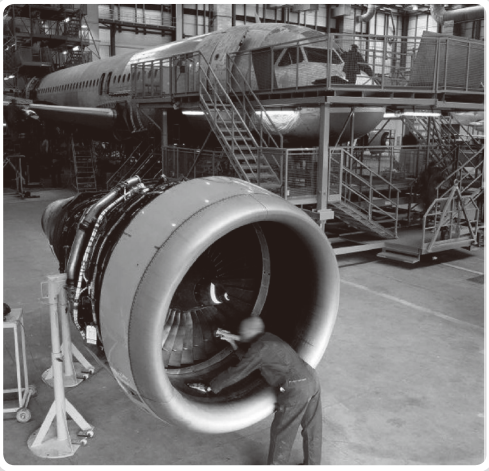
Chapter

# 14 輪機機械

## 學習目標

讀完本章後，你將能夠

- 辨認各類的渦輪機與泵，並了解它們的運作方式。
- 應用因次分析設計與既有泵或渦輪機在幾何上相似的新渦輪機或泵。
- 對進出渦輪機或泵的流體，進行基本的向量分析。
- 使用比速度的方法，用於泵和渦輪機的初步設計與選用。



現代商用飛機的噴射引擎是非常複雜的輪機機械，其中包含泵 (壓縮機) 和渦輪機兩部分。
*© Stockbyte/PunchStock RF*

在本章中將以基本原理，討論流體力學應用於常用且重要的輪機機械。首先，將輪機機械分類成渦輪機與泵兩大類，然後較為詳細的討論這兩類輪機設備，解釋其運作的基本原理。我們將重點放在輪機機械的初步設計與整體性能上，而非其詳細設計；並且討論如何將輪機機械的性能特性，正確的配合流體系統的需求。本章以較多篇幅用於說明輪機機械的比例定律 —— 因次分析的實務應用，並示範比例定律用於設計一個與既有設備是幾何相似的新輪機機械。

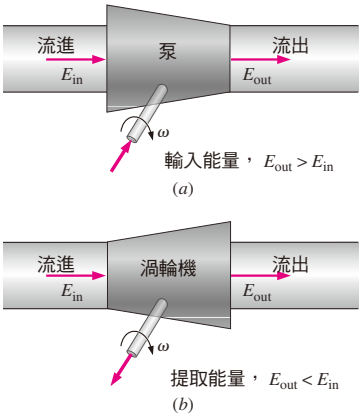



**圖 14-1** (*a*) 泵提供能量給流體，(*b*) 渦輪機從流體提取能量。

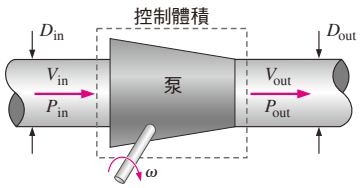



**圖 14-2** 穩定流動下，進入泵的質量流率須等於泵出口的質量流率以符合質量守恆；對於不可壓縮流且泵的入出口之截面積相同時 ($D_{out} = D_{in}$)，可得結論 $V_{out} = V_{in}$，但 $P_{out} > P_{in}$。

## 14-1 分類及專有名詞

首先將輪機機械分為兩大類，泵與渦輪機。在此，泵這個字在通用術語中，指的是可對流體提供能量的流體機械，故泵常被作者稱為吸收能量的設備。泵吸收能量後，再經由旋轉軸部件，將大部分的能量傳遞給流體 (圖14-1*a*)，而流體所增加的能量通常為流體的增壓。另一方面，渦輪機則為能量產生設備，通常是以一旋轉軸的方式 (圖14-1*b*)，從流經渦輪機的流體提取能量，將大部分的能量以某種機械能的方式傳遞輸出。流體在渦輪機出口處的能量低於入口值，其能量損失通常以壓力的損失表示。

一般人可能會認為，能量提供給泵，會增加流經泵的流速，或是渦輪機從流經的流體中提取能量會降低流體的流速，但這種情況並非一定會產生。當考量將泵的周圍視為控制容積 (圖14-2)，假設為穩定條件，則無論是質量流率還是旋轉葉片的轉速都不會隨時間變化 (泵內鄰近旋轉葉片的流場是不穩定的，但控制容積的分析不涉及內部的變化細節)。由質量守恆得知，進入泵的質量流率要等於離開泵的質量流率，如果流體是不可壓縮流，泵的進出口流體的體積流率也會是相同的。進一步說，若是出口與入口的管徑是相同的，根據質量守恆原理，出口流體的平均流速與入口流體的平均流速必須是相等的。換句話說，泵不一定會增加流體通過泵的流速，而是會增加流體的壓力。當然若將泵關閉時就不會有流體流動，因此若是相比於在系統中沒有泵的情況下，泵的確會增加流體的速度。然而，在泵的入出口變化方面，流體的速度並不一定增加 (如果出口的管徑較入口的管徑大，出口流速甚至可能比入口流速低)。

泵的目的是提供能量給流體，從而增加流體的壓力，不一定會增加流經泵的流體的流速。

相似地，對渦輪機來說：

渦輪機的目的是從流體中提取能量，進而造成流體的壓力降，不一定會降低流經渦輪機的流體的流速。

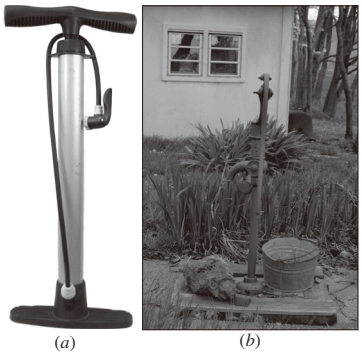
移動流體的流體機械被稱為泵，但移動氣體的流體機械卻有好幾種其它名稱 (圖14-3)。風扇為一種能建立低壓差和高流量的氣體泵，例如天花板風扇、室內風

扇、螺旋槳等。風機是一種能建立中至高壓差，以及中至高流量的氣體泵。實例包括離心式風機、汽車通風系統的鼠籠式風機及葉片式風機。壓縮機則是一種能建立高壓差的氣體泵，流量通常是低至中。實例包括空氣壓縮機運用在氣壓工具，和汽車服務站的輪胎充氣機，以及熱泵、冰箱和空調機上所使用的冷媒壓縮機。

| | 風扇 | 風機 | 壓縮機 |
|---|---|---|---|
| $\Delta P$ | 低 | 中 | 高 |
| $\dot{V}$ | 高 | 中 | 低 |

**圖 14-3**　當工作流體為氣體時，泵被稱為風扇、風機或壓縮機，這取決於其建立的壓差與體積流率而定。

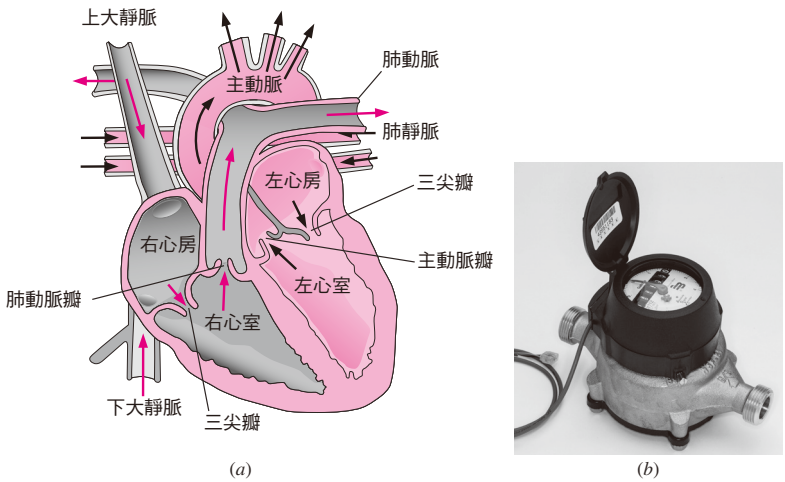
一般而言，由旋轉軸供給或是提取能量的泵或渦輪機，皆被稱作為輪機機械，輪機機械中的字首 turbo，在拉丁文中即為“旋轉”的意思。然而，並非所有泵與渦輪機皆運用旋轉軸，例如自行車輪胎充氣的手動空氣泵就是一個例子 (圖 14-4*a*)，這種類型的泵是由柱塞或活塞上下往復運動來取代旋轉軸，與其稱它為輪機機械，更適合稱為流體機械。老式的水井泵就是用類似的原理方式來抽水而非空氣 (圖 14-4*b*)。然而文獻中，輪機機械一詞不論其是利用旋轉軸，通常被泛指所有類型的泵和渦輪機。



(*a*)　(*b*)

**圖 14-4**　不是所有的泵都具有旋轉軸；(*a*) 藉由人手臂上下運動，將能量提供給一個手動的打氣筒；(*b*) 老式的水井泵具有類似的機制來打水。
*(a) Photo by Andrew Cimbala, with permission. (b) © Bear Dancer Studios/Mark Dierker.*

流體機械也可以根據能量傳遞的方式，大致上分類為正位移式機械與動力式機械。在正位移式機械中，流體被引入到一個密閉容積，能量傳遞給流體是藉由移動密閉容積的邊界來完成，造成容積的膨脹或收縮，從而汲取或擠出流體。心臟即是正位移式泵的最好例子 (圖 14-5*a*)，它是一個具有單向閥的設計，當心臟膨脹時，閥門打開讓血液流入；當心臟壓縮時，另一單向閥打開讓血液流出。另一個正位移式渦輪機的實例則是家中的水錶 (圖 14-5*b*)，水流進入一個密閉膨脹腔體，將由一個旋轉軸的轉動將水引入；接著容積邊界縮小，旋轉軸繼續轉




(*a*)　(*b*)

**圖 14-5**　(*a*) 人的心臟是一個正位移式的泵；血液藉由心臟心室的舒張和收縮來輸送。(*b*) 家用的水錶是一個正位移式的渦輪機；水充滿已知體積的腔體然後離開，輸出軸即轉動一圈。
*(b) Courtesy of Badger Meter, Inc. Used by permission.*



**圖 14-6** 風力渦輪機是開放式動力機械的好實例，由風力轉動葉片，然後以輸出軸驅動發電機。
*The Wind Turbine Company. Used by permission.*

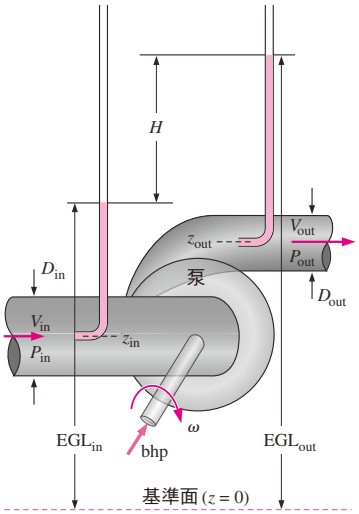



**圖 14-7** 泵的淨水頭 $H$ 定義為從泵的入口到出口伯努利水頭的變化，流體為液體時，$H$ 就等於能量坡度線於任意基準平面時的變化，$H = EGL_{out} - EGL_{in}$；bph 稱為制動馬力，為供給泵的外部功率。

動，使水持續流向家裡的水槽及蓮蓬頭等。當水流體流經過水錶，水錶密閉腔體的體積已知，輸出軸每旋轉一圈 (360°) 時，水錶就可準確記錄一次水的流量。

動力機械沒有密閉的容積，而是由旋轉葉片來提供或提取能量給流體。對於泵而言，這些旋轉的葉片稱為葉輪葉片，而對於渦輪機，旋轉的葉片稱為動輪葉片或轉桶 (buckets)。動力式泵的實例包括封閉式泵與管路泵(葉片周圍有殼體包覆的泵，例如汽車引擎的水泵)，與開放式泵(沒有殼體的泵，例如吊扇和飛機或直昇機上的螺旋槳)。動力式渦輪機的實例包括封閉式渦輪機，例如水力發電廠中從水提取能量的水輪機；及開放式渦輪機，如風力渦輪從風中提取能量 (圖 14-6)。

## 14-2 泵

在分析泵的效率時會使用到一些基本的參數，泵流體的質量流率 $\dot{m}$ 即為一個顯著的主要性能參數。對於不可壓縮流，更普遍的是使用體積流率而非質量流率，在輪機機械工業中，體積流率被稱為容量，是由質量流率除以流體密度所表示，

體積流率 (容量)：
$$\dot{V} = \frac{\dot{m}}{\rho} \tag{14-1}$$

此外，泵的性能特徵還可用淨水頭 $H$ 表示，定義為泵入出口之間的伯努利水頭之變化。

淨水頭：
$$H = \left(\frac{P}{\rho g} + \frac{V^2}{2g} + z\right)_{out} - \left(\frac{P}{\rho g} + \frac{V^2}{2g} + z\right)_{in} \tag{14-2}$$

淨水頭的單位為長度，即使泵的工作流體並不是水，通常仍以等效的水柱高度來表示。

當液體被泵引入時，入口的伯努利水頭相當於入口的能量坡度線 $EGL_{in}$，可由皮托管置於入口流體中心平行於流場而得，如圖 14-7 所示；而以同樣方法可得出口處的能量坡度線 $EGL_{out}$。在一般的情況下，泵的出口與入口的高度可能不相同，管徑和平均流速或也不相同，但無論如何，淨水頭 $H$ 等於 $EGL_{out}$ 與 $EGL_{in}$ 之間的差，

水泵的淨水頭：
$$H = EGL_{out} - EGL_{in}$$

考慮不可壓縮流之特殊情況，泵的入出口管徑相同且高度亦相同時，化簡式 (14-2) 為

在 $D_{out}=D_{in}$，$z_{out}=z_{in}$ 的特殊情況：

$$H=\frac{P_{out}-P_{in}}{\rho g}$$

對此簡化的情況下，淨水頭 (流體的水柱高) 即表示泵的壓力升。

淨水頭正比於實際輸送到流體的有效功，傳統上稱為水馬力，即使泵輸送的流體不是水，而且單位也不是馬力亦如此。基於因次分析的緣故，我們必須將式 (14-2) 的淨水頭乘以流體質量流率及重力加速度才能得到功率的因次，所以，

水馬力：

$$\dot{W}_{\text{water horsepower}}=\dot{m}gH=\rho g\dot{\forall}H \tag{14-3}$$

所有的泵都會因為摩擦、內部洩漏、葉片表面的流動、紊流發散等影響，受制於不可逆的損失，因此供給泵的機械能必須大於輸出功水馬力。在泵的專有名詞中，供給到泵的外部功率被稱為制動馬力，縮寫為 bhp。對於以旋轉軸作為供應制動馬力的典型案例而言，

制動馬力：

$$\text{bhp}=\dot{W}_{\text{shaft}}=\omega \text{T}_{\text{shaft}} \tag{14-4}$$

其中 $\omega$ 為旋轉軸的旋轉速度 (rad/s)、$\text{T}_{\text{shaft}}$ 為供應給旋轉軸的轉矩，我們定義泵的效率為輸入功率與有效功率的比值，

泵效率：

$$\eta_{\text{pump}}=\frac{\dot{W}_{\text{water horsepower}}}{\dot{W}_{\text{shaft}}}=\frac{\dot{W}_{\text{water horsepower}}}{\text{bhp}}=\frac{\rho g\dot{\forall}H}{\omega \text{T}_{\text{shaft}}} \tag{14-5}$$

## 泵的性能曲線及與管路系統的匹配

當淨水頭為零時 ($H=0$)，泵輸送的體積流率為最大，此時流率稱為泵的自由輸送流量。自由輸送流量之發生，為泵的入出口處均無任何的流動限制時，換句話說就是在泵無負載的時候。在此工作點下，$\dot{\forall}$ 為最大，但 $H$ 為零，因為泵在作無效的功，所以如從式 (14-5) 看出，泵的效率為零。另外一個極端情況，在關閉水頭時的時候，體積流率為零，$\dot{\forall}=0$，在泵的出口端被遮斷時所造成。於此條件下，$H$ 為最大，但 $\dot{\forall}$ 為零，泵還是作無效的功，效率一樣為零 [式 (14-5)]。從關閉水頭到自由輸送這兩種操作情形之間，隨著流率的增加，泵的淨水頭從關斷水頭開始至自由輸送之間，雖然有時候在靠關閉水頭附近，淨水頭會隨流率增加而增加，但 $H$ 最終在體積流率達到最大的自由輸送值時會降至零。在關閉和自由輸送條件之間的

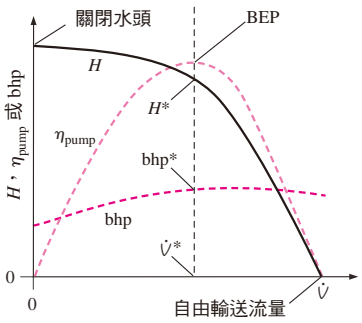



**圖 14-8** 後傾葉片離心式泵的典型泵效率曲線；曲線形狀和其它型式的泵可能不同，且隨軸的旋轉速度改變而變化。

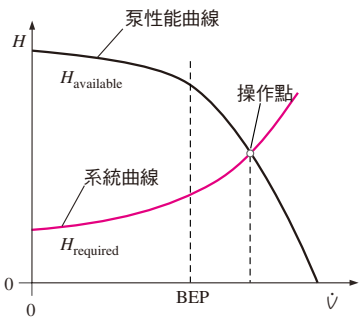



**圖 14-9** 管路系統之操作點建立於系統曲線與泵效率曲線交會的體積流率。

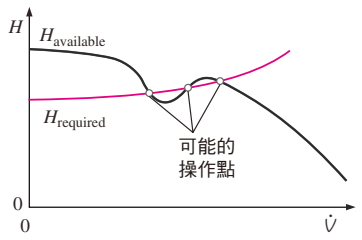



**圖 14-10** 應避免不只一個操作點的情況，在這樣的情況下，應使用不同的泵。

某個狀態點，有泵效率的最大值，這個泵效率最大值的運轉點稱為最佳效率點 (BEP)，且以 * 表示為最大值 ($H^*$、$\dot{V}^*$、$\text{bhp}^*$)。以 $\dot{V}$ 為函數的 $H$、$\eta_{pump}$ 和 bhp 的曲線稱為泵性能曲線或特性曲線 (參見第 8 章)，在某個轉速的典型曲線則繪製於圖 14-8 之中，泵性能曲線隨轉速而變化。

必須了解在穩定情況下，泵只能沿著性能曲線運轉，所以一個管路系統操作條件取決於系統需求 (所需淨水頭) 與泵性能 (可用的淨水頭) 之間的配合。在一個典型的應用當中，$H_{required}$ 與 $H_{available}$ 在唯一的流率值下相配 —— 此即該系統的操作點或負載點。

**一個管路系統穩定操作點的體積流率，建立於當 $H_{required} = H_{available}$ 時。**

一個管路系統會有主要和次要壓損，以及位高變化等等，其所需的淨水頭會隨著體積流率增加而增加；另一方面，如圖 14-8 所示，大部分的泵的可用淨水頭則會隨體積流率的增加而減少。因此，如圖 14-9 所示系統曲線與泵的性能曲線相交於一點，此點稱為操作點。幸運時，操作點會落於或接近於泵的最佳效率點。但在大部分的情況，則如圖 14-9 所示，泵並不會運轉在最佳效率點。如果效率是主要的考量因素，泵就應該要慎選 (或設計新的泵)，使得操作點儘量接近最佳效率點。在某些情況下，可以改變轉泵的軸轉速，使既有的泵能夠操作運轉於接近其設計點 (最佳效率點)。

較為不幸的情況為，管路系統曲線與泵性能曲線交會不只在一個操作點，這個情況會發生在淨水頭性能曲線有下沉段的泵，且管路系統曲線相當平坦時，如圖 14-10 所示。上述雖然不常見但也是有可能發生且應該要避免，發生時系統可能會追逐某個操作點，導致不穩定流動情況。

管路系統與泵的匹配應是直截了當的，尤其我們明白用水頭表示的能量方程式 (第 5 章)，其中的可用的泵水頭 ($h_{pump,\,u}$)，與本章節所使用的淨水頭 ($H$) 是相同的。例如考量一個具有位高變化、主要與次要損失和流體加速度的普通管路系統 (圖 14-11)，然後就用能量方程式求解所需淨水頭 $H_{required}$，

$$H_{required} = h_{pump,\,u} = \frac{P_2 - P_1}{\rho g} + \frac{\alpha_2 V_2^2 - \alpha_1 V_1^2}{2g} + (z_2 - z_1) + h_{L,\,total} \qquad (14\text{-}6)$$

此式假設系統中沒有渦輪機，若有需要仍可將此項加入到以上的公式。為了使計算更加準確，在式 (14-6) 中加入動能修正係數，即使在流體機械裡，通常將能量修正係數忽略不計 (流場為紊流，所以 $\alpha_1$ 和 $\alpha_2$ 通常假設為 1)。

式 (14-6) 可以評估從管路系統的入口 (點 1，泵的上游) 到管路系統的出口 (點 2，泵的下游) 所需的水頭，式 (14-6) 與一般的直覺一致，它告知我們傳遞給流體可用的泵水頭，達成以下四種功能：

- 增加從點 1 到點 2 的流體的靜壓 (方程式右邊第一項)。
- 增加從點 1 到點 2 的流體的動壓 (動能) (方程式右邊第二項)。
- 提升從點 1 到點 2 的流體的位高 (位能) (方程式右邊第三項)。
- 它克服了管路系統中的不可逆水頭損失 (方程式右邊最後一項)。

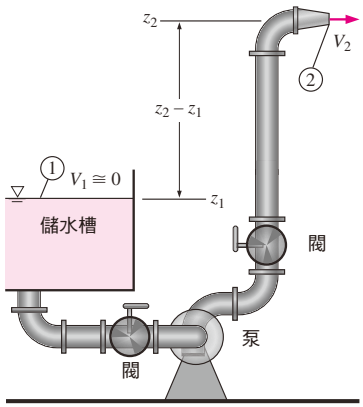



**圖 14-11**　式 (14-6) 強調管路系統中泵所扮演的角色，即泵增加 (或減少) 靜壓、動壓和流體的位高，且克服不可逆的損失。

在一般的系統中，靜壓、動壓與位高的變化可能有正有負，但不可逆水頭損失總是為正。在機械或土木工程問題中，流體為液體時，位高項是很重要的，但當流體為氣體時，像是通風與空氣污染控制的問題時，位高項幾乎是可以忽略的。

為了匹配泵與管路系統，並找出其操作點，我們使式 (14-6) 的 $H_{\text{required}}$ 與 $H_{\text{available}}$ 相等，$H_{\text{available}}$ (一般已知) 為泵的淨水頭，是體積流率的函數。

操作點：
$$H_{\text{required}} = H_{\text{available}} \tag{14-7}$$

最普遍的情況工程師選取稍微高出實際所需值的泵，這樣通過管路系統的體積流率會比所需的值大一些，並且於管路上裝設閥件或調節風門，使得流率能依所需作調降。

## 例題 14-1　通風系統風扇的操作點

一個區域通風系統 (風罩與排氣管)，用於乾洗排氣及排除污染物 (圖 14-12)，排氣管為鍍鋅鋼材製成的縱向有縫圓形管，每 0.76 m 有接合縫。管內徑 (ID) 為 $D = 0.230$ m，其總長為 $L = 13.4$ m。沿著管路有五個 CD3-9 的肘管，此管的等效粗糙高度為 0.15 mm，並且每個肘管的壓損失係數 $K_L = C_0 = 0.21$，符號 $C_0$ 為次要損失係數，一般用於通風工業 (ASHRAE, 2001)。為了確保有足夠風量，在 25°C 下通過管路的最小所需體積流率為 $\dot{\forall} = 600$ cfm (每分鐘立方英尺) 或 0.283 $m^3/s$。風罩製造商所列，基於管內流速的風罩進風之壓損係數為 1.3。當節風門全開時，其壓損係數為 1.8。可用入出口管徑為 22.9 cm 的離心式風扇，製造商所列之效率數據呈於表 14-1。預測此區域通風系統之操作點，並畫出以體積流率為函數之所需和可用風扇的壓升圖。此風扇是否適用？

**解答：**對已知風扇與管路系統預測其操作點，並畫出以體積流率為函數之所需和可用風扇的壓升圖，然後決定此風扇是否適用。

**假設：1.** 此流動為穩定流。**2.** 因為空氣中污染物的濃度很低，流體性質僅為空氣的性質。**3.** 出口流場 $\alpha = 1.05$ 之完全發展紊流。

**性質：**25°C 的空氣，$\nu = 1.562 \times 10^{-5}$ m$^2$/s，且 $\rho = 1.184$ kg/m$^3$。標準大氣壓力為 $P_{\text{atm}} = 101.3$ kPa。

**分析：**我們將室內空氣停滯區域視為點 1 到管路出口視為點 2，應用以水頭表示穩定能量之方程式 (14-6)，

$$H_{\text{required}} = \frac{P_2 - P_1}{\rho g} + \frac{\alpha_2 V_2^2 - \alpha_1 V_1^2}{2g} + (z_2 - z_1) + h_{L,\text{total}} \qquad (1)$$

在式 (1) 中我們可以忽略點 1 空氣的速度項，因所選取的位置距離管罩入口足夠遠，空氣幾乎是為靜止。在點 1，我們讓壓力 $P_1$ 等於大氣壓力 $P_{\text{atm}}$；在點 2，我們讓壓力 $P_2$ 等於 $P_{\text{atm}} - \rho g(z_2 - z_1)$，基於是將室內空氣排放至更高點 $z_2$ 屋頂的室外。因此式 (1) 中的壓力項位高項消除，並簡化為

所需淨水頭：
$$H_{\text{required}} = \frac{\alpha_2 V_2^2}{2g} + h_{L,\text{total}} \qquad (2)$$

在式 (2) 之中的總水頭損失是主要與次要損失的組合，並隨體積流率變化。因為管徑是固定的，

不可逆總水頭損失：
$$h_{L,\text{total}} = \left( f\frac{L}{D} + \sum K_L \right) \frac{V^2}{2g} \qquad (3)$$

無因次粗糙度因子 $\varepsilon/D = (0.15 \text{ mm})/(230 \text{ mm}) = 6.52 \times 10^{-4}$，空氣在管內流動的雷諾數為

雷諾數：
$$\text{Re} = \frac{DV}{\nu} = \frac{D}{\nu}\frac{4\dot{V}}{\pi D^2} = \frac{4\dot{V}}{\nu \pi D} \qquad (4)$$

雷諾數會隨體積流率而變化。在最小所需流率下，流經管內的空氣流速為 $V = V_2 = 6.81$ m/s，雷諾數為

$$\text{Re} = \frac{4(0.283 \text{ m}^3/\text{s})}{(1.562 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s})\pi(0.230 \text{ m})} = 1.00 \times 10^5$$

從穆迪圖 (或科爾布魯克方程式) 中可知，在此雷諾數與粗糙度因子之下，摩擦係數 $f = 0.0209$。所有次要損失係數的總和為：

次要損失：
$$\sum K_L = 1.3 + 5(0.21) + 1.8 = 4.15 \qquad (5)$$

將這些最低所需流率的數據代入式 (2)，在最低流率下的風扇所需淨水頭為

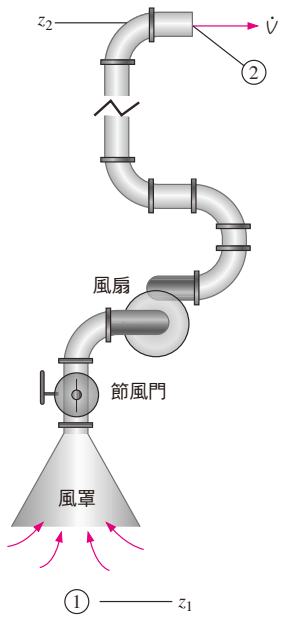



**圖 14-12** 例題 14-1 的局部通風系統，其中顯示風扇以及所有微小的損失。

**表 14-1** 例題 14-1 使用風扇的效率數據*

| $\dot{V}$，cfm | $H_{\text{available}}$，英寸 $H_2O$ |
|---|---|
| 0 | 0.90 |
| 250 | 0.95 |
| 500 | 0.90 |
| 750 | 0.75 |
| 1000 | 0.40 |
| 1200 | 0.0 |

* 注意雖然流體為空氣，但是壓力上升數據之單位為英寸水柱高，在通風產業常用這種單位。

$$H_{\text{required}} = \left(\alpha_2 + f\frac{L}{D} + \sum K_L\right)\frac{V^2}{2g}$$
$$= \left(1.05 + 0.0209\,\frac{13.4\text{ m}}{0.230\text{ m}} + 4.15\right)\frac{(6.81\text{ m/s})^2}{2(9.81\text{ m/s}^2)} = 15.2\text{ m of air} \quad (6)$$

須注意以上水頭以被加壓流體的等效水柱高度來表示，此題中流體為空氣，所以我們藉由將此數字乘上空氣密度與水密度的比值，將其轉換到等效的水柱高，

$$H_{\text{required, inches of water}} = H_{\text{required, air}}\frac{\rho_{\text{air}}}{\rho_{\text{water}}}$$
$$= (15.2\text{ m})\frac{1.184\text{ kg/m}^3}{998.0\text{ kg/m}^3}\left(\frac{1\text{ in}}{0.0254\text{ m}}\right) \quad (7)$$
$$= 0.709\text{ inches of water}$$

