

壓縮空氣供氣系統節能手冊

撰寫人：莊朝焮

財團法人中技社節能技術發展中心

目 錄

一、前言	1
二、壓縮空氣供給系統概論	2
三、壓縮空氣系統檢測	13
四、空氣壓縮機節能措施	18
五、空氣調質設備節能措施	33
六、壓縮空氣管線節能措施	40
七、編後語	50
八、參與文獻	51

一、前言

近年來，由於自動化設備在各行各業的普及，而氣動設備的安全、潔淨、易於控制、取得容易等有利因素，因此被廣泛應用於自動化設備上。但為提供壓力、潔淨程度適合之壓縮空氣，各工廠必須安裝、配置一壓縮空氣供給系統；然而對此系統的管理上，由於大部份供氣系統除安裝壓力錶外，並無安裝其他合適的計量儀錶，如流量計、電力瓦時錶、溫度計等，對於所使用系統之運轉狀況，如現場實際需求量、實際供氣量、壓縮機供氣效率、現場洩漏量等，無法充份掌握，進而適時的提出各項改善方案，降低壓縮空氣系統的運轉成本。

財團法人中技社節能技術發展中心(以下簡稱本中心)多年來協助政府及產業界推動能源節約工作，有鑒於業者對於壓縮空氣系統的倚重，但又無法由既有儀錶之數據上，得知空氣壓縮機的日耗電量、產氣量、日負載、能源效率、空氣管線的洩漏量等更進一步資訊，進而研判出系統上的各種問題，並尋求解決之道；為此本中心於多年前，自加拿大引進較為簡易之檢測技術，經多年來協助業者分析、診斷各種壓縮空氣系統，前後共檢測過數十個工廠上百部各式空氣壓縮機，協助業者發掘出壓縮空氣系統使用上的各種問題，並提出各項對策，以供其參考改善。本手冊即將過去幾年服務所得之經驗加以整理，期望能對業界在壓縮空氣系統的使用上，有進一步的助益。

二、壓縮空氣供給系統概論

壓縮空氣供給系統所包括之設備有空氣壓縮機、乾燥設備、過濾設備、輸送管線等主要元件。而其中更以空氣壓縮機為最大能源耗用者，也因此壓縮空氣系統的能源節約上，必須要求空氣壓縮機的高效率運轉。為達此一目的，除對空氣壓縮機製造銷售商所提供之各項描述機台特性之數值有所認識外，另對可供選用之各類型空氣壓縮機及其特性亦必須有基本的認識。

本章節之內容即在說明這些壓縮空氣系統上常見之數值，另也對常見之空氣壓縮機類型做簡要說明。

2.1、壓縮空氣系統中各種使用單位

壓縮空氣系統中之空氣為一可壓縮流體，依其所處溫度、壓力、濕度等條件下，為方便理論分析與比較將其區分為三類，自由空氣 (free air)、正常狀態空氣(normal air)及標準狀態空氣(standard air)，自由空氣即吾人生活於地球上之空氣狀態而言，隨標高、氣壓、溫度、位置、時間而會變化，因此以自由空氣做為壓縮空氣系統之基準值描述較為不適當。而正常狀態空氣及標準狀態空氣則不會隨以上各環境因素而有不同，因此較適合做為壓縮空氣系統之基準值描述。對此二狀態之定義說明如下：

- 1.正常狀態(代表附號 N)：指溫度在 0 ，絕對壓力 760mm-Hg 狀況下之乾燥空氣，此時之空氣密度為 1.3kg/m^3 。
- 2.標準狀態(代表附號 S)：指溫度在 20 ，絕對壓力 760mm-Hg，相對濕度 75%之空氣，此時之空氣密度為 1.2kg/m^3 。

2.1.1、體積單位

壓縮空氣系統在體積的描述上，常用之單位有 ft^3 及 m^3 ，對於壓

縮空氣此二數值會隨其狀態而有異，因此在使用此二數值時，必須標明其狀態，即其為正常狀態下之體積(Nft³ 及 Nm³)或標準狀態下之體積(Sft³ 及 Sm³)。當其在相同狀態下，即可使用以下二換算式進行換算：

$$1 \text{ ft}^3 = 0.0283 \text{ m}^3$$

$$1 \text{ m}^3 = 35.31 \text{ ft}^3$$

2.1.2、壓力單位

壓縮空氣系統中對於壓力數值的描述，常見之使用單位有公制之 kg/cm²，英制之 psi (lb/in²)，另一常用者為 bar，以上各單位間之換算參見表 2.1。

表 2.1、常用壓力單位之換算表

Bar	kg/cm ²	psi	Atm
1	1.01972	14.5038	0.986923
0.980665	1	14.2233	0.967839
0.0689476	0.0703069	1	0.068046
1.01325	1.03323	14.6959	1

在壓力表示上另有錶壓力及絕對壓力之分，其中代表錶壓力之附加符號為 g 或 G，絕對壓力之附加符號為 a 或 A。舉例來說，10kg/cm²G 之壓力等於 11.03323 kg/cm²A，即

$$10\text{kg/cm}^2\text{G} = 1.03323 \text{ kg/cm}^2(=1\text{atm}) + 10 \text{ kg/cm}^2$$

2.1.3、溫度單位

溫度常見之單位有 及 ，兩者間之關係如下兩式所示：

$$=(\quad - 32) \times 5 / 9$$

$$= \quad \times 9 / 5 + 32$$

2.1.4、濕度單位

一般濕度之表示有兩種，相對濕度與絕對濕度，其中又以相對濕度最為常見，其定義如下：

$$\text{相對濕度} = \text{實際水蒸汽量} / \text{該溫度下之飽和水蒸汽量} \times 100\%$$

而絕對濕度之定義則為一單位體積之空氣中，水蒸汽重量與乾燥空氣重量之比例，其如下所示：

$$\text{絕對濕度} = \text{水蒸汽重量} / \text{乾燥空氣重量} \times 100\%$$

2.1.5、功率單位

在一以馬達趨動之空氣壓縮機，其所用能源為電能，常用之功率單位為馬力(hp)及千瓦(kw)，每 1hp=0.746kw。至於空氣壓縮機(使用三相馬達)的實際電能耗用功率可以下式計算出。

$$\text{功率(kw)} = 1.732 \times \text{電流(I)} \times \text{電壓(V)} \times \text{功率因數} / 1000$$

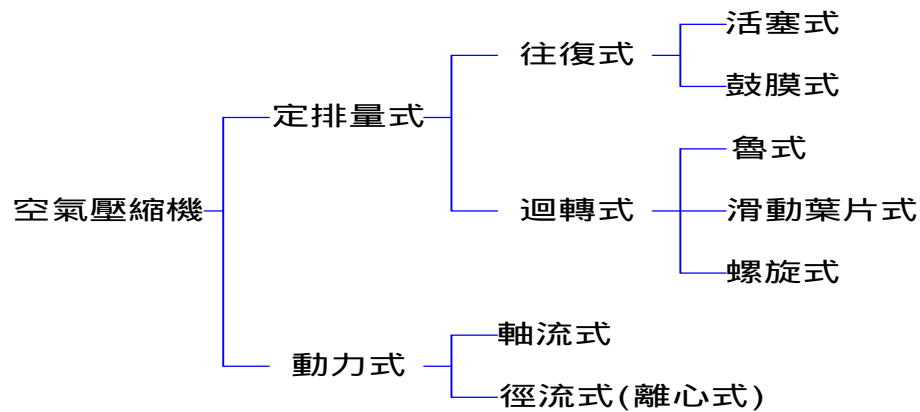
註：電流(I)之單位為安培

電壓(V)之單位為伏特

2.2、空氣壓縮機類型

空氣壓縮機依其作動原理可區分為兩大類，分別為定排量式壓縮機及動力式壓縮機。定排量式機台之基本原理是將空氣引導到一封閉空間中，再利用機件的移動，使封閉空間由大變小，直接使得其中之空氣的壓力上昇。動力式機台則是藉由輪葉的高速運動使空氣快速流動，再使其通過升壓環(diffuser)，使空氣的動能轉變為壓力。

圖 2.1、空氣壓縮機分類圖



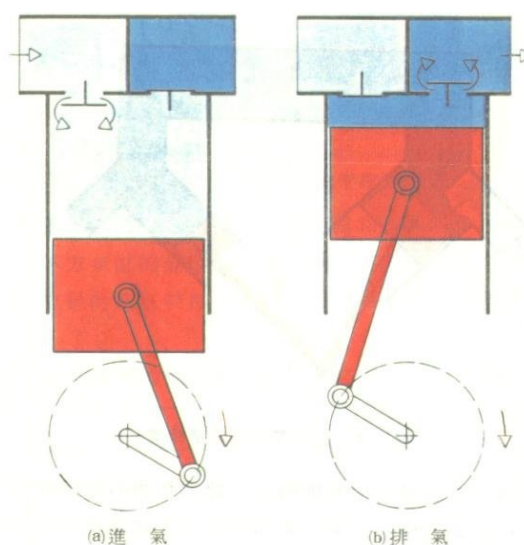
2.2.1、往復活塞式空氣壓縮機

活塞式空氣壓縮機的組件基本構造如圖 2.2 所示，其包括之零組件有活塞、氣缸、進氣閥、排氣閥、各種連桿等。機台的運作可區分為進氣行程與排氣行程。

在進氣行程時，進氣閥開啟，排氣閥關閉，閥門的啟閉利用壓差致動而非機械致動，此時活塞下移引入外界空氣。

在排氣行程時，進氣閥關閉，排氣閥隨後開啟，閥門開啟的時機隨設計方式而有些許不同，但在開啟後，受到壓縮而壓力提昇之空氣隨即排出。

圖 2.2、單段往復式活塞空氣壓縮機



活塞式空氣壓縮機的輸出壓力由其壓縮比決定，一般單段式壓縮比最高可達 12:1，即排氣壓力為進氣壓力的 12 倍。在需要更高壓力的場合時，可利用串聯之方式達成，即將經第一段壓縮出之氣體再送入另一氣缸中再行壓縮，其機械結構如圖 2.3 及圖 2.4 所示，如此而得到更高的壓力。但為提高壓縮機效率起見，在進第二段壓縮之前的壓縮空氣，需經過一中間冷卻器，其所使用之中間冷卻器亦區分成氣冷及水冷兩種。

圖 2.3、雙段往復式活塞空氣壓縮機(一)

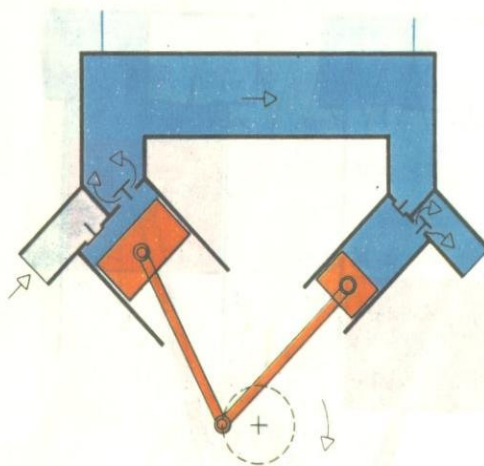
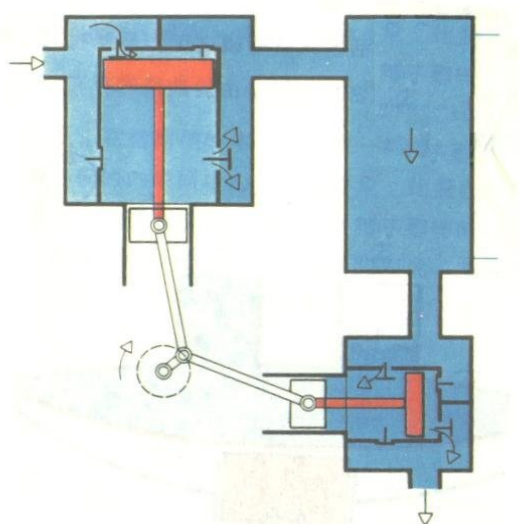


圖 2.4、雙段往復式活塞空氣壓縮機(二)

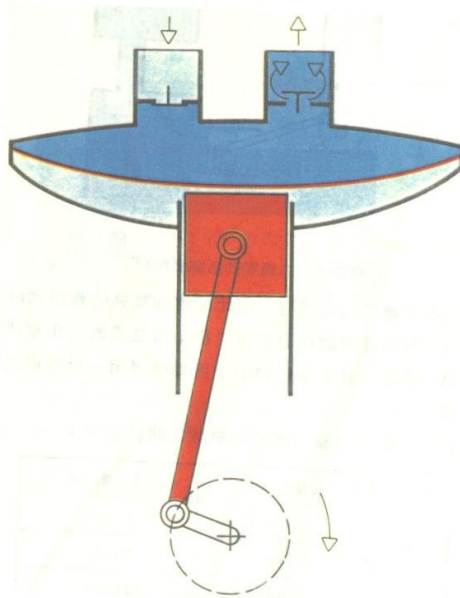


2.2.2、鼓膜活塞式空氣壓縮機

此類空氣壓縮機的工作原理和往復活塞式相同，但此類機台是靠鼓膜而達到密封作用，但也由於鼓膜的存在而使活塞的行程較短，因此壓縮比也較小，其結構如圖 2.5 所示。

鼓膜式空氣壓縮機其壓縮空氣輸出量通常小於 $1\text{Nm}^3/\text{min}$ ，但由於結構簡單，且不與潤滑油接觸，故可得到不含油份之壓縮空氣，極適合於需少量無油之製程，較常為食品、製藥等工業採用。

