

第九篇

流體機械

目 錄

頁

第一章 空氣機械概論

1.1 氣體的性質	9— 1
1.2 動力及效率	9— 3
1.3 分類、比較與應用	9— 6

第二章 輪機形扇風機、鼓風機與壓縮機

2.1 離心式送風機的理論	9— 15
2.2 離心式扇風機、鼓風機與壓縮機	9— 19
2.3 軸流式送風機的理論	9— 26
2.4 軸流式扇風機、鼓風機與壓縮機	9— 36
2.5 風量的調節方法	9— 42
2.6 聯合運轉	9— 43
2.7 激變現象與其防止法	9— 43

第三章 排量形鼓風機與壓縮機

3.1 旋轉式鼓風機與壓縮機	9— 45
3.2 往復式壓縮機	9— 50

第四章 真空泵

4.1 真空泵概論	9— 60
4.2 真空泵的種類	9— 62
4.3 往復式真空泵	9— 64
4.4 油旋轉真空泵	9— 64
4.5 液封真空泵	9— 68
4.6 魯氏真空泵	9— 70

4•7	機械式助力機	9— 71
4•8	輪機形真空泵	9— 72
4•9	分子真空泵	9— 73
4•10	蒸汽噴射真空泵	9— 74
4•11	液體噴射真空泵	9— 79
4•12	凝結真空泵	9— 81
4•13	集質離子真空泵	9— 84
4•14	震盪離子真空泵	9— 85
4•15	真空泵的用途	9— 85

第五章 風力機

5•1	風力機的種類	9— 89
5•2	風力機的特性	9— 90
5•3	風力機的計畫	9— 92

第六章 水力機械概論

6•1	前言	9— 93
6•2	定義及分類	9— 93
6•3	水之物理性質	9— 95

第七章 水輪機

7•1	水輪機要項	9—100
7•2	帕爾登水輪機	9—102
7•3	法式水輪機	9—105
7•4	軸流水輪機	9—110
7•5	水輪機之特性	9—112

第八章 離心泵

8•1	泵之要項	9—114
8•2	離心泵之種類	9—117
8•3	離心泵之構造	9—120
8•4	離心泵之理論揚程	9—120
8•5	離心泵之水力損失	9—122

8•6 離心泵之效率	9—123
8•7 泵之相似法則	9—124
8•8 離心泵之特性	9—124
8•9 離心泵之運轉	9—125

第九章 軸流泵

9•1 構造及特徵	9—128
9•2 理論	9—129
9•3 軸流泵之性能	9—131
9•4 斜流泵	8—132
9•5 各種旋輪泵之性能比較	9—133

第十章 往復泵

10•1 動作原理	9—135
10•2 往復泵之型式	9—135
10•3 往復泵之構造	9—135
10•4 往復泵之理論	9—137
10•5 蒸汽直動活塞往復泵	9—139
10•6 曲軸式往復泵	9—140
10•7 往復泵之使用保養	9—140

第十一章 特殊泵

11•1 再生泵	9—142
11•2 噴流泵	9—143
11•3 氣泡泵	9—146
11•4 水擊泵	9—148

第十二章 液壓機器

12•1 液壓系統	9—150
12•2 液壓泵	9—190
12•3 液壓控制閥	9—155
12•4 液壓操作器	9—159
12•5 油箱	9—160

第九篇

流體機械

黃博治 陳義男

第一章 空氣機械概論

1.1 氣體的性質

氣體 (gas) 屬於流體的一種，它可隨任何儲存容器的形狀變形且充滿其空間。氣體包括空氣及其他氫氣、氧氣等各種不同的氣體。

所謂「空氣機械」乃是以氣體為對象的流體機械，故其正確名稱應該是「氣體機械」，但氣體中以空氣最為廉價普遍，且世間所使用的氣體機械又以空氣為最主要對象，故以「空氣機械」一詞泛稱所有的氣體機械。