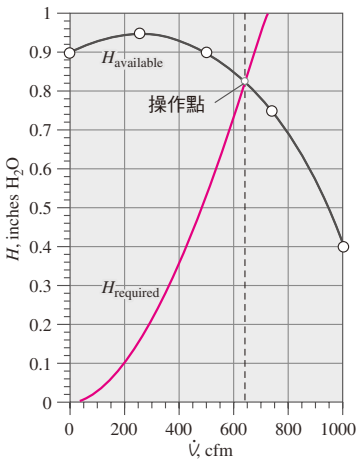



**圖 14-13**　例題 14-1 通風系統以體積流率為函數之淨水頭，在可用的 $H$ 或需求的 $H$ 交會點為操作點。

可由數種體積流率數值重複計算，並比較圖 14-13 中風扇的可用淨水頭，操作點的體積流率大約為 **650 cfm**，在所需淨水頭與可用淨水頭大約等於 **0.83 in 水柱高**的情況下，我們推論為**所選取的風扇足以應付此工作**。

**討論**：所選購之風扇功率比所需值大一些，體積流率比需求值還高，但其差異很小可接受，如果有需要，可調整節風門使流率降低至 600 cfm。當使用於空氣污染控制系統時，為了安全緣故，選用較大的風扇比小尺寸的風扇來得好。

泵產業通常對單一泵的外殼，提供不同種選擇的葉輪直徑，這樣的安排有幾個理由：(1) 為了節省製造成本；(2) 只更換葉輪就可達到增加容量；(3) 標準化安裝設置；以及 (4) 為了可重新使用設備於不同的應用中。當繪製這種系列泵的性能時，泵的製造商不會分別對每個葉輪直徑繪出 $H$、$\eta_{\text{pump}}$ 與 bhp 的曲線，如圖 14-8 所示，而是會偏向將整個系列不同的葉輪直徑泵的性能曲線組合成一張圖 (圖 14-14)。他們以相同的方式對每一種葉輪直徑繪出以 $\dot{V}$ 為函數的 $H$ 曲線，如圖 14-8 所示，也設計出等效率線，藉由將多種選擇不同葉輪直徑曲線上相同的 $\eta_{\text{pump}}$ 的點，連接繪製成平滑曲線，同時以類似方式畫上等 bhp 線。實例提供如圖 14-15，Taco 公司製作一系列之離心式泵，在本例題中，可使用五種葉輪直徑，但是對這五種選項都使用同一個特定的外殼。如圖 14-15 製造商並未將性能曲線一直畫至自由輸送處，原因是泵通常不會操作於低的淨水頭和效率的情況下。若需要較高的體積流率和淨水頭，消費者應選擇往上一級較大尺寸的外

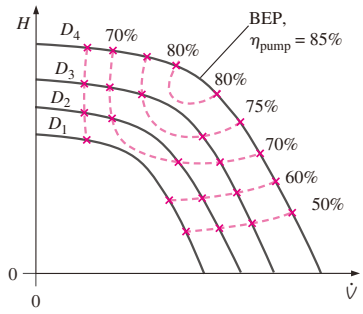



**圖 14-14**　一系列有相同的外殼直徑但有不同葉片直徑的離心式泵之典型泵效率曲線。

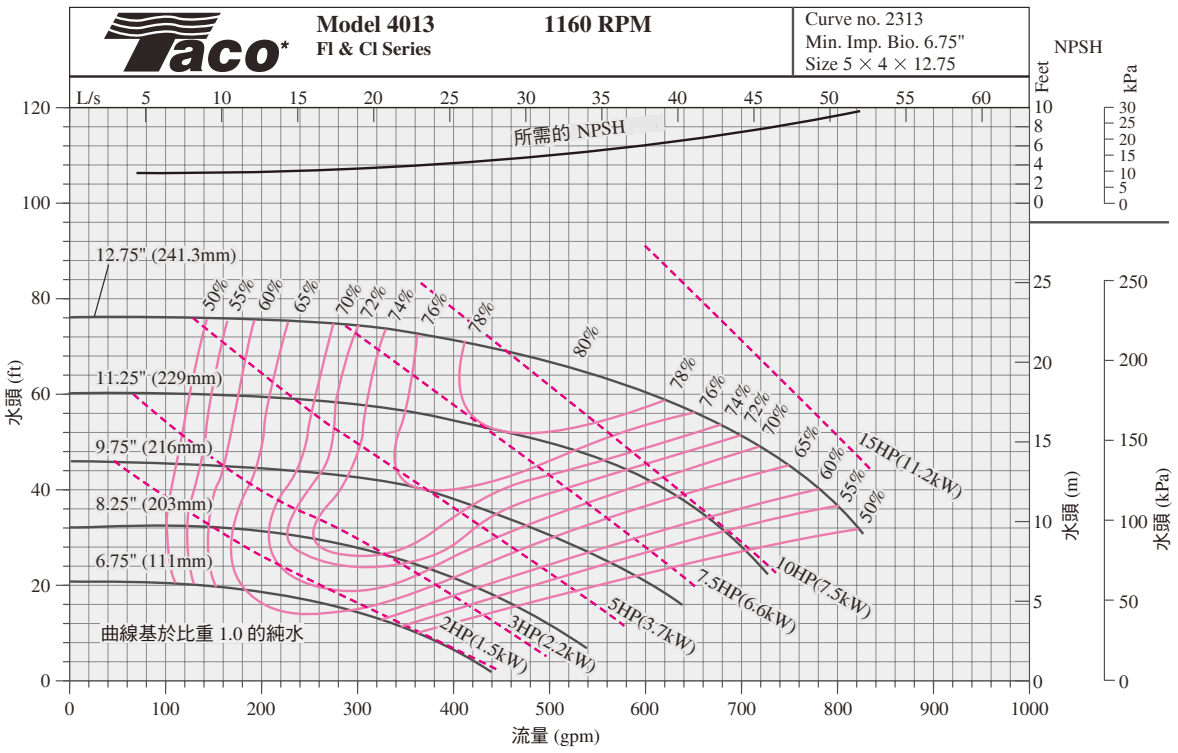



**圖 14-15** 由廠商提供對一系列的離心式泵效率曲線之實例，每個泵具有相同的外殼，但是葉片直徑不同。
*Courtesy of Taco, Inc., Cranston, RI. Used by permission.*

殼，或者考慮使用額外串聯或並聯的泵。

從圖 14-15 已知泵的外殼的性能曲線圖可以清楚地看到，越大的葉輪直徑，所達到的最大效率也越高。那麼為什麼會有人要買較的小葉輪泵呢？要回答這個問題，我們必須了解消費者要求的流率與淨水頭的組合應用，如果需求符合某個特定的葉輪直徑的話，為了滿足這些需求，犧牲泵的效率可能使其更具經濟效益。

## 例題 14-2 泵輪葉尺寸之選擇

一座發電廠的清洗運轉需要每分鐘 370 加侖 (gpm) 或 0.0233 $m^3/s$ 的水，在此流率下所需淨水頭為 24 ft (7.3 m)，一位新雇用的工程師查詢了型錄，並決定採購如圖 14-15 所示由 Taco 公司製作，型號 4013 FI 系列，葉輪 8.25 in (203 mm) 的離心式泵。如果泵在 1160 rpm 運轉，如性能圖所示，他推論在 $H = 24$ ft (7.3 m) 時，體積流率為 370 gpm (0.0233 $m^3/s$) 下之。一位非常在意效率的總工程師看了此性能曲線，並注意到這個泵在相同的體積流率下，於操作點時的效率只有 70%，他看到 12.75 in (241.3 mm) 的葉輪在相同的體積流率下可達較高的效率 (約 76.5%)，注意到可在泵的下游處裝置節流閥以增加所需淨水頭，使得泵可在較高效率下運轉，所以他要求這位晚輩工程師確認對葉輪直徑的選擇，要求她計算哪一種葉輪 (8.25 in 或 12.75 in) 運轉所需之電力較少 (圖 14-16)，進行比較並討論。

**解答：** 已知體積流率與淨水頭，我們要計算耗功最低的葉輪尺寸，並討論結果。

**假設：1.** 水溫 20°C。**2.** 流體條件 (體積流率與水頭) 為固定值。
**性質：**20°C 的水其密度 $\rho = 998\ \text{kg/m}^3$。
**分析：**從圖 14-15 性能圖的制動馬力圖中可知，資淺的工程師估計較小葉輪的泵需要馬達提供 3.2 hp (2.4 kW) 之功率。她利用式 (14-5) 來證實其估算：

對選用 8.25 in 葉輪所需之 bhp：

$$\text{bhp} = \frac{\rho g \dot{V} H}{\eta_{\text{pump}}} = \frac{(998\ \text{kg/m}^3)(9.81\ \text{m/s}^2)(0.0233\ \text{m}^3/\text{s})(7.3\ \text{m})}{0.70} \times \left(\frac{1\ \text{N}}{1\ \text{kg·m/s}^2}\right)\left(\frac{1\ \text{kW}}{1000\ \text{N·m/s}}\right) = 2.38\ \text{kW}$$

同樣地對大直徑葉輪，

選用 12.75 in 葉輪計算所需之 bhp：　　$\text{bhp} = 6.56\ \text{kW}$

使用此泵的操作點，為 $\dot{V} = 370$ gpm (0.0233 $\text{m}^3/\text{s}$)、$H = 72.0$ ft (22.0 m) 與 $\eta_{\text{pump}} = 76.5\%$ (圖 14-15)，這清楚地表示，**即使效率較差但選用較小直徑的葉輪為較好的選擇，因為其所消耗功率比選用較大直徑的葉輪少了一半。**

**討論：**雖然具較大直徑葉輪的泵操作效率稍微高一些，但是在所需流率時可傳遞 72 ft (22 m) 的淨水頭，這太誇張了，且需要節流閥調節此淨水頭與所需 24 ft (7.3 m) 水柱之間的差異。其實節流閥沒什麼作用，只是浪費機械能而已，泵增加的效率都被流經節流閥的損失給抵消了。如果未來要增加流動水頭或容量的話，對相同的外殼下，可採購較大直徑的葉輪。




**圖 14-16**　在一群類似的泵的實務應用上，效率較差的泵可能需要較少的能量。然而，最好的選擇是在操作點運轉上最有效率的泵，但這樣的泵並不是這麼好找的。

## 泵空蝕與淨正吸水頭

當泵送液體時，泵內局部的壓力可能會低於液體的蒸氣壓力 $P_v$ ($P_v$ 也稱為飽和壓力 $P_{\text{sat}}$，並以飽和溫度函數列於熱力性質表中)。當 $P < P_v$ 時，蒸氣充滿氣泡，稱為空蝕泡的產生。換句話說，基本上液體的局部沸騰會發生在旋轉葉輪葉片吸入端壓力最低處 (圖 14-17)。在空蝕泡形成後，經過泵送至壓力較高的地方，造成氣泡快速崩潰。氣泡崩潰的情況有不良效果，因為氣泡崩潰會產生噪音、振動、降低效率，最重要的是對葉輪葉片造成損壞。於接近葉片的表面重複的氣泡崩潰，會導致葉片的凹陷或侵蝕，甚至導致葉片失效。

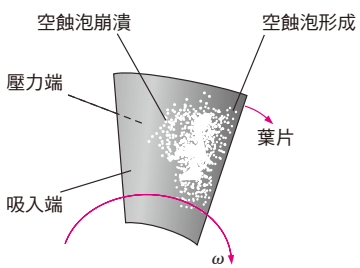



**圖 14-17**　於葉片吸入端，空蝕泡的形成和崩潰。

為了避免空蝕，必須確保泵內部各處的局部壓力高於蒸氣壓力，在泵的入口量

測 (或估計) 壓力為最簡單，所以基本上空蝕臨界值都指定在泵的入口處，一個具有參考的流動參數，稱為淨正吸水頭 (net positive suction head, NPSH)，其定義為泵入口處水頭與蒸氣壓力水頭之間的差，

淨正吸水頭：

$$\text{NPSH} = \left( \frac{P}{\rho g} + \frac{V^2}{2g} \right)_{\text{pump inlet}} - \frac{P_v}{\rho g} \tag{14-8}$$

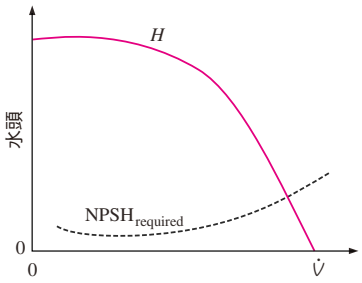



**圖 14-18** 典型的泵效率曲線繪出淨水頭和所需淨正吸水頭與體積流率之關係。

泵製造商在測試空蝕對他們的泵設備的影響時，藉由變化體積流率與入口壓力來測試。特別是在已知流率與液體溫度下，泵入口之壓力慢慢地降低，直到泵內部某處發生空蝕現象為止，使用式 (14-8) 計算 NPSH 的值，並記錄在此操作條件下。重複步驟在幾種體積流率的條件下，然後泵製造商會公佈一項稱為所需淨正吸水頭 ($\text{NPSH}_{\text{required}}$) 的性能參數，其定義為避免泵中空蝕所需的最低淨正吸水頭。因為所需淨正吸水頭的量測值會隨體積流率而改變，通常在相同的泵性能曲線上以淨水頭繪出 (圖 14-18)。當以被加壓的液體的水頭單位適當的表示時，$\text{NPSH}_{\text{required}}$ 與液體的種類無關，但是，如果一個特定液體所需的淨正吸水頭是以壓力單位如 Pa 或 psi 表示時，工程師就必須小心地將此壓力轉換至實際被加壓液體的等效液柱高度。需注意在性能曲線大部分的範圍中，通常 $\text{NPSH}_{\text{required}}$ 比 $H$ 還要來得低，而為了使其清晰，通常相對於另一個分開擴增的垂直軸繪製曲線 (見圖 14-15)，或針對一家族系列的泵時，以等高線的方式繪製。基本上，$\text{NPSH}_{\text{required}}$ 會隨體積流率的增加而增加，雖然對某些泵來說，在低流率且操作效率不佳時，$\text{NPSH}_{\text{required}}$ 會隨體積流率的增加而減少 (如圖 14-18 所示)。

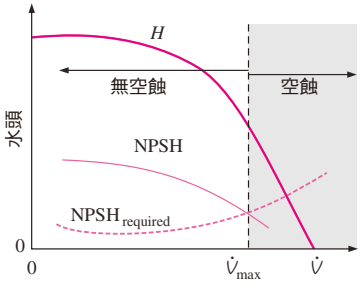



**圖 14-19** 在實際淨正吸水頭與所需淨正吸水頭曲線交點處的體積流率，表示泵可輸送之最大且不發生氣蝕現象的體積流率。

為了確保泵不會產生空蝕現象，實際或可用的 NPSH 必須大於 $\text{NPSH}_{\text{required}}$，注意 NPSH 的值不只是隨流率而改變，而且也隨液體溫度變化是很重要的，因為 $P_v$ 為溫度的函數。NPSH 也依據被加壓的液體種類而定，因為每一種液體的 $P_v$ 與 $T$ 的曲線是獨特的。由於經過泵入口上游管路系統的不可逆水頭損失會隨流率增加而增加，所以泵入口壓水頭會隨流率的增加而減少，因此 NPSH 的值會隨 $\dot{V}$ 的增加而降低，如圖 14-19。確認實際的 NPSH 曲線與 $\text{NPSH}_{\text{required}}$ 曲線交點的體積流率之後，可估計由泵傳遞不會發生空蝕現象的最大體積流率 (圖 14-19)。

## 例題 14-3　避免產生泵空蝕的最大流率

選取如圖 14-15 Taco 公司 4013 FI 系列的離心式泵，直徑為 11.25 in (229 mm) 的葉輪，用來泵送水槽裡 25°C 的水，其液面高於泵入口中心線 4.0 ft (1.2m) (圖14-20)。從水槽到泵之間的管路系統由內徑為 4.0 in (10.2 cm)，長 10.5 ft (3.2 m) 的鑄鐵管組成，且內部平均粗糙高度為 0.02 in (0.51 mm)。其中有幾個次要損失：鋒利邊緣的入口 ($K_L = 0.5$)，三個具法蘭接頭的 90° 肘彎管 (每個 $K_L = 0.3$)，和一個全開法蘭接頭的球閥 ($K_L = 6.0$)。預估泵在不發生空蝕情況下所能泵送的最大體積流率 (以 gpm 為單位)，如果有較高水溫的水，此最大流率會增加還是減少？為什麼？討論如何在避免空蝕的情況下，增加此最大流率。

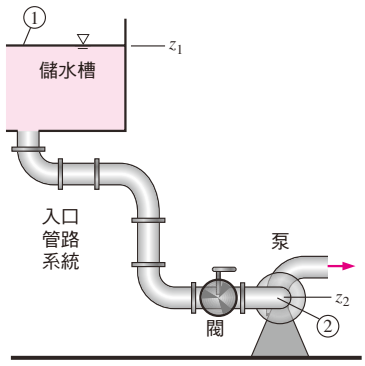



圖 14-20　例題 14-3 從儲水槽 (1) 到泵入口 (2) 的入口管路系統。

**解答：**對已知的泵與管路系統中，估計泵送時不會產生空蝕的最大體積流率，並討論水溫的影響與增加最大流率的方式。

**假設：1.** 此流動為穩流。**2.** 液體為不可壓縮流體。**3.** 泵入口之流動為完全發展之紊流，其 $\alpha = 1.05$。

**性質：**$T = 25°C$ 的水，$\rho = 997.0$ kg/m$^3$、$\mu = 8.91 \times 10^{-4}$ kg/m·s，且 $P_v = 3.169$ kPa，標準大氣壓力 $P_{atm} = 101.3$ kPa 。

**分析：**應用水頭型式穩定能量方程式，沿著流線從儲水槽液面的點 1 到泵入口的點 2，

$$\frac{P_1}{\rho g} + \frac{\alpha_1 V_1^2}{2g} + z_1 + h_{\text{pump},\,u} = \frac{P_2}{\rho g} + \frac{\alpha_2 V_2^2}{2g} + z_2 + h_{\text{turbine},\,e} + h_{L,\,\text{total}} \tag{1}$$

在式 (1) 中，我們忽略水在儲水槽液面的速度 ($V_1 \cong 0$) ，在管路系統中沒有水輪機，雖然在系統中有一個泵，但是在點 1 與點 2 之間沒有泵，因此泵水頭項也去除掉。我們求解式 (1) 的 $P_2/\rho g$，其為泵入口壓力以水頭表示，

泵入口壓力水頭：

$$\frac{P_2}{\rho g} = \frac{P_{\text{atm}}}{\rho g} + (z_1 - z_2) - \frac{\alpha_2 V_2^2}{2g} - h_{L,\,\text{total}} \tag{2}$$

注意因儲水槽液面在大氣壓力環境中，所以在式 (2) 中已知 $P_1 = P_{\text{atm}}$。

可由式 (14-8) 獲得泵入口的可用淨正吸水頭，將式 (2) 代入之後得到

可用之 NPSH：

$$\text{NPSH} = \frac{P_{\text{atm}} - P_v}{\rho g} + (z_1 - z_2) - h_{L,\,\text{total}} - \frac{(\alpha_2 - 1)V_2^2}{2g} \tag{3}$$

因為我們知道 $P_{\text{atm}}$、$P_v$ 與高度差，只剩下預估經過管路系統的不可逆總水頭損失，這與體積流率有關，因為管徑是為定值，

不可逆水頭損失：

$$h_{L,\,\text{total}} = \left(f\frac{L}{D} + \sum K_L\right)\frac{V^2}{2g} \tag{4}$$

剩餘的問題交由電腦解答是最簡單的，對一個已知的體積流率，我們可計算流速與雷諾數 Re，從

Re 與已知的管粗糙度，使用穆迪圖 (或是科爾布魯克方程式) 來獲得摩擦係數 $f$。次要損失係數的總和為

次要損失：
$$\sum K_L = 0.5 + 3 \times 0.3 + 6.0 = 7.4 \tag{5}$$

我們示範用手算的方式計算一次，在 $\dot{V} = 400$ gpm (0.02523 $m^3/s$) 時，水通過管路的平均流速為

$$V = \frac{\dot{V}}{A} = \frac{4\dot{V}}{\pi D^2} = \frac{4(0.02523\ m^3/s)}{\pi(4.0\ in)^2}\left(\frac{1\ in}{0.0254\ m}\right)^2 = 3.112\ m/s \tag{6}$$

這使得雷諾數 $Re = \rho VD/\mu = 3.538 \times 10^5$，在此雷諾數值與相對粗糙度係數 $\varepsilon/D = 0.005$，從科爾布魯克方程式得出 $f = 0.0306$。將已知性質 $f$、$D$、$L$ 與式 (4)、(5)、(6) 代入式 (3)，可計算在此體積流率下的可用淨正吸入水頭，

$$\begin{aligned} NPSH &= \frac{(10{,}300 - 3169)\ N/m^2}{(997.0\ kg/m^3)(9.81\ m/s^2)}\left(\frac{kg \cdot m/s^2}{N}\right) + 1.219\ m \\ &\quad - \left(0.0306\frac{10.5\ ft}{0.3333\ ft} + 7.4 - (1.05 - 1)\right)\frac{(3.112\ m/s)^2}{2(9.81\ m/s^2)} \\ &= 7.148\ m = 23.5\ ft \end{aligned} \tag{7}$$

從圖 14-15 可得出所需淨正吸水頭。在本例題中，體積流率為 400 gpm， $NPSH_{required}$ 剛好大於 4.0 ft。因為實際的 NPSH 比這個值還要高，我們不需要擔心在此流率下會發生空蝕的問題。利用 EES (或計算表) 計算以體積流率為函數的 NPSH，並將結果繪製於圖 14-21 之中。從圖中可清楚地看出在 25°C 下，**發生空蝕的體積流率大約在 600 gpm** —— 接近自由輸送值。

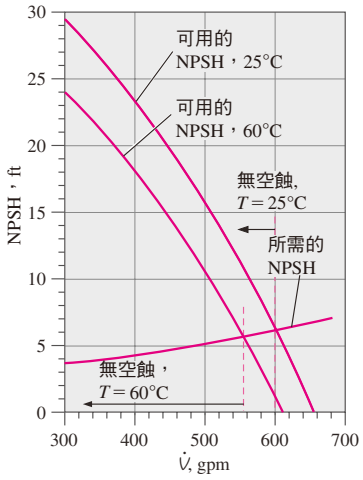



**圖 14-21** 例題 14-3 所使用的泵，在兩種溫度下以體積流率為函數之淨正吸水頭，預測出空蝕發生在大約可用和所需之 NPSH 交會點的體積流率。

如果水溫高於 25°C，水的蒸氣壓力會增加，水的黏度會降低且密度也會稍微降低，重複計算於水溫 $T = 60$°C 下，$\rho = 983.3$ $kg/m^3$、$\mu = 4.67 \times 10^{-4}$ kg/m·s 和 $P_v = 19.94$ kPa，結果也繪製於圖 14-21 當中，其中看到**不發生空蝕的最大體積流率會隨溫度的增加而降低** (在 60°C 時大約為 555 gpm)，此結果與我們的推論一致，因為從一開始溫度較高的水就比較接近沸騰的溫度。

最後，要如何增加最大體積流率呢？任何增加可用的 NPSH 的改善都有幫助。我們可以提高水槽液面的高度 (為了增加水力水頭)；可以重新安排管路，使得只需要一個彎管並以球型閥置換此球閥 (減少次要損失)，也可以增加管徑大小來減低表面粗糙度 (降低主要損失)。在這個特殊的問題中，次要的損失具最大的影響，但是在許多的問題當中，主要的損失是更為顯著，而增加管徑大小則是最有影響的方式。這也是許多離心式泵的入口管徑比出口管徑大一些的原因之一。

**討論**：注意 $NPSH_{required}$ 並不隨水溫變化，但是實際或可用的 NPSH 則隨溫度增加而減少 (圖 14-21)。

## 泵的串聯與並聯

當面對需要增加少量的體積流率或壓升時，可考慮加上額外串聯或並聯的小型泵在原本的泵上。雖然一些實務應用中接受串聯或並聯的安排時，安排不同的泵在串聯或並聯管路可能導致一些問題，特別是其中一個泵比另一個泵大的時候 (圖 14-22)。比較好的方法是增加原泵的流速或輸入功 (較大的電動馬達) 以較大的葉輪取代，或是以較大的泵整個取代。這個決定的邏輯可從泵性能曲線看出，知道壓升與體積流率是有關的。

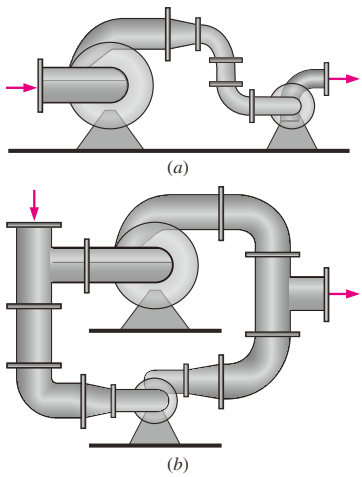



**圖 14-22**　安排兩個類似的泵以 (*a*) 串聯或 (*b*) 並聯，有時候會造成一些問題。

串連兩個性能不相似的泵可能會產生些許問題，原因在於流經每個泵的體積流率必須相同，而整體的壓升是兩個泵的壓力相加。如果這些泵的性能曲線差異過大，較小的泵被強制操作在超過其自由輸送流量的體積流率的情況，在此情況下，較小的泵運作就好比是水頭損失，會降低總體積流率值。將兩個性能差異過大的水泵並聯在一起也會產生些許問題，原因在於並聯時兩者的壓升必須相同，體積流率為兩者相加。如果這些泵的性能沒有安排妥當，較小的泵可能無法維持較大的淨水頭，導致流體會在從較小的泵逆流，會導致整體壓升下降。在上述兩種情況中，輸入較小的泵之功率就浪費了。

要注意的是，在許多實務應用當中，會有兩個或更多類似的 (通常是一樣的) 泵，以串聯或並聯運轉。當使用串聯運轉時，運作的淨水頭即為每一個泵的淨水頭之和 (在已知的體積流率下)，

串聯泵的組合淨水頭：

$$H_{\text{combined}} = \sum_{i=1}^{n} H_i \qquad (14\text{-}9)$$

三個串聯的泵，使用式 (14-9) 計算後得結果繪於圖 14-23 之中，在這個例子當中，泵 3 的性能最強，有較大的體積流率和水頭，而泵 1 的性能最弱。在關斷 (體積流率為零) 時所得串聯淨水頭為三個水泵關斷淨水頭的加總，當操作於比較小的體積流率時，其組合淨水頭等於 $H_1 + H_2 + H_3$。超過泵 1 自由輸送值的體積流率 (圖 14-23 中第一條垂直虛線的右邊) 運轉時，應關閉泵 1 並使流體旁通，否則會在超過泵 1 最大設計操作點之下運轉，導致此泵或馬達毀損。再者，正如之前已討論過的，此泵的淨水頭會為負值，則對此系統形成一項淨損失。當對泵 1 旁通時，組合淨水頭則成為 $H_2 + H_3$。同樣地，超過泵 2 的自由輸送值的體積流率運轉時，也應關閉泵 2 並使流體旁通，然後組合淨水頭僅等於 $H_3$，如圖 14-23 第二條垂直虛線的右邊所表示的情形。

在此案例中，就算其中兩個泵為旁通條件，單一個泵和三個泵的自由輸送體積

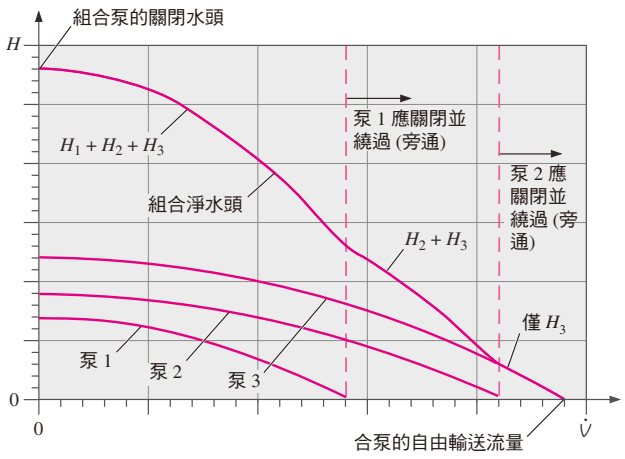



**圖 14-23** 三個類似的泵串聯之效率曲線 (實線)。在體積流率較低時，淨水頭值為各個泵淨水頭的總和。然而，為了避免泵的毀損與組合淨水頭的損失，每個泵在體積流率大於其自由輸送值 (如圖為垂直的虛線) 時，應關閉泵並將流體旁通。如果這三個泵是相同的，則不一定需將三個泵的任何一個關閉，因為每一個泵的自由輸送值會發生在相同的體積流率值。

率值相同。

當兩個或更多相同的 (或類似的) 泵以並聯運轉時，則將個別的體積流率 (非淨水頭) 值相加，得到

並聯泵的組合容量：

$$\dot{V}_{\text{combined}} = \sum_{i=1}^{n} \dot{V}_i \tag{14-10}$$

另外，將圖 14-23 中的三個泵以並聯方式相接，其組合的泵性能曲線如圖 14-24 所示，這三個組合泵的自由輸送體積流率等於每個個別泵的自由輸送值的總和。對較低淨水頭的情況下，三個泵並聯的容量等於 $\dot{V}_1 + \dot{V}_2 + \dot{V}_3$。當輸送水頭高於泵 1 之關閉淨水頭 (在圖 14-24 中第一條水平虛線之上) 時，應關閉泵 1 並阻斷其支流 (使用閥件)，否則會超過泵 1 最大設計操作點之下運轉，會導致此泵或馬達毀損。更進一步說明，流經此泵的體積流率會成為負值，對此系統形成一項淨損失。當關閉泵 1 並阻斷此支流時，組合的容量則成為 $\dot{V}_2 + \dot{V}_3$。同樣地，超過泵 2 的關閉水頭運轉時，也應關閉泵 2 並將其支流阻斷，然後組合淨水頭僅等於 $\dot{V}_3$，如圖 14-24 中第二條水平虛線之上所表示的情形。在這樣的情況下，假設關閉另外兩個泵並阻斷其支流時，組合的關閉水頭也與泵 3 的值相同。