圖 2.5、鼓膜活塞式空氣壓縮機



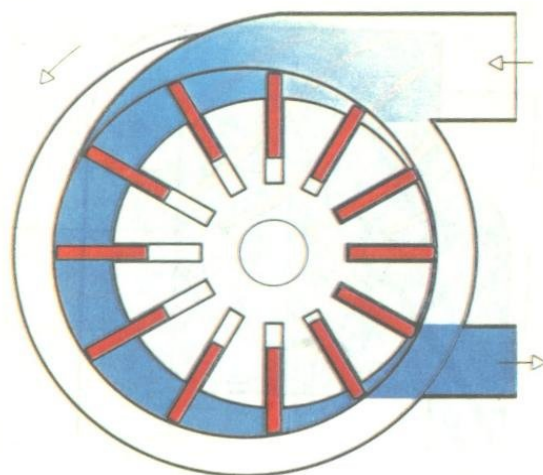
2.2.3、滑動葉片式空氣壓縮機

此類空氣壓縮機的結構如圖 2.6 所示，在壓縮機的外殼內，有一馬達帶動的轉子，轉子的中心與外殼內部的中心有一偏心量，此偏心量決定機台的輸出量及壓力。而在轉子上嵌有滑動的葉片，當轉子迴轉時，由於離心力的作用使其與機殼內側緊密接觸，造成一密閉空間。轉子迴轉時，空氣由吸入口處之密閉空間逐漸由大變小，而產生吸入作用；而在排出口處，密閉空間由大變小，而排出壓縮空氣。

滑動葉片式空氣壓縮機的每一機台的輸出量可高達 1000

Nm^3/min 以上，輸出壓力亦可高達 $8\text{kg}/\text{cm}^2\text{G}$ ，運轉時振動也小，因此不需安裝於堅固的基礎上；但一般而言能源效率較低，因此較少為國內廠商採用。

圖 2.6、滑動葉片式空氣壓縮機



2.2.4、螺旋式空氣壓縮機

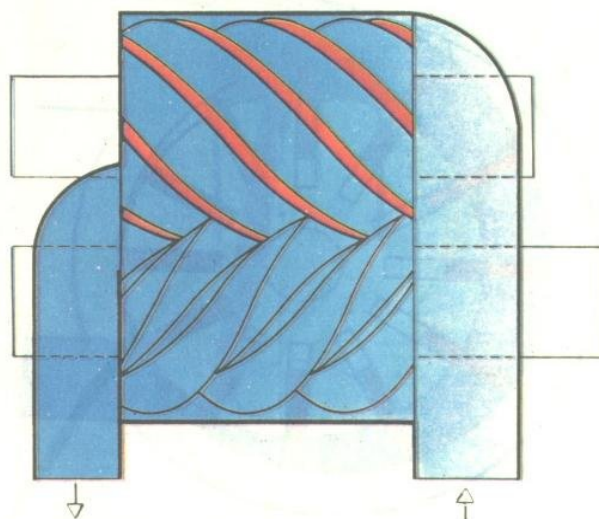
螺旋式空氣壓縮機之結構如圖 2.7 所示，主要是藉由一對雌雄轉子間的密封間隙縮小而達壓縮的效果，機台由於高速運轉，且無衝程，因此噪音小，運轉平穩，一般不需堅固的基礎。

此類空氣壓縮機又可分為有油及無油兩種；其中無油式的乾式壓縮，為避免其轉子直接接觸，因此兩轉子的轉動，藉由同步齒輪來達成，而其單段壓縮比也無法太高，輸出壓力約只達數 kg/cm^2 ，為此在較高壓力需求的場合中，此類機台必須藉由兩組壓縮機的串聯，方可達成所需之輸出壓力。另無油式，目前已開發出水潤滑方式，藉此方式不僅可簡化壓縮機台的機構，亦可提高單段壓縮比值。

而一般常見之有油螺旋空氣壓縮機，由於有潤滑油進行潤滑及密封，因此不需安裝精密同步齒輪，且單段壓縮比也可高達 12 以上，

已可滿足大多數場合的需求；除此之外，目前轉子多採用高能源效率的不對稱形，其能源效率已比往復式高出許多。因此近年來此類機型受到國內廠商的大量採用。

圖 2.7、螺旋式空氣壓縮機

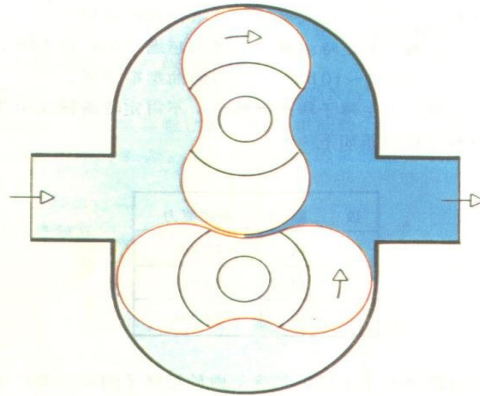


2.2.5、魯式鼓風機

魯式鼓風機之運作方式如圖 2.8 所示。其機殼內有俗稱「花生」的兩轉子，以相反方向進行運轉；此機台由於構造簡單，且轉子無直接接觸之磨耗，除保養容易外，設備購置成本低，能源效率亦不錯。但此類機台的單段壓縮比最高約只達 1.7:1，因此之故較適合於低壓、氣量大的場合中使用。

除單段式魯式鼓風機外，目前已有串聯兩組魯式壓縮轉子的機台，藉由此機構設計，可使機台之輸出壓力高達 $2.0 \text{ kg/cm}^2\text{G}$ 以上，大幅擴大其適用範圍。

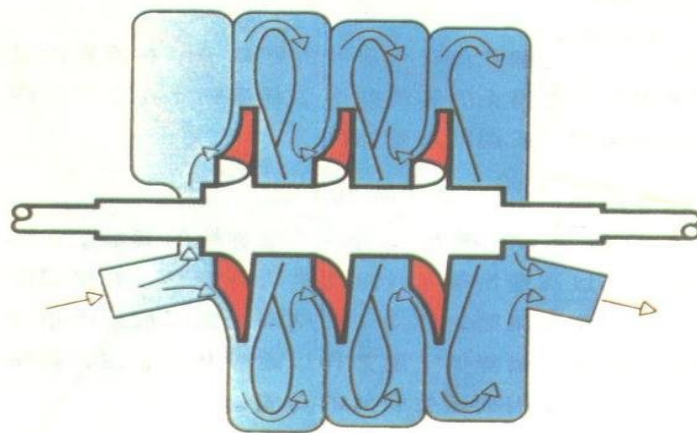
圖 2.8、魯式鼓風機



2.2.6、徑流式(離心式)空氣壓縮機

徑流式亦俗稱離心式，其作動原理如圖 2.9 所示，其機體內有一高速旋轉的葉輪，空氣由其葉片帶動，高速拋離葉片而進入升壓環。升壓環由於斷面積的逐漸擴大，導致壓縮空氣流速降低，而壓力得以升高。在葉輪轉動時，由於其中心附近將形成真空，因此而產生吸氣的功能。

圖 2.9、徑流式空氣壓縮機

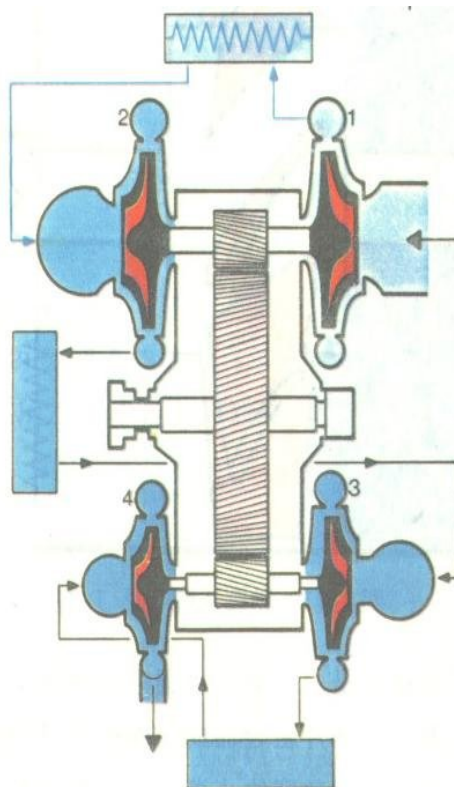


一般徑流式空氣壓縮機單段所能產生的壓力上昇較之往復式及螺旋式機種為小，因此為得到較高的壓力輸出，必須加以多段串聯，其如圖 2.10 所示。

徑流式空氣壓縮機，由於輪葉與輪殼無接觸，無直接之機械磨耗損失，能源使用效率一般而言較之往復式為高。除此之外，常用之徑流式目前只有較大馬力機台，約 300HP 以上，排氣量 1200CFM 以上者；另徑流式由於機構上之限制，對於使用端需求變化較大時，無法利用較有效率之方式進行降載運轉，這在選用此類機台時不得不加以注意。

徑流式空氣壓縮機台的另一特性為無油，即其產生出之壓縮空氣可適用於需無油之製程中。

圖 2.10、四段徑流式空氣壓縮機

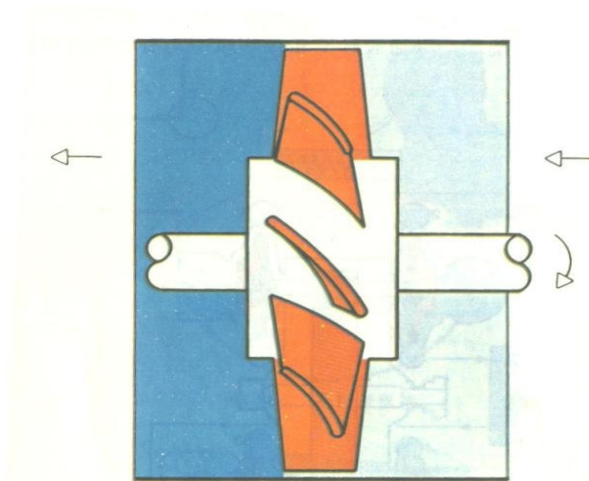


2.2.7、軸流式空氣壓縮機

此類型空氣壓縮機，結構如圖 2.11 所示，其作動原理與徑流式相類似，同樣是利用升壓器將高速流動空氣的動能轉換成靜壓力。其與徑流式之差異在於徑流式空氣流動方向是沿者輪葉流動，而軸流式則是沿者輪軸流動。

無論是軸流式或徑流式由於其運轉速度極高，可高達 10,000RPM 以上，運轉時有極高頻的噪音產生，為進行隔離一般可加上隔音設備，即可達到效果。

圖 2.11、軸流式空氣壓縮機



三、壓縮空氣系統檢測

為瞭解壓縮空氣系統的現況，包括能源使用效率、洩漏量、壓力降等，因此對於此系統必須定期進行檢測作業及檢討，方可使此一系統在最佳能源效率下運轉。

在空氣壓縮機的能源使用效率檢測上，主要之測試項目為空氣壓縮機產氣量及耗電量，常用之表示單位為 CFM/HP 或 CMM/HP 等；例如一 30HP 之空氣壓縮機額定產氣量為 3.6CMM，其額定效率為 0.12CMM/HP 或 4.24CFM/HP；但在實際情況下，一般並無法運轉於此效率下，特別是一經長時間運轉或維修後之空氣壓縮機，其能源效率極有可能比額定數值小相當可觀之量，如其降低至新機效率值(假設新機時之效率值為 3.8CFM/HP)的一半時，對一 30HP 之空氣壓縮機而言，全年產出相同量壓縮空氣之成本即高出一倍，對於一 30HP 空氣壓縮機，全年全載運轉之時間為 8000 小時，假設平均電費為 2 元/KWH，則此機台全年之用電成本為 35.8 萬元；

$30\text{HP} \times 0.746\text{KW/HP} \times 8000\text{HR/年} \times 2 \text{元/KWH} = 358080 \text{元/年}$
當以上述一半效率之機台運轉時，則需兩台方可滿足所需，其用電成本將大幅上升至 71.6 萬元/年，此運轉成本差距已足夠新購一台常用之有油 30HP 機台。

藉由以上之說明，顯示出空氣壓縮機使用者瞭解運轉能源效率的重要性，但對於此效率數值的取得，一般並無法從既存之各項保養記錄資料上直接得到，而必須加裝額外的檢測儀錶方可得之。對於此效率檢測，一般而言應每一年或兩年對所使用之空氣壓縮機作一次效率測試；另在空氣壓縮機維修後，特別是壓縮機體的維修後，也應要求維修廠商提供效率數據。

3.1、空氣壓縮機效率測試方法

為得到以上表示空氣壓縮機效率之各項數據，在進行檢測時，必須同步取得空氣壓縮機運轉時之產氣量(進氣量),以 CFM 或 CMM 表示，及空氣壓縮機用電資料，以 KW 或 HP 表示。

在空氣壓縮機產氣量的量測方面，本中心採用孔口組流量計，其量測時安裝於壓縮空氣出口上，藉由其檢測所得數據，按本中心多年來之量測經驗，其誤差值在 5%以內。

除以上之產氣量(進氣量)量測外，對於用電量的量測，可使用電力分析儀，進而計算出空氣壓縮機的運轉功率，在此必須特別強調的是電力量測工具最好具有功率因數量測者，如此方可計算出正確之實際運轉功率。以一 220V，三相電流平均為 300A，功率因數 95%為例，其輸入功率為 108.6KW(145.6HP)。

$$1.732 \times 220V \times 300A \times 0.95 / 1000 = 108.6KW$$

對於空氣壓縮機的效率測試，以下為本中心採用之孔口組流量計量測一部空氣壓縮機效率之作業步驟：

- 1.仔細檢視及填寫欲進行檢測之空氣壓縮機規範(參見表 3.1)，現場使用壓縮空氣壓力等級、冷卻水出入水溫、水壓等資料。
- 2.藉以上的資料決定出孔口組流量計之大小，並給廠方需要安裝之配管資料(參見圖 3.1)。
- 3.現場測試時先行關閉空氣壓縮機電源。
- 4.關閉流通至現場之壓縮空氣管線閥門。
- 5.打開空氣桶下方洩氣閥，排出壓縮空氣，至空氣桶壓力錶降低至 $0\text{kg/cm}^2\text{G}$ ，再關閉空氣桶下方洩氣閥。
- 6.安裝孔口組流量計至配管位置並確實鎖緊消音器以確保人員安全。

- 7.安裝鉤錶及精密電力分析儀。
- 8.孔口組流量計安裝壓力錶並將所有孔口閥全開。
- 9.啟動空氣壓縮機並改為手動操作至與設備規範壓力相同，壓力穩定持續 5~8 分鐘以上不變，以利精確測量效率。
- 10.調整孔口組流量計閥門於一流量值。
- 11.記錄壓縮空氣出口前溫度、壓力、馬達功率及孔口組 CFM 值於檢測記錄表中(參見表 3.2)。
- 12.重覆 10 至 11 步驟多次，其中必須將常用之壓力涵蓋在內。
- 13.關閉空氣壓縮機之電源並拆除精密電力分析儀。
- 14.空氣桶壓力錶降低至 0kg/cm²G，再行拆除孔口組流量計。