1.1.1 各種氣體的物理性質

各種氣體有不同的物理性質，現將其代表性的氣體就其與空氣機械有關之性質列於表 1.1。

表 1.1 各種氣體的物理性質

氣 體 名 稱	分子式	分子量 m	氣體常 數 R m/°C	比重量 γ 760 mmHg 0°C	比熱 Kcal/kg°C		比 熱 比 K = C_p/C_v
					C_p 15°C	C_v 15°C	
乾燥氣體	—	28.968	29.27	1.293	0.241	0.172	1.401
氧 氣	O ₂	32.000	26.50	1.429	0.218	0.156	1.400
氮 氣	N ₂	28.020	30.26	1.251	0.249	0.178	1.401
氫 氣	H ₂	2.016	420.6	0.0899	3.408	2.42	1.407
一氧化碳	CO	28.000	30.29	1.250	0.248	0.177	1.404
二氧化碳	CO ₂	44.000	19.27	1.964	16°C 0.200	16°C 0.153	1.302
二氧化硫	SO ₂	64.070	13.24	2.857	0.152	0.109	1.39

表 1.1 各種氣體的物理性質 (續)

氣 體	分子式	分子重量 m	氣體常數 R m/°C	比重 γ 760 mmHg 0°C	比熱 Kcal/kg°C		比熱比 K=C _p /C _v
					C _p 15°C	C _v 15°C	
氮 氣	NH ₃	17.034	49.78	0.760	14°C 0.514	14°C 0.393	1.309
乙 炔	C ₂ H ₂	26.016	32.60	1.161	0.383	0.304	1.26
甲 烷	CH ₄	16.032	52.89	0.715	0.528	0.403	1.31
乙 烯	C ₂ H ₄	28.032	30.25	1.260			
丁 烷	C ₄ H ₁₀	58.10	14.65	2.585			
乙 烷	C ₂ H ₆	30.07	28.00	1.356	0.382	0.313	1.22
丙 烷	C ₃ H ₈	44.09	19.4	1.970			
氯 氣	Cl ₂	71.00	11.55	3.167	0.115	0.085	1.36
氟 氣	F ₂	19.00	22.2	1.71			
水 蒸 氣	H ₂ O	18.016	47.07	100°C 0.598	100°C 0.490	100°C 0.368	1.33
氮 合 成 氣 體 0°C lata*	—	—	99.55	0.3679	0.8055	0.573	1.406

* lata 為工程單位，數值為 735.52 mmHg

1.1.2 空氣的比重與黏度

乾空氣的比重可由下式計算而得：

$$\gamma = 1.2931 \times \frac{273}{273+t} \times \frac{P}{760} \text{ kg/m}^3$$

t 為溫度 °C，P 為壓力 mmHg (0°C 之值)。濕空氣時將上式中之 P 改為 (P - 0.378 ϕ F) 代入，其中 ϕ 為相對濕度，F 為 t°C 之飽和水蒸氣壓力 mmHg。

至於密度 (density) ρ 則為 $\rho = \gamma/g$ 。空氣於 t°C 之黏度 (viscosity) 為：

$$\mu = 1.7580 \times 10^{-6} \times \frac{380}{380+t} \times \left(\frac{273+t}{273} \right)^{3/2} \text{ kgs/m}^2$$

動黏度 (kinematic viscosity) 為 $\nu = \mu/\rho \text{ m}^2/\text{S}$

1.1.3 標準空氣

標準空氣指溫度 20°C ，絕對壓力 760 mmHg ，相對濕度為 65% 之濕空氣，其 1 m^3 的重量為 1.20 kg ，此數值在空氣機械計算中最為常用。