在實際的應用中，可能會將幾個泵以並聯的方式組合來輸送較大體積流率的流體 (圖 14-25)。這些實例包括使用多個泵來推動冷卻水塔的冷卻水和冰水 (Wright, 1990)，理想的情況下所有的泵性能應該相同，所以我們不需要考慮關閉其中任一個泵 (圖 14-24)，而且設計者會在每個支流上裝設逆止閥，這樣當需要關閉泵的時候 (維修或所需的流率較低時)，即可避免泵的迴流。注意在泵的並聯管路中裝設額外的閥件與管線，會增加系統的水頭損失，因此多個水泵加總的性能會稍微差些。

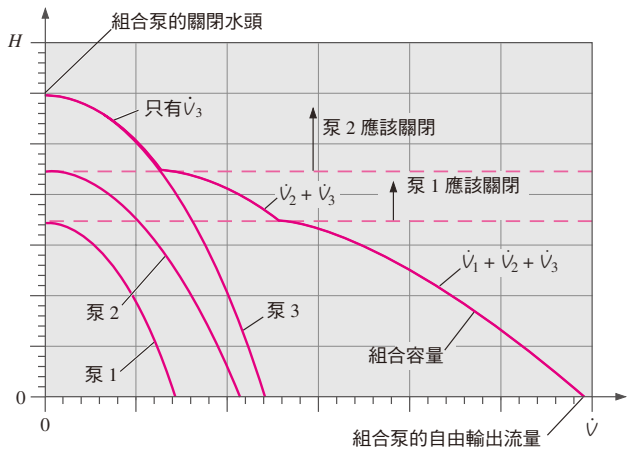



**圖 14-24**　三個並聯的泵之效率曲線 (實線)，在淨水頭較低時，其組合容量等於各個泵之容量的組合。但是為了避免毀損泵與組合容量的損失，每個泵在淨水頭大於泵的關閉水頭時 (如圖為虛線)，應將其關閉，而且該泵管線需用一個閥門阻隔以避免逆流。如果這三個泵是相同的，則不一定需將任何一個泵關閉，因為每一個泵的關閉水頭產生在相同的淨水頭。

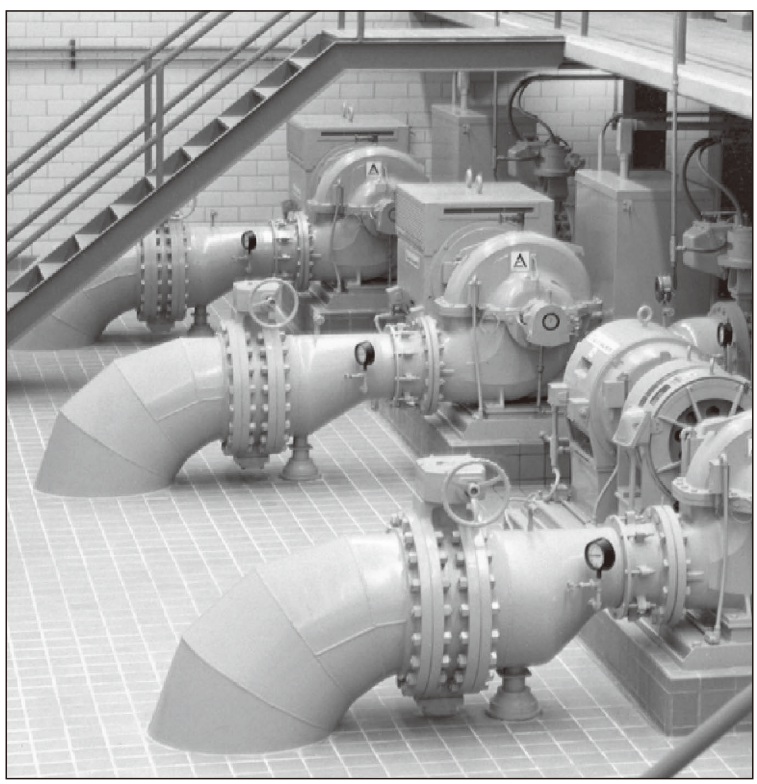


**圖 14-25**　通常幾種相同的泵會以並聯方式運轉，可以在操作時時可獲得較大的體積流率，圖中顯示三個並聯的泵。
*Courtesy of Goulds Pumps, ITT Corporation. Used by permission.*

## 正位移式泵

在數個世紀之間，許多人已經設計出許多樣式的正位移式泵，在每一種設計當中，流體由體積擴張的入口吸入，然後隨著泵體積收縮而受到擠壓，但是在不同的設計中，造成體積變化的機構則差異甚大。有些設計很簡單，像是彈性管蠕動式泵 (圖 14-26*a*)，利用小型轉輪壓縮管子而推擠流體前進 (此機構有些類似於人體體內食道或腸子的蠕動，透過肌肉擠壓將物品推動，此案例的滾輪和肌肉類似)。此

外也有更複雜的泵，像是利用具同步葉瓣的旋轉凸輪 (圖 14-26*b*)、互相連結的齒輪 (圖 14-26*c*) 或螺桿 (圖 14-26*d*)。正位移式泵適合於高壓的應用，像是對黏性高的流體或是濃稠的泥漿加壓，以及需要準確液體用量之應用，如醫藥的應用。

為了示範正位移式泵的操作方式，我們繪製一個簡易的**旋轉泵** (rotary pump)，在半個循環中繪製其四個相位動作之位置圖 (圖 14-27)，每個轉子有兩個葉片。此二轉子藉由外部的齒輪盒得以同步轉動，所以能以相同的角速度旋轉，但是兩者相反方向轉動。在圖中，上方的轉子以順時針方向轉動，而下方的轉子則以逆時針方向轉動，從左邊吸入流體並由右邊排放，在每個轉子的其中葉片畫上一個白點，可幫助你對轉子旋轉的現象能夠更具體地了解。

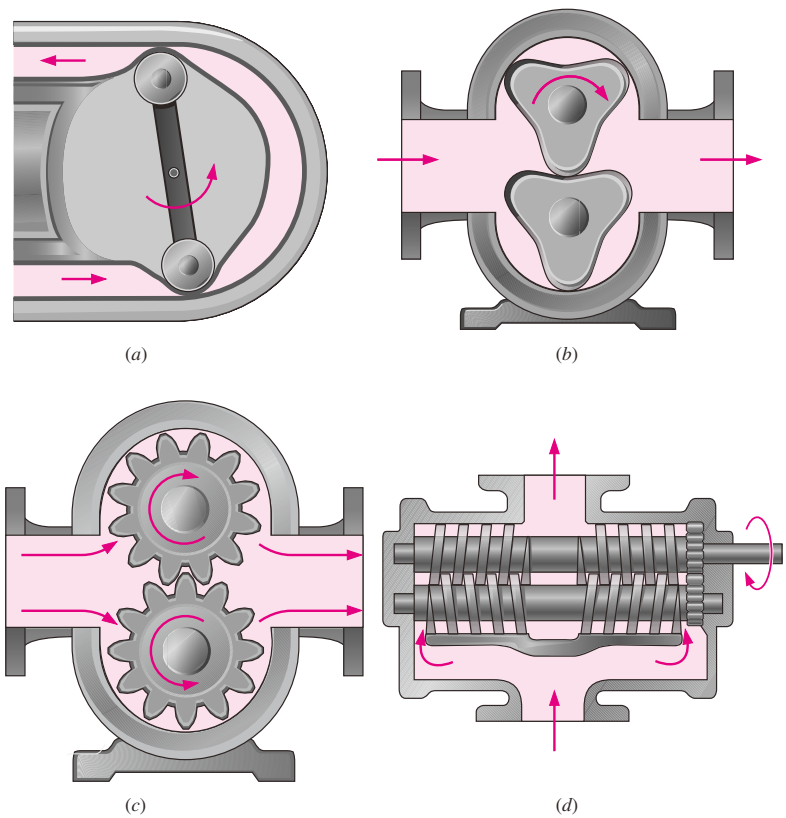



**圖 14-26** 正位移式泵之實例：(*a*) 彈性管蠕動泵；(*b*) 三葉瓣旋轉泵；(*c*) 齒輪泵；和 (*d*) 雙螺桿泵。
*Adapted from F. M. White, Fluid Mechanics 4/e. Copyright © 1999. The McGraw-Hill Companies, Inc. With permission.*

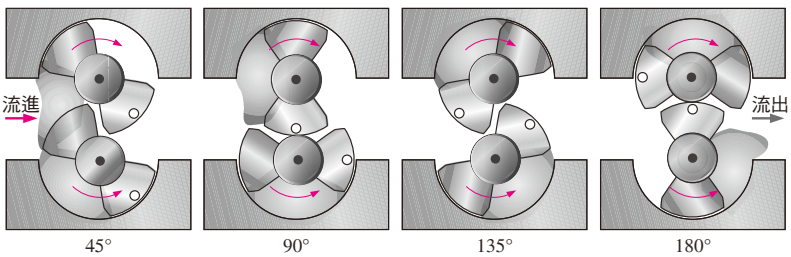



**圖 14-27** 雙葉片旋轉泵為正位移式泵之一種，其運轉之四個相位 (間隔 1/8 轉)。淺色區域表示由頂端轉子所擠壓的流體，而深色區域則表示由底部轉子所擠壓之流體，其轉動方向與頂端轉子之方向相反，流動方向是從左到右。

轉子與殼體之間以及轉子本身之間有間隙存在，圖 14-27 繪出其間隙，並且誇大之。流體會經過這些間隙洩漏，降低泵的性能，高黏度的流體則無法輕易地穿越這些間隙，因此旋轉式泵的淨水頭 (與效率) 一般會隨黏度的增加而增加，如圖 14-28 所示。這是對高黏度流體與泥漿加壓時，採用旋轉式泵 (與其它型式的正位移式泵) 的原因之一。例如引擎機油泵與食品工業設備，如糖漿、番茄醬、巧克力等的黏稠流體加壓，都使用旋轉式泵。

旋轉式泵的性能曲線 (淨水頭與容量關係) 在整個建議操作範圍中幾乎為垂直線，由於在已知旋轉速率之下，不論負荷多大，其體積流率幾乎為常數 (圖 14-28)。但是如圖 14-28 之中紅色虛線所表示，在非常高的淨水頭操作之下，即非常高的輸出壓力的情況，洩漏的情形會變嚴重，高黏度流體時會更嚴重。此外，驅動泵的馬達無法克服由此較高的輸出壓力所需求較大的扭矩，馬達產生失速或過載的情況，這可能導致馬達毀損。所以旋轉式泵的製造商不建議淨水頭值在高於某個值的情況下運轉，這個值基本上較關斷水頭低許多。製造商所供應的泵性能曲線通常不會顯示超出建議操作範圍的性能曲線。

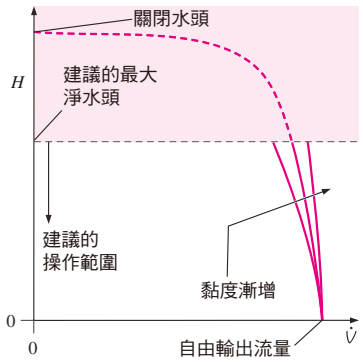



**圖 14-28**　比較不同黏度的流體下，相同轉速運轉的旋轉泵效率曲線，為了避免馬達過載，泵不應該在灰影區域下運轉。

正位移式泵比動力式泵有許多優點，例如正位移式泵處理對剪應力敏感的液體時性能較佳，在類似的壓力與體積流率的操作條件下，正位移式泵所產生出之剪應力會比動力式泵小很多。血液即為一種剪應力敏感的液體，這是人工心臟使用正位移式泵的原因之一。一個密封完整的正位移式泵能夠在其入口產生極大的真空，甚至在乾燥的時候能夠從低於泵幾公尺的位置將液體吸入，稱這種泵為自注泵 (self-priming pump) (圖 14-29)。最後，在相似的負載下，正位移式泵的轉子比動力式泵的轉子 (葉輪) 的運轉速率低，可延長其使用年限等等。

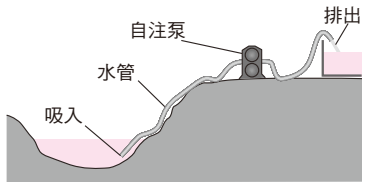



**圖 14-29**　泵能抽起液體，甚至在內部是 (空的) 情況都可進行，此泵稱為自注泵。

而正位移式泵也有一些缺點，其體積流率無法改變，除非旋轉速度改變 (這並不像聽起來那樣簡單，因為大部分的交流電馬達都是設計在一個或多個固定旋轉速度下運轉)。它們在出口端產生非常高的壓力，而且如果出口被擋住的話，會如之前所討論的，可能造成泵的破裂或電動馬達過熱的情況。因上述原因，通常需要過壓保護 (例如洩壓閥)，因為正位移式泵的設計，可能產生振動流，這對某些應用來說是不可接受的。

正位移式泵的分析是相當直接的，我們可從泵的幾何形狀計算旋轉軸每 $n$ 圈旋轉所充滿的**密閉體積** (closed volume, $V_{closed}$)，則體積流率等於旋轉速率乘上 $V_{closed}$ 除以 $n$，

排量式泵的體積流率：

$$\dot{V} = \dot{n}\frac{V_{closed}}{n} \tag{14-11}$$

## 例題 14-4 經過正位移式泵的體積流率

一個類似圖 14-27 的二葉片排量式泵，每一葉瓣體積 $V_{lobe}$ 輸送 0.45 $cm^3$ 的 SAE 30 機油，如圖 14-30 所示。試計算 $\dot{n} = 900$ rpm 時機油的體積流率。

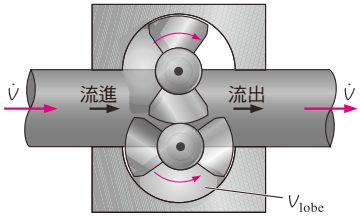



圖 14-30 例題 14-4 的二葉片旋轉，流體流動方向由左至右。

**解答：**對已知葉片體積與轉速，計算機油經過排量式泵的體積流率。

**假設：1.** 此流場的平均值是穩定的。**2.** 在葉片與葉片之間或葉片與殼體之間的間隙沒有洩漏。**3.** 機油是不可壓縮流體。

**分析：**經過分析圖 14-27 之後，我們可看出兩個方向相反的軸每旋轉半圈 ($n = 0.5$ 圈即為 180°)，加壓機的總體積為 $V_{closed} = 2V_{lobe}$，則從式 (14-11) 計算的體積流率為

$$\dot{V} = \dot{n}\frac{V_{closed}}{n} = (900\text{ rot/min})\frac{2(0.45\text{ cm}^3)}{0.5\text{ rot}} = \mathbf{1620\ cm^3/min}$$

**討論：**如果泵有洩漏，則體積流率會低一些，計算體積流率時不需要考慮機油的密度，但是密度越大，所需要的軸扭力與制動馬力也越大。

## 動力式泵

動力式泵有三種主要類型，它們具有可旋轉葉片，分類方式主要透過**葉輪葉片** (impeller blades) 或**轉子葉片** (rotor blades) 的形式，其功能賦予流體動量。因此，它們有時也被稱為**旋轉動力泵** (rotodynamic pumps) 或**旋轉式泵** (rotary pumps) (為了不和旋轉式排量泵混淆，故改稱旋轉式泵)。也有一些非旋轉的動力泵，諸如噴流泵和電磁泵，不在本書討論範圍。旋轉泵的分類方式，由流體離開泵的方式分類，可分為：離心式泵、軸流泵以及混流式 (圖 14-31)。對離心式水泵而言，流體沿軸向進入泵的中心 (在相同的方向作為旋轉軸的軸線)，再沿泵外徑之徑向 (或切線) 方向排出，基於此特色，此離心泵也稱為**徑向流泵** (radial-flow pumps)。軸流泵從進入到離開，會經過中間軸、馬達、輪轂等等設備。混流式泵是離心式和軸流式之間的混合產品，進入方向與流進軸方向相同，但離開不一定在中央，會介在徑向和軸向的角度之間。

## 離心泵

離心泵和鼓風機可由其蝸牛狀的外殼認出，稱為**蝸形** (scroll) (圖 14-32)，它在家中很常見，如：洗碗機、澡盆、洗衣機和烘衣機、吹風機、吸塵器、廚房排風

機、浴室排風扇、排氣扇、空氣加熱爐等等。離心泵也常使用在車中：引擎的水泵、空調／加熱器的風扇等等，離心扇出現在各行業的各種設備中，它們使用於建築物的通風系統、洗滌操作、冷卻池和冷卻水塔和其它眾多工業設備的流體泵。

離心泵的示意圖如圖 14-33 所示，可以發現有**側板** (shroud) 環繞著輪葉葉片，以增加葉片的穩定度。在泵的術語中，旋轉組件，包含軸、輪轂、葉片、葉輪側板，被稱為葉輪或轉子，流體由軸向進入、穿過泵的中央部位 (又稱為眼心)，之後再遇到轉動葉片，流體由葉片施與動量，使流體得到切向與徑向速度，並由於離心力而獲得額外的徑向速度，這事實上是缺乏足夠向心力以維持圓周運動的結果。流體離開葉片後，因為被葉片帶動，獲得速度和壓力，流體沿葉片徑向向外被擠壓到蝸形 [又稱**渦捲** (volute)]。如圖 14-33 中，蝸形是一個蝸牛形狀的**擴散器** (diffuser)，其功能是用來減緩葉片後緣流出高速流體的流速，進而將能量轉為壓力，並引導流體朝向特定出口。前面有提到，如果流體的平均流量是穩定的，流體是不可壓縮的，而且假設泵出口和入口的直徑相同，這樣進出口的平均流速就會相同。因此，流經離心泵的流體，速度不一定會增加，但會增加進出口的壓力差。

如圖 14-34 所示，離心泵的葉片可以分為三種形式，分別為：後傾式、徑向式、前傾式葉片。**後傾式葉片** (backward-inclined blades) (圖 14-34*a*) 是離心泵當中最常使用的，因為它的效率在三者之中最高。流體在流入葉片後，以最少轉彎的角度流出葉片，有時候翼型葉片也可以得到類似的性能，甚至有更高的效率；後傾式離心泵的壓力上升介於其它兩種離心泵之

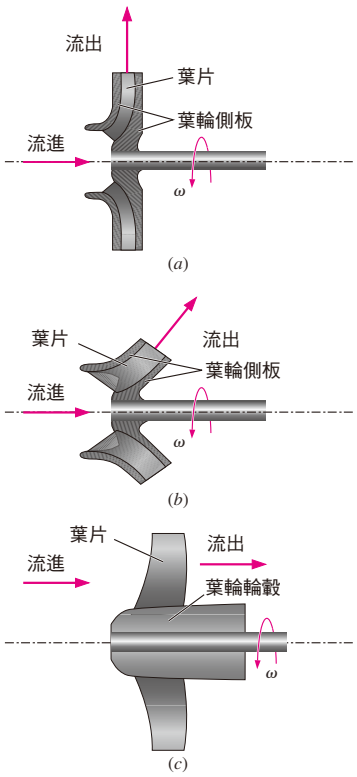



**圖 14-31**　三種輪葉動力泵的分別：(*a*) 離心泵，(*b*) 混合式泵，(*c*) 軸流泵。

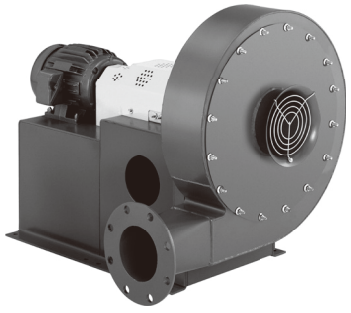


**圖 14-32**　典型的離心泵，其特色有一個蝸牛狀的流道。
*Courtesy of The New York Blower Company, Willowbrook, IL. Used by permission.*

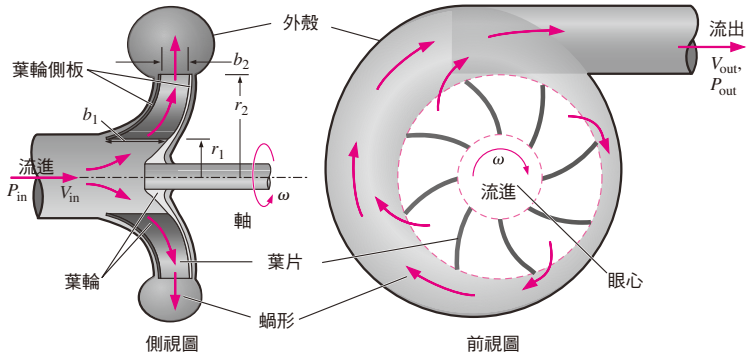



**圖 14-33**　典型離心泵的示意圖，流體由軸向進入泵的中央部位 (又稱為眼心)，流體由周圍葉片甩至外圍，被甩到擴散器 (蝸形)，再排至泵的側邊，我們定義 $r_1$ 和 $r_2$ 為葉片進出口的半徑，$b_1$ 和 $b_2$ 分別為輪葉葉片的寬度。

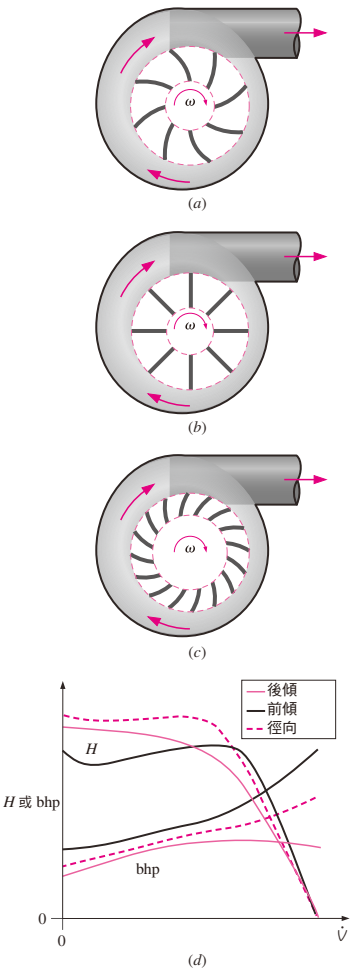



**圖 14-34** 三種不同形式的離心泵 (*a*) 後傾式葉片，(*b*) 徑向式葉片，(*c*) 前傾式葉片，(*d*) 三種不同形式離心泵的水頭和馬力比較圖。

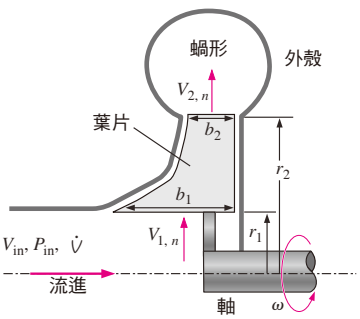



**圖 14-35** 分析速度向量的簡化離心泵側視圖，定義 $V_{1,n}$ 和 $V_{2,n}$ 分別為半徑 $r_1$ 和 $r_t$ 的平均垂直速度分量。

間。**徑向式葉片** (radial blades)，亦稱**直葉片** (straight blades) (圖 14-34*b*) 具有簡單幾何形狀，有三者之間最大的壓力升，可以適用較大範圍的體積流率，但壓升在通過最大效率點後，會迅速下降。**前傾式葉片** (forward-inclined blades) 的壓升相較於其它兩者，較趨近於穩定，前傾式泵一般有較多的葉片，但其葉片較小，示意於圖 14-34*c*，前傾式的最大效率通常比較低。徑向和後傾式比較常被使用在匹配其流量與壓升的場合，如果使用者需要比較大範圍的體積流率或壓力升，徑向和後傾式可能無法滿足需求，因為這兩類型的寬容值較小 (較不穩健)，前傾式離心泵可以容許較大的變化，代價是每單位輸入功率有較低的效率與較小的壓力上升。如果需要在較大範圍體積流率下，會有相對較大的壓力升，前傾式離心泵是個比較好的選擇。

三種離心泵的淨水頭和制動馬力表現曲線如圖 14-34*d*，該曲線進行調整，使得每個泵有同樣自由輸送體積流率 (最大體積流量時淨水頭為 0) 之條件，這些圖僅限於比較用途，實際使用表現取決於泵的設計細節。

我們可以透過葉片的幾何角度 (後傾、徑向或前傾) 分析速度向量。實際的流場是不穩定的、三維運動的，或許是可以壓縮的流體。為了簡化分析，我們只考量在絕對座標與跟隨葉輪一起轉動的相對參考座標中都是穩定的流動。我們只考慮不可壓縮流體，並且從葉片的入口到出口，我們只考慮徑向或垂直速度分量 (下標 *n*) 和圓周或切線速度分量 (下標 *t*)，不考慮軸向的速度分量 (在圖 14-35 向右的方向和圖 14-33 前視圖中進入頁面的方向)，換句話說，雖然經過葉輪有不等於 0 的軸向速度分量，但分析中並未加以考量。圖 14-35 為簡化後的離心泵側視圖，我們定義 $V_{1,n}$ 和 $V_{2,n}$ 分別為半徑 $r_1$ 和 $r_2$ 的平均垂直速度，雖然實際上葉片和殼體之間有間隙存在，但仍假設中間沒有洩漏發生。

進入泵眼心的體積流率 $\dot{V}$ 通過在寬度 $b_1$、半徑 $r_1$ 的圓周截面積，由質量守恆定律可知流經寬度 $b_2$、半徑 $r_2$ 圓周截面積的體積流率必定相同。利用圖 14-35 中所定義的平均垂直速度分量 $V_{1,n}$ 和 $V_{2,n}$，則可寫出

**體積流率：**
$$\dot{V} = 2\pi r_1 b_1 V_{1,n} = 2\pi r_2 b_2 V_{2,n} \tag{14-12}$$

由上式得

$$V_{2,n} = V_{1,n}\frac{r_1 b_1}{r_2 b_2} \tag{14-13}$$

由式 (14-13) 可以發現，依據 $b$ 和 $r$ 兩者半徑的值，$V_{2,n}$ 可能小於、大於或等於 $V_{1,n}$。

圖 14-36 為輪葉葉片的正視近寫圖，圖中可以看到徑向和切線方線的速度分量，此圖為一個後傾式的葉片，但此分析方法亦可用於任何傾斜角度的葉片，葉片的入口 (半徑 $r_1$) 以切線速度 $\omega r_1$ 移動。同樣的，葉片出口以切線速度為 $\omega r_2$ 移動。圖 14-36 可清楚看到，由於葉片傾斜角度不同，這兩個切線速度的方向和大小皆不同，我們定義半徑 $r_1$ 的葉片前緣角度和切線方向的角度差為**前緣角** (leading edge angle) $\beta_1$，以同樣方法，我們定義半徑 $r_2$ 的葉片尾端的角度和切線方向的角度差為**後緣角** (trailing edge angle) $\beta_2$。

我們現在作一個明顯簡單近似的方式，假設流體流動撞及葉片前緣時，平行於葉片，並且平行離開葉片後緣，也就是說：

> 我們假設當從一個與葉片一起旋轉的參考座標看的時候，流場在任何處皆與葉面平行。

在入口，近似方法有時候會被稱為**無震動條件** (shockless entry condition)，不要與震波 (第 12 章) 混淆，這專有名詞的意思是，進入動輪葉片之流場為平滑流動，而無突然的轉向“震動”。這個近似是假設流體在葉片上的任何處沒有分離的現象產生。如果離心泵工作點或設計接近此條件，這些假設會成立，若泵的運轉情況與設計相差過多，流體可能在運行過程中，由葉片表面分離（通常在吸入側，因為這裡的壓力梯度是不利的），因此簡易計算的假設將會不成立。

圖 14-36 的速度向量 $\vec{V}_{1,\text{relative}}$ 和 $\vec{V}_{2,\text{relative}}$ 平行於葉片表面，依我們的假設，這些速度向量是從與旋轉葉片移動的相對參考座標來觀察，當我們將圖 14-36 的切向速度 $\omega r_1$ (葉片半徑 $r_1$ 的速度) 與 $\vec{V}_{1,\text{relative}}$ 合成為一個平行四邊形，向量相加後可得葉片入口的絕對速度 $\vec{V}_1$，以同樣方法也可以得到葉片出口的絕對速度 $\vec{V}_2$ (亦繪製於圖 14-36)，為了維持圖面完整，垂直向量 $V_{1,n}$ 和 $V_{2,n}$ 同時也繪於圖 14-36。注意，這些垂直速度分量與我們所使用的絕對或相對座標無關。

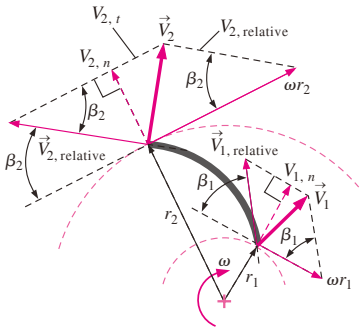



**圖 14-36**　使用速度向量元素簡化離心泵的計算分析，粗箭頭表示流體的絕對速度，此圖是假設當從與葉輪一起轉動的參考座標觀察時，流動是到處與葉片表面相切的，正如相對速度向量所指示的。

為了評估轉軸上的轉矩，我們使用第 6 章介紹的控制體積的角動量關係式，選擇葉片周圍控制表面 ── 從 $r_1$ 到 $r_2$，如圖 14-37 所示，圖 14-37 的角度 $\alpha_1$ 和 $\alpha_2$，分別定義為入口和出口的絕對速度和垂直方向之間的角度，我們將一個控制體積假設