表 3.1、空氣壓縮機規格表

空 氣 壓 縮 機	設備編號				
	廠 牌				
	型 式				
	型 號				
	壓縮段數				
	年 份				
	排氣量控制方式				
	操作壓力 (PSIG)				
	最大操作壓力(PSIG)				
	額定排氣量 (SCFM)				
	起動方式				
	傳動方式				
	冷卻方式				
	空氣乾燥方式				
	空氣桶容量 (M ³)				
壓縮空氣用途					
馬 達	廠 牌				
	型 式				
	電 壓 (V)				
	額定電流 (A)				
	轉 速 (RPM)				
	功 率 (HP)				
	馬達效率 (%)				

馬達安全係數				
--------	--	--	--	--

圖 3.1、孔口組流量計安裝位置示意圖

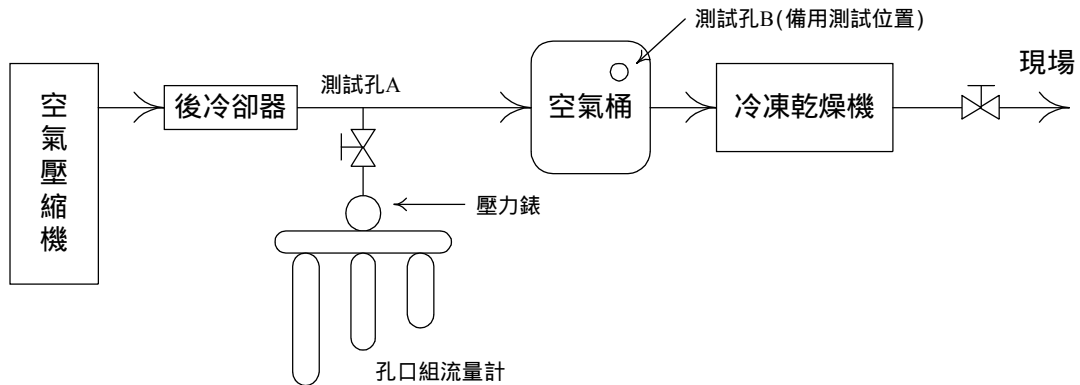


表 3.2、孔口組流量計測試數據記錄表

測 試 數 據					標準狀態 CFM	效率 標準狀態 CFM HP
孔口組 CFM	溫度	壓力 PSIG	功率 KW	功率 HP		

註：標準狀態 CFM=孔口組 CFM ×0.20076 ×(PSIG+14.7)
 ÷[(孔口組溫度 ×9/5) + 32 + 460]^{0.5}

3.2、管線洩漏測試方法

壓縮空氣的產生需要相當多的能源投入，然而由於其無色無味，使得使用者對於其洩漏常常較不重視，因此而造成能源浪費，此一現象在本中心服務廠商時隨處可見。

對於壓縮空氣系統的洩漏量，當然是愈小愈好，按本中心多年來所提供之檢測服務，洩漏量佔總用氣量之比率能低於 10%者為一相當

優良之系統，一般之系統多高於此比率，更有甚者高達 30%以上。以 30%的系統洩漏為例，一 30HP 之空氣壓縮機台，年全載運轉時數為 8000 小時，平均電費為 2 元/KWH，全年因洩漏而造成的損失即為 10.7 萬元。

$$30\text{HP} \times 0.746\text{KW/HP} \times 0.3 \times 8000\text{HR/年} \times 2 \text{元/KWH} \\ = 107424 \text{元/年}$$

對於壓縮空氣輸送管線洩漏量的測試，以下為本中心所採用方式之作業步驟：

- 1.選定壹台已完成效率測試之空氣壓縮機。
- 2.打開流通至現場之壓縮空氣管線閥門，並確定現場無壓縮空氣使用且應關閉之關斷閥已正常關閉。
- 3.打開空氣筒下方洩氣閥，排出壓縮空氣，至空氣桶壓力錶降低至 $0\text{kg/cm}^2\text{G}$ ，再關閉空氣桶下方洩氣閥。
- 4.安裝孔口組流量計至配管位置。
- 5.孔口組流量計安裝壓力錶並將所有孔口閥全開。
- 6.啟動空氣壓縮機電源。
- 7.逐步關閉部份孔口組流量計排氣閥，使孔口組流量計實測壓力提昇至 100 PSIG。
- 8.將此空氣壓縮機於效率測試時所量測出之 100 PSIG 排氣量減以上測出之排氣量，即為壓縮空氣管線洩漏量(CFM)。
- 9.關閉空氣壓縮機之電源。
- 10.空氣桶壓力錶降低至 $0\text{kg/cm}^2\text{G}$ ，再行拆除孔口組流量計。

四、空氣壓縮機節能措施

空氣壓縮機依其作動原理可區分為兩大類，分別為排量式及動力式，在排量式中較為常見者有活塞式壓縮機與螺旋式壓縮機，而在動力式中較為常見者有徑流式(離心式)壓縮機。由於其作動原理之不同，因此在高能源使用效率的基本原則下，各類型機台的採用便有其限制。

4.1、空氣壓縮機的選擇

為能合理及高效率的運轉空氣壓縮機，首先面臨之問題即在於如何在各式各樣的空氣壓縮機台中，挑選出符合所需且能在安裝後高效率運轉者。

在決定空氣壓縮機的型式與大小之前，必須先行確認以下各點：

- 1.現場空氣消耗量
- 2.壓縮空氣品質
- 3.工作壓力

對於以上各數值的估算可利用表 4.1 來達成，在現場空氣消耗量上的計算上，除表上所使用之 Nm^3/hr 外，另也可使用 Nm^3/min ，或歐美使用之 Nft^3/min 及 Nft^3/hr 表示。

表 4.1、現場機台壓縮空氣耗用點檢表

機台 編號	機台名稱	空氣耗用量 (Nm^3/hr)	空氣壓力 ($\text{kg}/\text{cm}^2\text{G}$)	最低品質需求			
				水份	油份	雜質	備註

另對於工作時的空氣壓力，則為操作機台正常運轉時的最低空氣壓力需求，除以 $\text{kg/cm}^2\text{G}$ 表示外，亦可使用 bar 或 psig 表示。

另對於壓縮空氣品質需求，主要有水份含量、油份含量、雜質含量等；水份含量之量化表示可以壓力露點溫度表示，油份含量及雜質含量皆可以 ppm 表示。

在經調查完所有用氣設備之後，再將按不同壓力需求統計出各壓力下之空氣需求量，其如表 4.2 所示。

表 4.2、壓縮空氣需求量統計表

壓力等級	空氣耗用量 (Nm^3/hr)	佔總量比率 (%)	最低品質需求			
			水份	油份	雜質	備註
5 $\text{kg/cm}^2\text{G}$ 以下						
5~8 $\text{kg/cm}^2\text{G}$						
8~12 $\text{kg/cm}^2\text{G}$						
12 $\text{kg/cm}^2\text{G}$ 以上						

在有了以上各壓力等級之需求數據後，再加上以下三項考慮因素：

1. 目前壓縮空氣之實際需求
2. 未來擴充時增加之需求量
3. 10%~20%的裕度

即可決定出各壓力等級之安全需求量，當某一壓力等級存在有瞬間用氣量極大之機台時，可藉由提高此壓力等級的裕度來因應。在完成以上的評估之後，再將以上各壓力等級依以下之原則做合併，再參照空氣壓縮機廠商所提供之機台規範，即可大致決定出所需之空氣壓縮機馬力。

1. 當大多數機台的用氣壓力等級皆為低壓時，5 $\text{kg/cm}^2\text{G}$ 以下，對於少數高壓機台用氣量亦可同時併入低壓系統中，但必須另購

增壓機，提高壓縮供氣壓力供高壓設備使用。另也可不併入低壓系統中，但使用獨立之高壓空氣壓縮機供氣。

- 2.當大多數機台的用氣壓力等級需求皆為高壓時，如皆在 5~8 kg/cm²G，約佔總量的 80%以上時，對於少數低壓的需求可從其管線上直接接管，再安裝減壓閥支應需求量。
- 3.當兩壓力等級之用氣需求相當時且皆超過總用氣量的 30%時，且單一壓力等級的空氣壓縮機馬力達 100HP 以上時，可考慮針對每一壓力等級，建置獨立的供氣系統。

除以上對於氣量及壓力的考量外，另由於空氣壓縮機型式的不同，在操作上、效率上、乃至於未來的保養上，亦有相當程度的差異，以下為型式選用時必須注意之事項：

- 1.以全負載狀態下而言，離心式空氣壓縮機效率較高，因此極適於做為基載機台或負載變化不大之場合。
- 2.在負載變化大的使用場合，為達高效率運轉，可利用多部機台調度運轉，避免空氣壓縮機處於低效率之低負載運轉。
- 3.空氣壓縮機的運轉成本極高，一全年運轉 4000 小時以上之空氣壓縮機，所耗用之電力費用，可能已足夠新購一機台，為此購買空氣壓縮機時，必須特別注意其運轉效率。
- 4.有油式空氣壓縮機不但購買成本低，保養費用一般也較低。
- 5.具進氣閥門容量調節控制之機台，雖能提供較為穩定壓力的壓縮空氣輸出，但使用此類機台時應使其能在高負載下運轉，即使其實際供氣量儘量接近額定供氣量。

除以上的各項考慮因素外，空氣壓縮機在加載時，馬達之負載高達 100%或以上，因此馬達效率的良否，亦直接影響到空氣壓縮機的效率，就一般常見之馬達為例，表 4.3 所示為高效率馬達與普通馬達

之效率比較。

表 4.3、馬達效率值比較表

馬力數	東元馬達型錄值 220V, 60HZ, 1800RPM			GPSA*測試值 460V, 60HZ, 1800RPM		
	一般型 (%)	高效率 (%)	差值	一般型 (%)	高效率 (%)	差值
20 HP	90.5	93.0	2.5	86.5	91.0	4.5
30 HP	91.5	94.0	2.5	88.5	93.0	4.5
50 HP	92.0	95.0	3.0	90.2	93.6	3.4
75 HP	92.5	95.5	3.0	90.2	93.6	3.4
100 HP	93.5	95.5	2.0	91.7	94.5	2.8

*：GPSA 為 Gas Processors Suppliers Association 之縮寫。

按以上之資料，當在一 20HP 壓縮機上安裝上高效率馬達時，就整體壓縮機效率而言，即可提高 2.5~4.5%之效率；而在 100HP 壓縮機上，也可提高 2.0~4.5%之整體效率。以 100HP 之馬達為例，全年運轉時數 8000 小時，平均電費以 1.7 元/KWH 計，全年可節約之用電從 2 萬元至 4.5 萬元。

$$100\text{HP} \times 0.746\text{KW/HP} \times 8000\text{HR/年} \times 1.7 \text{元/KWH} \times 2.0\% \\ = 20,291 \text{元/年}$$

$$100\text{HP} \times 0.746\text{KW/HP} \times 8000\text{HR/年} \times 1.7 \text{元/KWH} \times 4.5\% \\ = 45,655 \text{元/年}$$

因此，對於高負載率運轉之空氣壓縮機而言，選用高效率馬達，在經濟性上，有其實質的效益。

4.2、空氣壓縮機效率提昇

為能有效提昇空氣壓縮機本體的運轉效率起見，除以上極為重要的空氣壓縮機的選擇外，以下將從理論及實際上進行既設空氣壓縮機台的效率提昇探討。

4.2.1、空氣壓縮機型式與效率關係

理論上空氣壓縮機運轉所需動力可由下式計算得知。

$$L = K(a+1)/(K-1) \times P_s Q_s / 229 \times [(P_o/P_s)^{K-1/K(a+1)} - 1] \times d / \eta_c \eta_t$$

上式中 L：所需動力(HP)

P_s ：吸入空氣絕對壓力(kg/cm²)

P_o ：排出空氣絕對壓力(kg/cm²)

Q_s ：單位時間吸入空氣量(Nft³/min)

a：中間冷卻器數

K：空氣斷熱係數

η_c ：壓縮機的全斷熱效率

η_t ：傳達效率

d：裕度，

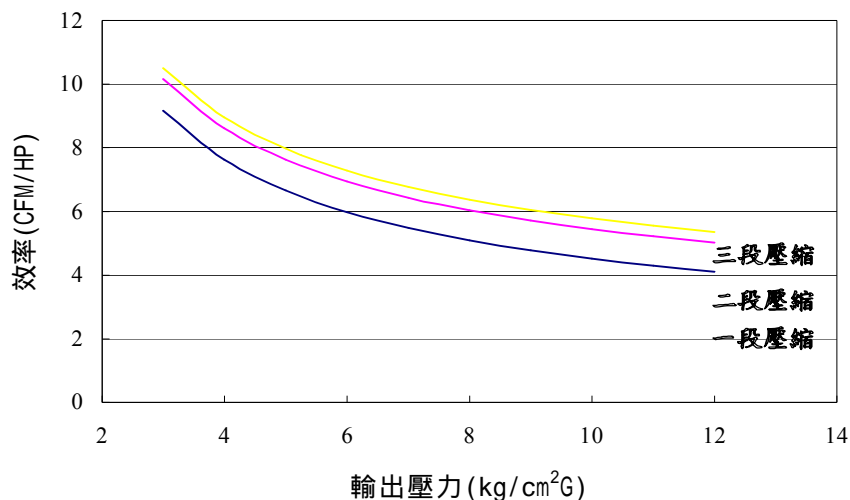
往復動作型壓縮機	1.10
給油式螺旋型壓縮機	1.10
無給油螺旋型壓縮機	1.15
離心式壓縮機	1.20