1.1.4 標準大氣

北半球中緯度地區的平均大氣溫度、壓力及密度依高度之變化大致可由下式表示。標準大氣乃指此種假想之大氣而言。

假設海面上的高度為 $z\text{ km}$ 時，在 $z \leq 11\text{ km}$ 的範圍（對流層）內：

$$t = t_0 - 6.5 z, \quad P/P_0 = (1 - 0.0225z)^{5.256}$$

$$\rho/\rho_0 = (1 - 0.02257z)^{4.256}$$

在 $z \geq 11\text{ km}$ 的範圍（同溫層）內：

$$t = -56.5, \quad P/P_0 = 1.266e^{0.1578z}$$

$$\rho/\rho_0 = 1.684e^{-0.1578z}$$

式中 t 為溫度 $^{\circ}\text{C}$ ， P 為絕對壓力， ρ 為密度。附字「0」為海面之意，當 $t_0 = 15^{\circ}\text{C}$ 時， $P_0 = 760\text{ mmHg} = 1013.25\text{ mb} = 10332\text{ kg/m}^2$ ， $\rho_0 = 0.1250\text{ kgs/m}^3$ 。

1.2 動力及效率

首先說明動力及效率的各種符號。

L_{ad} ：理論絕熱壓縮動力 kW ， L_{at} ：理論等溫壓縮動力 kW ， Q_t ：換算為入口狀態的體積流量 m^3/min ， P_{it} ：入口全壓（絕對壓力） kg/m^2 ， P_{id} ：出口全壓（絕對壓力） kg/m^2 ， P_{it} ：入口靜壓（絕對壓力） kg/m^2 ， P_{id} ：出口靜壓（絕對壓力） kg/m^2 ， q_t ：入口動壓 kg/m^2 ， q_d ：出口動壓 kg/m^2 ， K ：比熱比， N ：中間冷却器的數目， r ：比重量 kg/m^3 ， w ：速度 m/s 。

假設氣體為不可壓縮（incompressible）時（速度約 100 m/s 以下）：

$$P_{it} = P_{st} + q_t, \quad P_{id} = P_{sd} + q_d$$

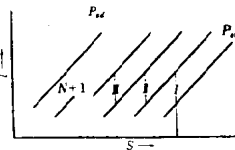
$$q = \frac{\gamma}{2g} w^2$$

1.2.1 理論絕熱壓縮動力

扇風機、鼓風機、壓縮機的理論絕熱壓縮動力以下式表示：

$$L_{ad} = \frac{(N+1)K}{K-1} \frac{P_{it}}{6120} \frac{Q_t}{\left\{ \left(\frac{P_{id}}{P_{it}} \right)^{\frac{K-1}{(N+1)K}} - 1 \right\}} \text{ kW}$$

上式假設以 T-S 圖表示時，如圖 1.1 所示，壓縮機分成 I、II、III……N+1 等壓縮單，其間以 N 部中間冷却器加以冷却，且各單之壓力比相等，又各單之出口溫度均冷却至最初之入口溫度。



壓力比甚高之壓縮機可以忽略其動壓，故其 P_{1d} 、 P_{1t} 可直接以 P_{1d} 、 P_{1t} 代替。

P_{1d}/P_{1t} 約在 1.2 以下時，可用下列之近似式表示：

$$L_{ad} = \frac{Q_t}{6120} \left\{ (P_{1d} - P_{1t}) \times \left(1 - \frac{P_{1d} - P_{1t}}{2 K P_{1t}} \right) + (q_d - q_t) \right\} \text{ kW}$$

P_{1d}/P_{1t} 在 1.03 以下時，可進一步使用下列之近似式表示：

$$L_{ad} = \frac{Q_t}{6120} \{ (P_{1d} - P_{1t}) + (q_d - q_t) \} \text{ kW}$$

1.2.2 理論等溫壓縮動力

在 L_{ad} 之式中，中間冷却器的數目 N 為無窮大 ∞ 時，即為理論等溫壓縮動力：

$$\begin{aligned} L_{it} &= \frac{P_{1t} Q_t}{6120} \log_e \left(\frac{P_{1d}}{P_{1t}} \right) \text{ kW} \\ &= \frac{P_{1t} Q_t}{2658} \log_{10} \left(\frac{P_{1d}}{P_{1t}} \right) \text{ kW} \end{aligned}$$