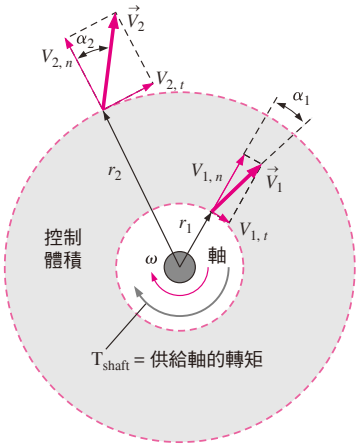



**圖 14-37** 控制體積 (陰影部分) 是用來分析離心泵的角動量，圖上亦有標示切線速度方向 $V_{1,t}$ 和 $V_{2,t}$。

為一個 “黑盒子” 的概念，忽略每個葉片的細節，假設流體進入控制體積均在 $r_1$ 半徑以絕對速度 $\vec{V}_1$ 進入控制體積，且在 $r_2$ 半徑以絕對速度 $\vec{V}_2$ 流出。

動量矩定義是半徑和速度的外積 $\vec{r}\times\vec{V}$，只有 $\vec{V}_1$ 和 $\vec{V}_2$ 的切線分量與轉矩有關，在圖 14-37 標示式為 $V_{1,t}$ 和 $V_{2,t}$，第 6 章已說明過，轉矩來自於入口到出口的動量矩的變化，下式為歐拉旋轉機械方程式 [Euler turbomachine equation，亦稱歐拉輪機公式 (Euler's turbine formula)] 所得之結果：

歐拉渦輪式：
$$T_{shaft} = \rho\dot{V}(r_2V_{2,t} - r_1V_{1,t}) \tag{14-14}$$

或者，我們可以用絕對速度 $\vec{V}_1$、$\vec{V}_2$ 和角度 $\alpha_1$、$\alpha_2$ 計算：

歐拉渦輪式，另一種形式：
$$T_{shaft} = \rho\dot{V}(r_2V_2\sin\alpha_2 - r_1V_1\sin\alpha_1) \tag{14-15}$$

在我們的簡要分析當中，並沒有不可逆的損失，因此泵的效率 $\eta_{pump}=1$，這意味著泵的水馬力 $\dot{W}_{water\ housepower}$ 和制動馬力 bhp 是一樣的，表示如式 (14-3) 與 (14-4)。

$$bhp = \omega T_{shaft} = \rho\omega\dot{V}(r_2V_{2,t} - r_1V_{1,t}) = \dot{W}_{water\ horsepower} = \rho g\dot{V}H \tag{14-16}$$

求解淨水頭 $H$ 得到

淨水頭：
$$H = \frac{1}{g}(\omega r_2V_{2,t} - \omega r_1V_{1,t}) \tag{14-17}$$

## 例題 14-5 理想化的鼓風機性能

**一個離心鼓風機旋轉轉速 $\dot{n}=1750$ rpm (183.3 rad/s)，空氣垂直進入葉片 ($\alpha_1=0°$) 且出口角度與半徑 $r_2$ 角度差 40° ($\alpha_2=40°$)，如圖 14-38 所示，入口的半徑 $r_1=4.0$ cm、入口葉片寬度 5.2 cm；出口半徑 8.0 cm、出口葉片寬度 2.3 cm，流體的體積流率為 0.13 $m^3/s$，假設鼓風機效率為 100%，求此風機淨水頭高，單位為毫米 (mm) 水柱高，還有鼓風機的制動馬力，單位為瓦 (W)。**

**解答：**我們將以一假定理想風機提供的體積流率和轉速計算制動馬力和淨水頭

**假設：1.** 平均流動是穩定的。**2.** 葉片和風機的殼之間沒有洩漏。**3.** 空氣不可壓縮。**4.** 風機的效率為 100% (沒有不可逆的損失)。

**性質：**設定空氣的密度 $\rho_{air}=1.20$ kg/$m^3$。

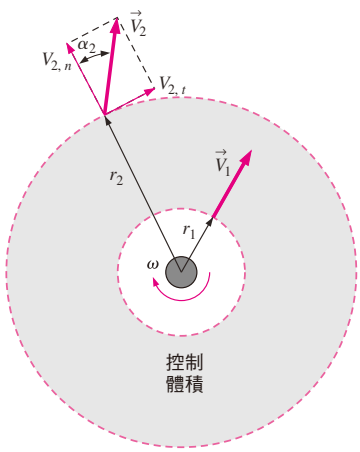



**圖 14-38** 例題 14-5 的離心鼓風機控制體積和絕對速度向量，該圖視角是沿著鼓風機軸線繪製。

**分析**：我們已知流體的體積流率 (容量)，可以計算風機入口的徑向速度，如式 (14-12)，

$$V_{1,n} = \frac{\dot{V}}{2\pi r_1 b_1} = \frac{0.13\ \text{m}^3/\text{s}}{2\pi(0.040\ \text{m})(0.052\ \text{m})} = 9.947\ \text{m/s} \tag{1}$$

因為角度 $\alpha_1 = 0°$，所以 $V_1 = V_{1,n}$，$V_{1,t} = 0$。同樣算法，$V_{2,n} = 11.24$ m/s，並且

$$V_{2,t} = V_{2,n} \tan \alpha_2 = (11.24\ \text{m/s}) \tan(40°) = 9.435\ \text{m/s} \tag{2}$$

現在使用式 (14-17) 求淨水頭：

$$H = \frac{\omega}{g}(r_2 V_{2,t} - r_1 \underbrace{V_{1,t}}_{0}) = \frac{183.3\ \text{rad/s}}{9.81\ \text{m/s}^2}(0.080\ \text{m})(9.435\ \text{m/s}) = 14.1\ \text{m} \tag{3}$$

式 (3) 中得到的水頭是空氣的高度，因此我們使用空氣和水的密度比進行換算，同時將單位由公尺換成釐米，

$$H_{\text{water column}} = H\frac{\rho_{\text{air}}}{\rho_{\text{water}}}$$

$$= (14.1\ \text{m})\frac{1.20\ \text{kg/m}^3}{998\ \text{kg/m}^3}\left(\frac{1000\ \text{mm}}{1\ \text{m}}\right) = \textbf{水的 17.0 mm} \tag{4}$$

最後，使用式 (14-16) 得到制動馬力

$$\text{bhp} = \rho g \dot{V} H = (1.20\ \text{kg/m}^3)(9.81\ \text{m/s}^2)(0.13\ \text{m}^3/\text{s})(14.1\ \text{m})\left(\frac{\text{W·s}}{\text{kg·m/s}^2}\right)$$

$$= \textbf{21.6 W} \tag{5}$$

**討論**：式 (5) 中有單位轉換，從公斤、公尺、秒轉換為瓦特，這種轉換方式使用於很多渦輪機的計算之中。由於無效率性，實際上淨水頭的值會比式 (3) 預測來得低，同樣地，由於鼓風機的無效率性及轉軸的摩擦等，實際上的制動馬力會比式 (5) 預測來得高。

為了要設計葉片的形狀，需要使用三角定理當中的餘弦定理 (圖 14-39) 來獲得用葉片角度 $\beta_1$ 和 $\beta_2$ 表示的 $V_{1,t}$ 和 $V_{2,t}$。對圖 14-36 由絕對速度 $\vec{V}_2$、相對速度 $\vec{V}_{2,\text{relative}}$ 及在半徑 $r_2$ 的切向速度 $(\omega r_2)$ 形成的速度三角形使用餘弦定理，就可以得到

$$V_2^2 = V_{2,\text{relative}}^2 + \omega^2 r_2^2 - 2\omega r_2 V_{2,\text{relative}} \cos \beta_2 \tag{14-18}$$

同時可從圖 14-36 獲得

$$V_{2,\text{relative}} \cos \beta_2 = \omega r_2 - V_{2,t}$$

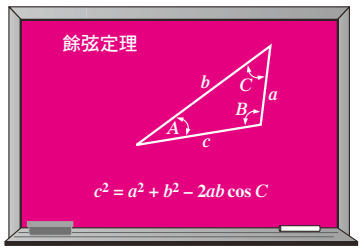



圖 14-39　離心泵使用餘弦定理進行分析。

將以上公式代入式 (14-18) 得

$$\omega r_2 V_{2,t} = \frac{1}{2}(V_2^2 - V_{2,\text{relative}}^2 + \omega^2 r_2^2) \tag{14-19}$$

用在葉片的入口 [將所有式 (14-19) 的下標 2 改為 1 即可] 也可獲得類似的方程式。將這些方程式代入式 (14-17) 得到

淨水頭：
$$H = \frac{1}{2g}[(V_2^2 - V_1^2) + (\omega^2 r_2^2 - \omega^2 r_1^2) - (V_{2,\text{relative}}^2 - V_{1,\text{relative}}^2)] \tag{14-20}$$

式 (14-20) 指出，在理想的狀況下 (無不可逆損失)，淨水頭與絕對動能變化加上葉片前後緣動能變化，扣掉相對動能差之所得，為成正比。最後令式 (14-20) 和式 (14-2) 相等，我們將底標 2 設為流出 (out)、底標 1 設為流入 (in)，可以得到

$$\left(\frac{P}{\rho g} + \frac{V_{\text{relative}}^2}{2g} - \frac{\omega^2 r^2}{2g} + z\right)_{\text{out}} = \left(\frac{P}{\rho g} + \frac{V_{\text{relative}}^2}{2g} - \frac{\omega^2 r^2}{2g} + z\right)_{\text{in}} \tag{14-21}$$

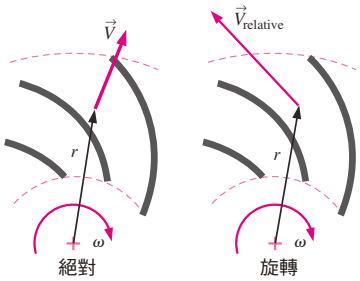



**圖 14-40** 對於流體不考慮不可逆損失流量的流體，葉片旋轉通常會在伯努利定律下以隨輪葉旋轉之參考座標進行較為方便，在此案例中，伯努利定律會得到一個附加項，如式 (14-22) 所列之項目。

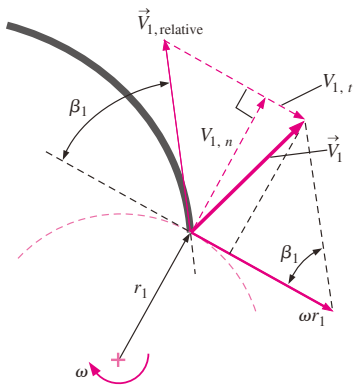



**圖 14-41** 葉片前端入口的速度向量放大正視圖，粗箭頭為絕對向量。

以上分析不侷限於入口和出口，事實上，我們可運用式 (14-21) 在任兩個輪葉當中的任意半徑，一般通稱此方程式為在旋轉參考座標的伯努利方程式 (Bernoulli equation in a rotating reference frame)：

$$\frac{P}{\rho g} + \frac{V_{\text{relative}}^2}{2g} - \frac{\omega^2 r^2}{2g} + z = \text{常數} \tag{14-22}$$

由式 (14-22) 可見，此方程式和一般的伯努利方程式並無差別，其不同處為其使用相對速度 (基於旋轉參考座標)，多出一項來考慮到旋轉效應 [式 (14-22) 左邊第三項] (圖 14-40)。再次強調，式 (14-22) 是一個近似值，只用於理想的情況下，輪葉沒有不可逆的損失，然而，此方程式不失為有價值的一階近似方法。

現在我們更詳細檢視式 (14-17) 的淨水頭，因 $V_{1,t}$ 帶有負號，若要得到最高的淨水頭 $H$，$V_{1,t}$ 需為零 (假設泵眼心沒有可以產生負值 $V_{1,t}$ 的機制)，因此泵的設計條件 (design condition) 之一階近似設 $V_{1,t}$ 為 0。也就是說，選擇葉片進入角度 $\beta_1$ 使得流體進入葉片時從絕對參考座標看是純徑向的，即 $V_{1,t} = V_1$。將圖 14-36 在 $r = r_1$ 的速度向量圖放大，並重繪於圖

14-41 使用三角函數關係，得

$$V_{1,t} = \omega r_1 - \frac{V_{1,n}}{\tan \beta_1} \tag{14-23}$$

對 $V_{2,t}$ 也有相似的表示式 (將上式中的下標由 1 換成 2)，事實上，在 $r_1$ 和 $r_2$ 之間的任意半徑都類似。當 $V_{1,t}=0$ 且 $V_{1,n}=V_1$ 時，

$$\omega r_1 = \frac{V_{1,n}}{\tan \beta_1} \tag{14-24}$$

最後，將式 (14-12) 和 (14-24) 結合，可以得到一個以葉片入口角度 $\beta_1$ 和轉速為函數的體積流率公式

$$\dot{V} = 2\pi b_1 \omega r_1^2 \tan \beta_1 \tag{14-25}$$

式 (14-25) 可以用於葉片形狀的初步設計，計算方法如例題 14-6。

## 例題 14-6　離心泵的初步設計

**將一個離心泵設計在常溫常壓下，用於推動 R-134a 液體冷媒，葉片進出口半徑分別為 $r_1=100$ mm 和 $r_2=180$ mm，示意圖參考圖 14-22，葉片入出口的寬度為 $b_1=50$ mm 及 $b_2=30$ mm，如圖 14-42。泵運送 0.25 $m^3/s$ 的液體、其淨水頭高為 14.5 m，葉片轉動速度為 1720 rpm，設計泵葉片形狀，其 $V_{1,t}=0$，具體而言，計算角度 $\beta_1$ 和 $\beta_2$，求葉片的形狀，以及泵需求的馬力。**

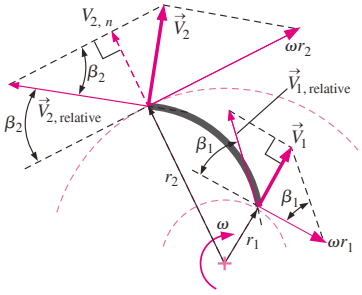



**圖 14-42**　例題 14-6 離心葉輪的相對和絕對速度向量及幾何圖形。

**解答：**從已知的流率、淨水頭和離心泵的尺寸，可以用來求葉片的形狀 (葉片前緣和後緣的角度)，進而求泵所需求的馬力。

**假設：1.** 流體穩定流動。**2.** 液體不可壓縮。**3.** 葉片沒有不可逆的損失。**4.** 這僅是初步設計。

**性質：**在 $T=20°C$ 下，冷媒 R-134a，$\upsilon_f=0.0008157$ $m^3/kg$，所以 $\rho=1/\upsilon_f=1226$ $kg/m^3$。

**分析：**使用式 (14-3) 求水馬力，

$$\begin{aligned}\dot{W}_{\text{water horsepower}} &= \rho g \dot{V} H \\ &= (1226\ \text{kg/m}^3)(9.81\ \text{m/s}^2)(0.25\ \text{m}^3/\text{s})(14.5\ \text{m})\left(\frac{\text{W·s}}{\text{kg·m/s}^2}\right) \\ &= 43{,}600\ \text{W}\end{aligned}$$

實際上泵需求的制動馬力會比水馬力大，但此設計僅為初步設計，假設制動馬力 bhp 等於 $\dot{W}_{\text{water horsepower}}$，

$$\text{bhp} \cong \dot{W}_{\text{water horsepower}} = 43{,}600\ \text{W}\left(\frac{\text{hp}}{745.7\ \text{W}}\right) = 58.5\ \text{hp}$$

為使得計算結果與已知物理量的準確度一致，我們將結果採用兩位有效數字，因此 bhp≈**59 hp**。

接著依照圖 14-43 的說明，將轉速 $\dot{n}$ (rpm) 換算為 $\omega$ (rad/s)，

$$\omega = 1720\ \frac{\text{rot}}{\text{min}}\left(\frac{2\pi\ \text{rad}}{\text{rot}}\right)\left(\frac{1\ \text{min}}{60\ \text{s}}\right) = 180.1\ \text{rad/s} \tag{1}$$

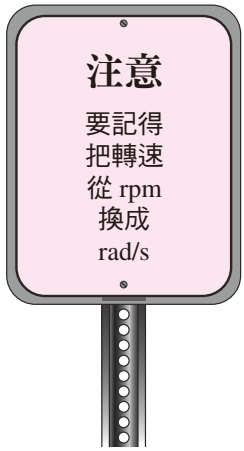



圖 14-43 旋轉速度的單位需要被轉換為 rad/s。

接著使用式 (14-25) 求葉片入口角度 $\beta_1$，

$$\beta_1 = \arctan\left(\frac{\dot{V}}{2\pi b_1 \omega r_1^2}\right) = \arctan\left(\frac{0.25\ \text{m}^3/\text{s}}{2\pi(0.050\ \text{m})(180.1\ \text{rad/s})(0.10\ \text{m})^2}\right)$$

$$= 23.8°$$

使用先前獲得的計算公式求 $\beta_2$。首先針對設計條件 $V_{1,t}=0$，化簡式 (14-17) 得到

淨水頭：

$$H = \frac{1}{g}(\omega r_2 V_{2,t} - \omega r_1 \underbrace{V_{1,t}}_{0}) = \frac{\omega r_2 V_{2,t}}{g}$$

由上式得到出口切線速度，

$$V_{2,t} = \frac{gH}{\omega r_2} \tag{2}$$

使用式 (14-12) 計算法線速度，

$$V_{2,n} = \frac{\dot{V}}{2\pi r_2 b_2} \tag{3}$$

接著，使用推導式 (14-23) 相同的三角學，但將葉片前緣 (下標 1) 改為後緣 (下標 2)，得到

$$V_{2,t} = \omega r_2 - \frac{V_{2,n}}{\tan\beta_2}$$

最後可解出 $\beta_2$，

$$\beta_2 = \arctan\left(\frac{V_{2,n}}{\omega r_2 - V_{2,t}}\right) \tag{4}$$

將式 (2) 及 (3) 代入 (4)，我們可以得到出口角度為

$$\beta_2 = 14.7°$$

最後結果取 2 位有效數字，因此計算估計後傾葉片之初步設計值，入口角度 $\beta_1 \cong$ **24°** 及出口角度 $\beta_2 \cong$ **15°**。

當我們知道葉片前緣和後緣的角度，即可設計葉片詳細的形狀，當半徑 $r$ 從 $r_1$ 增加到 $r_2$，讓葉片角度 $\beta$ 從 $\beta_1$ 平順的增加到 $\beta_2$。如圖 14-44 所示，雖然葉片設計成不同的形狀，但依然保持 $\beta_1 \cong 24°$ 及 $\beta_2 \cong 15°$，設計方式取決於 $r_1$ 和 $r_2$ 之間變化的角度 $\beta$。在圖中，可以看到三種葉片形狀，在 $r_1$ 上皆有相同的起點 (絕對零度角)，三個葉片的入口角度 $\beta_1 \cong 24°$。中等長度的葉片角度 $\beta$ 為線性變化，它的後緣與半徑在 $r_2$ 的夾角趨近 93°。比較長的葉片在靠近 $r_1$ 的地方比在 $r_2$ 地方的 $\beta$ 角度變化較大；也就是說，葉片後緣的曲率變化在前緣比後緣變化大。它的後緣絕對角度趨近 114°。最後，圖中最短的葉片在前緣有較小的曲率變化，接近後緣部分有較大的曲律變化，與半徑在 $r_2$ 的絕對角度為 77°，哪一種葉片形最好並不十分明顯。

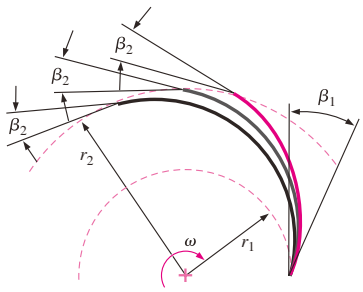



**圖 14-44**　三種由例題 14-6 設計，離心泵可能的葉片角度，三個葉片的前緣角度和後緣角度分別皆為 $\beta_1 = 24°$ 及 $\beta_2 = 15°$，但在 $r_1$ 和 $r_2$ 中間，角度 $\beta$ 有不同的變化，圖中是依比例繪製的。

**討論：**此初步設計忽略了不可逆的損失，實際上泵消耗的制動馬力會比估計的高 (20% 至 30% 或更高)，比較短的葉片具有比較少的表面摩擦阻力，但由於葉片後緣附近速度最大地方的轉角較為尖銳，所以葉片受的垂直應力較大。如果葉片較薄，可能會導致結構上的問題，特別在對黏稠液體加壓時，情況更為嚴重。較長的葉片具有較大的表面摩擦阻力，但有較小的垂直應力。此外，圖 14-44 可以看到，由於葉片有一定厚度，一個葉輪在有相同葉片數量的前提下，葉片越長，流體越阻塞，且葉片的邊界層 (第 10 章) 會沿著葉片表面成長，所以長葉片的阻塞會更加明顯，因此為了使泵性能達到最好，最佳化設計葉片形狀是必須的。

一個葉輪需要設計多少葉片呢？如果使用太少葉片，**循環流動損失** (circulatory flow loss) 會比較高。循環流動損失是由於葉片數量非無限多，回顧先前的初步設計，我們假設出口處整個圓周切向速度 $V_{2,t}$ 為完全均勻 (圖 14-37)，這個條件僅假設有無窮多葉片時存在。在實際上，葉輪裝設的葉片有一定的數量，且厚度非無窮薄，所以會導致切線速度分量不完全均勻，會在葉片之間減小，如圖 14-45*a* 所示。而這實際的情況會導致 $V_{2,t}$ 的值較理想值小，代表著淨水頭值變小，損失的淨水頭 (或泵的效率) 稱為循環流動損失。相反地，如果有太多葉片 (圖 14-45*b*)，會

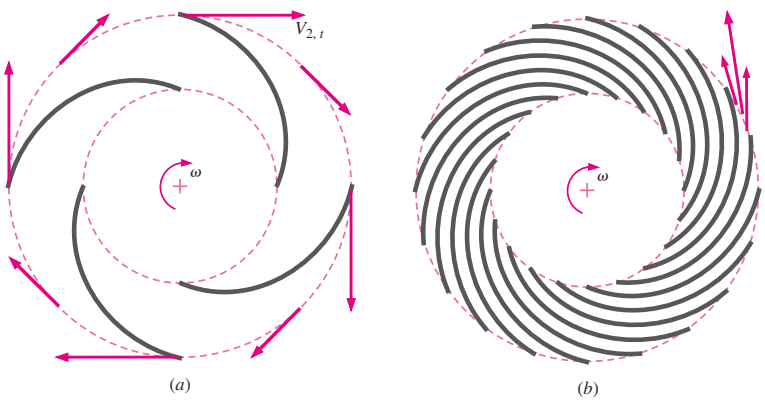



**圖 14-45**　(*a*) 過少葉片的離心泵，會導致比較大的循環流動損失，在外徑 $r_2$ 的切線速度，位於葉片之間流道內的速度會大於正的在葉片後緣的速度 (其中顯示絕對的切線速度向量)。(*b*) 另一方面，因為實際葉片是有厚度的，過多的葉片由於過多的流動阻塞與表面摩擦阻力導致通道損失 (圖中顯示在一個通道列出口，由一個在葉輪上的參考座標所看到的速度向量)。底線是泵工程師必須在葉片形狀與葉片數目間作最佳化。

使葉輪產生過多阻塞損失與邊界層增厚導致的損失，使葉片出口有不均勻的流速，降低效率和淨水頭，稱為**通道損失** (passage losses)。工程設計上，取得最佳化的平衡是必須的，但其分析超出本書的範圍。綜觀目前文獻，中等大小的離心泵，目前最普遍的作法是每個輪機有 11、14 至 16 個葉片。

一旦我們以特定之水頭及流率完成泵的設計 (設計條件)，就可以估計偏離設計條件的淨水頭，也就是固定 $b_1$、$b_2$、$r_1$、$r_2$、$\beta_1$、$\beta_2$、$\omega$，以設計的體積流率條件為基準，增加或減少流率。我們有所有方程式：用式 (14-17)，可以從切線速度 $V_{1,t}$ 和 $V_{2,t}$ 得到淨水頭 $H$；用式 (14-23) 可以用絕對垂直速度分量 $V_{1,n}$ 與 $V_{2,n}$ 得到 $V_{1,t}$ 與 $V_{2,t}$；用式 (14-12) 可以從體積流率 $\dot{V}$ 得到 $V_{1,n}$ 與 $V_{2,n}$。在圖 14-46 中，我們結合上述式子，針對例題 14-6 設計的泵，獲得淨水頭 $H$ 和體積流率 $\dot{V}$ 的關係圖。實線是以初步設計預測的性能。在式 (14-17) 中，由於 $\omega r_1 V_{1,t}$ 與 $\omega r_2 V_{2,t}$ 比較小，因此在設計點上下性能曲線與體積流率 $\dot{V}$ 近乎成線性變化。回顧在預測的設計條件下，我們已將 $V_{1,t}$ 設定為 0。因此體積流率高於設計點時，式 (14-23) 預測的 $V_{1,t}$ 的值為負值，但為了與先前設定條件相同，$V_{1,t}$ 不可能有負值，因此預測性曲線的斜率在超過設計條件時會突然改變。

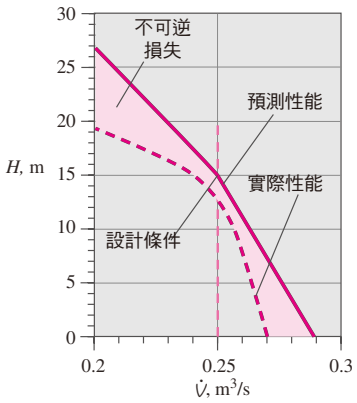



**圖 14-46** 例題 14-6 中，泵的體積流率和淨水頭關係圖，理想和實際不同點在於不可逆的損失。

圖 14-46 同樣繪出實際離心泵的性能曲線，雖然在設計點條件下，預測性能與實際性能很接近。但若偏離設計條件，兩條曲線就有很可觀的差異。在所有的體積流率中，實際淨水頭都低於預測淨水頭。這是不可逆效應造成的。包括葉片表面摩擦損失、殼和葉片間的洩漏、眼心附近的渦旋、葉片前緣或流道擴張部分的分離 (衝擊損失)、循環流動損失、流道損失或蝸狀殼中渦旋損失，或其它不可逆的損失等。

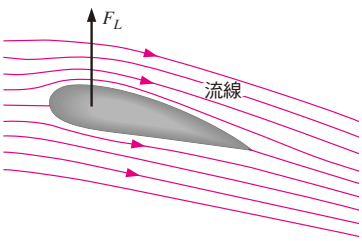



**圖 14-47** 軸流泵的葉片作用近似飛機的機翼，空氣藉由機翼產生向下流動，使機翼產生升力 $F_L$。

## 軸流泵

軸流泵並不是用所謂的離心力，取而代之的是葉片運轉方式較像飛機的機翼 (圖 14-47)，透過改變流體的動量，使飛機產生升力。舉例而言，直升機的旋翼就是軸流泵 (圖 14-18) 的一種。葉片上升的力量是來自於葉片上下表面的壓力差，透過轉動平面的變化，流動方向的改變導致經過轉動平面的**下洗氣流** (downwash) 現象 (下降的空氣柱)。從時間平均角度來看，壓力差使整個轉動平面產生向下的誘導氣流 (圖 14-48)。

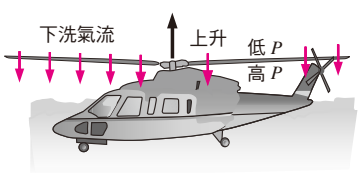



**圖 14-48** 直升機旋翼產生的下洗氣流和壓差是一種軸流泵。

如將葉片轉動平面改變為垂直，就得到飛機的螺旋槳 (圖



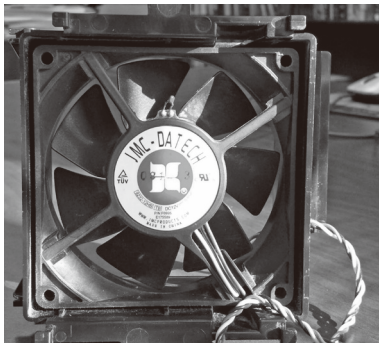



**圖 14-49**　軸流泵可以為開放式或是導管式的：(*a*) 螺旋槳是開放式軸流泵，(*b*) 電腦的冷卻風扇是導管式軸流泵。
*Photos by John M. Cimbala.*

14-49*a*)。直升機旋翼和飛機的螺旋槳都是**開放式軸流扇** (open axial-flow fan)，葉片周圍沒有導管或是外殼。常見裝在房間窗戶，於夏季時使用的通風扇利用相同的操作原理，但其主要功能是送風而非製造力量。但是注意在風扇的外罩仍受到淨力。假設風扇吹風由左吹至右，風扇之固定架會往左受力，風扇被窗戶的框支撐住。風扇的外殼可以視為一個短的導管，它用來導引風向和消除部分葉片端部的損失。電腦使用的小型冷卻扇通常為**軸流扇** (ducted axial-flow fan)，它看起來像一個迷你的通風扇 (圖 14-49*b*)，同時也是有導流的軸流扇。