將上式移項，以能源效率表示，可得出下式。

$$Q_s/L = 229(K-1)\eta_c\eta_t / \{[(P_o/P_s)^{K-1/K(a+1)} - 1]K(a+1)P_s d\}$$

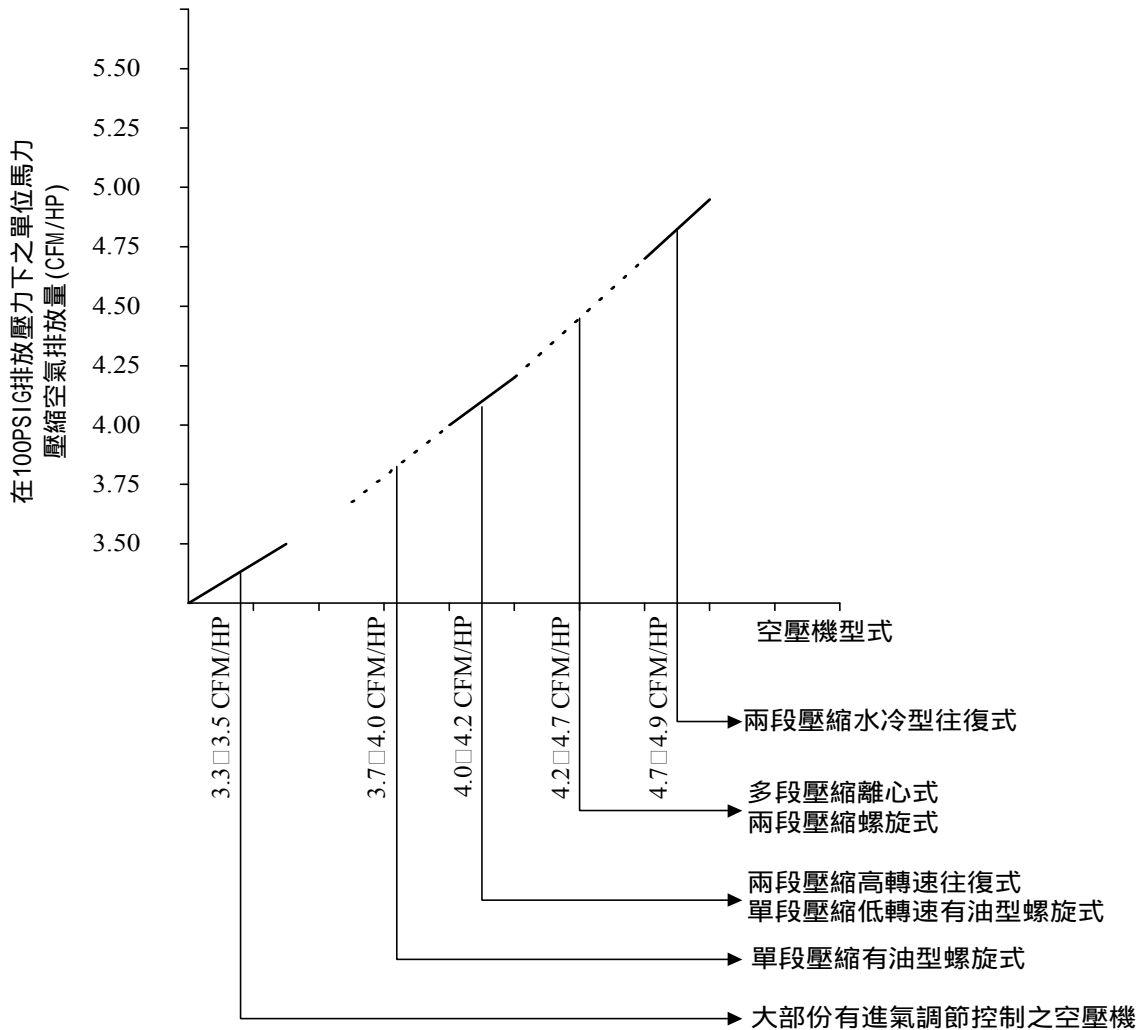
在假設被壓縮氣體為理想氣體時，斷熱係數取 1.4，另斷熱效率及傳達效率值皆為 1 時，而裕度也為 1 時，此時可得出壓縮機的理論最高效率，其如圖 4.1 所示。

圖 4.1、各種段數空氣壓縮機輸出壓力與理論效率關係圖



由以上理論計算可得知，以一般空氣壓縮機之輸出壓力而言，7kg/cm²G 時，一段壓縮之理論最高效率約在 5.485CFM/HP，二段壓縮約在 6.434 CFM/HP，三段壓縮約在 6.774CFM/HP。但在實際上，空氣壓縮機的效率應以圖 4.2 所示之各式空氣壓縮機單位馬力壓縮空氣排放量為一較為可行之效率判斷基準，在其上針對不同類型之空氣壓縮機有不同之效率；以最為常見之單段式有油螺旋式空氣壓縮機為例，其在 100PSIG(約 7kg/cm²G)之合理效率應在 3.7CFM/HP 至 4.0CFM/HP 之間。

圖 4.2、各種類型空氣壓縮機效率基準



4.2.2、空氣壓縮機輸出壓力與效率關係

另對於輸出壓力降低所造成之效率提昇而言，以表 4.4 所示之理論上計算出之數據而言。在常見之 $7\text{kg}/\text{cm}^2\text{G}$ 輸出壓力下，降低輸出壓力至 $6\text{kg}/\text{cm}^2\text{G}$ ，效率約可提昇 7.6~9.1%，此一數據較經驗上每降低 $1\text{kg}/\text{cm}^2$ 之輸出壓力可提昇效率 4~8%相當。由此可知空氣壓縮機輸出壓力的降低的確有助於效率上的提昇與能源上的節約。

表 4.4、各種輸出壓力調降 $1\text{kg}/\text{cm}^2\text{G}$ 對於壓縮機效率之提昇比率

壓力降	效率提昇比率(%)		
	一段壓縮	二段壓縮	三段壓縮
4->3	20.1	18.0	17.4
5->4	14.5	12.8	12.3
6->5	11.2	9.9	9.4
7->6	9.1	7.9	7.6
8->7	7.6	6.6	6.3
9->8	6.6	5.6	5.3
10->9	5.7	4.9	4.6
11->10	5.1	4.3	4.1
12->11	4.5	3.8	3.6

舉例來說，當壓縮空氣使用場合中所需之壓力只有 $3\text{kg}/\text{cm}^2\text{G}$ 時，以 $7\text{kg}/\text{cm}^2\text{G}$ 減壓至 $3\text{kg}/\text{cm}^2\text{G}$ 所需之電力消耗比 $4\text{kg}/\text{cm}^2\text{G}$ 減壓至 $3\text{kg}/\text{cm}^2\text{G}$ ，以常見之一段壓縮機而言，理論上效率可提高約 38.9%，不可不注意。

$$[(1+0.091)(1+0.112)(1+1.145) - 1] \times 100\% = 38.9\%$$

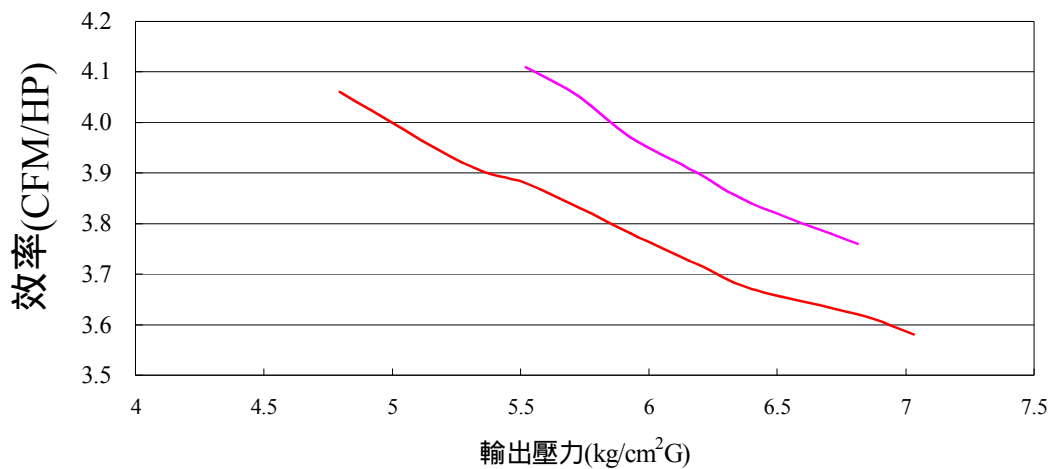
但實際上對於以上之資料，本中心經過多次驗證，以下為兩部單段式有油螺旋 30HP 機台，參見表 4.5 及圖 4.3，在進氣閥全開狀態下，壓力下降時之效率提昇比率。因此壓縮空氣的供氣壓力，必須配合現場用氣設備的壓力而有所變更。另例如壓縮空氣僅使用於冷卻或排塵

時，其所需壓力可能只有 0.5kg/cm²G，但如使用 7kg/cm²G 之壓縮空氣則每 Nm³/min 所需之電力消耗高達 7~8KW；而當其改用鼓風機時，產生相同氣量所耗用之電力只有 0.4KW 左右，其差距高達 20 倍，不可不注意。

表 4.5、兩部有油螺旋 30HP 空氣壓縮機由於壓力降所造成之效率提昇

壓力降	效率提昇比率(%)	
	機台 1	機台 2
7->6	5.3	5.6
6->5	6.1	---

圖4.3、兩部有油螺旋30HP空氣壓縮機壓力與效率關係

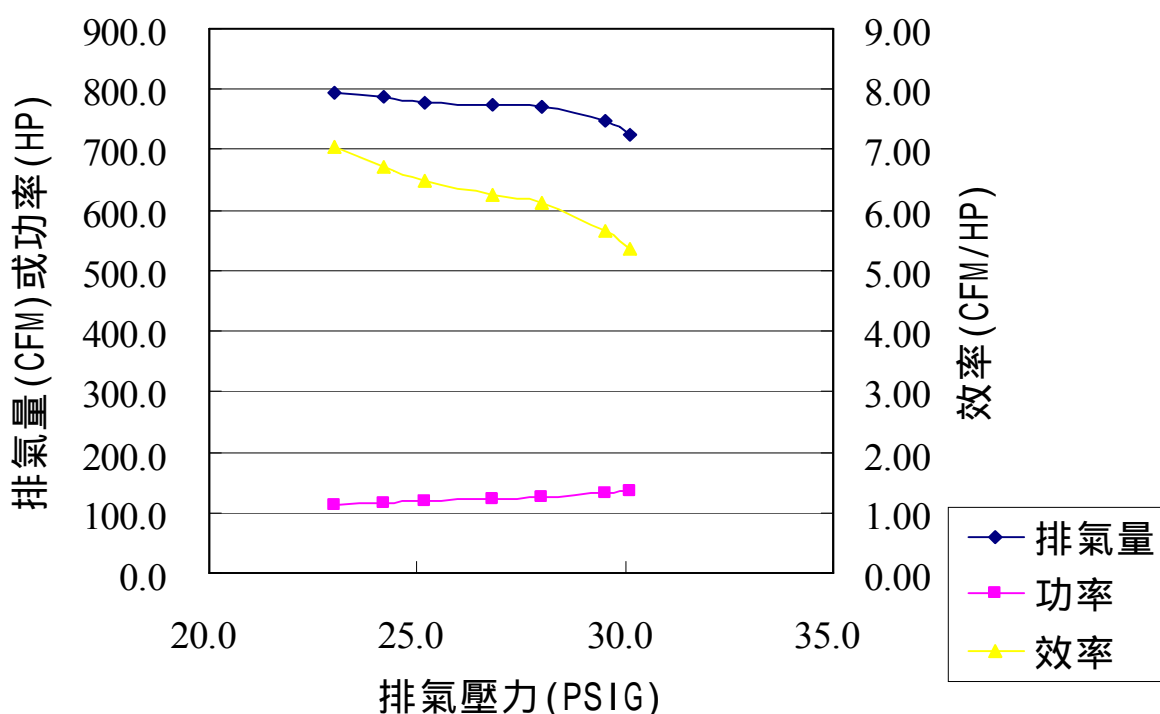


另對只需低壓壓縮空氣的場合，但使用一般之鼓風機又無法達到之壓力等級，1~3 kg/cm²G 的壓力範圍內，為滿足此一需求，在空氣壓縮機的購買上，必須事先告知供應商，進行空氣壓縮機輸出壓力調降，而不是在事後於出氣管上安裝減壓閥進行降低壓力；另也可在各類型空氣壓縮機中選擇適合於此壓力範圍運轉者，如魯氏鼓風機，圖 4.4 所示為本中心檢測過之某國內廠商製造的兩段魯氏鼓風機性能曲

