需配合鼓風機底座。

(6) 基礎須使用  $210\text{kg/cm}^2$  壓力強度之鋼筋混凝土，於澆灌後須確實保養，並至少須經 14 日後始可按裝鼓風機。

#### 8.3 按 裝

於按裝鼓風機之基座 (Baseplate) 與基礎 (Base) 中間須插入墊板以調整鼓風機之基座為水平，並使基座與基礎間留有空隙，以便灌入混凝土。

大型之鼓風機，墊板要機械加工成為斜面，方能容易地精密調整水平，調整後要固定焊接，使楔板的位置不致因運轉而發生位置變動的情形。

#### 8.4 配管按裝

配管要正確位置，不可使鼓風機有勉強受力的現象，亦不可使管的重量加在鼓風機上，俾避免鼓風機之震動而扭曲配管系統。

### 9. 鼓風機之保養

為了使鼓風機之正常、安全地運轉，保持長久之壽命，故必須充分地保養機器。

#### 9.1 運轉時之保養

機器的運轉情況，每隔一定時間須加以記錄，包括溫度、動力以及起動、停止、使用狀

態的變化等也要詳細記錄。記錄數字如有急遽變化，即可能為發生故障之前兆，須詳加檢討以防患於未然。

## 9.2 停止時之保養

長期停止使用時，也要一年一次或二次的定期檢查。保養不祇是葉輪、機殼、潤滑等機械本身，尚須包括所有附屬之機器或運轉中所使用之測定儀器亦須一併檢查與保養。

# 十、鼓風機送風系統中風量之控制

一個操作之曝氣系統中常因功能設計、處理條件或曝氣槽中溶氧狀況等因素而有調節空氣量之必要。然而欲減少空氣量時，鼓風機之調節風量範圍不能低於激變點（Surge Point），故最多也僅能降低20~30%。又以節省能源之觀點為之，則鼓風機風量之控制，通常於吸入口側減少控制閥之開度。輪機型（Turbo型）鼓風機亦可於出口閥控制之，唯如控制量過大就有震動發生；另回轉式鼓風機如於出口控制風量過大，則往往造成機械本身之破損，故設計者須謹慎為之。

## 1. 控制原理

能有效地控制曝氣池之 DO 不僅對於處理水質或節省能源之觀點均是非常重要。而一般控制方法有以下四種模式：

### (1) 與污水進流量成比例之控制

本模式之控制方式之空氣流量為進入污水量之 3 ~ 7 倍，該倍數須經由長期操作經驗決定之。

### (2) 固定 DO 值控制方式

即以維持曝氣池中 DO 一定值作為生物反應之指標來控制空氣流量，本方式於曝氣池中之溶氧量平衡可由下式表示之：

$$\frac{d(\text{DO})}{dt} = \text{KLa} (\text{DO}_s) - \text{Rr}$$

其中 DO : 溶氧量 ( $\text{mg}/\ell$ )

KLa : 總傳氧係數

DO<sub>s</sub> : 飽和溶氧濃度 ( $\text{mg}/\ell$ )

Rr : 耗氧率 ( $\text{mg}/\ell/\text{min}$ )