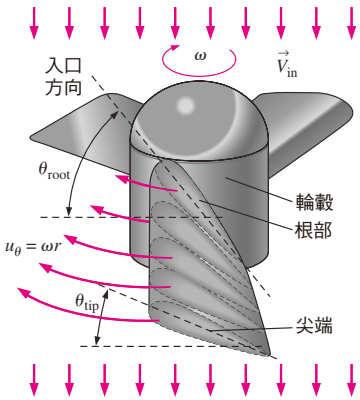



**圖 14-50**　良好設計的轉軸葉片或是螺旋槳有扭轉，圖中三個葉片裡面，箭頭是其中一個葉片劃過的橫切面，因為葉片的切線速度會隨著半徑增加而增加，所以靠近軸心的節距角 $\theta$ 較靠近端部大。

如果仔細觀察圖 14-49*a* 中飛機螺旋槳、直升機的轉子葉片、遙控飛機或是一個精心設計通風扇的葉片，會發現葉片上的一些扭曲 (twist)。具體而言，相較於葉片尾端，葉片在輪轂或是軸附近的橫切面，有較大的**節距角度** (pitch angle, $\theta$)，也就是 $\theta_{root} > \theta_{tip}$ (圖14-50)，這是因為葉片的切線速度隨著半徑線性上升，

$$u_\theta = \omega r \tag{14-26}$$

在已知之葉片半徑，空氣相對於葉片的速度 $\vec{V}_{relative}$，其以一階的估計值，是風速 $\vec{V}_{wind}$ 減掉葉片速度 $\vec{V}_{blade}$，

$$\vec{V}_{relative} = \vec{V}_{wind} - \vec{V}_{blade} \tag{14-27}$$

其中 $\vec{V}_{blade}$ 值大小等於式 (14-26) 中的切線速率 $u_\theta$，$\vec{V}_{blade}$ 的方向和葉片旋轉的路徑平行，葉片方向繪於圖 14-50，$\vec{V}_{blade}$ 朝向左邊。

可使用式 (14-27) 計算圖 14-51 中兩種半徑的 $\vec{V}_{relative}$，如圖 14-50，轉輪軸的半

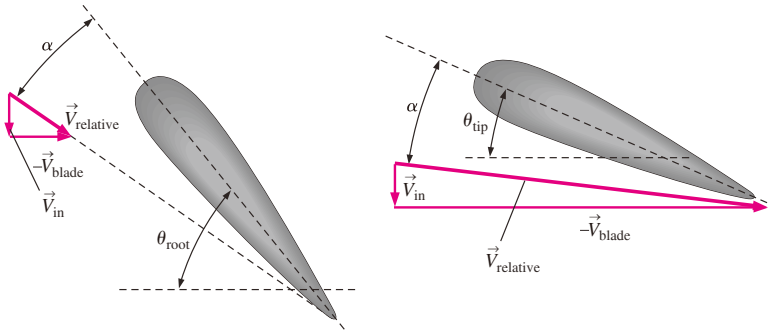



**圖 14-51** 圖 14-50 中葉片兩不同位置：(*a*) 根，及 (*b*) 端部的速度向量 $\vec{V}_{relative}$。

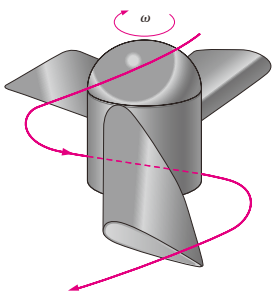



**圖 14-52** 螺旋槳或轉子葉片的旋轉會導致周圍流體有渦旋產生。

徑和端部的半徑。圖中可見，相對攻角 $\alpha$ 皆相同，因為扭轉的程度是由任意的半徑，所設定的節距角 $\theta$ 來確立的。

同時需要注意相對速度 $\vec{V}_{relative}$ 會隨著軸到端部漸增，動壓隨著橫切面的半徑增加，且每單位寬度的升力，也隨著半徑增加而增加，如圖 14-51 所示。螺旋槳的寬度，通常在根的地方比較窄，而端部比較寬，以便利用前端較大升力的優點，在最尖端，通常設計圓滑形狀，以避免過多的誘導阻力 (第 11 章)，可能會導致葉片突然斷裂，如圖 14-50 所示。

式 (14-27) 並非完全正確，原因如下：1. 轉子轉動所產生的氣流，部分會產生扭轉 (swirl) (圖 14-52)，這會降低葉片相對於入風的切線速度；2. 因為轉子的輪轂是有限的尺寸，空氣在它周圍環繞加速，導致葉片切面的空氣速度在根附近局部加速；3. 轉子或螺旋槳的軸可能不會與進入氣流準確成平行；最後，因為風接近旋轉的轉子的加速度，使風速本身不容易確定。有一些方法可以求近似或是求其近二次效應的方法，但超出本章的範圍。式 (14-27) 已足夠用於初步求轉子和螺旋槳的一階近似解，如例題 14-7 所示。

## 例題 14-7 飛機螺旋槳扭曲的計算

**假設你設計一架遙控飛機，螺旋槳的直徑是 34.0 cm，輪轂直徑 5.5 cm (圖 14-53)，螺旋槳轉速 1700 rpm，螺旋槳翼型橫切面設計在效率最高點，攻角為 14°。當飛機飛行速度為 30 mi/h (13.4 m/s)，計算葉片根部和端部的節距角，使螺旋槳葉片的攻角皆為 14°。**

**解答：**我們現在計算葉片從根部到端部的節距角 $\theta$，攻角在葉片任何半徑皆為 $\alpha = 14°$。

**假設：1.** 空氣低速不可壓縮。**2.** 忽略空氣的渦旋及加速或其它的二次效應，$\vec{V}_{in}$ 的大小和飛機的速度相同。**3.** 飛機水平的飛行、螺

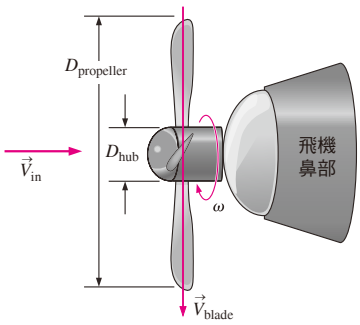



**圖 14-53** 例題 14-7 中設計模型飛機螺旋槳的配置圖，沒有按照比例。

旋槳軸平行於風的飛向。

**分析：**使用式 (14-27) 估計空氣在任何半徑相對於葉片的速度，圖 14-54 繪出任意半徑 $r$ 的速度向量，從幾何圖形中可得

任意半徑的節距角：
$$\theta = \alpha + \phi \tag{1}$$

和

$$\phi = \arctan\frac{|\vec{V}_{in}|}{|\vec{V}_{blade}|} = \arctan\frac{|\vec{V}_{in}|}{\omega r} \tag{2}$$

當中我們也使用式 (14-26) 求葉片在半徑 $r$ 的速度。在根部 ($r = D_{hub}/2 = 2.75$ cm)，將式 (2) 修改為

$$\begin{aligned}\theta &= \alpha + \phi \\ &= 14^\circ + \arctan\left[\frac{13.4\text{ m/s}}{(1700\text{ rot/min})(0.0275\text{ m})}\left(\frac{1\text{ rot}}{2\pi\text{ rad}}\right)\left(\frac{60\text{ s}}{\text{min}}\right)\right] \\ &= \mathbf{83.9}^\circ\end{aligned}$$

接著求端部的節距角 ($r = D_{propeller}/2 = 17.0$ cm)

$$\begin{aligned}\theta &= \alpha + \phi \\ &= 14^\circ + \arctan\left[\frac{13.4\text{ m/s}}{(1700\text{ rot/min})(0.17\text{ m})}\left(\frac{1\text{ rot}}{2\pi\text{ rad}}\right)\left(\frac{60\text{ s}}{\text{min}}\right)\right] \\ &= \mathbf{37.9}^\circ\end{aligned}$$

在根和端部之間的半徑，式 (1) 和式 (2) 可以用來求半徑 $r$ 和節距角 $\theta$ 的函數，如圖 14-55 所示。

**討論：**節距角非線性的原因在於式 (2) 中的餘切函數。

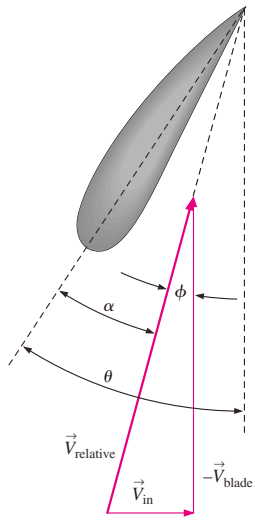



**圖 14-54**　例題 14-7 中，螺旋槳部分任意角度 $r$ 的速度向量。

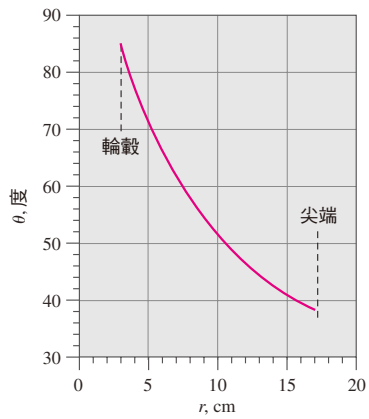



**圖 14-55**　例題 14-7 中，螺旋槳葉片半徑和節距角的函數關係。

飛機的螺旋槳具有可調整節距角 (variable pitch) 的功能，空氣進入葉片的角度可以透過輪轂的機械裝置改變，舉例而言，一個螺旋槳飛機在暖機的時後，螺旋槳有很高的轉速，但卻不會移動，原因除了煞車動作外，葉片翼型角度的調整使平均攻角近乎為零，沒有產生推力；當飛機在滑行道移動時，葉片角度調整使飛機產生較小的推力；當飛機起飛時，引擎提供葉片高轉速，葉片也調整至產生最大推力的情形；當飛機降落後，飛機逆向調整翼片 (產生負攻角)，提供反向推力讓飛機減速。

圖 14-56 是典型軸流扇的性能曲線，不同於離心扇，軸流

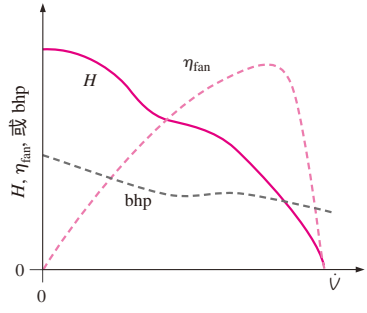



**圖 14-56**　典型的螺旋槳 (軸流扇) 性能曲線。

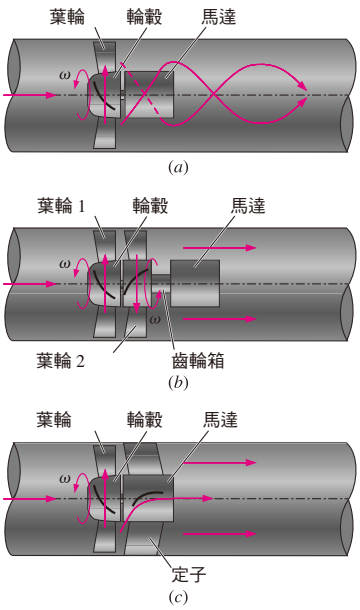



**圖 14-57** 管軸流扇 (*a*) 對離開的流體產生渦旋，(*b*) 反向旋轉軸流扇與 (*c*) 軸葉定子扇則是設計來移除渦旋的。

扇的制動馬力隨著風量上升而下降。相較於離心扇，軸流扇的效率曲線偏向右邊 (參考圖 14-8)，當風量增加至通過效率最佳點時，效率會急遽下降。淨水頭會隨著流量上升而持續下降 (儘管中間有些偏移)，形狀相較於離心扇差異較大。如果淨水頭的需求並不重要，可以將風量調整超過最大效率點，得到更多的送風量，運轉於高體積流率 $\dot{V}$ 的條件下，並不會增加過多的制動馬力 bhp，基於此原因，使用者會故意裝設略小的風機，故意跨過最佳效率點。另一個極端情況，當風扇運轉低於最佳效率點，會產生大量噪音和震動，代表風扇過大設計 (設計超過需求)。基於以上原因，風扇通常會設計使之運轉於最大效率點，或是稍微超過最佳效率點。

當我們將流體送入管內，一個單一葉輪的軸流風扇稱為管軸流扇 (tube-axial fan) (圖 14-57*a*)，許多實際工程使用的軸流扇，如廚房排風扇、建築通風扇、抽油煙機、自動散熱風扇，不用考慮由旋轉葉片產生的渦旋流動，但渦旋和增加的紊流強度會影響管路下游一段距離，許多應用使用者非常不喜歡渦旋 (及其相關的噪音振動)，如隧道風扇、魚雷扇或一些特別的礦坑通風扇。下列有兩個設計可以大幅減小這種效應：一種是稱為反向旋轉軸流扇 (counter-rotating axial-flow fan) (圖 14-57*b*)，此方式係在同軸上串聯方式加入第二個反向旋轉的葉輪，與既存葉輪形成一對反向運轉的葉輪葉片，則上游轉子所產生的渦旋會被下游轉子造成相反方向的渦旋所抵消；另一種是將一組定子葉片 (stator blades) 加在旋轉動輪的上游或下游處，如其名所示，定子葉片是靜止的 (不旋轉) 導葉片，可輕易地重新導引流體的流向。具有一組轉子葉片 [葉輪 (impeller) 或轉子 (rotor)] 與一組稱為輪葉 (vanes) 與定子 (stator) 的固定葉片之軸流風扇組合稱為輪葉軸流扇 (vane-axial fan) (圖 14-57*c*)。輪葉軸流風扇的定子葉片設計較反向旋轉軸流扇簡單許多，並且

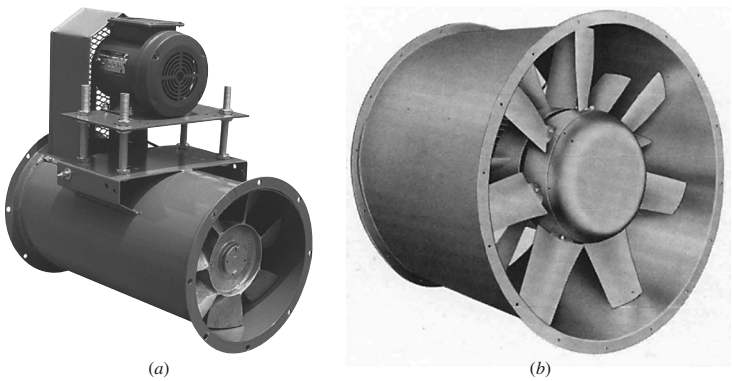

(*a*) (*b*)

**圖 14-58** 軸流風扇：(*a*) 無定子葉片，皮帶驅動的管軸流扇，與 (*b*) 具定子葉片的直接驅動軸葉軸流扇以減少渦旋，改善效率。
*(a) © PennBarry 2012. Used by permission. (b) Photo courtesy of Howden. Used by permission.*

設計費用也較為便宜。

管軸流扇下游的渦旋會消耗動能，且具有高強度的紊流，輪葉軸流扇會降低消耗的動能並減低紊流的強度，因此輪葉軸流扇比管軸流扇是既安靜又省能。一個設計良好的反向軸流扇會更安靜且省能，再者因為有兩組旋轉葉片，所以流體的壓升會更高。反向軸流扇需要兩個同步馬達或是一個齒輪箱，其架構較為複雜。

軸流風扇可以是皮帶驅動或直接驅動，直接驅動的輪葉軸流扇的馬達裝置於導管的中間，常見的方式 (亦為良好的設計) 是對馬達使用定子葉片來提供物體支撐。圖 14-58 為提供皮帶驅動風扇與直接驅動輪葉軸流風扇的相片，在圖 14-58*b* 之中轉子葉片之後 (下游處) 可看到輪葉軸流扇的定子葉片，另一種替代方案是將定子葉片置於葉輪的上游，使流體預旋 (preswirl)，然後由旋轉葉輪葉片造成的渦旋會移除這個預旋。

在這些軸流風扇的設計中，至少對一階近似法而言，葉片的設計則是相當直接的。為了將問題簡化，我們假設葉片很薄 (即葉片為金屬薄板製成)，而不使用翼截形葉片。圖 14-59 為一範例，轉子葉片在定子的上游，圖中誇大了轉子與定子之間的距離，使葉片之間的速度向量能夠被畫出。假設定子的輪轂半徑與轉子的輪轂半徑相同，使流場的截面積保持固定，如同我們之前對螺旋槳的分析，考量一個動輪葉片截面在我們前面垂直地通過，由於有多個葉片，下一個葉片在那之後很快地通過。在一個特定半徑 $r$，我們對葉片作二維近似，即將其視為無窮多個二維的葉片，稱為葉片列 (blade row) 或葉片串 (blade cascade) 的運動。雖然定子葉片是靜止的，但是仍然對它進行類似的假設，兩組葉片列皆繪製於圖 14-59 中。

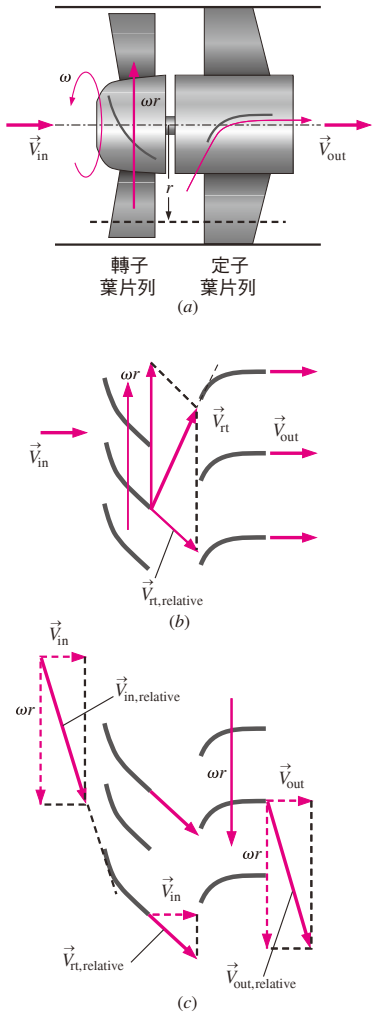



**圖 14-59**　使用二維的葉片近似法在半徑 $r$ 處對輪葉軸流扇之分析：(*a*) 整體視圖；(*b*) 絕對參考座標；與 (*c*) 相對於旋轉的轉子葉片 (葉輪) 的參考座標。

在圖 14-59*b* 中，是可從絕對參考座標看到速度向量，即一個固定的觀察者於水平方向觀察輪葉軸流扇，流體從左邊水平 (軸向) 方向以速度 $V_{in}$ 流入，轉子葉片列在此參考座標中，以定速 $\omega r$ 垂直向上移動，如圖所示。流動流體經由這些移動的葉片轉向，並向上離開葉片後緣流到右邊，如圖 14-59*b* 所示，標示為 $\vec{V}_{rt}$ (下標表示為定子後緣處)。為了計算 $\vec{V}_{rt}$ 的大小和方向，我們在圖 14-59*c* 中重新繪製相對參考座標 (旋轉葉片的參考座標) 上的葉片列與向量，此參考座標上是從所有的向量減去定子葉片速度 (即加上垂直向下 $\omega r$ 大小的向量) 所得出。如圖 14-59*c* 所示，轉子葉片前緣的相對速度向量為 $\vec{V}_{in,\,relative}$，為 $\vec{V}_{in}$ 與方向向下、值為 $\omega r$ 的向量

之向量和。我們調整轉子葉片節距，以致 $\vec{V}_{\text{in, relative}}$ 在此截面上與轉子葉片的前緣平行 (相切)。

流體經由轉子葉片轉向所帶動，假設流體離開轉子葉片時平行於葉片的後緣，(相對參考座標)，如圖 14-59*c* 所示，標示為 $\vec{V}_{\text{rt, relative}}$。已知 $\vec{V}_{\text{rt, relative}}$ 的水平 (軸向) 分量必須等於 $\vec{V}_{\text{in}}$，以保持質量守恆。注意在圖 14-59 之中，我們假設流體為不可壓縮流且垂直於圖 14-59 頁面方向的流動面積為常數。因此在流道所有地方速度的軸向分量必須等於 $\vec{V}_{\text{in}}$，也就是 $\vec{V}_{\text{rt, relative}}$ 向量的大小與 $\vec{V}_{\text{in, relative}}$ 的大小不同。回到圖 14-59*b* 的絕對參考座標，絕對速度 $\vec{V}_{\text{rt}}$ 可由 $\vec{V}_{\text{rt, relative}}$ 與垂直向上大小為 $\omega r$ 向量之向量和來計算。

最後，設計定子葉片使得 $\vec{V}_{\text{rt}}$ 與定子葉片的前緣平行，流體流動方向再度轉向，而這次則是由定子葉片所造成的。由於定子葉片的後緣是水平的，所以流體以軸向方向離開葉片 (沒有渦旋產生)，如果我們假設不可壓縮流以及垂直於通道的截面為定值，由質量守恆原理可得流出的速度換等於流入的速度，也就是 $\vec{V}_{\text{out}} = \vec{V}_{\text{in}}$。為了使其完整，將相對參考座標的流出速度繪製於圖 14-59*c* 之中，我們也看出 $\vec{V}_{\text{out, relative}} = \vec{V}_{\text{in, relative}}$。

現在從輪轂至端部的任意半徑重複這個分析，當對螺旋槳分析時，我們會因為 $\omega r$ 的值會隨半徑而增加，而對葉片有一些扭曲的設計。設計時使用翼形葉片取代金屬板葉片，可適當地改善其效率，尤其在偏離設計條件時。

現在如果在輪葉軸流扇中有七片轉子葉片，那麼應該要有幾片定子葉片呢？你可能會先說七片，好讓定子與轉子互相配合，但這會是個很差的設計。為什麼呢？因為當一個轉子葉片直接通過一片定子葉片的瞬間時，其餘六組的葉片也是一樣，每一個定子葉片會同時遭遇到轉子葉片尾流的擾流，結果使得流場會產生脈衝與噪音，而且整個設備會振動得非常嚴重。選擇定子葉片的數目與轉子葉片的數目，沒有公因數反而是比較好的設計，像七和八、七和九、六和七或是九和十一的組合，都是很好的選擇，像八和十 (公因數為二) 或是九和十二 (公因數為三) 的組合就不是個好的選擇。

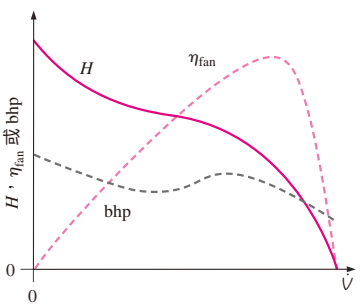



**圖 14-60** 輪葉軸流扇典型的風扇性能曲線。

我們在圖 14-60 中繪製典型的輪葉軸流扇之性能曲線，一般的形狀與螺旋槳風扇 (圖 14-56) 非常類似，讀者可參考之前的敘述。輪葉軸流扇除了額外的定子葉片能有流場之整流作用，使流體直向流動且使性能曲線平滑之外，與螺旋槳風扇或管軸流扇原理是相同的。

如前所述，雖然軸流風扇可輸送較高的體積流率，但是其壓升相對低。有些工程應用需要高流率同時高的壓升，在此情況下，可將幾個定子–轉子對以串聯方式組合，基本上就是共

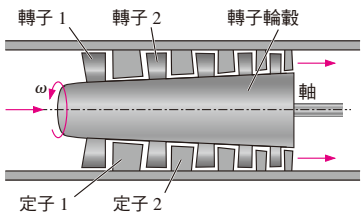



**圖 14-61**　多級的軸流泵由兩個或以上的轉子−定子裝置所組成。

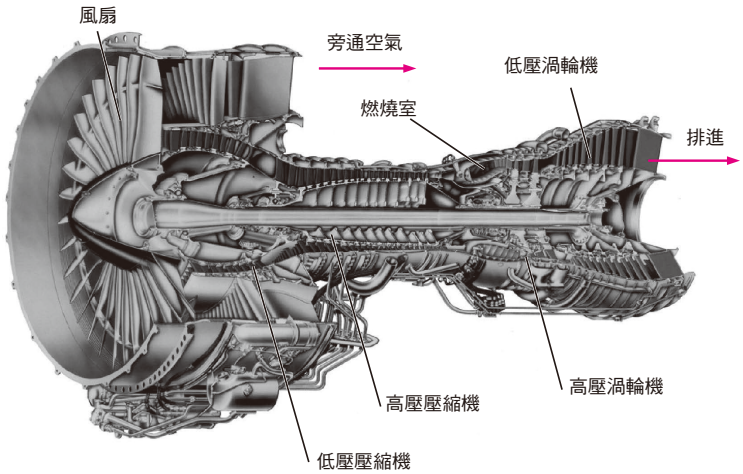



**圖 14-62**　Pratt & Whitney 公司型號 PW 4000 之渦輪風扇引擎，為多級軸流輪機機械之實例。

*Photo courtesy of United Technologies Corporation/Pratt & Whitney. Used by permission. All rights reserved.*

同的軸與共同的輪轂 (圖 14-61)。當兩個或以上的轉子−定子對像這樣組合時，我們稱它為多級軸流泵 (multistage axial-flow pump)。類似於圖 14-59 的葉片列分析則可應用於每一個連續的級別。但因為壓縮效應及從輪轂至端部的流動面積不能維持固定，因此詳細的分析會更複雜。例如在一個多級軸流壓縮機 (multistage axial-flow compressor) 之中，下游的流動面積會減小，空氣更進一步被壓縮時，每一個連續級別的葉片變得更小。在一個多級軸流渦輪機 (multistage axial-flow turbine) 中，壓力隨著每一級別遞減時，因此設計下游的流動面積漸增。

一個眾所周知的渦輪機械，就是渦輪風扇引擎 (turbofan engine)，是同時具有多級軸流壓縮機與多級軸流渦輪機的設備，用於提供現代商業飛機的動力。圖14-62 呈現一個渦輪風扇引擎部分剖面的圖片，部分空氣流經過螺旋槳推力風扇，其餘的空氣則通過低壓壓縮機、高壓壓縮機、燃燒室、高壓渦輪機，然後最後到低壓渦輪機。空氣與燃燒生成物以高速排放，提供更多的推力。這種複雜的渦輪機械在設計時使用計算流體力學 (CFD) 軟體輔助會是相當有幫助的 (第 15 章)。

## 例題 14-8　風洞使用的輪葉軸流扇之設計

設計一個輪葉軸流扇來提供風洞的動力，在風扇的下游處不能有任何的渦旋，決定將定子葉片置於轉子葉片的上游 (圖 14-63)，以保護動輪葉片不會被意外吹入的物體造成風扇損壞。為了降低成本，定子與轉子葉片皆以金屬板製作，每個定子葉片的前緣與軸向對齊 ($\beta_{sl} = 0.0°$)，而且其尾緣與軸向呈 $\beta_{st} = 60.0°$，如圖所示。(下標 “sl” 表示定子前緣，而 “st” 則表示定子尾緣。) 定子葉片共有 16 個，在設計條件下，經過葉片的軸流速度為 47.1 m/s，動輪的轉速是 1750 rpm。試計算在半徑

$r = 0.40$ m 時，轉子葉片的前緣角與後緣角，並繪出葉片的形狀。需要多少轉子葉片？

**解答：**對已知半徑在已知條件與定子葉片形狀下，欲設計轉子葉片，特別要計算轉子葉片的前緣角與尾緣角，並繪製其形狀，並求轉子葉片的個數。

**假設：1.** 空氣幾乎為不可壓縮流體。**2.** 輪轂與端部之間的流動面積為定值。**3.** 可使用二維葉片列分析。

**分析：**我們首先利用定子葉片串 (葉片列) 的二維近似方法 (圖 14-64)，來分析在絕對參考座標經過定子的流場。流體軸向 (水平方向) 流入並向下轉 60.0°，由於軸向分量的速度因質量守恆必須保持固定，所以計算離開定子葉片尾緣的速度大小 $\vec{V}_{st}$ 為

$$V_{st} = \frac{V_{in}}{\cos\beta_{st}} = \frac{47.1\text{ m/s}}{\cos(60.0°)} = 94.2\text{ m/s} \qquad (1)$$

假設 $\vec{V}_{st}$ 的方向為定子葉片尾緣之方向，即假設流體經過葉片列良好地轉向，並與葉片尾緣平行地離開，如圖 14-64 所示。

我們將 $\vec{V}_{st}$ 轉換至與轉子葉片移動的相對參考座標，在半徑為 0.40 m 處，轉子葉片的切線速度為

$$u_\theta = \omega r = (1750\text{ rot/min})\left(\frac{2\pi\text{ rad}}{\text{rot}}\right)\left(\frac{1\text{ min}}{60\text{ s}}\right)(0.40\text{ m})$$
$$= 73.30\text{ m/s} \qquad (2)$$

由於轉子葉片如圖 14-63 中所示的向上移動，所以我們由式 (2) 所知的大小的向下速度，將 $\vec{V}_{st}$ 轉移至如圖 14-65 中所繪製的旋轉參考座標，則轉子的前緣角 $\beta_{rl}$ 可利用三角函數算出，

$$\beta_{rl} = \arctan\frac{\omega r + V_{in}\tan\beta_{st}}{V_{in}}$$
$$= \arctan\frac{(73.30\text{ m/s}) + (47.1\text{ m/s})\tan(60.0°)}{47.1\text{ m/s}} = 73.09° \qquad (3)$$

現在空氣必須經由轉子葉片列轉向，使得空氣離開轉子葉片的尾緣在絕對參考座標時為 0 度角 (軸向，無渦旋)，這可求出轉子葉片的尾緣角 $\beta_{rt}$，特別是當我們加上一個大小為 $\omega r$ 的向上速度 [式 (2)] 至離開轉子尾緣的相對速度 $\vec{V}_{rt,\,relative}$ 時，轉換回到絕對參考座標，然後可以計算出離開轉子尾緣的速度 $\vec{V}_{rt}$，也就是速度 $\vec{V}_{rt}$ 必須為軸向 (水平)。接著，為了質量守恆的緣故，且我們已假設不可壓縮流，所以 $\vec{V}_{rt}$ 必須等於 $\vec{V}_{in}$。在圖 14-66 之中，我們反算 $\vec{V}_{rt,\,relative}$，從三角函數可知