1.2.3 效率

空氣機械效率的表示方法甚多，以下一一介紹其定義：

- a. 全絕熱效率 理論絕熱壓縮動力 L_{ad} 與軸動力 L 之比。

$$\eta_{i,ad} = L_{ad}/L \times 100\%$$

- d. 全等溫效率 理論等溫壓縮動力 L_{it} 與軸動力 L 之比。

$$\eta_{i,it} = L_{it}/L \times 100\%$$

- c. 機械效率 軸動力 L 減去機械損失動力 L_m 之差值與軸動力 L 之比。

$$\eta_m = (L - L_m)/L \times 100\%$$

- d. 絕熱效率 理論絕熱壓縮動力 L_{ad} 與軸動力 L 減去機械損失動力 L_m 的差值之比。

$$\eta_{ad} = L_{ad}/(L - L_m) \times 100\% = \eta_{i,ad}/\eta_m \times 100\%$$

e. 等溫效率 理論等溫壓縮動力 L_{is} 與軸動力減 L 去機械損失動力 L_m 的差值之比。

$$\eta_{is} = L_{is} / (L - L_m) \times 100\% = \eta_{is} / \eta_m \times 100\%$$

f. 絕熱溫度效率

$$\eta_\theta = (T_d' - T_i) / (T_d - T_i) \times 100\%$$

T_i : 入口全溫度 °K

$T_d' = T_i (P_{id} / P_{it})^{(K-1)/K}$ 理論絕熱出口全溫度 °K

$T_d = T_i (P_{id} / P_{it})^{(n-1)/n}$ 實際出口全溫度 °K

n : 多變指數

K : 比熱比

g. 多變效率 多變效率 η_p 為多變壓縮的功 H_p 與實際給予氣體的功 H 之比。

$$\eta_p = H_p / H = \frac{n}{n-1} \frac{K-1}{K} = \frac{K-1}{K} = \frac{\log_e (P_{id} / P_{it})}{\log_e (T_d / T_i)}$$

其中多變壓縮的功 H_p 表示如下:

$$H_p = RT_i \frac{n}{n-1} \left\{ \left(\frac{P_{id}}{P_{it}} \right)^{(n-1)/n} - 1 \right\} \text{ kgm/kg}$$

而實際給予氣體的功 H 表示如下:

$$H = \frac{C_p}{A} (T_d - T_i) = RT_i \frac{K}{K-1} \left\{ \left(\frac{P_{id}}{P_{it}} \right)^{(n-1)/n} - 1 \right\} \text{ kgm/kg}$$

圖 1.2 表示 η_p 與 η_{ad} 的關係。橫軸 P_2/P_1 為壓力比，即 1.2.1 項之 P_{id}/P_{it} ，慣例上以 P_2/P_1 代替。從此圖可知 η_p 大於 η_{ad} ，且在 η_p 相同的條件下，壓力比越大時 η_{ad} 之值越低。

(h) 體積效率 排量形空氣機械之體積效率為實際出口空氣量換算成入口狀態的空氣量 Q 與理論上的容積排氣量 (displacement) Q_{ia} 之比。輪機形因其原理不同，無此種定數之體積效率。