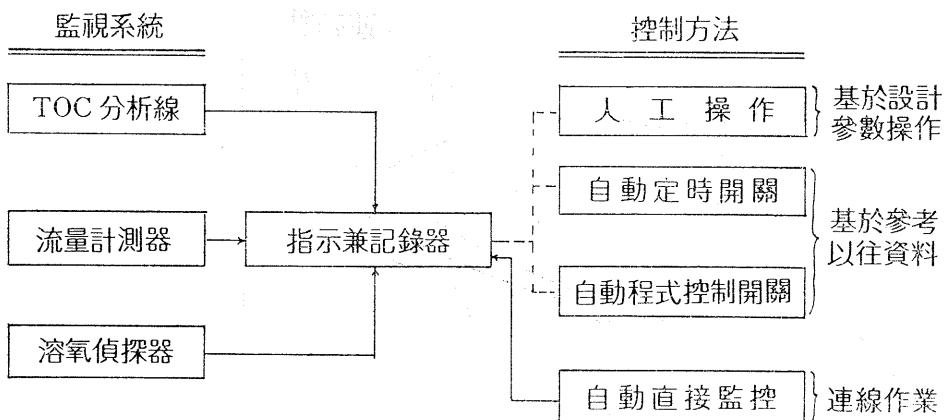
### (3) 固定 DO 值與進流污水量調整一併控制

本控制方式即於固定 DO 值控制外，並針對進流污水之改變隨時調整空氣流量，俾較能準確地供給所需氧量。

### (4) 藉攝氧率控制 DO 值

本模式乃藉曝氣池中微生物之攝氧率與 DO 值間之關係來控制空氣流量，唯本法涉及較為複雜之理論及儀錶設備，其維護費用亦高。

基於以上控制原理，設計者可利用如圖十八之流程作為儀錶程序控制。



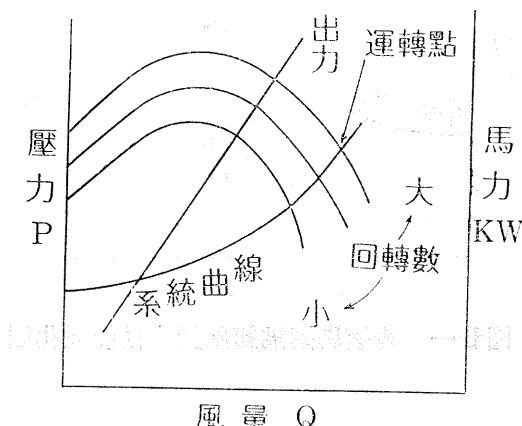
圖十八 輸氧儀控流程圖

## 2. 控制方法

控制空氣流量之方法，除了回轉式鼓風機因其性能關係，僅能利用多台並聯運轉及改變轉速控制外，輪機型鼓風機則可作多種方式控制流量，茲介紹其控制方法以及其引起鼓風機性能之改變情形。

### (1) 調整吸入口控制閥

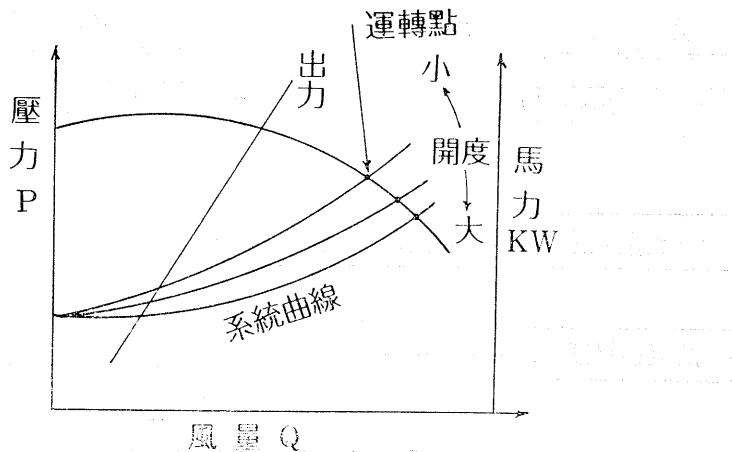
此包括調節鼓風機葉片之角度以及吸入口之空氣流量兩種方式。其操作時送風量與壓力之關係如下圖十九，本控制方法之原理較為簡單，對節省能源之效果亦最大，為最普遍使用之空氣流量控制方式。



圖十九 控制吸入口風量之性能變化圖

### (2) 調整出口控制閥

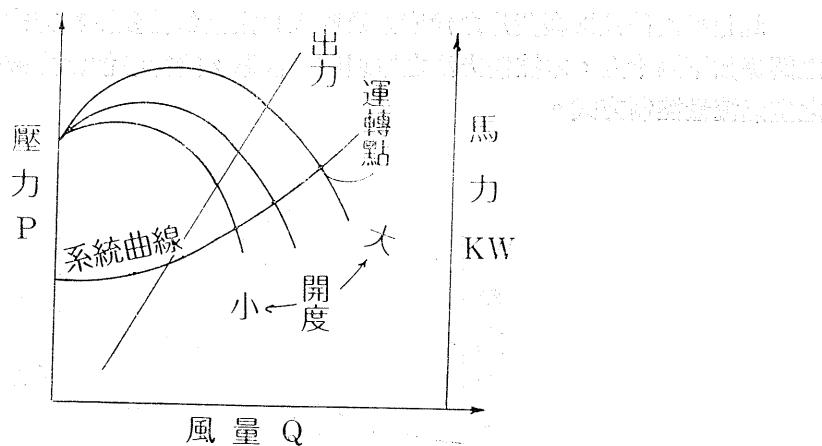
即調節鼓風機出口控制閥，以增加或減少系統曲線之壓降，而達到控制空氣流量之目的。其操作之性能關係如下圖廿，本方式之鼓風機性能運轉曲線並未改變，其節省能源亦極為有限，較少被應用。



圖廿 控制出口風量之性能變化圖

### (3)控制回轉數

即利用變速馬達來控制鼓風機之轉速，以達到控制空氣流量之目的。其運轉之性能關係如下圖廿一，本控制方式僅適用於小馬力之鼓風機（約50馬力以下），如為大馬力之鼓風機，縱然其初設費及維護費均高，但其優點為能大量節省能源。



圖廿一 變速馬達調節風量之性能變化圖

### 3. 經濟效益

根據日本下水道協會提出之研究報告指出：一個良好之散氣式自動控制供氧量曝氣系統，其在能源消耗上可從  $1.8\text{KW/kg}$ 、 $\text{BOD}$  降至  $1.1\sim1.3\text{KW/kg}$ 、 $\text{BOD}$  之間，節省能源幅度達  $25\sim40\%$ 。故如以長期運轉觀點而言，其控制系統之初期投資是值得的。