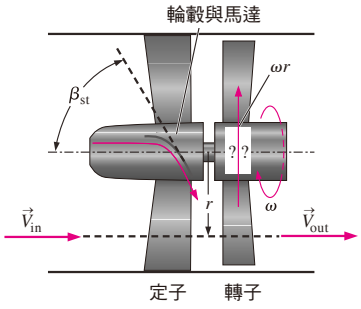



**圖 14-63** 例題 14-8 的輪葉軸流扇之圖示。靜子在轉子之前，轉子葉片的形狀未知 —— 需要設計。

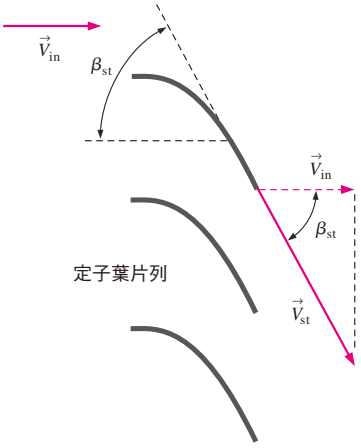



**圖 14-64** 例題 14-8 的輪葉軸流扇定子葉片列速度向量分析；為絕對參考座標。

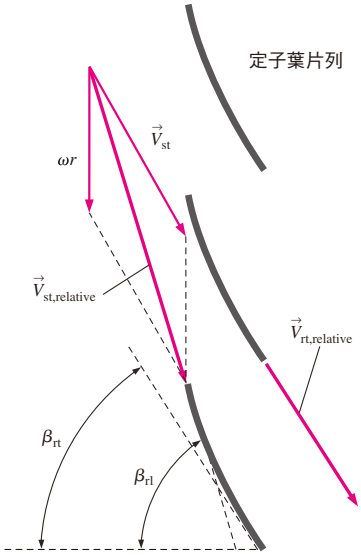



**圖 14-65** 例題 14-8 的定子尾端速度衝擊轉子前端時之分析；為相對參考座標。

$$\beta_{rt} = \arctan\frac{\omega r}{V_{in}} = \arctan\frac{73.30\text{ m/s}}{47.1\text{ m/s}} = 57.28° \qquad (4)$$

以上所得到的結論，就是在這半徑處轉子葉片的前緣角約為 **73.1**° [式 (3)]，及後緣角約為 **57.3**° [式 (4)]，圖 14-65 中畫出這半徑處的轉子葉片圖。葉片之曲率很小，從前緣至後緣的差異小於 16°。

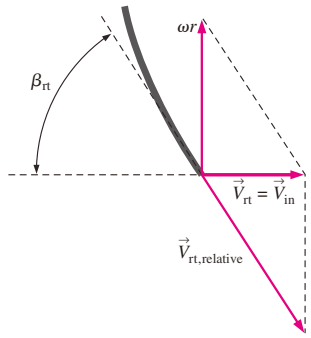



**圖 14-66**　例題 14-8 轉子尾端速度之分析，為絕對參考座標。

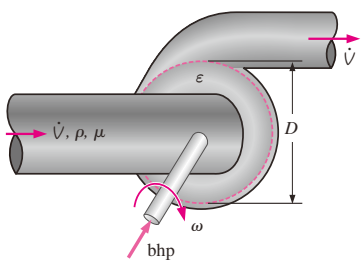
最後，為了避免定子葉片尾流與轉子葉片前緣的交互作用，我們選擇與定子葉片數目無公因數的轉子葉片數。由於定子葉片有 16 片，所以挑選像 **13**、**15** 或 **17** 片轉子葉片。選擇 14 片則不恰當，因為它與數字 16 之公因數為 2；選擇 12 片則會更糟，因為它與數字 16 之公因數為 2 和 4。

**討論**：我們從輪轂到端部所有的半徑處重複計算，完成整個轉子的設計，則會如同之前所討論的，葉片上將有扭曲產生。

## 14-3　泵的比例定律

### 因次分析

渦輪機械設計可應用因次分析，一個實際有效的例題見於第 7 章，可將重複變數法應用於重力加速度乘上淨水頭 ($gH$) 與泵性質之間的關係式，其中泵性質包括體積流率 ($\dot{V}$)；特徵長度，基本上是葉輪直徑 ($D$)；葉面粗糙高度 ($\varepsilon$)；以及葉輪旋轉速度 ($\omega$) 與流體性質的密度 ($\rho$) 與黏度 ($\mu$)。注意將 $gH$ 作為一個變數。圖 14-67 呈現出無因次的 $\pi$ 參數群，以下為無因次參數的關係式：




$gH = f(\dot{V}, D, \varepsilon, \omega, \rho, \mu)$

$k = n - j = 7 - 3 = 4\ \Pi$ 預期的

$\Pi_1 = \dfrac{gH}{\omega^2 D^2}$　$\Pi_2 = \dfrac{\dot{V}}{\omega D^3}$

$\Pi_3 = \dfrac{\rho\omega D^2}{\mu}$　$\Pi_4 = \dfrac{\varepsilon}{D}$

**圖 14-67**　泵的因次分析。

$$\frac{gH}{\omega^2 D^2} = \left(\frac{\dot{V}}{\omega D^3}, \frac{\rho\omega D^2}{\mu}, \frac{\varepsilon}{D}\right)\text{的函數} \qquad (14\text{-}28)$$

對以相同變數為函數的輸入制動馬力進行類似的分析，結果為

$$\frac{\text{bhp}}{\rho\omega^3 D^5} = \left(\frac{\dot{V}}{\omega D^3}, \frac{\rho\omega D^2}{\mu}, \frac{\varepsilon}{D}\right)\text{的函數} \qquad (14\text{-}29)$$

顯然在式 (14-28) 和 (14-29) 中右邊第二個無因次參數 (或 $\pi$ 參數群) 為雷諾數，因為 $\omega D$ 為特徵速度，

$$\text{Re} = \frac{\rho\omega D^2}{\mu}$$

在右邊第三個 $\pi$ 為無因次粗糙度參數，這兩個方程式中三個新的無因次參數群用以下的符號和名稱：

無因次泵參數：

$$C_H = \text{水頭係數} = \frac{gH}{\omega^2 D^2}$$

$$C_Q = \text{容量係數} = \frac{\dot{V}}{\omega D^3} \qquad (14\text{-}30)$$

$$C_P = \text{功率係數} = \frac{\text{bhp}}{\rho\omega^3 D^5}$$

注意下標符號 $Q$ 代表容量係數，這可見於許多流體力學與旋轉機械課本的符號，用 $Q$ 而非 $\dot{V}$ 代表通過泵的體積流率。雖然我們使用 $\dot{V}$ 代替 $Q$ 表示體積流率以免與熱傳量混淆，但是為了一致性，我們使用傳統旋轉機械的記號 $C_Q$ 表示。

當對液體加壓時，需考量可能發生空蝕的現象，我們另需一個與所需淨正吸水頭相關的無因次參數，幸好我們在分析中可僅將 $H$ 以 $\text{NPSH}_{\text{required}}$ 置換， 因為它們具相同的單位 (長度)，結果

$$C_{\text{NPSH}} = \text{吸入水頭係數} = \frac{g\text{NPSH}_{\text{required}}}{\omega^2 D^2} \qquad (14\text{-}31)$$

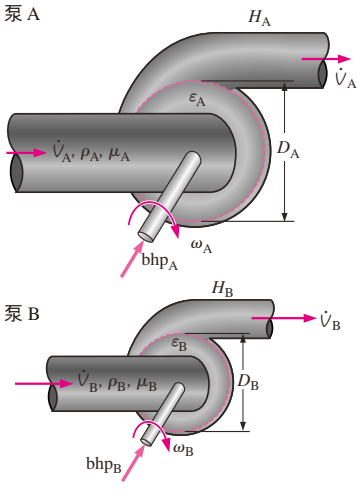



**圖 14-68** 因次分析對兩個幾何相似泵的放大縮小非常有用，如果泵 A 的無因次泵參數與泵 B 的無因次泵參數相同時，則此兩泵稱為動力相似。

如果需要的話，因次分析中可加入其它像是葉片端部與泵外殼之間的間隙度與葉片厚度之變數。幸好這些變數基本上不是非常重要，在此未列入考量。事實上，除非間隙度、葉片厚度與表面粗糙度之幾何成比例，是可以質疑兩個泵嚴格來看並非幾何相似。

式 (14-28) 及 (14-29) 由因次分析推導獲得，可由以下敘述說明之。如果兩個泵 A 和泵 B 為幾何相似 (雖然尺寸不同，但是泵 A 與泵 B 之幾何形狀成比例)，而且如果獨立 $\pi$ 之間彼此相等 (在此情況為如果 $C_{Q,\,A} = C_{Q,\,B}$、$\text{Re}_A = \text{Re}_B$ 和 $\varepsilon_A/D_A = \varepsilon_B/D_B$)，則相依 $\pi$ 之間也會彼此相等。特別是式 (14-28) 的 $C_{H,\,A} = C_{H,B}$ 與式 (14-29) 的 $C_{P,\,A} = C_{P,\,B}$。如果這些條件成立，則可說這兩個泵為動力相似 (圖 14-68)。當達到動力相似時，則說在泵 A 的性能曲線上的操作點與在泵 B 的性能曲線上

的操作點為同型 (homologous)。

對於這所有三個獨立無因次參數的要求可以稍放寬，如果泵 A 與泵 B 的雷諾數超過好幾千，則泵內部存在紊流的情況。結果發現對紊流來說，如果 $\mathrm{Re}_A$ 與 $\mathrm{Re}_B$ 的值不相等，但是相差不多，則兩泵之間的動力相似仍為合理的近似方法，這個幸運的條件稱為雷諾數獨立性 (Reynolds number independence)。須注意如果泵於層流區間運轉，則雷諾數仍舊是一個比例參數。在大多的實際渦輪機械的工程分析之中粗糙度參數差異的影響也很小，除非從一個很小的泵依比例放大到非常大型的泵 (或相反情況) 時，以致粗糙度參數的差異很大。因此對許多實務的問題，我們可忽略雷諾數與 $\varepsilon/D$ 的效應。式 (14-28) 和 (14-29) 則可化簡為

$$C_H \cong C_Q \text{ 的函數} \quad C_P \cong C_Q \text{ 的函數} \tag{14-32}$$

一如以往，因次分析不能預測式 (14-32) 中的函數關係的形狀，但是一旦求出對某個特定泵的關係式，則可對幾何相似的泵一般化。這些幾何相似的泵可能半徑不同、在不同的轉速與流率下運轉，甚至以不同密度與黏度的流體操作。

我們將泵效率的式 (14-5) 轉換至以式 (14-30) 的無因次參數來表示，

$$\eta_{\text{pump}} = \frac{\rho(\dot{V})(gH)}{\text{bhp}} = \frac{\rho(\omega D^3 C_Q)(\omega^2 D^2 C_H)}{\rho \omega^3 D^5 C_P} = \frac{C_Q C_H}{C_P} \cong C_Q \text{ 的函數} \tag{14-33}$$

因為 $\eta_{\text{pump}}$ 已經是無因次量，所以它本身即為泵的另一個無因次參數。注意式 (14-33) 已顯示 $\eta_{\text{pump}}$ 可由其它三個 $\pi$ 的組合形成，所以不需要對 $\eta_{\text{pump}}$ 依比例放大或縮小。但它仍然是有用的參數。由於 $C_H$、$C_P$ 和 $\eta_{\text{pump}}$ 都只是 $C_Q$ 的函數，我們通常將這三個以 $C_Q$ 為函數的參數繪製於相同的圖中，產生一組無因次泵性能曲線 (nondimensional pump performance curves)。圖 14-69 提供一個典型的離心泵之實例，當然其它類型的泵之曲線形狀會不同。

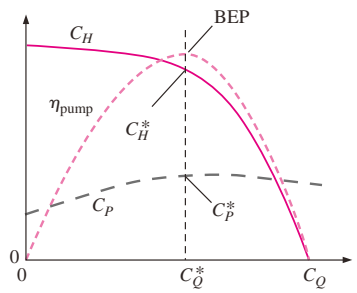



**圖 14-69**　當以無因次泵參數表示繪圖時，所有幾何類似的泵之性能曲線會重合成一組無因次泵性能曲線最佳效率值則以星號表示。

當原尺寸的原型比模型大很多 (圖 14-70) 時，式 (14-32) 和 (14-33) 的化簡比例定律不會成立，原型的性能總是比較好。這有幾個理由說明：原型泵通常以高雷諾數值運轉，但其條件在實驗室中通常無法達到。我們從穆迪圖可知摩擦係數隨雷諾數的增加而降低，邊界層厚度亦同。因此，當泵的尺寸增加時，由於邊界層占據通過葉輪流道的比例降低，黏性邊界層的影響會越小。此外，原型葉輪葉片表面之相對粗糙度 ($\varepsilon/D$)，也可能會比模型泵葉片上的相對粗糙度小很多，除非模型的表面經過微拋光。最後，原尺寸的大型泵相對於葉片直徑，具有較小的端部間隙，所以端部的損

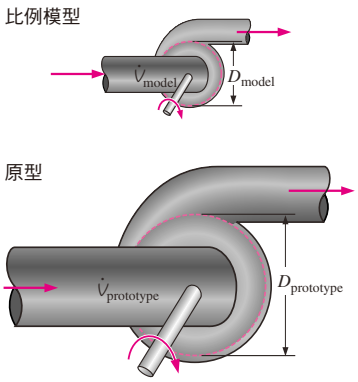



**圖 14-70** 當以縮小模型測試來預測完整尺寸的原型泵效率時，量測出模型的效率基本上會稍低於原型泵之效率。已經發展出像式 (14-34) 的經驗公式來考量以改變泵尺寸增進泵的效率。

失與洩漏也比較少。目前已推導出一些經驗公式，考量自小模型至原型機效率的增進，其中之一是由穆迪 (1926 年) 對輪機所提出的公式，但是它同時可用來對泵進行一階的修正，對泵之穆迪效率修正方程式如下：

泵的穆迪效率修正方程式：

$$\eta_{\text{pump, prototype}} \cong 1 - (1 - \eta_{\text{pump, model}})\left(\frac{D_{\text{model}}}{D_{\text{prototype}}}\right)^{1/5} \tag{14-34}$$

## 泵比速率

另外一個有用的無因次參數稱為泵比速率 (pump specific speed) $N_{sp}$，其係由參數 $C_Q$ 與 $C_H$ 組合而成。

泵比速率：$$N_{\text{Sp}} = \frac{C_Q^{1/2}}{C_H^{3/4}} = \frac{(\dot{V}/\omega D^3)^{1/2}}{(gH/\omega^2 D^2)^{3/4}} = \frac{\omega \dot{V}^{1/2}}{(gH)^{3/4}} \tag{14-35}$$




**圖 14-71** 雖然泵的比速率為一個無因次參數，但是通常會利用一致性的單位將比速率寫成一個有單位的物理量。

如果工程師們細心觀察上式的單位，則 $N_{Sp}$ 會被列為無因次參數。然而許多從業的工程師漸漸地習慣使用式 (14-35) 之中不一致的單位，這使得近乎完美的無因次參數 $N_{Sp}$ 變成一個累贅的因次量 (圖 14-71)。因為一些工程師對轉速喜歡使用 rpm 的單位，而其它人使用 Hz 的單位 (在歐洲常用的單位)，造成進一步的混淆。此外，在美國從業工程師基本上會忽略 $N_{Sp}$ 定義之中的重力加速度常數，本書中在 $N_{Sp}$ 上加入 “Eur” 或 “US” 的下標，將因次形式的泵比速率從無因次的形式中分別出來。在美國通常將 $H$ 的單位寫成 ft (將淨水頭表示為加壓流體等效的液柱高度)，將 $\dot{V}$ 的單位寫成 gpm，而以 $\dot{n}$ (rpm) 表示的轉速取代 $\omega$ (rad/s)，利用式 (14-35)，定義美國常用單位之泵比速率如下：

美國常用單位之泵比速率：$$N_{\text{Sp, US}} = \frac{(\dot{n}, \text{rpm})(\dot{V}, \text{gpm})^{1/2}}{(H, \text{ft})^{3/4}} \tag{14-36}$$

在歐洲通常將 $H$ 的單位寫成 m (並於方程式中包括重力加速度 $g = 9.81\ \text{m/s}^2$)，將 $\dot{V}$ 的單位寫成 $\text{m}^3/\text{s}$，而將 $\dot{n}$ 的單位寫成以每秒旋轉圈數 (Hz)，以取代 $\omega$(rad/s) 或 $\dot{n}$ (rpm)，利用式 (14-35)，定義歐洲常用單位之泵比速率如下：

歐洲常用單位之泵比速率：$$N_{\text{Sp, Eur}} = \frac{(\dot{n}, \text{Hz})(\dot{V}, \text{m}^3/\text{s})^{1/2}}{(gH, \text{m}^2/\text{s}^2)^{3/4}} \tag{14-37}$$

圖 14-72 為這三種形式泵比速率之間的轉換提供簡便的轉換比值，當你成為從業工程師的時候，雖然它並不總是很明顯，你需要非常小心，要知道你用的是哪一種形式的泵比速率。技術上而言，泵比速率可應用於任何的操作條件，並且可能只是 $C_Q$ 的另一個函數，但這不是它的基本用途。反而通常只會定義在操作點之泵的比速率，即泵的最佳效率點 (BEP)，其結果只是一個表現泵特性的數字。

泵比速率是用來描繪泵在其最佳條件 (最佳效率點) 下操作特性之物理量，並且對初步選取泵是非常有用的。

如圖 14-73 所繪，離心式泵對 $N_{Sp}$ 接近 1 時具最佳操作的情況，而混流式與軸流式泵的最佳操作範圍則分別於 $N_{Sp}$ 接近 2 和 5 的數值。結果是如果 $N_{Sp}$ 比 1.5小，則最佳的選擇為離心式泵；如果 $N_{Sp}$ 介於 1.5 和 3.5 之間，則較佳的選擇為混流式泵；當 $N_{Sp}$ 大於 3.5 時，應使用軸流式泵。圖 14-73 中以 $N_{Sp}$、$N_{Sp,\,US}$ 和 $N_{Sp,\,Eur}$ 表示這些範圍，葉片型式亦顯示於圖中以供參考。

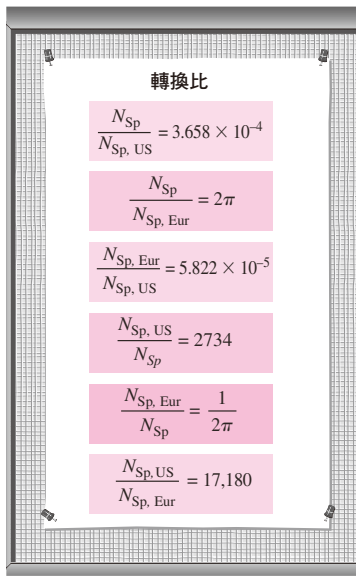



**圖 14-72**　傳統美國與歐洲無因次泵比速率定義之間的轉換。其數值具有 4 位有效數字。對 $N_{Sp,\,US}$ 的轉換，則假設標準之重力加速度。

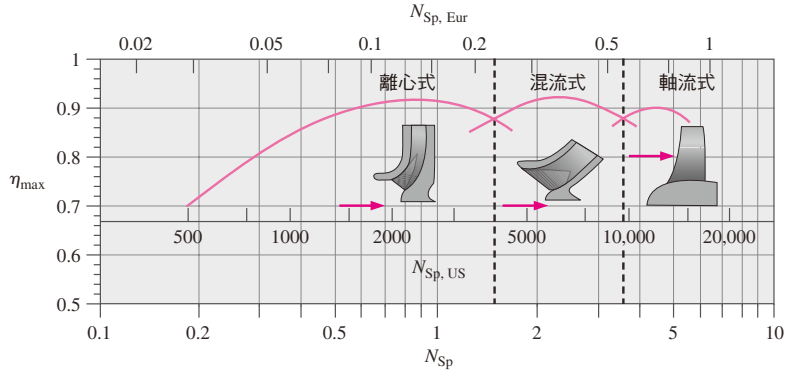



**圖 14-73**　對三種主要動力泵型式以泵之比速率為函數的最大效率。水平的比例尺表示無因次的泵比速率 ($N_{Sp}$)，以美國常用單位之泵比速率 ($N_{Sp,\,US}$)，與以歐洲常用單位之泵比速率 ($N_{Sp,\,Eur}$)。

## 例題 14-9　使用泵比速率對泵進行初步的設計

欲設計在室溫下每分鐘輸送 320 加侖 (320 gpm) 汽油的泵，所需之淨水頭為 23.5 ft (汽油柱高)。已經確定泵的軸轉速為 1170 rpm，試計算無因次形式與美國常用形式的泵比速率。基於計算結果，試決定使用何種型式的動力泵對此應用是最適合的。

**解答：**欲計算泵比速率，然後對這個特別的應用決定使用離心式、混流式或軸流式泵何者為最佳選擇。

**假設：1.** 泵在接近其最佳效率點操作。**2.** 最大效率與泵比速率曲線遵循圖 14-73 所示之結果。

**分析：**首先，我們計算以美國常用單位的泵比速率

$$N_{\text{Sp, US}} = \frac{(1170\text{ rpm})(320\text{ gpm})^{1/2}}{(23.5\text{ ft})^{3/4}} = \mathbf{1960} \tag{1}$$

我們利用圖 14-72 中所給的轉換比值，將其轉換至一般的泵比速率，

$$N_{\text{Sp}} = N_{\text{Sp, US}}\left(\frac{N_{\text{Sp}}}{N_{\text{Sp, US}}}\right) = 1960(3.658 \times 10^{-4}) = \mathbf{0.717} \tag{2}$$

再利用式 (1) 或 (2)，則圖 14-73 可證明**離心式泵為最適合的選擇**。

**討論：**注意流體的性質從未在計算中出現，實際上加壓流體為汽油或其它像水的流體與本題無關，但是所需運轉泵的制動馬力則與流體之密度相關。

## 相似定律

對任何兩個幾何相似與動力相似的泵，我們已經推導出關聯此兩泵非常有用的無因次參數群，將這些相似的公式以比值表示較為方便。一些人稱這些公式為相似定理 (similarity rules)，而其它人則稱為相似定律 (affinity laws)。對任意兩個同型的狀態 A 和 B，

相似定律：

$$\frac{\dot{V}_{\text{B}}}{\dot{V}_{\text{A}}} = \frac{\omega_{\text{B}}}{\omega_{\text{A}}}\left(\frac{D_{\text{B}}}{D_{\text{A}}}\right)^3 \tag{14-38a}$$

$$\frac{H_{\text{B}}}{H_{\text{A}}} = \left(\frac{\omega_{\text{B}}}{\omega_{\text{A}}}\right)^2\left(\frac{D_{\text{B}}}{D_{\text{A}}}\right)^2 \tag{14-38b}$$

$$\frac{\text{bhp}_{\text{B}}}{\text{bhp}_{\text{A}}} = \frac{\rho_{\text{B}}}{\rho_{\text{A}}}\left(\frac{\omega_{\text{B}}}{\omega_{\text{A}}}\right)^3\left(\frac{D_{\text{B}}}{D_{\text{A}}}\right)^5 \tag{14-38c}$$

| | |
|---|---|
| **V**：體積流率 | $\frac{\dot{V}_{\text{B}}}{\dot{V}_{\text{A}}} = \left(\frac{\omega_{\text{B}}}{\omega_{\text{A}}}\right)^1 = \left(\frac{\dot{n}_{\text{B}}}{\dot{n}_{\text{A}}}\right)^1$ |
| **H**：水頭 | $\frac{H_{\text{B}}}{H_{\text{A}}} = \left(\frac{\omega_{\text{B}}}{\omega_{\text{A}}}\right)^2 = \left(\frac{\dot{n}_{\text{B}}}{\dot{n}_{\text{A}}}\right)^2$ |
| **P**：功率 | $\frac{\text{bhp}_{\text{B}}}{\text{bhp}_{\text{A}}} = \left(\frac{\omega_{\text{B}}}{\omega_{\text{A}}}\right)^3 = \left(\frac{\dot{n}_{\text{B}}}{\dot{n}_{\text{A}}}\right)^3$ |

**圖 14-74** 當單一的泵只有旋轉速率 $\omega$ 或軸轉速 $\dot{n}$ 變化應用相似定律時，式 (14-38) 會化簡成以上所示之關係式，這關係式中 $\omega$ (或 $\dot{n}$) 的指數可用個記憶術幫助記憶：“非常困難的問題，像 1、2、3 一樣簡單 (*Very Hard Problems areas easy as 1, 2, 3.*)。”

式 (14-38) 可同時應用於泵與輪機，狀態 A 和 B 可以是任意兩個同型之間的狀態，此兩個同型之間的狀態可為任意兩個幾何類似的旋轉機械之間，或者甚至相同機械的兩個同型狀態之間。範例包括相同的泵改變旋轉速率或對不同的流體加壓。對已知改變旋轉速度 $\omega$ 的泵，但是加壓流體相同的簡單實例中，$D_{\text{A}} = D_{\text{B}}$，且 $\rho_{\text{A}} = \rho_{\text{B}}$，在這樣的情況裡，式 (14-38) 化簡成如圖 14-74 所示的型式，利用一個“記憶術”來幫助我們記憶式中 $\omega$ 的指數，如圖所示。也要注意只要有兩個旋轉速度的比值，我們就可以用 rpm 單位的值 ($\dot{n}$) 來取代，因為對分子和分母有相同的轉換數字。

泵的相似定律可視為一個相當有用的設計工具，特別是已知現有泵的性能曲線，且泵具有好的效率又為可靠時。當泵製

造商決定對其它應用，例如對密度較大的流體加壓或輸送更大的淨水頭，來設計一個新的大型的泵之時，他們不是從頭開始，工程師常常只是將現有的設計按比例放大。泵的相似定律使得這種按比例放大的設計可以花費較少的力氣來完成。

## 例題 14-10　泵速率加倍的效應

**某教授使用小型閉迴路水道來進行流場可視化的研究，他要在水洞測試段處將水的流速加倍，並了解最不花成本的方式為將泵的旋轉速度加倍，但是他不知道新的電動馬達要消耗多少電能。試問該教授將流速加倍時，馬達所需功率約需增加多少倍？**

**解答：**將 $\omega$ 加倍時，計算加壓馬達所需功率必須增加多少倍。

**假設：1.** 水溫保持固定。**2.** 加壓速度加倍後，泵所運轉的情況與其原始情況為同型。

**分析：**由於直徑與流體密度皆未改變，所以式 (14-38c) 化簡為

所需軸功之比值：

$$\frac{\text{bhp}_B}{\text{bhp}_A} = \left(\frac{\omega_B}{\omega_A}\right)^3 \qquad (1)$$

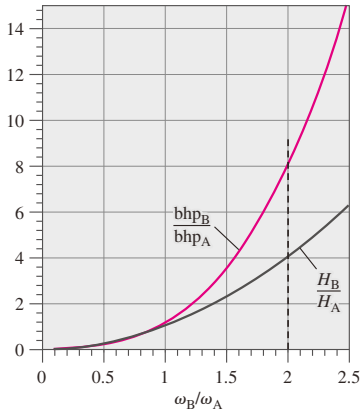



**圖 14-75**　當泵速率增加，淨水頭會急速地增加，而制動馬力增加會更急速。

設式 (1) 中的 $\omega_B = 2\omega_A$，得出 $\text{bhp}_B = 8\text{bhp}_A$，所以**供給泵馬達的功率必須增加八倍**，使用式 (14-38b) 類似的分析證明泵的淨水頭增加四倍。如圖 14-75 所看，當泵之速率增加時，淨水頭與所需功率增加速率更快。

**討論：**因為我們未將管路系統列於分析中，所以這只是近似的結果。當流體經過泵速度加倍時，可用水頭增加四倍，但將通過水洞的流速加倍時，系統所需的水頭不必然增加四倍，例如摩擦係數隨雷諾數增加而降低，除非雷諾數很高。也就是說假設 2 不一定對，當然這個系統會調整到所需與可用水頭配合的操作點處，但是這個操作點不一定與原始的操作點一致。雖然如此，這個近似方法仍適用於一階的結果。該教授可能也需要注意在較高速度時空蝕產生的可能性。

## 例題 14-11　新型幾何類似泵的設計

**你畢業之後進入一家泵製造商工作，公司最佳的銷售產品為水泵，稱為泵 A。其動輪直徑 $D_A = 6.0$ cm，當該泵以 $\dot{n}_A = 1725$ rpm ($\omega_A = 180.6$ rad/s) 運轉時，其操作數據如表 14-2 所示。市場調查部門建議公司設計一個新型的泵，即一個大型的泵 (我們稱之為泵 B)，用來對室溫下的液體冷媒 R-134a 加壓，其設計條件為使其最佳效率點儘量接近體積流率 $\dot{V}_B = 2400$ cm$^3$/s，淨水頭 $H_B = 450$ cm (R-134a 之高度)。總工程師 (你的上司) 告訴你利用泵的比例定律進行一些初步的分析，來決定可否進行幾何比例放大泵的設計與製造，以符合所給的條件。(a) 以因次與無因次型式繪出泵 A 的性能曲線，並確認其最佳效率**

**表 14-2**　一個水泵在 1725 rpm 及室溫條件下操作時的製造商性能數據 (例題 14-11)*

| $\dot{V}$，cm$^3$/s | $H$，cm | $\eta_{pump}$，% |
|---|---|---|
| 100 | 180 | 32 |
| 200 | 185 | 54 |
| 300 | 175 | 70 |
| 400 | 170 | 79 |
| 500 | 150 | 81 |
| 600 | 95 | 66 |
| 700 | 54 | 38 |