$$\eta_v = Q / Q_{ia} \times 100\%$$

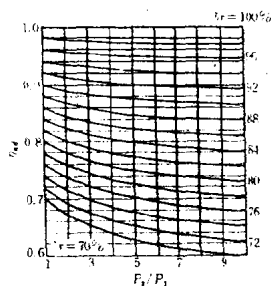


圖 1.2 η_p 與 η_{ad} 之關係

1.3 分類、比較與應用

1.3.1 分類

空氣機械依能量轉換的方向可分為二類。第一類係將氣體所擁有的能量轉變為機械能量，譬如風力機、空氣輪機等。第二類是將機械能量轉變為氣體能量，

名稱	送風機		壓縮機
	1000 mmAq 未満	1 以上 10 mmAq 未満	1 kg/cm ² 以上
軸流式			
螺旋式			
往復式			

圖 1.3 送風機壓縮機的分類

即提高氣體的壓力、速度，譬如扇風機、鼓風機、壓縮機皆屬於此類。

扇風機、鼓風機與壓縮機可分為輪機形與排量形二種。輪機形是將裝置於氣體中的葉輪高速旋轉，增加通過葉片的氣體運動量；藉此提高壓力與速度。排量形是壓縮獨立空間內的氣體體積以提高其壓力。

其次，輪機形又可細分如下：

1. 軸流式 氣體流動方向為軸向，利用葉片的升力以獲得能量。
2. 離心式 氣體流動方向在葉片處呈半徑方向，利用離心力以獲得能量。
3. 混流式 介於1、2二式之間，流動方向呈斜向。空氣機械甚少採用。

排量形亦可細分如下：

1. 旋轉式 利用機殼內之特殊轉子旋轉。
2. 往復式 利用活塞或柱塞呈往復運動。

扇風機、鼓風機與壓縮機的機種甚多，名稱也相當煩雜，大致可排列如圖1-3。圖中以錶壓力 1 mAq 與 1 kg/cm^2 為基準（壓力比各自為 1.1 與 2），分為扇風機（fan）、鼓風機（blower）、壓縮機（compressor），其中扇風機與鼓風機常合稱為送風機。在離心式中，依葉片的出口角度大於 90° 、近於 90° 、小於 90° ，可分為多翼式（multi-blade）、徑向式（radial）、輪機式（turbo）；此三種亦可由葉片出口角度與轉向的相對關係稱為前向（bending forward）、徑向（radial）、後向（bending backward）。

至於機器名稱可依軸流、多翼、徑向……等附加扇風機、鼓風機、壓縮機而成為軸流扇風機、多翼扇風機、徑向鼓風機、螺旋壓縮機、往復壓縮機等等。

送風機或壓縮機若在入口連接管路抽氣，則稱為排風機（exhauster）或真空泵（vacuum pump），構造與壓縮機、送風機幾乎完全相同，祇是使用方法不同而已。

1-3-2 適用範圍

各種形式的空氣機械在性能上都有風量、壓力的適用範圍。當所需之風量與壓力一經決定，可由圖 1-4 選擇最適當的形式。各形式的使用範圍並非固定不變，尤其是在分隔線附近，隨著時代的進步，年年都有新產品問世，因此性能的分隔線可能稍有變動。至於重複部份之內，所適用的機種不僅僅一種，實際選用時必須檢討比較各種形式的特性與所需經費等問題。

機器形式林林總總各有其獨特的特徵，選用時必須以適合使用為首。通常無

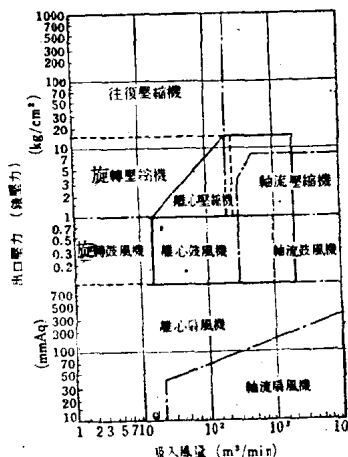


圖 1-4 送風機壓縮機的適用範圍

法由一般條件統籌決定，以下說明個別的特殊情況。

關於使用條件分述如下：

1. 因空氣機械是其送風抽風或真空系統之主要的一因素 (component)。故除了考慮機器單獨運轉的特性外，還要考慮全部送風、抽風或真空系統之常時或變化時之特性及需要 (requirement) 是否能相配合。
2. 原動機の種類是否配合計劃值的裕度。
3. 對於高溫氣體的熱膨脹、耐熱材料、軸承冷却等問題的處理或對於會引起腐蝕、磨損之氣體的適當材料、構造等。
4. 噪音是否構成工作上的妨礙。
5. 運動操作與保養的難易。