線圖；由此圖上可明顯得知，在 $2\text{kg}/\text{cm}^2\text{G}$ (28.4PSIG)時之效率約為 6CFM/HP，此效率值比起常見空氣壓縮機(輸出壓力 $7\text{kg}/\text{cm}^2\text{G}$)之可接受效率值，3.5~4.0CFM/HP 之間，高出約 50%以上，即使用前者之設備會比後者節約 1/3 的電能消耗。

$$(1/4 - 1/6) / (1/4) = 1/3$$

圖 4.4、某兩段魯式鼓風機性能曲線圖

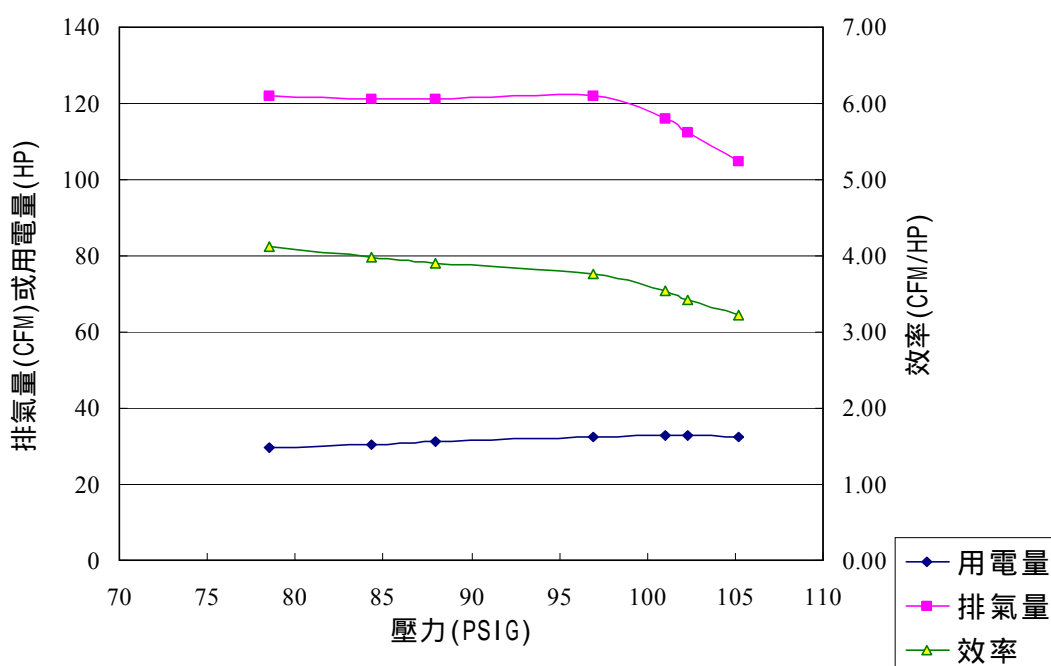


4.2.3、容量調節(穩壓)機台之效率

為求空氣壓縮機的供氣壓力穩定，目前大多數空氣壓縮機製造商皆提供有穩壓機台，其控制方式常見者有進氣閥門節流方式及較為先進之變頻控制兩種，無論那一種控制方式皆能達到穩壓的需求，但在機台的能源使用效率上則有相當的差距，圖 4.5 所示為一 30HP 單段有油螺旋式空氣壓縮機在不同輸出壓力下之性能曲線圖，此空氣壓縮機之容調設定壓力約為 97PSIG，即排氣量呈明顯下降之位置，而在

此時用電量仍呈微幅上昇；因此之故，此空氣壓縮機台的產氣能源效率也開始急速下降。這也說明了操作此類穩壓機台時，為何必須儘可能操作在高負載之下，即進氣閥門全開之狀態。

圖 4.5、某 30HP 容量調整空氣壓縮機性能曲線圖

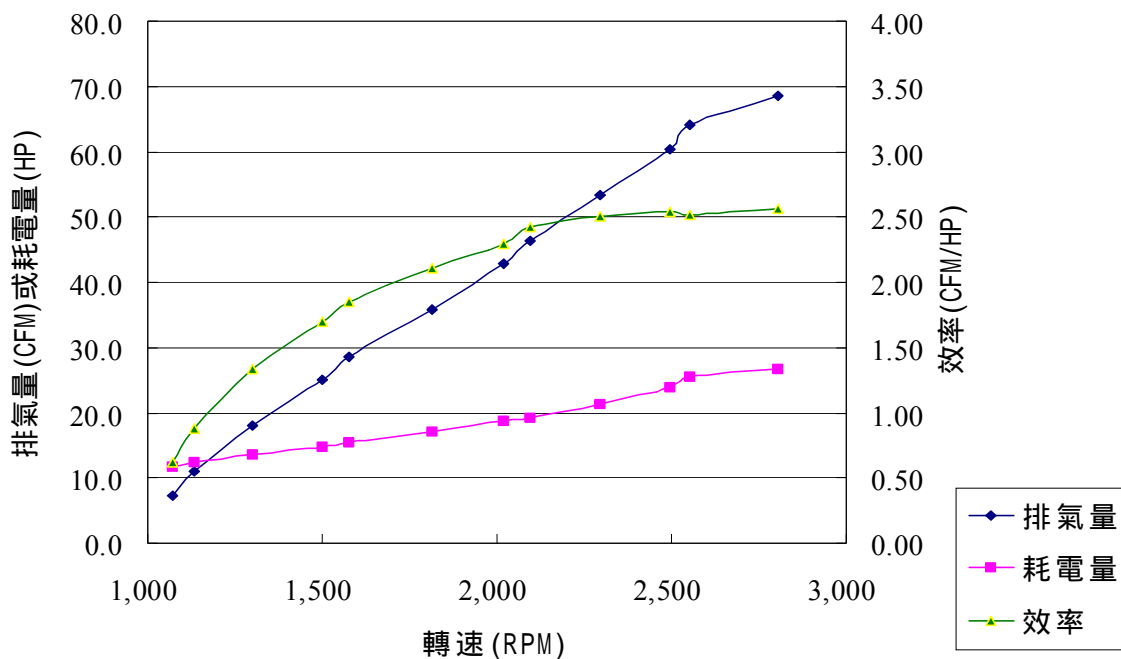


4.2.4、變頻(穩壓)機台之效率

除以上藉由進氣閥門節流方式進行穩壓控制之空氣壓縮機台外，目前已有製造廠商利用變頻器開發出壓力更加穩定，且不犧牲空氣壓縮機運轉效率之機台，以下為本中心檢測過之兩變頻機台，圖 4.6 所示為一在傳統 20HP 有油螺旋式機台上直接加上變頻器(壓縮機額定轉速為 3000RPM)以控制馬達轉速，在各個不同轉速下所計算出之產氣能源效率，由其上明顯得知當轉速低至額定轉速的 70% (即 2100RPM) 以下時，能源效率急速下降，此現象主要由於空氣壓縮機的產氣量急速減少所致。由此試驗機台之效率資料，說明了變頻器在

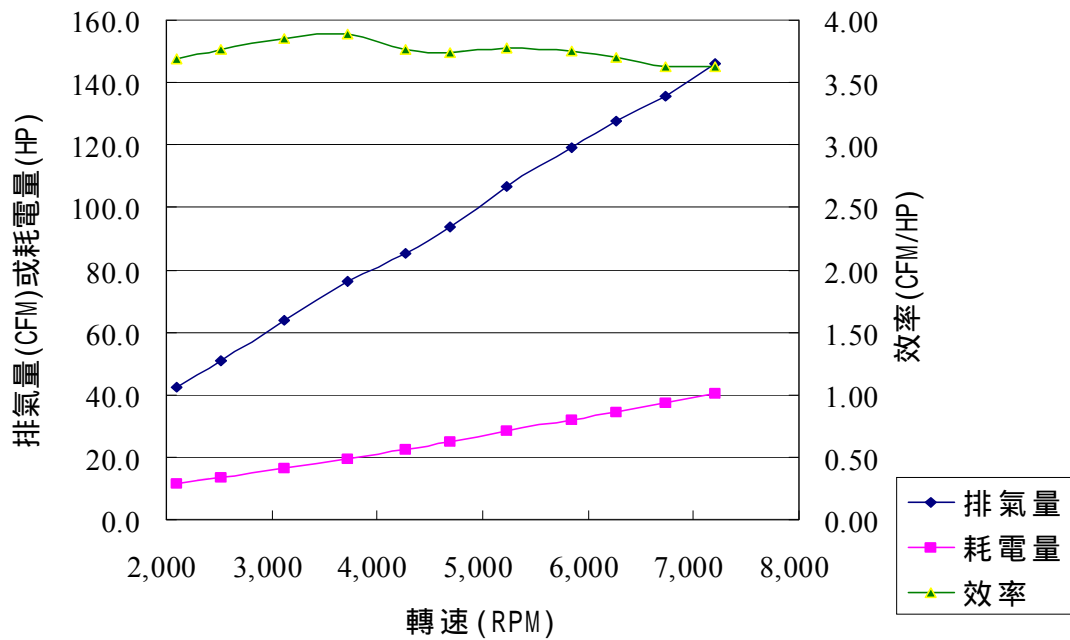
空氣壓縮機的應用上並不單純，可能需在空氣壓縮機的設計上(如:低轉速高效率轉子的採用或潤滑系統上)做改變，方可使變頻器發揮出功效。

圖 4.6、加裝變頻器空氣壓縮機性能曲線圖(輸出壓力: 69.2PSIG)



而圖 4.7 所示之變頻空氣壓縮機則為一進口機台，其原機台即設計採用變頻器，而其變頻則採用增頻之方式，即將 3600RPM 提高至 7200RPM，由其檢測所得之數據中顯示出，此機台於 3600RPM 處，約 50%負載處可得最高供氣能源效率 3.8CFM/HP 以上，而其產氣能源效率在 2000RPM 至 7200RPM 之間皆能維持在 3.6CFM/HP 以上的水準。

圖 4.7、原機內裝變頻器空氣壓縮機性能曲線圖(輸出壓力: 85.2PSIG)

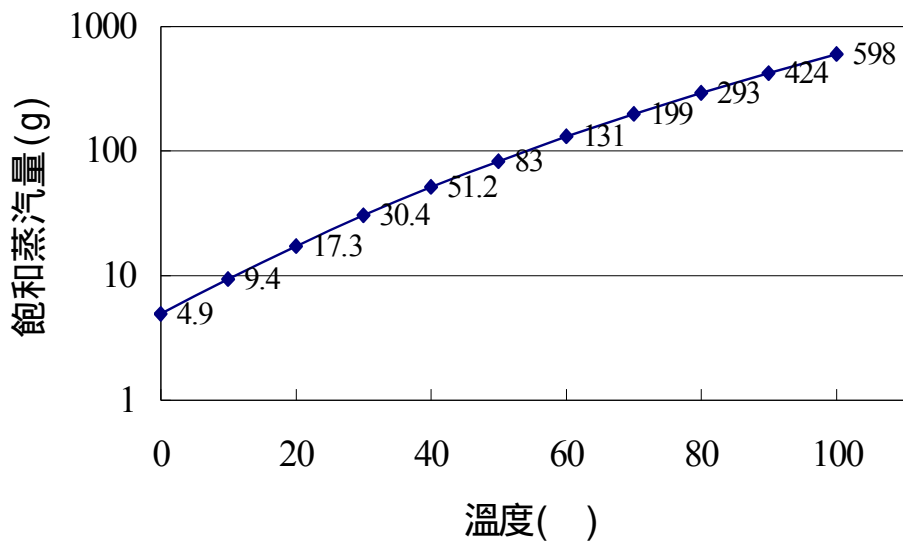


4.3、進氣溫度及濕度降低

除以上關於空氣壓縮機的選用與如何提昇既設空氣壓縮機的效率外，由於空氣中主要之成份除氮氣、氧氣及其它稀有氣體外，並含有塵埃及水蒸汽。而空氣中所能吸收水份之能力，也隨壓力的上昇有所增加，但不呈線性；實際上，當壓力上昇至 100 kg/cm^2 時，飽和水蒸汽量只增加約 10%，而在 20 kg/cm^2 以內時，則只增加數%，何況一般最為常使用之壓縮空氣壓力為 $4 \text{ kg/cm}^2 \sim 8 \text{ kg/cm}^2$ ，此時我們可以說「空氣中飽和蒸汽量並不受壓力之影響，而只受溫度之影響」。而溫度與飽和蒸汽間之關係見圖 4.8，此圖為大氣壓力下之飽和蒸汽含量，但亦可適用常見之各種壓力。

基於以上之原因，也說明了空氣在經過壓縮後為何會析出大量的凝結水；另外進氣之溫度愈高，不僅空氣密度低，也會使飽和蒸汽量上昇。因此，空氣壓縮機進氣溫度及濕度必須愈低愈好。

圖 4.8、1 立方米空氣之飽和蒸汽量



4.4、進氣阻抗降低

為保護壓縮機起見，在空氣壓縮機之空氣入口處皆裝有過濾器或過濾網，而這些裝置會隨著使用時間，阻抗逐漸增加，使進入壓縮機之空氣量減少，相對的使空氣壓縮機之產氣量下降，效率也因而下降。因此定期的更換或清理濾網或過濾器為改善進氣阻抗的唯一方式。

4.5、多台空氣壓縮機連鎖控制節能系統

壓縮空氣系統使用多台空氣壓縮機並聯運轉為一相當普遍之配置，但在此種配置下，系統可能會有以下種種能源浪費之問題：

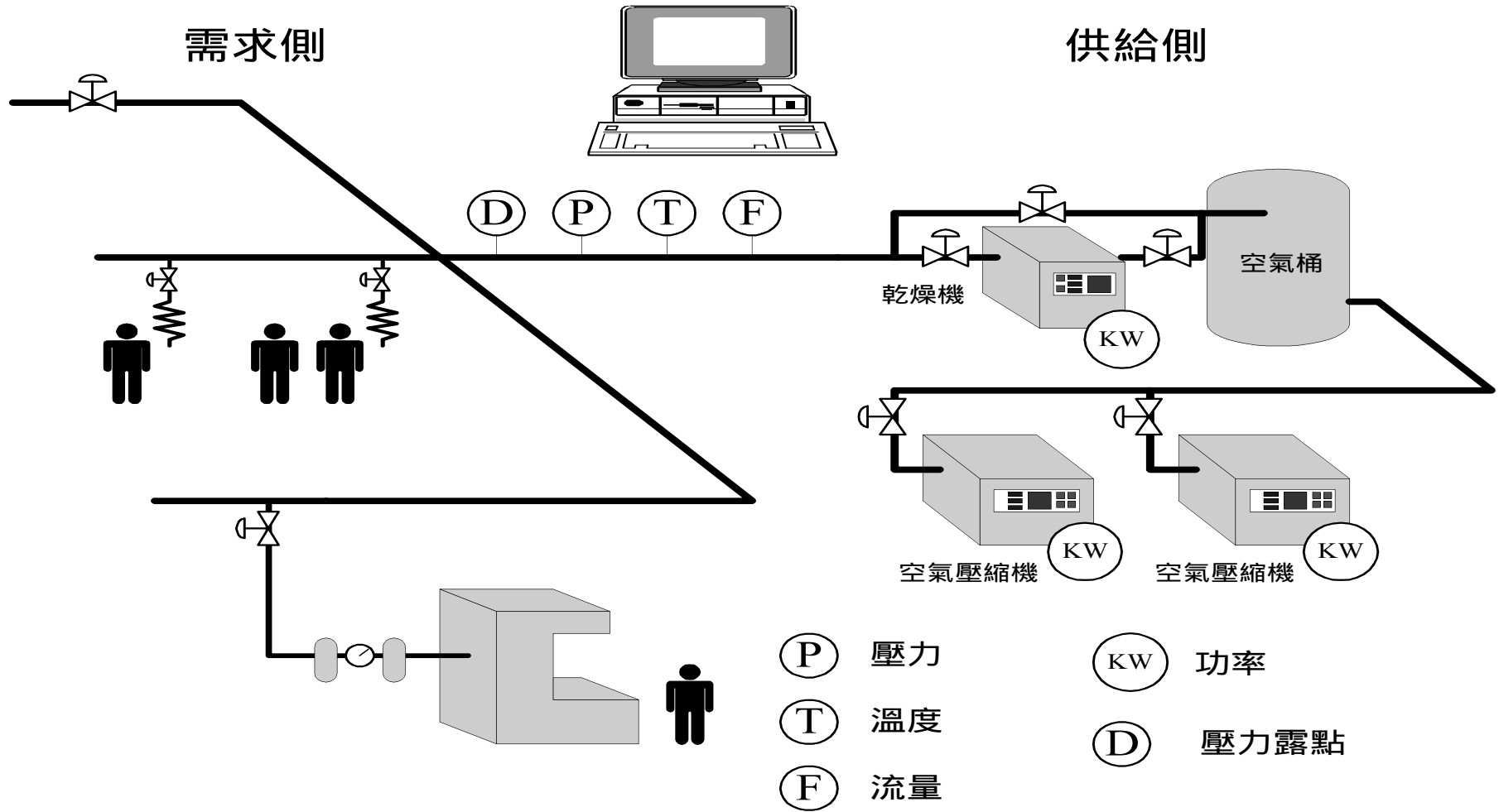
- 1.機台不作功之卸載時間增加。
- 2.容調控制機台，在低負載(低效率)運轉。
- 3.機台啟停頻繁，故障率增加。