* 淨水頭以 cm 水柱高表示。

點；(b) 試計算所需泵的直徑 $D_B$ 、轉速 $\dot{n}_B$ 與新產品所需的制動馬力 $\text{bhp}_B$。

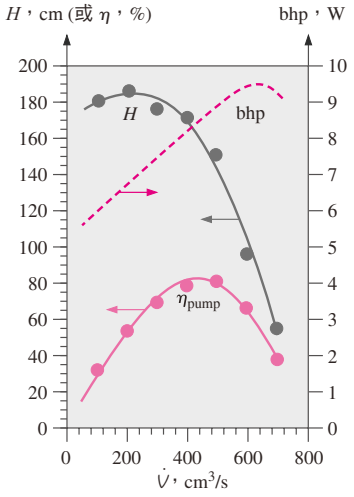



圖 14-76 例題 14–11 的水泵的數據點與平滑後的性能曲線。

**解答：**(a) 對已知操作數據之水泵，繪製其因次與無因次型式之性能曲線，並確認其 BEP。(b) 設計一個新型的幾何類似泵，在已知的設計條件下在其 BEP 對冷媒 R-134a 加壓。

**假設：1.** 製造的新型泵與現有的泵為幾何相似。**2.** 兩種液體 (水和 R-134a) 皆為不可壓縮。**3.** 兩個泵都在穩定情況下運轉。

**性質：**室溫 (20°C) 時，水的密度為 $\rho_{\text{water}} = 998.0\ \text{kg/m}^3$，R-134a 的密度為 $\rho_{\text{R-134a}} = 1226\ \text{kg/m}^3$。

**分析：**(a) 首先，對表 14-2 的數據應用二階最小平方多項式進行趨勢分析，以獲得平滑的泵性能曲線，這些數據繪於圖 14-76 中，並將由式 (14-5) 所計算之制動馬力曲線繪於其中。在 $\dot{V}_A = 500\ \text{cm}^3/\text{s}$ 大約為最佳效率點時，包含單位換算之計算例顯示於式 (1) 之中：

$$\begin{aligned}\text{bhp}_A &= \frac{\rho_{\text{water}} g \dot{V}_A H_A}{\eta_{\text{pump,A}}} \\ &= \frac{(998.0\ \text{kg/m}^3)(9.81\ \text{m/s}^2)(500\ \text{cm}^3/\text{s})(150\ \text{cm})}{0.81}\left(\frac{1\ \text{m}}{100\ \text{cm}}\right)^4\left(\frac{\text{W·s}}{\text{kg·m/s}^2}\right) \\ &= 9.07\ \text{W}\end{aligned} \tag{1}$$

注意在圖 14-76 中，$\dot{V}_A = 500\ \text{cm}^3/\text{s}$ 時所繪 $\text{bhp}_A$ 的實際值與式 (1) 所計算的值稍有不同，這是因為應用二階最小平方多項式進行趨勢分析，將原始表列資料平順的結果。

接著利用式 (14-30) 將表 14-2 的因次數據轉換為無因次的泵相似參數，在之前相同的操作點下 (大約位於 BEP 處)，式 (2) 到 (4) 顯示此計算例，在 $\dot{V}_A = 500\ \text{cm}^3/\text{s}$ 時，容量係數約為

$$C_Q = \frac{\dot{V}}{\omega D^3} = \frac{500\ \text{cm}^3/\text{s}}{(180.6\ \text{rad/s})(6.0\ \text{cm})^3} = 0.0128 \tag{2}$$

在此流率之水頭係數約為

$$C_H = \frac{gH}{\omega^2 D^2} = \frac{(9.81\ \text{m/s}^2)(1.50\ \text{m})}{(180.6\ \text{rad/s})^2(0.060\ \text{m})^2} = 0.125 \tag{3}$$

最後在 $\dot{V}_A = 500\ \text{cm}^3/\text{s}$ 時之功率係數約為

$$\begin{aligned}C_P &= \frac{\text{bhp}}{\rho\omega^3 D^5} = \frac{9.07\ \text{W}}{(998\ \text{kg/m}^3)(180.6\ \text{rad/s})^3(0.060\ \text{m})^5}\left(\frac{\text{kg·m/s}^2}{\text{W·s}}\right) \\ &= 0.00198\end{aligned} \tag{4}$$

在 $\dot{V}_A$ 為 100 至 700 $\text{cm}^3/\text{s}$ 之間進行重複計算，利用數據之趨勢分析可使泵的性能曲線較為平滑，並繪製於圖 14-77 之中，但要注意 $\eta_{\text{pump}}$ 是以分數而非百分比表示。此外，為了將此三條曲線適用於

一個單一座落軸的圖中，且橫座標中心接近 1，則將 $C_Q$ 乘 100、$C_H$ 乘 10 和 $C_P$ 乘 100。你會發現這些比例係數對從小型到大型泵的運用十分有效。在 BEP 處的垂直線亦繪於圖 14-77 之中，趨勢分析之數據使得以下無因次泵效率參數在 BEP 處的值為

$$C_Q^* = 0.0112 \quad C_H^* = 0.133 \quad C_P^* = 0.00184 \quad \eta_{\text{pump}}^* = 0.812 \tag{5}$$

(b) 欲設計新型的泵使得其最佳效率點與原始泵的 BEP 同型，但有不同的流體加壓、不同的直徑和不同的旋轉速度。利用式 (5) 所得之數據，再使用式 (14-30) 以獲得新型泵的操作條件，即已知 $\dot{V}_B$ 與 $H_B$ (設計條件)，同時對 $D_B$ 與 $\omega_B$ 求解。在一些運算之後，消除 $\omega_B$，可計算所設計泵 B 之直徑為

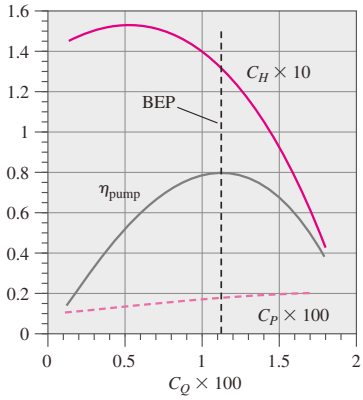



圖 14-77　例題 14-11 之泵的平滑無因次泵性能曲線，BEP 是以 $\eta_{\text{pump}}$ 為最大值的操作點所估算的。

$$D_B = \left(\frac{\dot{V}_B^2 C_H^*}{(C_Q^*)^2 g H_B}\right)^{1/4} = \left(\frac{(0.0024\ \text{m}^3/\text{s})^2(0.133)}{(0.0112)^2(9.81\ \text{m/s}^2)(4.50\ \text{m})}\right)^{1/4} = \mathbf{0.108\ m} \tag{6}$$

也就是泵 A 需要放大至 $D_B/D_A = 10.8\ \text{cm}/6.0\ \text{cm} = 1.80$ 倍。因為已知 $D_B$，所以回到式 (14-30) 對 $\omega_B$ 求解，則所設計泵 B 之旋轉速度為

$$\omega_B = \frac{\dot{V}_B}{(C_Q^*)D_B^3} = \frac{0.0024\ \text{m}^3/\text{s}}{(0.0112)(0.108\ \text{m})^3} = 168\ \text{rad/s} \quad \rightarrow \quad \dot{n}_B = \mathbf{1610\ rpm} \tag{7}$$

最後，從式 (14-30) 計算泵 B 之所需制動馬力為

$$\text{bhp}_B = (C_P^*)\rho_B \omega_B^3 D_B^5$$

$$= (0.00184)(1226\ \text{kg/m}^3)(168\ \text{rad/s})^3(0.108\ \text{m})^5\left(\frac{\text{W·s}}{\text{kg·m}^2/\text{s}}\right) = \mathbf{160\ W} \tag{8}$$

另一種直接使用相似定律的方法為減免一些中間的步驟，利用式 (14-38a) 和 (b) 消除 $\omega_B/\omega_A$ 的比值，對 $D_B$ 求解，然後輸入已知的 $D_A$ 值與趨勢分析在 BEP 處的 $\dot{V}_A$ 與 $H_A$ 值 (圖 14-78)，結果與之前計算的結果一樣，$\omega_B$ 與 $\text{bhp}_B$ 可以相同的方式求出。

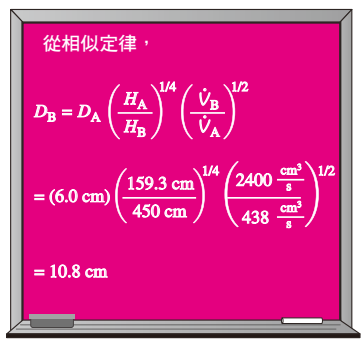



圖 14-78　可利用相似定律運算獲得新的泵直徑 $D_B$ 之表示式：$\omega_B$ 與 $\text{bhp}_B$ 也可用類似的方法求出 (未示於圖中 )。

**討論：**雖然所需 $\omega_B$ 的數值已精確地算出，但是實際的問題是要找到一個所需要的轉速的電動馬達是很困難的。標準的單相、60 Hz、120 V 交流電馬達基本上以 1725 或 3450 rpm 運轉，因此我們不可能使用直接驅動泵達到轉速的需求。當然如果此泵為皮帶驅動，或如果有齒輪箱或是頻率控制器，那麼我們可以簡單調整其配置達到所需之轉速。另一種選擇就是由於 $\omega_B$ 僅稍低於 $\omega_A$，我們在標準馬達轉速 (1725 rpm) 下驅動新型的泵，提供比所需情況更高的壓力，這種選擇的缺點是新型泵不會正好在 BEP 的情況下運轉。

## 14-4 渦輪機



**圖 14-79** 在美國麻州布魯斯特鎮 (Brewster) 上一座修復的風車，在 1800 年代這是用來磨穀物的設備。(注意葉片必須覆蓋起來才能運作) 現代用來發電的“風車”稱為風力渦輪機則更為適合。

*© Visions of America/Joe Sohm/ Photodisc/Getty Images*

渦輪機已經使用了幾個世紀，其可自然地將河水和風力可用的能量轉換為有用的機械功，通常是藉由旋轉軸進行。泵的旋轉部分稱為葉輪，水輪機的轉動部分稱為動輪 (runner)，當工作流體是水的時候，此旋轉機械稱為水輪機 (hydraulic turbines 或 hydro turbines)。當工作流體是空氣的時候，而且能量係自風中取出，該機器適當名稱為風力輪機 (wind turbine)。風車 (wind mill) 這個字技術上來說，像古時候一樣 (圖 14-79) 只應用在當機械能輸出是用來磨穀粒的。但是不論風車是用來磨穀粒、對水加壓或是產生電，大部分的人使用風車這個字來描述風力機。在火力或核能發電廠中，所使用的工作流體通常是蒸氣，因此將蒸氣的能量轉換為旋轉軸機械功的旋轉機械稱為蒸氣輪機 (steam turbine)。對應用壓縮氣體為工作流體的輪機，更通用名稱的為燃氣輪機 (gas turbine)。(在現代商用引擎中的輪機即為燃氣輪機的一種。)

一般而言，產生能量的輪機比吸收能量的泵具有較高的整體效率，例如大型的水輪機其整體效率可以達到 95% 以上，而大型泵的最佳效率只稍大於 90%。這有幾個理由：第一，泵一般比輪機的轉速高，因此剪應力與摩擦損失較高；第二，將動能轉換為流動能 (泵) 本身比相反過程 (輪機) 具有較高的損失，你可以這麼想：因為經過泵的壓力上升 (不利的壓力梯度)，但是經過輪機的壓力下降 (有利的壓力梯度)，邊界層在輪機中比在泵之中較不會產生分離現象；第三，輪機 (特別是水輪機) 通常比泵大許多，當尺寸增加時，黏度損失變得不重要了。最後，泵通常在較大範圍的流率下皆可運轉，而大部分發電渦輪機則在狹窄的範圍內，並控制在一個固定速率下運轉，所以在這些設計條件下可有效地運轉。在美國，標準的供應電流為 60 Hz 的交流電 (每分鐘 3600 轉)，因此大部分的風力、水力與蒸氣輪機在這個數的自然分數之轉速運轉，即 7200 rpm 除上發電機通常為偶數的極數。大型的水輪機一般以低速運轉，像是 7200/60 = 120 rpm 或 7200/48 = 150 rpm。用於發電的燃氣輪機則以較高轉速運轉，有些甚至高達 7200/2 = 3600 rpm！

將輪機像泵一樣分類，分為兩大類：正位移式與動力式。對大部分的設備來說，正位移式輪機為小型設備，是用來量測體積流率，而動力式輪機之尺寸範圍從微小型至巨大型，可同時用來量測體積流率與產生電力，我們提供這兩大類型輪機

的細節說明。

## 正位移式輪機

一個正位移式輪機 (positive-displacement turbine) 可以視為一個排量式泵以逆向操作 ── 當流體推擠進入密閉體積時，可轉動軸或對往復運動的桿子產生位移。然後當更多流體進入設備時，密閉體積內的流體被推出。經過排量式輪機會有淨水頭損失，也就是能量從流動流體中提出並轉換為機械功，但排量式輪機一般不是用來發電的，而是量測流速或體積流率用的。

最常見的例子就是家用水錶 (圖14-80)，許多商用水錶利用水流經過水錶時，一個俯垂碟盤 (nutating disc) 會擺動旋轉，碟盤中心有一顆球，其上有適當的連桿，可將俯垂碟盤的離心旋轉運動傳遞為轉軸的旋轉。轉軸每轉 360° 可精確地知道通過水錶的流體體積，所以使用的總水量可由水錶記錄下來。當水從水栓以中等流速流動至你家裡時，有時候你會從水錶聽到水泡聲音 ── 這是俯垂碟盤在水錶中擺動的聲音。當然也有其它排量型式的輪機設計，如同位移式泵有各種型式設計。

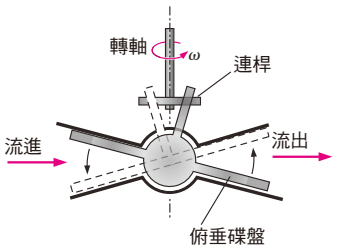



**圖 14-80**　俯垂碟盤式流體流量計是排量式輪機的一種，用來量測流體的體積流率。此圖顯示俯垂碟盤運動。這種的流量計常用於家中的水錶。
*Photo courtesy of Niagara Meters, Spartanburg, SC.*

## 動力式輪機

動力式輪機可同時用來當作流動量測元件與發電機，例如氣象學者使用三杯式風速計量測風速 (圖14-81*a*)。實驗流體力學的研究人員則使用各種形狀 (大部分看起來像小型螺旋槳) 的小型輪機來量測空氣速度或水的速度 (第 8 章)。這種應用比較不需考慮轉軸的功率輸出與輪機效率，反而是如何設計這些儀器，使得其旋轉速度可以與流體的速度作準確校正，然後由電子元件計數葉片每秒轉動的個數，可計算出流體的速度並由元件顯示。

圖 14-81*b* 顯示一種動力式輪機新型的應用，NASA 的研究人員將 Piper PA28


(*a*)



(*b*)

**圖 14-81**　動力式輪機之實例：(*a*) 典型的三杯式風速計用來測量風速；和 (*b*) 具輪機之 Piper PA28 研究用飛機係設計從翼尖小翼的渦流中提出能量。
*(a) © matthias engelien/Alamy.*
*(b) NASA Langley Research Center.*

研究用飛機的翼尖小翼上裝置輪機，從其中的渦流抽出能量 (第 11 章)，並將所抽出的能量轉換為機上所需動力使用的電能。

在本章中，我們專注於設計來發電的大型輪機，大部分的討論都是以水輪機為主，這些水輪機是利用水壩較大位能變化產生電能之設備，同時也討論利用風能轉動葉片發電的風力機。有兩種基本型式的動力渦輪機 —— 衝動式 (impulse) 與反動式 (reaction)，每一種都討論一些細節。比較這兩種產生功率的動力輪機，衝動式水輪機需要較高的水頭，但是可以以較低的體積流率運轉，而反動式水輪機則只需低很多的水頭運轉，但是需要較高的體積流率。

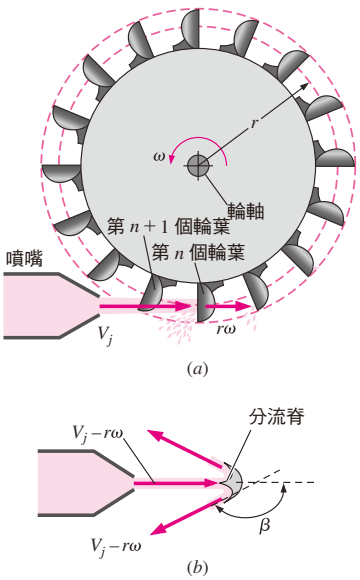



**圖 14-82** 佩爾頓衝動式水輪機之圖示，當高速流體從一個或多個噴流衝擊裝置於輪軸上的輪葉時，可轉動輪軸。(*a*) 側視圖，絕對座標；與 (*b*) 在第 *n* 個輪葉截面之下視圖，旋轉參考座標。

## 衝動式水輪機

衝動式水輪機 (impulse turbine)，是經由噴嘴送入流體，以致大部分流體的可用機械能可轉換為動能，然後高速的噴流衝擊在水桶形狀的輪葉上，將能量傳遞至輪機之轉軸上，如圖 14-82 所示。現代最有效率型式的衝動式水輪機在 1878 年由列斯特・佩爾頓 (Lester A. Pelton, 1829-1908) 所發明，所以此旋轉水輪現在稱為佩爾頓水輪 (Pelton wheel) 來紀念他。佩爾頓水輪的輪葉之設計可將水流分為兩半，並轉向幾乎達到 180° (相對與於輪葉旋轉的參考座標軸)，如圖 14-82*b* 所示。依據傳說，佩爾頓設計分流脊形狀的模型是從牛鼻子的鼻孔而來。每一個輪葉的最外邊部分已被切除，使大部分的噴流能夠通過未與噴流對齊的輪葉 (在圖 14-82*a* 中的第 $n+1$ 個輪葉)，以流到最為對齊的輪葉 (在圖 14-82*a* 中的第 *n* 個輪葉) 上。這樣可利用從噴流得到最大量的動量，這些細節可從佩爾頓水輪的相片中看出 (圖 14-83)。

我們分析佩爾頓水輪機的功率輸出時，係利用歐拉旋轉機械方程式進行，轉軸的功率輸出等於 $\omega T_{shaft}$，其中 $T_{shaft}$ 則由式 (14-14) 得出：

水輪機之歐拉旋轉機械方程式：
$$\dot{W}_{shaft} = \omega T_{shaft} = \rho\omega\dot{V}(r_2 V_{2,t} - r_1 V_{1,t}) \qquad (14\text{-}39)$$

我們必須小心處理其中的負號，因為這是個能量產生設備，而非能量吸收的設備。對水輪機來說，傳統的定義是將點 2 定為入口，並將點 1 定為出口，輪葉中心以切線速度 $r\omega$ 移動，如圖 14-82 所示。因為每個輪葉最外邊的部分有一個開口，所以假設考慮衝擊瞬間，整個噴流直接打擊輪葉的底部 (圖 14-82*a* 中的第 *n* 個輪葉)，用來簡化分析。更進一步地，由於輪葉的尺寸與水柱的直徑與

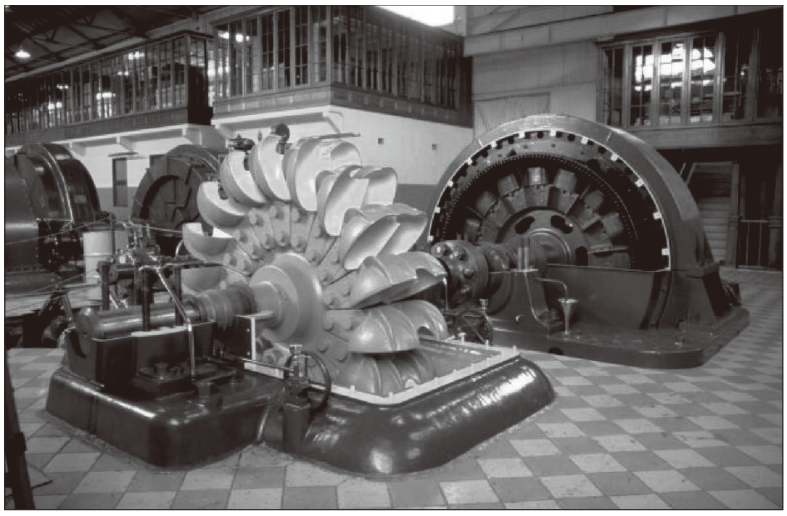


**圖 14-83**　佩爾頓水輪之近照圖，其中顯示動輪的詳細設計，發電機在右方。這個佩爾頓水輪在靠近塔斯馬尼亞包斯維爾 (Bothwell) 的 Waddamana 水力發電博物館中展示。

*Courtesy of Hydro Tasmania, www.hydro.com.au. Used by permission.*

水輪的半徑相比甚小，所以我們將 $r_1$ 與 $r_2$ 等於 $r$。最後假設水柱以角度 $\beta$ 轉向時，速度沒有損失，在與輪葉一起旋轉的相對參考座標軸上，相對的離開速度為 $V_j - r\omega$ (與入口相對速度相同)，如圖 14-82*b* 所示。回到絕對的參考座標，對應用式 (14-39) 來說這是有需要的，入口速度 $V_{2,\,t}$ 的切線分量即為噴流速度 $V_j$ 本身，我們在圖 14-84 中建構一個速度圖，在計算出口絕對速度之切線分量 $V_{1,\,t}$ 時可供輔助使用。在確認 $\sin(\beta - 90°) = -\cos\beta$ 之後，

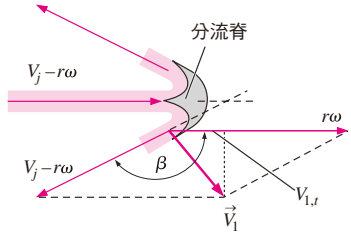



**圖 14-84**　水柱流入與流出佩爾頓水輪輪葉之速度圖。我們將從移動的參考座標之外流動速度加上輪葉往右移動的速度，轉變為絕對的參考座標。

$$V_{1,\,t} = r\omega + (V_j - r\omega)\cos\beta$$

將其代入式 (14-39) 中，得出

$$\dot{W}_{\text{shaft}} = \rho r\omega \dot{V}\{V_j - [r\omega + (V_j - r\omega)\cos\beta]\}$$

將其化簡為

輸出軸功率：

$$\dot{W}_{\text{shaft}} = \rho r\omega \dot{V}(V_j - r\omega)(1 - \cos\beta) \qquad (14\text{-}40)$$

顯然地，理論上如果 $\beta = 180°$ 時可達到最大功率輸出，但如果是這種情況，則離開輪葉的水柱會打擊到之後鄰近的輪葉上，因而降低所產生的扭力與功率。實際上的結果是可藉由降低 $\beta$ 大約至 160° 至 165° 時，可達到最大功率輸出。由於 $\beta$ 低於 180°，所以其效能係數為

由於 $\beta$ 之效能係數：

$$\eta_\beta = \frac{\dot{W}_{\text{shaft, actual}}}{\dot{W}_{\text{shaft, ideal}}} = \frac{1 - \cos\beta}{1 - \cos(180°)} \qquad (14\text{-}41)$$

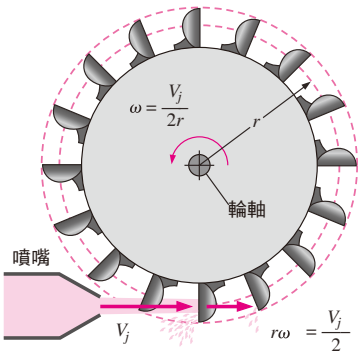



**圖 14-85** 當水輪以 $\omega = V_j/(2r)$ 之轉速旋轉時，即當輪葉以水柱噴流速度的一半時，為佩爾頓水輪機產生最大可達的理論功率之轉速。

當 $\beta = 160°$ 時，$\eta_\beta = 0.97$ —— 只損失約 3%。

最後從式 (14-40) 可看出，如果 $r\omega = 0$ (水輪不轉動) 時，軸功率輸出 $\dot{W}_{\text{shaft}}$ 為 0。如果 $r\omega = V_j$ (水輪以噴流速度轉動) 時，軸功率輸出 $\dot{W}_{\text{shaft}}$ 亦為 0。在這兩個極端之間有一個最佳的水輪轉速，設式 (14-40) 對 $r\omega$ 的微分為 0，可求出當 $r\omega = V_j/2$ (輪葉以噴流速度之半轉動，如圖 14-85 所示) 時，其微分為 0。

對一個實際的佩爾頓水輪機而言，除了式 (14-41) 的損失之外，還有其它的損失，如機械摩擦、輪葉的氣動阻力、沿著輪葉壁面的摩擦、當輪葉轉動時輪葉未與噴流對齊、回噴與噴嘴損失。雖然如此，設計精良的佩爾頓水輪機之效率可接近 90%，也就是說將近 90% 的水的可用機械能可轉換為旋轉軸能量。

## 反動式水輪機

另一種主要產生能量的水輪機型式為反動式水輪機 (reaction turbine)，其係由稱為固定葉 (stay vane) 的固定導葉片所組成，可調整的導葉片稱為導水葉 (wicket gates)，而旋轉葉片則稱為動輪葉 (runner blades) (圖 14-87)。當流體沿著螺旋外殼或渦卷 (volute) 流動時，以高壓切線方向流入，由固定葉轉向朝動輪流動，然後以更大的切線分量速度通過導水葉。當動輪旋轉時，流體與動輪之間的動量交換，而且有較大的壓力降。它與衝動式水輪機不同，水完全充滿在反動式水輪機的外殼，因此反動式水輪機通常比相同直徑、淨水頭和體積流率的衝動式水輪機，可產生更大的功率。導水葉的角度是可以調整的，來控制通過動輪的體積流率 (在大部分的設計中，導水葉能夠彼此接近，來關閉進入動輪的水流)。在設計的條件下，水流離開導水葉平行衝擊動輪葉片前緣 (從旋轉的參考座標)，以避免振動損失。注意在一個好的設計中，導水葉的數目不會和動輪葉片的數目有公因數，否則將會因兩個或更多的導水葉同時衝擊在動輪葉片前緣，造成嚴重的振動問題。例如在圖 14-86 中，共有 17 片的動輪葉片和 20 片的導水葉。對許多大型反動式水輪機 (如圖 14-88 與圖 14-89 所示) 而言，這些是典型的數字。固定葉與導水葉個數通常是一樣的 (在圖 14-86 中有 20 片固定葉)。由於它們兩種元件都不旋轉，所以不是問

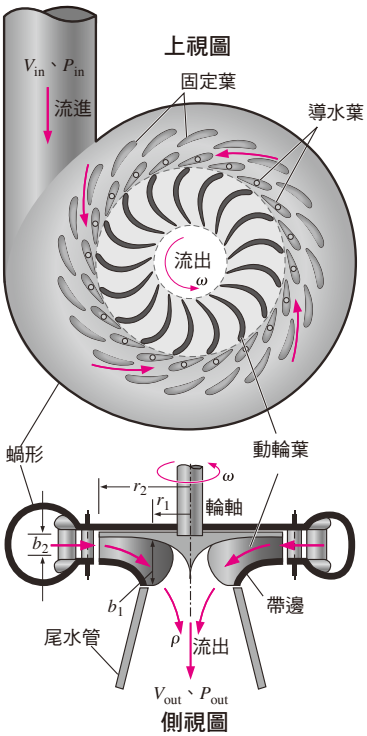



**圖 14-86** 反動式水渦機與衝動式水輪機有相當大的差異，它不是利用水柱噴流，而是渦卷中充滿了渦旋流動水驅動動輪。對水輪機之應用而言，轉軸基本為垂直的，圖中顯示上視圖與側視圖，其中包含固定的固定葉與可調整的導水葉。

題，而且不穩定的尾流交互作用也不是問題。

反動式水輪機有兩種主要型式 —— 法蘭西式和卡普蘭式。法蘭西水輪機 (Francis turbine) 的幾何形狀有點像離心式或混流式泵，但是水流方向相反。可是要注意，一個典型的泵以反向運轉不會是一個非常有效率的輪機。法蘭西水輪機的名稱是為了紀念詹姆士・法蘭西 (James B. Francis, 1815-1892)，他在 1840 年代發展這種設計。相反地，卡普蘭水輪機 (Kaplan turbine) 則有點像是相反方向運轉的軸流式風扇。如果你曾經看過一個窗型風扇，在風強力吹入窗內時會在錯誤方向上旋轉，那麼你就能夠具體了解卡普蘭水輪機的基本操作原理。卡普蘭水輪機的名稱是為了紀念它的發明人維克特・卡普蘭 (Viktor Kaplan, 1876-1934)，實際上法蘭西和卡普蘭水輪機有幾種的分類，而且在水輪機領域所使用專有名詞尚未有標準。