關於經費條件分述如下：

1. 設備費除壓縮機或送風機之外，尚需原動機、基礎、建築、配管及其他裝置等費用。
2. 折舊費。

3. 直接運轉費包括動力費、潤滑油及冷却水費。
4. 保養費包括消耗品費與修理費。
5. 操作管理所需之人員費用。
6. 實際操作使用率(運轉時間)。

1.3.3 比速率

輪機形(軸流式或離心式)之形狀、性能的比較可用比速率(specific speed) N_s 表示。假設轉速為 N , 風量為 Q , 壓縮壓力頭為 $H=P_2/\gamma(P_1$: 全壓, γ : 比重量) 時:

$$N_s = NQ^{1/4}/(P_2/\gamma)^{3/4} = NQ^{1/4}/H^{3/4}$$

N_s 並非無因次, 其數值隨單位的取法而異。一般採用 N_{rpm} 、 Q m³/min (入口風量)、 H_m 表示者較多, 以上係以單吸入、單級之值為準。至於雙吸入葉輪則需採用 $Q/2$, 多級式則 H 採用每一級的數值。

若一葉輪可同時得到單位風量與單位壓力頭時, 其轉速即為比速率 N_s 之數值。對於幾何形狀相似的葉輪, 其比速率皆相同。 N_s 為表示各種性能、規格的重要數值。

比速率小時, 葉輪的內徑與外徑之比較小, 風量小、壓力高, 屬於葉片通路長、寬度較窄的離心式; 比速率增大時, 內徑與外徑之比漸大, 葉片寬度也漸寬。當比速率更大時, 則由離心式轉變為軸流式, 風量大、壓力低為其特徵。

對於已經設置完成的送風裝置而言, 選擇適合此計劃的送風機乃是最重要的問題。如果是初次設計裝置, 送風阻力與送風量的計算相當困難且不易準確, 為顧及安全可將風量與風壓稍取較大之值。裕度過大時, 現場運轉的結果會超過實際的需要狀態, 雖然關小閥門或降低轉數運轉可以補救, 但仍會招致相當大的動力損失, 即使選用效率高、價格昂的機種仍無補於事。因為此時使用點不僅效率

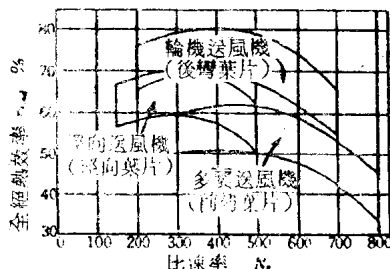


圖 1.5 各種送風機的比速率與全絕熱效率的關係

低，同時會向左移動而接近激變點，以致能夠安心使用的範圍縮小。這些問題都是計劃送風裝置時所應注意的事項。

圖 1.5 表示各種送風機的比速率與全絕熱效率的關係。

1.3.4 比較與選擇

a. 軸流式送風機與離心式送風機

軸流式送風機的優點如下：

1. 比速率 N_s 較大，高速旋轉，適用於低壓、大風量，並且可將葉輪直接裝於電動機軸上使用，小型量輕，效率高。軸流式送風機能在機軸方向抽風或送風，便於裝置在管路中途。