一般工廠中常見之空氣壓縮機為避免馬達啟停過於頻繁，因此多設有卸載運轉模式，而空氣壓縮機之卸載運轉也會耗用電力，一般而言約為全載時的 20~50%，視空氣壓縮機之機型及控制設計有所不

同，但無論如何，卸載時間愈長，所浪費之電力也愈大，是一不爭的事實，為此如何調度多部空氣壓縮機進行高效率運轉為目前空氣壓縮機管理之主要課題。

針對多台空氣壓縮機的並聯運轉，可在既有系統上做各項運轉數據蒐集，其如圖 4.9 所示，並按所蒐集之數據透過外加之控制系統，做機台的啟停運轉，如此不僅可降低壓縮空氣系統的能源耗用量，並由於監控系統提供更進一步之資料，如：供氣量、供氣溫度、供氣壓力等，極有利於發掘出壓縮空氣系統，乃至於空氣壓縮機、乾燥機等之問題。

圖 4.9、壓縮空氣監控系統簡圖



五、空氣調質設備節能措施

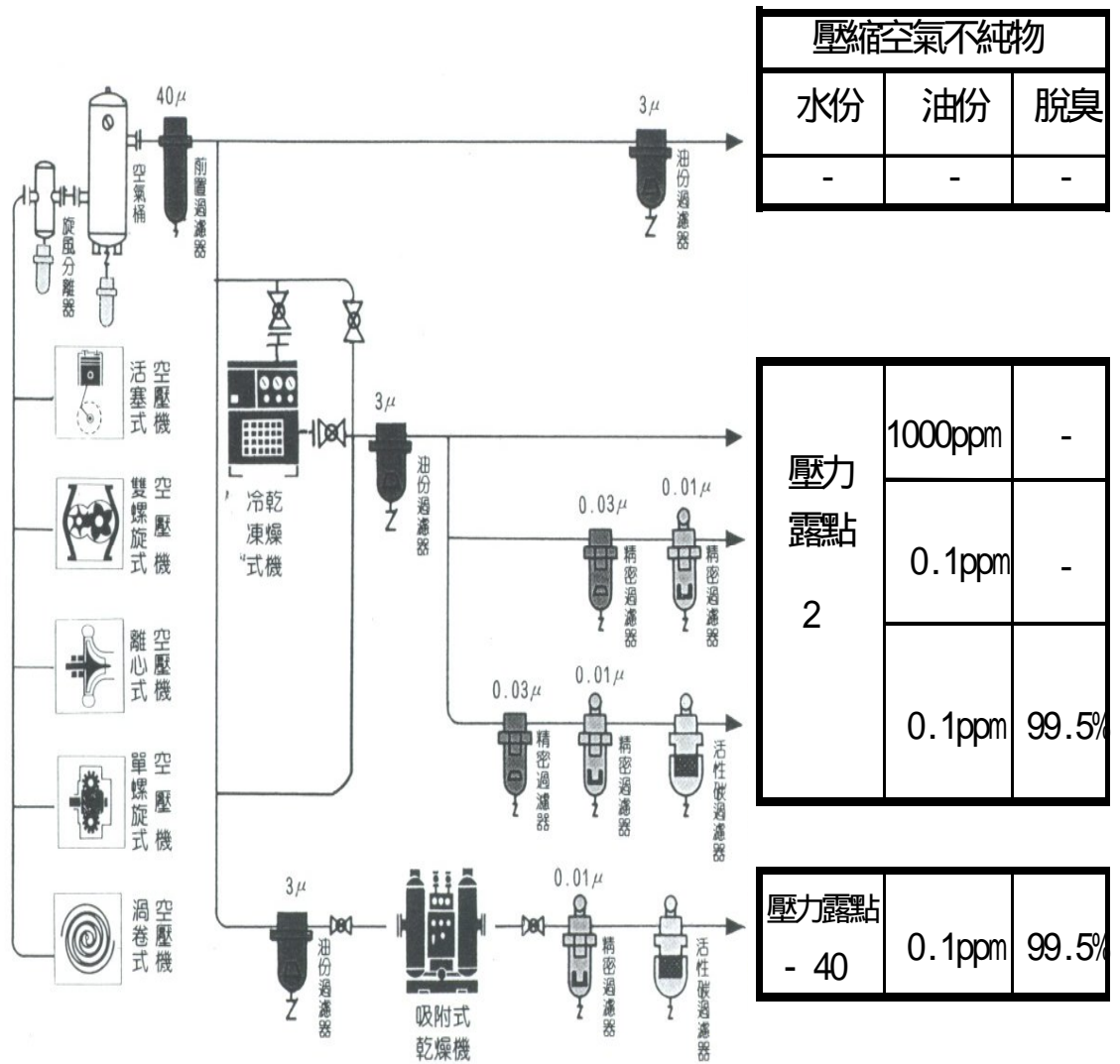
一般說來，壓縮空氣在使用時，隨著場合的不同，必須進行不同程度的調質，常見的調質設備有位於供給側的各種濾網、過濾器、冷卻器、乾燥機等。而在使用側則也有三點組合、乾燥機等。

過濾器的使用主要在於分離空氣中的顆粒塵埃。而壓縮空氣中的冷凝水主要是藉由冷卻器、空氣桶及乾燥機等設備加以分離，常見的壓縮空氣乾燥設備有冷凍乾燥、吸附式乾燥、吸收式乾燥等多種。

5.1、空氣清淨系統的選擇

空氣在經過壓縮過後，將會含有大量的水份，些許油份及雜質，其將對精密儀器、氣動工具、氣動設備、儀錶、管路等造成莫大的傷害，因此在空氣壓縮機後多加裝空氣清淨設備，對於各項清淨裝置的選用參見圖 5.1。但在此必須特別強調，空氣清淨設備中之冷凍乾燥機及吸附式乾燥機也需耗用大量的能源；各種過濾器也會產生壓降，使得壓縮空氣供應端的壓力必須提高，間接的提高能源耗用；因此，在進行各項空氣清淨設備選用時必須特別注意。

圖 5.1、空氣清淨設備選用



5.2、空氣桶的除水功能

大多數的壓縮空氣系統中，在空氣壓縮機的出口端皆裝設有空氣桶，空氣桶的用途主要有三：

- 1.降低壓縮空氣供氣設備所產生脈衝傳遞至管線。
- 2.提供瞬間空氣需求的儲存。
- 3.利用其大面積散熱，使空氣中的水份凝結排出。

對於以上前二者，一般之使用者能瞭解其重要性，但對於第三者卻常被忽略；在本中心多年訪測過的廠商中，有許多案例將空氣桶不直接設置空氣壓縮機後冷卻器(after cooler)之後，而是設置於冷凍式乾燥機之後，以此配置方式不僅無法發揮空氣桶的冷卻排水功能，亦會增加其他乾燥設備(如冷凍乾燥機、吸附式乾燥機等)之負載，增加其能源消耗。

合理之配置順序依次為

- 1.空氣壓縮機
- 2.空氣桶
- 3.乾燥機

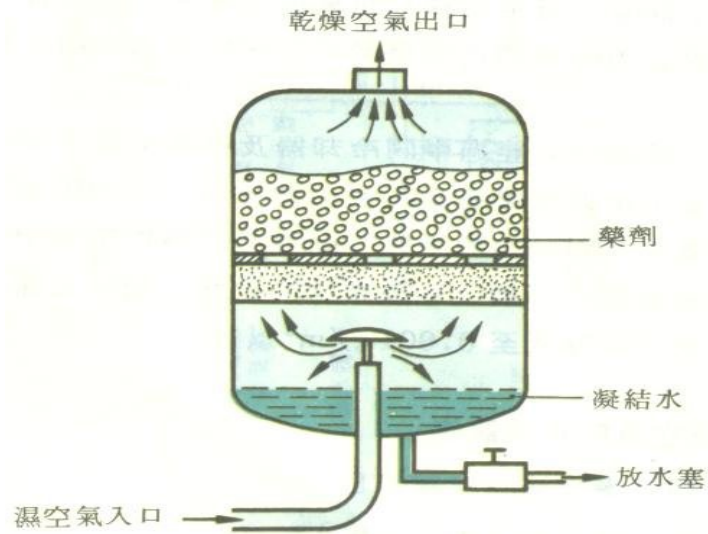
利用空氣桶進行降溫除水，一般並無法滿足現場設備的用氣需求，因此壓縮空氣必須透過其他乾燥設備的處理，方可符合需求。以下各節即在說明較為業者採用的乾燥設備。

5.3、吸收式乾燥

吸收式乾燥由於是利用壓縮空氣中的水份與乾燥室中的化學物質起反應，而變為液態化合物排出的方式，因此這方式亦稱之為潮解式乾燥或化學乾燥，乾燥室中的化學物質通常為氯化鈉(鹽)、氯化鈣和尿素，或為其混合物，因為這些化學物質會慢慢耗盡，故必須定期更換。

吸收式乾燥的優點為構造簡單、安裝容易、不需外加能源、機械磨耗低等。但其缺點為最多只能使潮濕之壓縮空氣露點降低 11℃，因此適用場合受到限制。

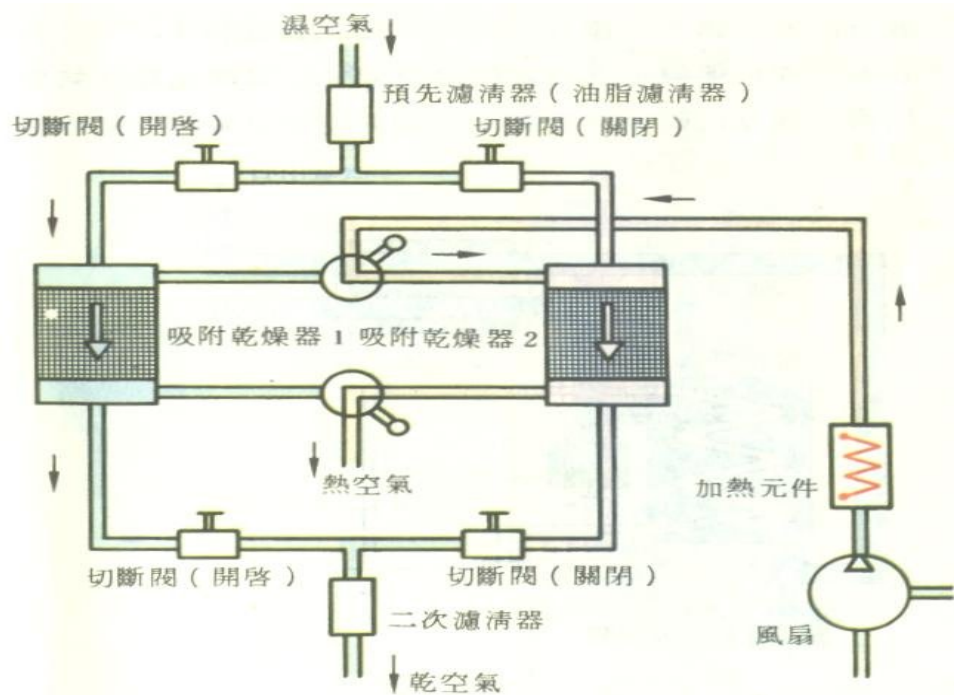
圖 5.2、吸收式乾燥機元件示意圖



5.4、吸附式乾燥

此乾燥方式為一種根據物理作用的乾燥過程，因此有時亦稱之為再生乾燥。其乾燥方式如圖 5.3 所示。

圖 5.3、吸附式乾燥機元件示意圖



通常吸附式乾燥機有兩個並聯的乾燥器，當其中一個有濕空氣通過時，另一個即進行再生程序，如此交替循環使用。此方法所使用之乾燥劑有矽化膠、活性氧化鋁、活性碳等，目前已可使用分子篩使用壓力露點溫度降低至-70 以下。故使用此方式可得到乾燥度極高的壓縮空氣。

而此一乾燥方式，由於能源耗用極大，因此有多種改良型式，上圖中所示已為一改良方式；而其最原始之方式並無加熱元件及風扇，而是引入已乾燥後之高壓空氣直接進行吸附材的再生，以如此之方式運作，約會消耗總處理氣量中 15~20%的壓縮空氣，故其操作費用極為昂貴。為此而有上圖所示之方式，加上加熱元件(一般消耗之能源為電能)及風扇，以此方式運作之乾燥設備，只需在吸附材冷卻時消耗壓縮空氣，其再生所使用之壓縮空氣量可大幅降至約 5%的總處理量。而一最為先進之方式則採用回收壓縮空氣產生時之廢熱，如此將可減少加熱元件的電能耗用。