2. 利用葉片的可變節距裝置可防止效率降低，而且能在寬廣範圍裡調節風量。此外，逆轉時亦可逆向送風。

但其缺點如下：

1. 壓力或效率的特性曲線斜度較為陡直，由最大流量到激變點的風量範圍甚為狹小，當使用於設計點之外時，效率會急遽下降。此缺點可利用葉片的可變節距裝置防止之。

2. 葉片的性能對於塵埃附着或腐蝕等非常敏感，容易導致效率降低。此缺點可利用除塵裝置或採用特殊耐蝕材質防止之。

3. 噪音因高速旋轉而增大，可採用增加級數、降低轉數或消聲裝置等對策消彌之。

關於軸流式送風機或離心式送風機的選擇基準舉例說明如下：

1. 當風量的大小變動較大，操作的安定性重要時，採用輪機送風機比多翼送風機為適當。

2. 風量變動顯著或阻力曲線難以預測，且期待在寬廣範圍之下獲得高效率時，採用輪機送風機或可變節距軸流式送風機較佳。

3. 驅動動力較大且必須連續運轉時，例如火力發電廠、鍋爐扇風機或炭坑的主扇風機等，可採用高效率的軸流扇風機以節省動力。

4. 多翼扇風機所需動力隨風量的增加而增大。而軸流扇風機則反之。所需動力在關閉點時最大，風量最大時為最小。因此決定原動機容量大小時，必須針對此點慎重考慮。

送風機的特性如圖 1.6 所示，由於形式的不同而有所差異。因此在選擇機種時應特別注意壓力、動力、效率的趨勢，亦即特性曲線的形狀要適合使用條件。

b. 軸流式壓縮機（送風機）與離心式壓縮機（送風機） 在上項中所提

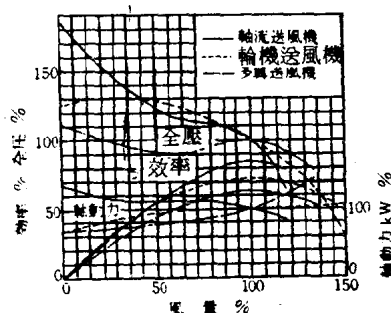


圖 1-6 各種送風機的特性曲線

及的各種優缺點也適用於多級式的鼓風機或壓縮機，亦即軸流式的效率高於離心式，可高速旋轉，適於大風量。在同一周速之下，軸流式的壓力比雖然比不上離心式，但是氣體流動方向為軸向，且外型與安裝基礎面積皆較氣體流動呈半徑方向的離心式為小。軸流式的缺點是特性曲線較為陡直，安定使用範圍狹窄（對策：可變節距葉片）。葉片表面附着塵埃會導致性能降低（對策：加除塵裝置）等。對於風壓改變而風量不可變動太大的特殊情形，選用具有陡直特性的軸流式較佳，否則可採用安定範圍較廣的離心式。

軸流式每一級的壓力比已較昔日增高，不僅漸有低風量、高壓力的趨勢，而且已侵入離心式的領域，但是葉片的周速却受到馬赫數（Mach number）限制。離心式雖然也由於周速提高而逾越往復式的領域，可是受葉輪材料的強度影響，其周速無法過份提高。

都市瓦斯的壓送、氧氣分離裝置等大風量、高壓力比之機器往往採用低壓側為軸流式而高壓側為離心式二者聯結使用的配置，此乃軸流式與離心式相互巧妙運用的一例。

c. 離心式壓縮機與往復式壓縮機 離心式壓縮機是一種旋轉而非往復運動的機器。其優點如下：

1. 即使風量大，其外形小，振動少，按裝面積與基礎皆小。
2. 內部無需潤滑油，故送出之氣體不含油份。
3. 往復式的接觸摩擦部份較多，影響效率降低。離心式的接觸部份祇有軸承一處。
4. 離心式為連續旋轉，無脈動現象，無需空氣貯筒。

5. 離心式的壓力上升有一定的極限，無需安全閥等設備。
6. 往復式的轉速較低，必須採用極數較多的電動機或減速裝置；離心式則可與電動機或蒸氣輪機直結運轉。
7. 離心式無往復的閥類裝置，所以故障少，運轉確實，操作容易。

離心式的缺點如下：

1. 往復式的壓縮效率比離心式高，即使風量小也容易提高壓力比；離心式每級的壓力比較低，增加級數才能得到高壓力比。
2. 往復式的壓力上升不受所使用的氣體影響，而離心式的壓力上升主要隨其氣體的比重量成比例變化。