除以上不同的吸附材的再生型式外，在吸附式乾燥機的運作上，控制方式的不同亦對能源消耗有不同的影響。一般最為常見者採固定時間再生週期控制，即以設定時間之方式進行吸附材再生；如每一小時進行吸附材再生一次等等。另一較為節能之方式為壓力露點溫度控制，其再生週期並不為定值，而是視被處理之壓縮空氣的壓力露點溫度而決定是否進行吸附材的再生作業，當然以此方式操作之吸附式乾燥機較之前者較為節能，但其缺點則在於需採用一昂貴之線上壓力露點感測器。

5.5、冷凍式乾燥

圖 5.4 所示為典型之冷凍乾燥機示意圖，此乾燥方式是利用低溫冷媒冷卻並凝結出壓縮空氣中的水份，再由排水閘排出，被冷卻的壓

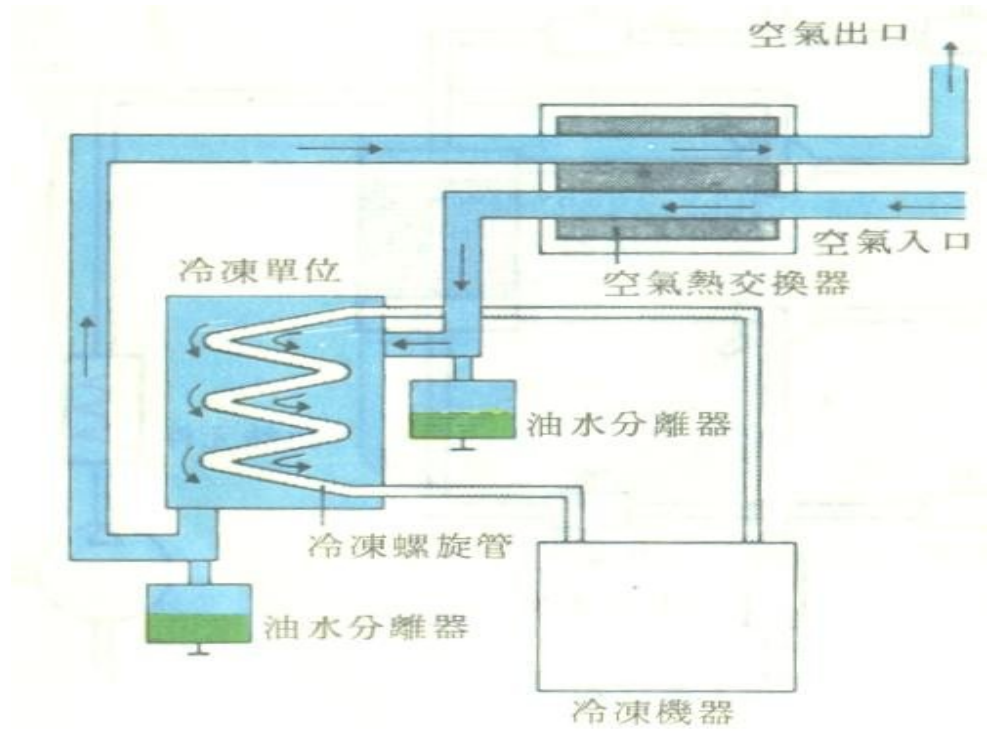
縮空氣再藉由與流入的壓縮空氣進行回溫，而使冷空氣變暖，提高被處理壓縮空氣的乾燥度。本乾燥方式最低之露點溫度為 0.5 ，常用之露點溫度為 2 ，此方式的優點為可在經長時間連續運轉後，仍具有安定的除濕能力，設備處理量大，流入壓縮空氣溫度較高等。在一般的設計上，此設備的安裝馬力約為空氣壓縮機馬力的 5%以下，隨排氣溫度的上昇而有些許的不同，但仍不宜超出 5%；即一 100HP 之空氣壓縮機，其搭配之冷凍乾燥機馬力數不宜超出 5HP。

然而就本中心人員多年的服務經驗，在許多案例中由於現場機台操作人員返映有凝結水自其使用之管線中流出，因此懷疑冷凍乾燥機能力不足，進而加裝超過 5%空氣壓縮機馬力之冷凍乾燥機。對於此類問題，經本中心人員分析瞭解後，歸結出以下各項原因：

1. 冷凍乾燥機冷媒不足或未開機
2. 空氣桶位於冷凍乾燥機之後，或空氣桶過小
3. 現場出氣管線與主管線銜接方式不當(參見圖 6.4)
4. 現場主管線排水不良、無定期排水或自動排水裝置故障
5. 壓縮空氣使用設備之前排水裝置(三點組合中之過濾器)故障
6. 長時間停機後再開機時，沒進行排水即使用

而其中與冷凍乾燥機相關者只有第一項，而其他皆與管線問題有關，因此在遭遇使用端有凝結水之流出之問題時，必須深入瞭解問題發生所在位置之管線狀況，並進一步改善管線，即可得到效果；而不是一味的增加冷凍乾燥機馬力數，如此不但增加能源耗用，且無助於現場問題的解決。

圖 5.4、冷凍式乾燥機元件示意圖



六、壓縮空氣管線節能措施

由空氣壓縮機壓縮送出之空氣必須藉由配管輸送至現場用氣設備，而配管的設計或施工不良，將會產生以下的問題：

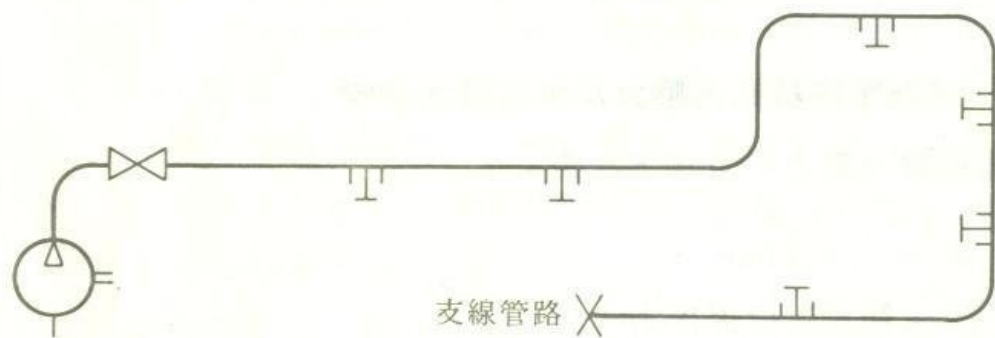
1. 壓力降變大，流量不足
2. 凝結水無法排出
3. 氣壓設備作動不良，產品品質不穩定
4. 保養及檢修困難

對於壓降變大，流量不足之問題點，一般之原因在於輸送管線設計不當或隨著工廠的擴增，既有管線的管徑不足，流速過快造成壓降變大。

6.1、設計不當

圖 6.1 所示為一最簡單且最為常見之壓縮空氣管線配管方式，在此一型式下，如果配管管徑選擇不良，當每一工作站皆在消耗氣體時，則管路下游的工作站將得不到適當的操作壓力及足夠的氣量。又當某一工作站之用氣量突然增加時，則管路下游的壓降將急速增加。因此，以此方式設計、配置之管線並不是一良好的壓縮空氣管線。

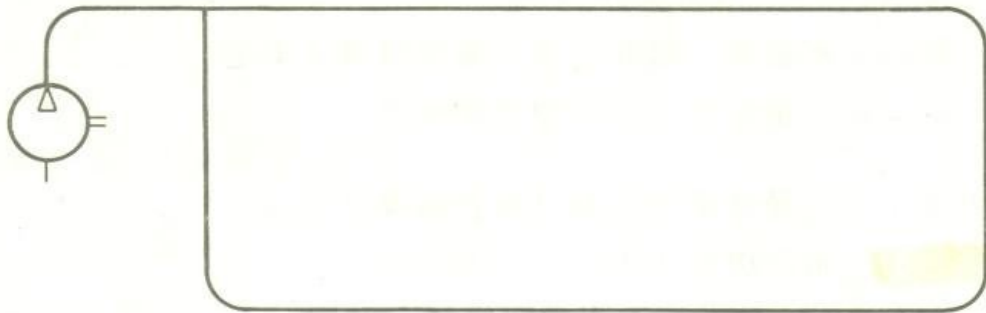
圖 6.1、直線式配管



為改善直線配管之缺點，當現場空間許可時，應儘可能採用環狀

配管，如此之方式對於某一工作站用氣量突然增加時，可由雙方向急速補充氣體，使壓降減至最小程度。因此為得到較穩定(穩定之壓力及穩定之氣量)之壓縮空氣供給，宜採用此種配管方式。

圖 6.2、環狀配管



除以上兩種配管方式外，空氣壓縮機的安裝位置將使得以上之配管方式延伸成四種，見圖 6.3，其分別為

- (A)單供應端環狀管線
- (B)多供應端環狀管線
- (C)單供應端直線管線
- (D)多供應端直線管線

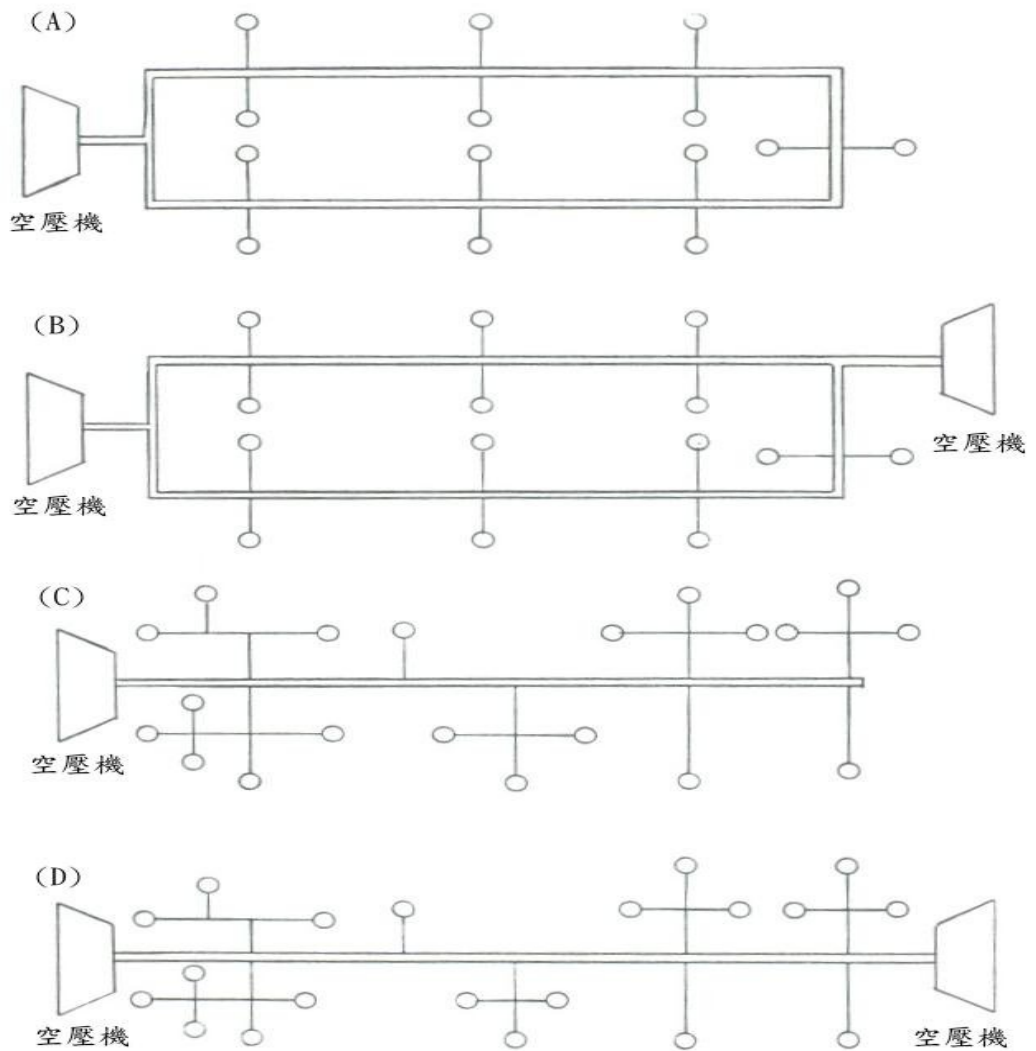
對於無空氣壓縮機連鎖控制的情況下，機台在以上各種配置下之能源耗用，依效率的良否而言，依次為

- 最佳--(A)單供應端環狀管線
- 佳-----(C)單供應端直線管線
- 良-----(B)多供應端環狀管線
- 普通--(D)多供應端直線管線

由以上可歸結出單供應端管線較之多供應端管線空氣壓縮機的能源使用效率為高，其主要原因在於採用多供應端的系統，由於管線壓損

造成空氣壓縮機無法在用氣量減少時，適時感測出並進行機台的卸載或停機，而是一直處於低負載的狀況下運轉；而在第四章的空氣壓縮機能源效率檢討中已提到空氣壓縮機的低負載即代表能源使用效率不良。對於多供應端管線之問題在以往的確不易解決，但目前由於各項控制設備的普及，已可藉由對整個壓縮空氣系統自動監控，使其在低用氣需求時可自動強迫機台卸載或停機，並依各機台之能源效率曲線，啟動適合之機台進行供氣。

圖 6.3、空氣壓縮機位置與管線關係

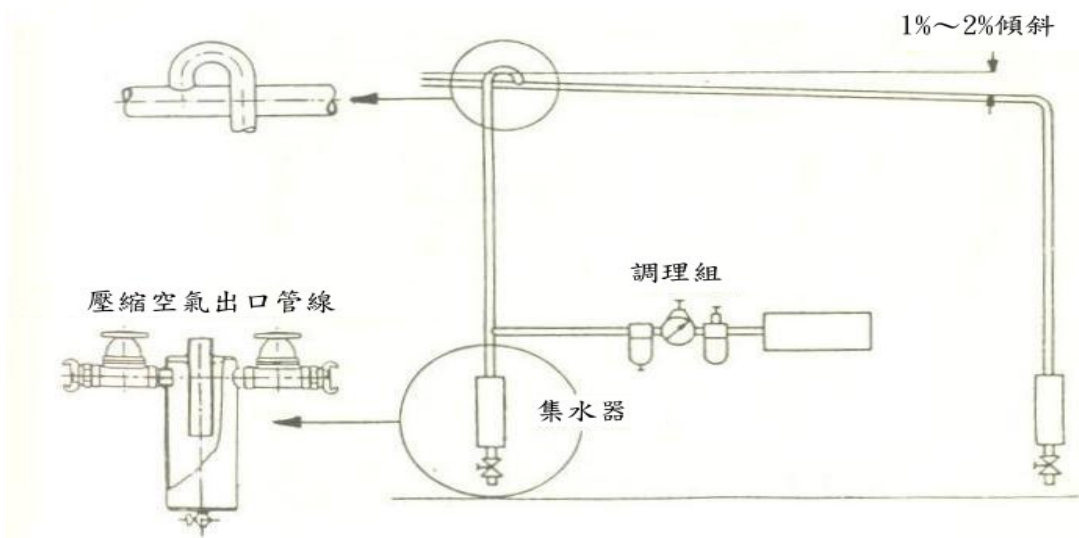


另在各種配管迴路上，應考慮針對各個獨立之區域配置關斷閥，

使其可在不影響其他區域供氣情況下，分段隔離，進行維修作業。

而為使壓縮空氣管線中之水份能順利排除，管線在設計及架設時必須呈一傾斜，角度約為 1~2%，並在每一段管線之最低點裝設排水裝置。

圖 6.4、配管的排水



6.2、空氣洩漏防止

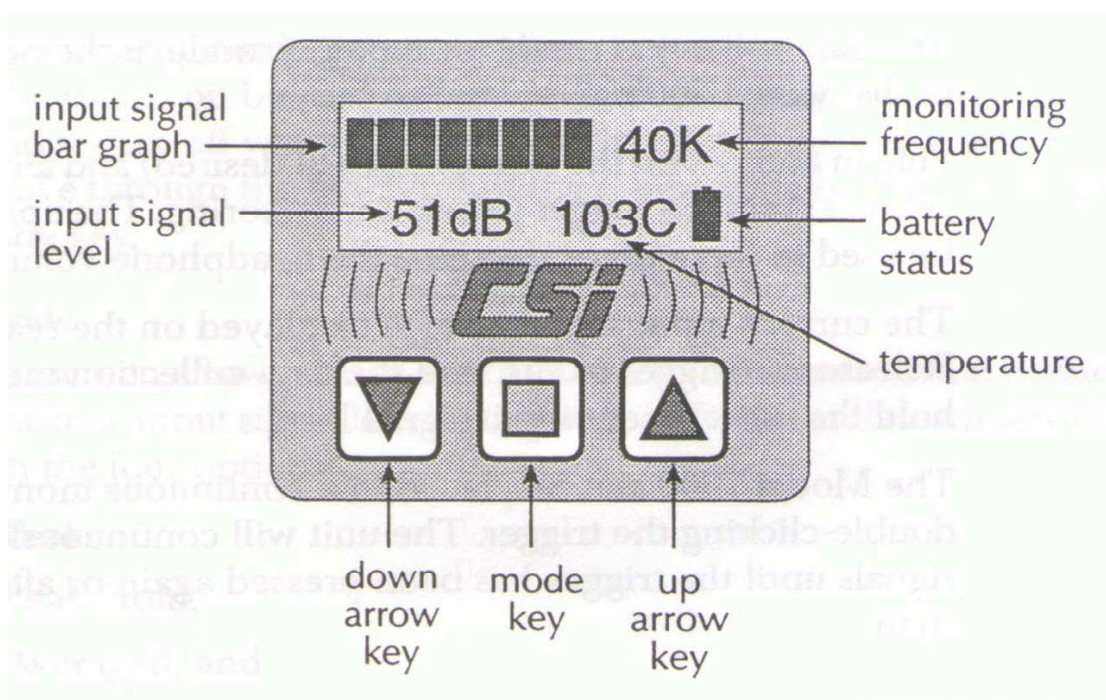
就國外各種資料及本中心多年來檢測壓縮空氣系統之經驗，管線造成之能源浪費，最主要為洩漏，而定期的洩漏點檢為克服此一浪費的主要方式。洩漏點檢之方式就本中心多年來之經驗，最佳方式為全廠停工時，啟動空氣壓縮機供氣至現場，使其由各洩漏點排出，再利用超音波沿管線檢測出各洩漏點，當使用超音波檢測儀器，圖 6.5 所示為本中心所使用之超音波槍，當以此槍進行空氣管線之洩漏點檢時，其洩漏與無洩漏處之差異有 5~10dB，可非常容易的檢測出洩漏點；當檢測出洩漏位置後，可立即加以檢修或先行標示後再安排檢

修。按以上方式，可非常有效的發掘出各種洩漏並加以防止。

圖 6.5、超音波檢測槍



圖 6.6、超音波檢測槍顯示面板



除此之外，就本中心多年之服務經驗，壓縮空氣管線中之洩漏多產生於各種轉接點或三點組合處，為節省時間起見，可預先準備這些材料，並於洩漏點檢時即時進行維修。

除以上的洩漏點檢外，對於洩漏量的掌握也可在進行洩漏點檢之前及改善完成之後進行量測，按本中心目前所使用之洩漏量檢測方式，參見本手冊 3.2 節，為一較為可行之方式。一般而言，要求壓縮空氣管線完全不洩漏並不切實際，但佔系統總供氣量 10% 以下為一必須達到之目標。

6.3、空氣管線壓損降低

壓縮空氣輸送管線中，壓降的增加將造成空氣壓縮機輸出壓力的上昇，而空氣壓縮機輸出壓力每上昇 $1\text{kg}/\text{cm}^2$ ，則耗電量上昇約 4~8%，為此必須定期檢討管線上壓降的問題，並加以正確的克服，而不是一味的提高空氣壓縮機輸出壓力。對於管線上的檢討，應分以下三項目進行。

1. 管徑
2. 閥件及接頭
3. 其他配件

6.3.1、管徑的檢討

對於管徑的大小的檢討，可利用以下之公式進行。

$$D=1.533 \times (Q/P)^{0.5}$$

上式中 D：最小管徑(inch)

Q：流量(Nm^3/min)

P：絕對壓力(錶壓力 $\text{Kg}/\text{cm}^2 + 1.033 \text{ Kg}/\text{cm}^2$)

當計算出之管徑大於目前使用之輸送管徑時，表示目前使用者過小，即有可能造成壓降過大之問題。其解決方式有二：

- 1.更換既有管線為較大管徑管線
- 2.另加支管，降低原管線流量

除以上方式外，當然壓力的提昇也有助於管徑的大小的縮小，但如此方式會大幅提高空氣壓縮機能源消耗，是一絕對錯誤的解決之道，不可不注意。

6.3.2、管件、閥件及接頭的檢討

壓縮空氣在通過管路或閥體時，由於流體分子與管壁間的摩擦，會產生壓降，一無脈動空氣流動於清潔與光滑之管線中之壓力降可以下式計算得知。

$$f = 0.125 \times L \times q^2 / (r \times d^{5.31})$$

上式中 f: 壓力降(psi)

L: 管長(ft)

q: 自由空氣量(ft³/sec)

r: 壓縮比

d: 管內徑(inch)

由此公式中可知出，影響壓力降的最主要因素有二，其一為流量(q)，另一為管內徑；當流量每增加一倍時，壓力降變為原值的四倍；當管徑減小一倍時，壓力降變為原數值的 39.7 倍。因此降低空氣管線前後端壓降的最佳方式為增加管內徑。

除以上所提及之管長、流量及內徑等會影響壓力降外，壓力降的大小也和空氣中凝結水的多寡、管壁粗糙度等有關。

一般對於管件、閥件及接頭等之壓力降計算，使用如表 6.1 所示之等效長度對照表，其中所列之數值(L/D)為相當於管線直徑的倍數。由此表可知當一空氣管線中之彎頭、接頭及閥增多時，等效長度也變長，因此管線前後的壓降也會變大。另由閘閥四種開度(全開、3/4、1/2 及 1/4)之等效長度，從全開時的 13 急速上昇至 900，相同之效應也會產生在其他種閥件上，因此為降低空氣管線中的壓力損

失，各種閥件的開度應儘可能保持在全開或全閉。

表 6.1、管線中各配件之等效長度(L/D)

球閥，全開	450
角閥，全開	200
閘閥，全開	13
開度 3/4	35
開度 1/2	160
開度 1/4	900
擺動逆止閥，全開	135
線上球逆止閥，全開	150
6"以上蝶閥，全開	20
90°標準彎頭	30
45°標準彎頭	16
90°長直徑彎頭	20
標準 T 接頭	
通過支管	20
由支管流出	60

6.3.3、其他配件

在管線上另一會嚴重影響空氣壓縮機供氣效率，即會造成壓降上昇者為過濾器。常見之過濾器大多是利用空氣通過細密的篩網來達到過濾的目的，也由於如此之結構，必然會因時間使用久了之後，篩網阻塞，氣體通過的阻力增加，直接造成空氣通過時的壓損變大。為解決此問題必須檢討過管線上各類型過濾器的安裝，對於非必要過濾器應拆除，對於絕對必要之過濾器則必須定期更換或清理。

圖 6.7 所示為常見於壓縮空氣主管線之過濾器，其濾網篩目可分為 40 μ 、3 μ 、1 μ 、0.01 μ 等多種，其工作原理是壓縮空氣自其濾心之中間引入，利用濾心內部與外部之壓差，使空氣穿過濾網再導出。在此範例過濾器上另裝置有壓差錶，利用此錶所顯示之數值，可決定

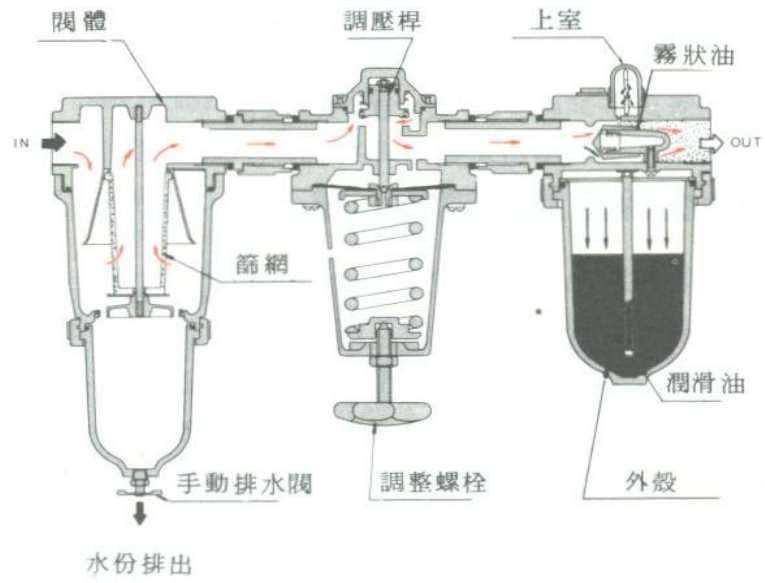
出濾心是否需進行清理或更換。

圖 6.7、空氣主管線過濾器



而圖 6.7 所示為常見於現場之三點組合，其由三個元件組合而成，分別為過濾器、壓力調節器、潤滑器。其中過濾器由於負有除水之任務，必須定期進行排水，方可發揮功效；而其中之過濾網也必須定期清理或更換，以避免壓降的上昇。

圖 6.8、空氣使用端之三點組合



七、編後語

財團法人中技社節能技術發展中心，主要任務是配合國家能源政策，執行各項節約能源技術服務計畫。多年來，節能中心始終致力於積極尋求諸多節能機會，以協助業界創造旺盛的競爭力。

中技社節能中心經由檢測、診斷及分析找出廠商能源使用缺失，尋找節能機會，對能源用戶提供能源效率評估及製程改善，並為各企業培訓能源管理人才，製作節約能源海報、貼紙及各種節能成果專刊、節能技術手冊，推廣節約能源觀念；並透過節能輔導成功之各項觀摩研討會，以及年度成果發表會等，促成業者間的觀摩與激勵，達成彼此對節能的共識與互動，期使達成全面落實節約能源的目的。

此手冊為本中心多年來從事壓縮空氣系統能源節約改善工作時，所蒐集之各項資料及現場經驗累積，其中包括各類空氣壓縮機簡介，空氣壓縮機的效率測試及節能探討，壓縮空氣的品質維持設備節能措施，輸送管線節能措施等。

此手冊編撰是在中技社節能中心王主任文伯博士及翁副主任信二的指導下，由莊朝焮組長主編，郭載書顧問提供技術諮詢，陳信男組長之編排，工程師林文祥及黃時先生提供檢測數據資料及空氣壓縮機檢測標準作業書，以及忻珮雯小姐的文書飾稿、蔡詩珊小姐的電腦圖檔協助處理，才得以順利完成，在此致上十二萬分的謝意。倉促間內容不免有所疏漏和缺失，還望產、官、學界的各位先進不吝指正！

八、參考文獻

1. Paresh S. Parekh, “Beyond Air Leaks-How to Do Compressed Air Systems Analysis?”, Energy Engineering, vol. 95, No. 6, 1998.
2. J. Edward Pope, Editor, Rules of Thumb for Mechanical Engineering, Gulf Publishing Company, 1997.
3. Edwin M. Talbott, Compressed Air Systems: A Guidebook on Energy and Cost Savings, Second Edition, 1992.
4. 孔口組流量計型錄資料, Airflow Energy Ltd., North Vancouver, BC, Canada, 1994.
5. 陳靖, 液氣壓學, 文京圖書有限公司。
6. 呂淮熏、黃勝銘, 氣液壓學, 高立圖書有限公司。
7. 魏廣炯, 基本氣油壓學, 徐氏基金會。
8. 王德翔譯, 壓縮空氣與氣體手冊, 徐氏基金會。
9. 空氣壓縮機系統節能技術手冊, 經濟部能源委員會編印。
10. 郭介沂, “空氣壓縮機的系統節約能源”, 科技報導。
11. 復盛(股)公司產品型錄--西德 ZANDER 壓縮空氣淨化系統。