3. 往復式的風量大小與壓力的變化關係不大；而離心式在風量小時會發生激變現象，呈現不安定狀況，需要激變防止裝置。

4. 離心式的噪音較往復式為高。

d. 離心式與旋轉式 如圖 1.7 所示，關小旋轉式的出口閥時，壓力比會增大，所需動力亦隨之增高。離心式在減小流量時，壓力比漸漸增大，達到最高點之後又會漸次降低，其間會發生激變現象，至於動力則繼續下降。

旋轉式的優點是轉速一定時，流量大致保持一定與壓力比無密切關係。離心式則因管路阻力的變化會引起流量的激烈增減。旋轉式的轉速縱使發生變化，祇要調整出口閥即可防止壓力大幅下降，且維持流量與轉速成比例變化。旋轉式的缺點是壓力急遽變化（尤其是魯氏式），軸承會受到偏向荷重，滑葉式由於轉動部份的摩擦較易引起故障。此外，旋轉式的噪音也較大。

e. 旋轉式與往復式 旋轉式無往復運動，其轉速可提高而與原動機直結使用，故輕量小型，按裝面積小，亦可設計成移動式（滑葉式），且無需入口閥或出口閥，因此送出氣流的脈動小，空氣貯筒亦可縮小。容量小者效率較離心式為優，但高壓者反較往復式為劣。

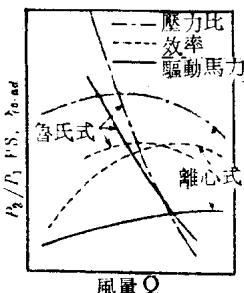


圖 1.7 離心式與旋轉式（魯氏式）的性能比較

1.3.5 適應用途

各種空氣機械由於性能的大小，氣體流動的方向、構造的差異等因素，其適應用途因而有所不同。一般而言，輪機形的風量較排量形為大，但壓力較低。在輪機形之中，風量的大小又可依軸流→多翼→徑向→透浦的順序漸漸減小，而壓

力正好呈相反方向的趨勢。

機型選用不當時，非僅耗費電力，使用效率不佳，嚴重時機器可能完全無法使用，導致工程進度的延誤等諸多方面的損失。因此在決定機種時，必須依據使用用途並配合所需之性能加以慎重選擇，以期順利完成工作。

表 1·2、表 1·3、表 1·4 分別表示送風機、鼓風機、壓縮機的適應用途。

表 1·2 送風機的適應用途

用 途	機 型	輪 機 型				用 途	機 型	輪 機 型			
		軸 流 式	多 翼 式	徑 向 式	輪 機 式			軸 流 式	多 翼 式	徑 向 式	輪 機 式
高爐	氣體				○	旋	密				○
焦炭	氣體			○	○	微粉	炭燃燒裝置				○
燒結	礦冷	○		○	○	空氣	輸送				○
熔鐵	爐				○	建築	物換氣	○	○		○
焙亞	硫磺			○	○	空氣	節調裝置		○		○
調礦	酸質		○	○	○	船舶	換氣	○	○		
降鍋	爐				○	機器	冷卻	○	○		○
	山道	○	○		○	冷卻	塔	○			
	爐	○	○		○	除塵	裝置			○	○
		○	○	○	○						

表 1·3 鼓風機的適應用途

用 途	機 型	輪 機 型			排 量 型	用 途	機 型	輪 機 型			排 量 型
		軸 流 式	徑 向 式	輪 機 式				軸 流 式	徑 向 式	輪 機 式	
煉鐵	爐			○		製紙	工業			○	○
轉爐	爐	○	○	○		燒結	機		○	○	
廢水	處理			○	○	亞硫酸	氣體			○	
渣炭	機			○	○	焦炭	爐		○	○	○
空氣	輸送			○	○	都市	瓦斯		○	○	○
真空	掃		○	○	○	高爐	氣體			○	