回想之前我們依據流體離開動輪葉片的角度，將動力泵分類為 —— 離心式、徑向式、混流式或軸流式 (參見圖 14-31)。我們以類似但相反的方式，將反動式水輪機依據進入動輪葉片角度來分類 (圖 14-87)。如果流體如圖 14-87*a*，徑向流入動輪，則此水輪機稱為**法蘭西徑流式水輪機** (Francis radial-flow turbine) (亦參見圖 14-87)。如果流體如圖 14-87*b*，在徑向與軸向之間角度流入動輪，則此水輪機稱為**法蘭西混流式水輪機** (Francis mixed-flow turbine)，混流式的設計是較為常見的。一些水輪機的工程師只有在動輪上有個帶邊 (band) 時，如圖 14-87*b* 所示才使用“法蘭西水輪機”這個名詞。法蘭西水輪機最適用於水頭介於佩爾頓水輪機的高水頭與卡普蘭水輪機的低水頭之間。一個基本的大型法蘭西水輪機可能具有 16 或更多的動輪葉片，並能夠達成 90% 到 95% 的輪機效率。如果動輪沒有帶邊，而且流體流入動輪會稍微轉向，則稱為**螺旋葉混流式水輪機** (propeller mixed-flow turbine) 或稱為**混流式水輪機** (mixed-flow turbine) (圖 14-87*c*)。最後，如果在流入動輪之前完全地轉為軸向 (圖 14-87*d*)，則稱為**軸流式水輪機** (axial-flow turbine)。軸流式水輪機之

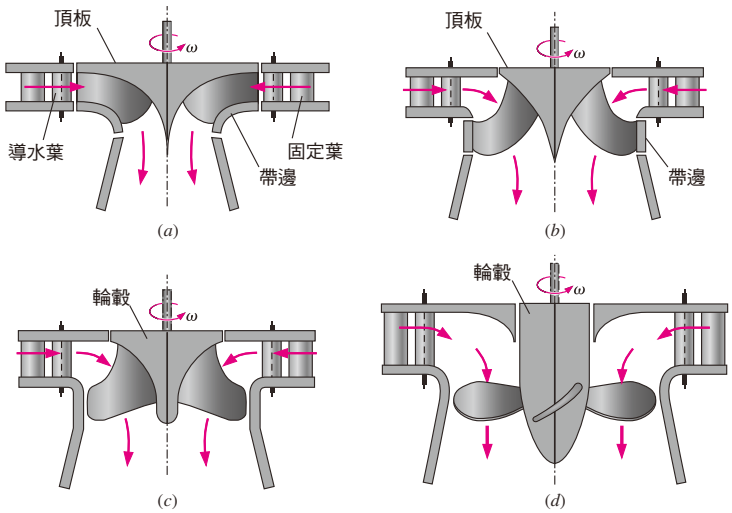



**圖 14-87**　反動式水輪機的四種類型特之分類：(*a*) 法蘭西軸流式；(*b*) 法蘭西混流式；(*c*) 螺旋葉混流式與 (*d*) 螺旋葉軸流式。在 (*b*) 和 (*c*) 之間的主要差別為法蘭西混流式之動輪具有一帶邊隨動輪旋轉，而螺旋葉混流式之動輪則否。螺旋葉混流式水輪機有兩種型式：卡普蘭水輪機，具有可調整節距的葉片，而螺旋葉式水輪機則否。注意這裡所用的專有名詞於旋轉機械的書籍與水輪機製造商之間尚未通用。



**圖 14-88** 在美國奧勒岡州馬德拉斯市 (Madras, OR) 之 Round Butte 水力發電站所使用徑向流動的法蘭西水輪機動輪，共有 17 個葉片，外徑為 11.8 ft (3.60 m)，水輪機在 180 rpm 的轉速下旋轉，產生 119 MW 的電力，其體積流率為 127 $m^3/s$，淨水頭為 105 m。
*Courtesy of American Hydro Corporation, York, PA. Used by permission.*

動輪基本上只有三到八片葉片，比法蘭西水輪機少很多。其中有兩種型式：卡普蘭水輪機和螺旋葉式水輪機。卡普蘭水輪機稱為**雙重調節式** (double regulated) 水輪機，是因為其流率可以兩種方式控制 —— 將導水葉轉向或調整動輪葉片之節距。**螺旋葉式水輪機** (propeller turbine) 除了其葉片是固定的、節距不可調整，以及流率只有導水葉的**單一調節** (single regulated) 方式之外，幾乎與卡普蘭水輪機一樣。將卡普蘭水輪機和螺旋葉式水輪機與佩爾頓水輪機和法蘭西水輪機比較，發現卡普蘭水輪機和螺旋葉式水輪機最適合於低水頭、高流率的條件。其效率比得上法蘭西水輪機之效率，並可達 94%。

圖 14-88 為法蘭西徑流式水輪機之徑流式動輪的相片。其中亦顯示出一個人的大小，好讓你知道在水力發電場中的動輪有多大。圖 14-89 則為法蘭西水輪機之混流式動輪的相片，而圖 14-90 則為卡普蘭水輪機之軸流螺旋葉片的相片，其視圖是從入口 (上面) 處來看。

我們在圖 14-91 繪出一個基本的水力發電水壩，它利用法蘭西反動式水輪機來發電。整體的或是**總水頭** (gross head) $H_{gross}$ 定義為水壩上游水池液面與水離開水壩之液面的高度差，$H_{gross} = z_A - z_E$。如果在系統中沒有不可逆損失，則每個水輪機可以產生最大的功率為

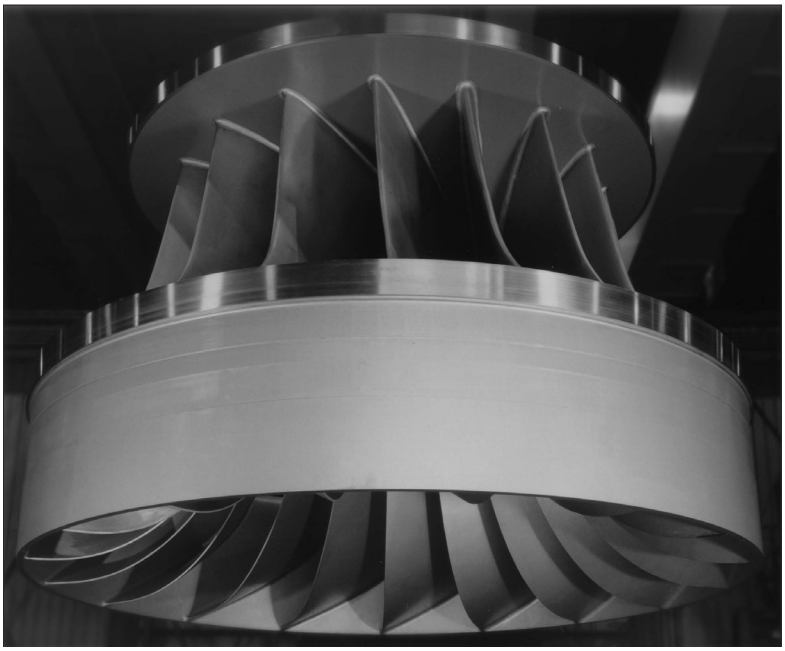


**圖 14-89** 在美國維吉尼亞州羅阿諾基市 (Roanoke) 之 Smith Mountain 水力發電站所使用混合流動的法蘭西水輪機動輪。共有 17 個葉片，外徑為 20.3 ft (6.19 m)。水輪機在 100 rpm 的轉速下旋轉，產生 194 MW 的電力，其體積流率為 375 $m^3/s$，淨水頭為 54.9 m。
*Courtesy of American Hydro Corporation, York, PA. Used by permission.*

理想產生功率：
$$\dot{W}_{\text{ideal}} = \rho g \dot{V} H_{\text{gross}} \qquad (14\text{-}42)$$

當然貫穿整個系統會有不可逆損失，所以實際產生的功率比式 (14-42) 所得出的功率低。

見圖 14-91，整個系統跟著水流動，可定義一些名詞並討論沿著流道的損失。從 $A$ 點水壩上游，水是靜止的地方開始，此處的壓力為大氣壓力，而且其高度為 $z_A$，是最高處。水流經過水壩中稱為引水管 (penstock) 的大型管路的體積流率為 $\dot{V}$，通往引水管的水流可藉由關閉位於引水管入口處稱為進水閘門 (head gate) 的大型閥門來切斷。如果將一個皮托管伸到 $B$ 點處，及引水管尾端於水輪機之前的地方，如圖 14-91 所示，管中的水流上升之水柱高度會等於在水輪機入口處的能量坡線 $\text{EGL}_{\text{in}}$。由於引水管與入口的不可逆損失，所以此水柱高度會低於點 $A$ 處的水柱。然後水流通過水輪機，發電機則經由轉軸與此水輪機連接。注意發電機本身具有不可逆損失。但是從流體機械的觀點來看，我們只對經過水輪機與其下游水流感興趣。

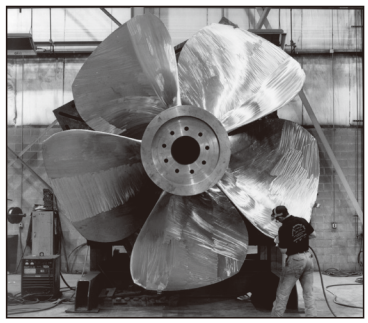


**圖 14-90**　在美國喬治亞州科爾迪爾市 (Cordele) 之 Warwick 水力發電站所使用的五葉推進的卡普蘭水輪機。動輪葉片有五個，其外徑為 12.7 ft (3.87 m)，水輪機在 100 rpm 的轉速下旋轉，產生 5.37 MW 的電力，其體積流率為 63.7 $\text{m}^3/\text{s}$，淨水頭為 9.75 m。

*Photo courtesy of Weir American Hydro Corporation, York, PA. Used by permission.*

在通過水輪機動輪之後，離開的流體 ($C$ 點處) 仍具可觀的動能，而且也許有些渦旋。為了收取一些這種動能 (否則就浪費了)，水流進入一段擴張面積稱為尾水管 (draft tube) 的擴散器，該元件將水流轉向水平方向，並減慢流速，同時在排放至下游之前增加壓力，稱為尾水道 (tailrace)。如果我們想像另一個皮托管置於 $D$ 點處 (尾水管出口處)，此處水流上升之水柱高度會等於圖 14-91 所標示 $\text{EGL}_{\text{out}}$ 的能量坡線。由於尾水管視為水輪機組成的一部分，所以經過水輪機的淨水頭定為

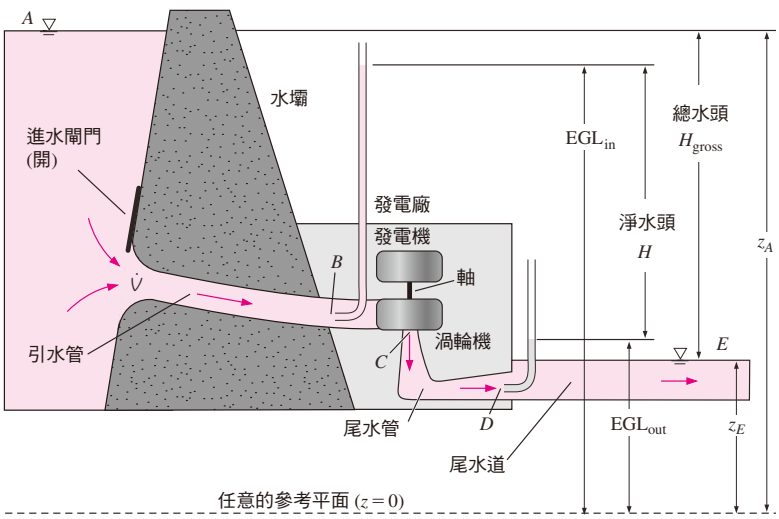



**圖 14-91**　對使用法蘭西水輪機發電之水力發電廠之典型設置與專有名詞。圖中未按比例尺，其中顯示的皮托管僅為示範目的之用。

$EGL_{in}$ 與 $EGL_{out}$ 之間的差，

水輪機之淨水頭：
$$H = EGL_{in} - EGL_{out} \tag{14-43}$$

也可以說，

水輪機之淨水頭定義為水輪機上游之能量坡線與尾水管出口能量坡線之間的差。

在尾水管的出口處 ($D$ 點)，流體流速明顯地低於尾水管的上游處 $C$ 點，但是這差異有限，所有離開尾水管的動能會於尾水道中散失。這表示有個不可逆損失，而且說明為什麼 $EGL_{out}$ 比尾水道液面高度 $z_E$ 高。雖然如此，在一個設計精良的尾水管中可回收可觀的壓力，尾水管使得動輪出口 ($C$ 點) 的壓力降低且低於大氣壓力，因此使得水輪機最有效率地利用可用的水頭；也就是說，尾水管使得動輪出口的壓力比沒有尾水管時的壓力低 —— 增加水輪機從入口到出口的壓力變化。但是設計師必須小心，因為低於大氣壓力可能造成空蝕現象，如之前所討論的結果一樣，這是我們不希望發生的情況。

如果我們有興趣了解整個水力發電廠的淨效率，則定義效率為基於總水頭的情形，實際產生功率與理想功率 (圖 14-42) 之間的比值。本章更關心的是水輪機本身的效率。傳統上，輪機效率 (turbine efficiency) 乃是基於淨水頭 $H$，而不是總水頭 $H_{gross}$，$\eta_{turbine}$ 特別定義為輸出制動馬力 (水輪機實際輸出軸功率) 與水馬力 (從經過水輪機的水流所提出之功率) 的比值。

輪機效率：
$$\eta_{turbine} = \frac{\dot{W}_{shaft}}{\dot{W}_{water\ horsepower}} = \frac{bhp}{\rho g H \dot{V}} \tag{14-44}$$

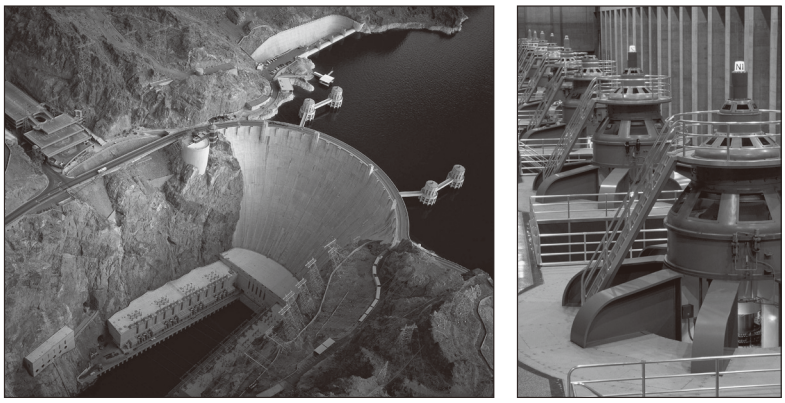



**圖 14-92** 由效率之定義可知，必須總是小於 1。輪機的效率為泵效率的倒數。

要注意輪機效率 $\eta_{turbine}$ 為泵效率 $\eta_{pump}$ 的倒數，因為 bhp 為實際的輸出，而不是所需之輸入 (圖 14-92)。

也要注意我們在此討論中，只考量一個水輪機。在大部分的大型水力發電廠中，則有幾個並聯水輪機，這樣電力公司可於低電力需求與維修期間有機會關閉一些水輪機。例如內華達州布爾德市 (Boulder City, Nevada) 的胡佛水壩具有 17 個並聯的水輪機，其中 15 個是相同的大型法蘭西水輪機，每個水輪機大約可產生 130 MW 的電力 (圖 14-93)，最大的總水頭為 590 ft (180 m)，發電廠的尖峰總發電量超過 2 GW (2000 MW)。

我們以之前對泵的相同方式，利用歐拉旋轉機械方程式及速度圖進行水輪機的設計與分析。事實上，我們保持相同的符



(*a*)　(*b*)

**圖 14-93**　(*a*) 胡佛水壩的鳥瞰圖，與 (*b*) 胡佛水壩內由水輪機驅動的幾個並聯的發電機之上半部 (可看見的部分)。
*(a) © Corbis RF (b) © Brand X Pictures RF.*

號，即 $r_1$ 為旋轉葉片的內徑，且 $r_2$ 為旋轉葉片的外徑。但是對水輪機而言，其水流方向與泵的水流方向相反，所以入口是在半徑 $r_2$ 處，出口是在半徑 $r_1$ 處。對一階分析而言，我們假設葉片非常薄，並假設葉片排成之型式使得流體流動總是與葉面平行，並且忽略表面的黏滯效應 (邊界層)。較高階的修正係數則由利用計算流體力學軟體獲得的值得到。

例如考慮圖 14-86 所示的法蘭西水輪機的上視圖，位於法蘭西渦輪機動輪葉片外徑的絕對速度與相對速度向量圖繪製於圖 14-94。流體由固定導流片 (圖 14-94 的粗黑線) 進入渦輪機，(粗灰線) 以絕對速度 $\vec{V}_2$ 衝撞動輪葉片，當輪葉逆時針旋轉時，在半徑 $r_2$ 的位置以速度 $\omega r_2$ 沿切線方向往左下方移動。為了要得到相對速度向量，我們需要在圖上畫出速度向量 $\vec{V}_2$ 及反向的切線速度向量 $\omega r_2$ 的向量和，得到相對速度 $\vec{V}_{2,\,\text{relative}}$，其方向會與輪葉前端平行 ($\beta_2$ 為輪葉前端方向與外徑 $r_2$ 切線之夾角)。絕對速度向量 $\vec{V}_2$ 的切線方向分量 $V_{2,\,t}$ 在歐拉渦輪機方程式中是必要的 [式 (14-39)]。經過三角函數可得：

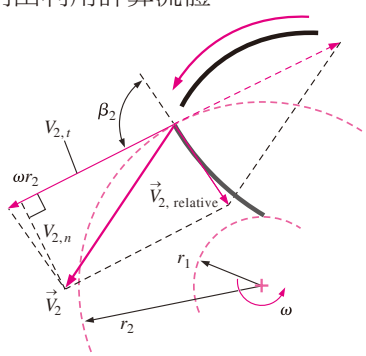



**圖 14-94**　法蘭西水輪機轉輪外徑的相對和絕對速度向量與幾何形狀。粗體的為絕對速度向量。

**輪葉前端：**

$$V_{2,\,t} = \omega r_2 - \frac{V_{2,\,n}}{\tan \beta_2} \tag{14-45}$$

由相對參考座標中跟隨沿著動輪葉片的流動，我們可以發現流體會沿平行於輪葉末端方向離開 ($\beta_1$ 為輪葉末端方向與內徑 $r_1$ 切線之夾角)。為了要得到絕對速度向量 $\vec{V}_1$，取 $\vec{V}_{1,\,\text{relative}}$ 及輪葉速度 $\omega r_1$ 的向量和，得到向左的絕對速度 $\vec{V}_1$，見圖 14-95。由於質量守恆可以透過式 (14-12) 找出 $\vec{V}_1$ 之法線方向分量 $V_{1,\,n}$ 與 $\vec{V}_2$ 之法線方向分量 $V_{2,\,n}$ 的關係，其中式 (14-12) 中的 $b_1$ 和 $b_2$

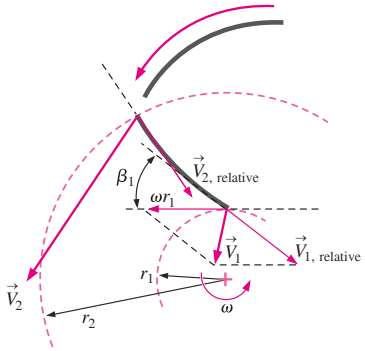



**圖 14-95**　法蘭西水輪機轉輪內徑的相對和絕對速度向量與幾何形狀。粗體的為絕對速度向量。

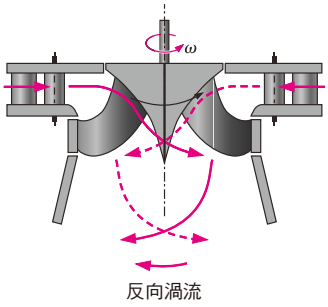



**圖 14-96** 在一些法蘭西混流式渦輪機中，高功率、高容量的流量條件下有時會導致反向旋流，其中流體以流動方向與輪葉相反的方式離開渦輪，如圖中描繪所示。

由圖 14-86 可知。經過三角函數可得 (其結果與輪葉前端相似)

輪葉末端：
$$V_{1,t} = \omega r_1 - \frac{V_{1,n}}{\tan \beta_1} \tag{14-46}$$

警覺的讀者會發現，渦輪機的式 (14-46) 與泵的式 (14-23) 相同。這並不是一個偶然，這起因於這兩種機械除了運轉方向相反之外，速度向量、角度……等被用相同方式定義。

對於一些水輪機應用中，高功率／高流量操作會導致 $V_{1,t} < 0$。在這種情況下，輪葉對流體轉向會過多，導致動輪出口流體的旋轉方向會與輪葉的旋轉方向相反，這種現象稱為反向渦流 (圖 14-96)。由歐拉旋轉機械方程式中可得知最大的功率會發生在 $V_{1,t} < 0$ 時，所以我們猜測一個有反向渦流現象的渦輪是一個好的設計。然而在實際上，當流體離開渦輪機時帶有些微的正渦旋於流場中 (旋轉方向與輪葉旋轉方向相同) 時，被發現會有最大效率。這提高尾水管的性能，大量的渦流 (不管是正向或反向渦流外) 是不理想的，因為它會導致尾水管中過大的損失 (過高的旋轉速度會造成動能的損失)。顯然的，為了要設計出高效率的水輪機系統在設計條件限制內，需要進行大量的微調 (包括尾水管)。要記得流動是三維的，在進入管流時它有軸向的速度向量，在圓周方向內有速度的差異，你會很快了解到使用電腦模擬軟體對渦輪機設計是非常有幫助的。事實上，利用 CFD 進行舊水輪機的改造來提高效率是非常有經濟效益的，圖 14-97 為 CFD 模擬法蘭西混流式渦輪機結果之範例。

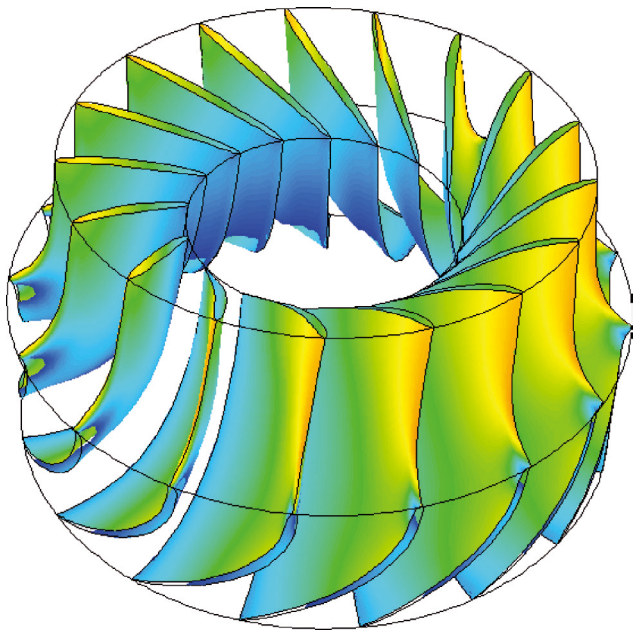


**圖 14-97** 用 CFD 來計算出輪葉表面上的靜壓分佈圖；壓力單位是 pascals。圖中為一台有 17 個輪葉的法蘭西混流式渦輪機，其運轉方向為沿著 $z$-軸反方向旋轉。只有建模一個輪葉，其它 16 個輪葉是用對稱的方式所建立出來的，最高的壓力 (紅色區域) 是發生在靠近輪葉前端，而最低的壓力 (藍色區域) 是發生在靠近輪葉末端。
*Photo courtesy of Weir American Hydro Corporation, York, PA. Used by permission.*

## 例題 14-12　元件效率對於電廠效率的影響

設計一水力發電廠。從水庫頂部到尾水道總水頭為 325 m，在 20°C 下通過每個渦輪機的流量體積為 12.8 $m^3/s$，有 12 個相同並聯的渦輪機，每個具有 95.2% 的效率，而其它的機械能量損失 (引水管……等) 估計為 3.5%。發電機效率為 94.5%。試計算出電廠產生的電功率，以 MW 為單位。

**解答：**我們估計水力發電廠生產了多少電力。

**性質：**水在 $T = 20°C$，密度為 998 $kg/m^3$。

**分析：**一台水輪機生產的理想電功率

$$\begin{aligned}\dot{W}_{ideal} &= \rho g \dot{V} H_{gross} \\ &= (998\ kg/m^3)(9.81\ m/s^2)(12.8\ m^3/s)(325\ m) \\ &\quad \times \left(\frac{1\ N}{1\ kg\cdot m/s^2}\right)\left(\frac{1\ W}{1\ N\cdot m/s}\right)\left(\frac{1\ MW}{10^6\ W}\right) \\ &= 40.73\ MW\end{aligned}$$

但是在渦輪機、發電機及該系統其餘部分的效率損失會減少實際的電功率輸出。對每一台渦輪機，

$$\begin{aligned}\dot{W}_{electrical} &= \dot{W}_{ideal}\eta_{turbine}\eta_{generator}\eta_{other} = (40.73\ MW)(0.952)(0.945)(1 - 0.035) \\ &= 35.4\ MW\end{aligned}$$

最後，12 台並聯的渦輪機產生的總功率是

$$\dot{W}_{total\ electrical} = 12\ \dot{W}_{electrical} = 12(35.4\ MW) = \mathbf{425\ MW}$$

**討論：**對任何一個效率的小改善都能增加功率輸出，從而增加電力公司的獲利。

## 例題 14-13　水輪機設計

一個改造過後的徑流式法蘭西水輪機要用來取代水力發電站的舊型輪機。新的渦輪機必須滿足以下的設計條件，才能使機器能正確的運轉：轉輪的入口半徑 $r_2 = 2.50$ m，出口半徑 $r_1 = 1.77$ m。輪葉入出口的寬度為 $b_2 = 0.914$ m 和 $b_1 = 2.62$ m。轉輪的轉速 $n = 120$ rpm ($\omega = 12.57$ rad/s)，60 Hz 的發電機頻率。導水葉在動輪入口處將水流轉向，使其與徑向夾角為 $\alpha_2 = 33°$，而在動輪出口處的水流與徑向的夾角 $\alpha_1$ 介於 $-10°$ 到 $10°$ 之間 (圖 14-98)，使其適當地流入尾水管。設計的體積流率為 599 $m^3/s$，水壩的總水頭 $H_{gross} = 92.4$ m。(a) 如果忽略不可逆損失，且角度 $\alpha_1 = 10°$ (正向渦旋)，試分別計算動輪葉片入口與出口角度 $\beta_2$ 與 $\beta_1$，並預估功率輸出和所需之淨水頭。(b) 對 $\alpha_1 = 0°$ 重複計算 (沒有渦旋)。(c) 對 $\alpha_1 = -10°$ 重複計算 (有逆渦旋)。

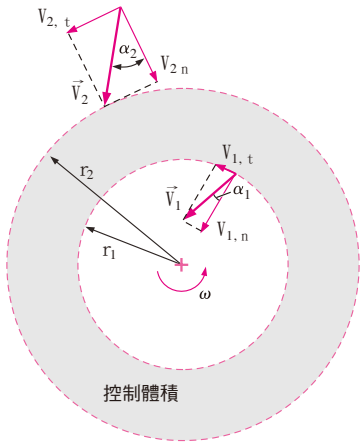



圖 14-98　設計用於水力發電水壩的法蘭西水輪機其絕對速度與動輪有關的流動角度之上視圖。控制體積的選取係自動輪的入口到動輪的出口區域。

**解答：**對於一台已知設計條件下的水輪機，計算出三種情況下的

動輪葉片角度、所需淨水頭與功率輸出，於動輪出口處之兩種情況有渦旋，一種情況無渦旋。

**假設：1.** 穩流情況。**2.** 水溫為 20°C。**3.** 葉片很薄。**4.** 水流與動輪葉片平行。**5.** 可忽略經過水輪機之不可逆損失。

**性質：**20°C 水之密度為 $\rho = 998.0\ \text{kg/m}^3$。

**分析：**(a) 利用式 (14-12)，對入口速度的垂直分量求解

$$V_{2,n} = \frac{\dot{V}}{2\pi r_2 b_2} = \frac{599\ \text{m}^3/\text{s}}{2\pi(2.50\ \text{m})(0.914\ \text{m})} = 41.7\ \text{m/s} \tag{1}$$

利用圖 14-98 來引導，入口速度的切線分量為

$$V_{2,t} = V_{2,n} \tan \alpha_2 = (41.7\ \text{m/s}) \tan 33° = 27.1\ \text{m/s} \tag{2}$$

再來對式 (14-45) 解動輪的輪葉前端角 $\beta_2$，

$$\begin{aligned} \beta_2 &= \arctan\left(\frac{V_{2,n}}{\omega r_2 - V_{2,t}}\right) \\ &= \arctan\left(\frac{41.7\ \text{m/s}}{(12.57\ \text{rad/s})(2.50\ \text{m}) - 27.1\ \text{m/s}}\right) = \mathbf{84.1°} \end{aligned} \tag{3}$$

對動輪出口處重複式 (1) 到 (3)，其結果如下：

$$\text{動輪出口：}\quad V_{1,n} = 20.6\ \text{m/s}, \quad V_{1,t} = 3.63\ \text{m/s}, \quad \beta_1 = \mathbf{47.9°} \tag{4}$$

此動輪葉片之俯視圖繪製於圖 14-99 之中 (依照比例尺)。

利用式 (2) 到 (4)，可從歐拉旋轉機械方程式 (14-39) 計算出轉軸的輸出功率，

$$\begin{aligned} \dot{W}_{\text{shaft}} &= \rho\omega\dot{V}(r_2 V_{2,t} - r_1 V_{1,t}) = (998.0\ \text{kg/m}^3)(12.57\ \text{rads/s})(599\ \text{m}^3/\text{s}) \\ &\quad \times [(2.50\ \text{m})(27.2\ \text{m/s}) - (1.77\ \text{m})(3.63\ \text{m/s})]\left(\frac{\text{MW·s}}{10^6\ \text{kg·m}^2/\text{s}^2}\right) \\ &= 461\ \text{MW} = \mathbf{6.18 \times 10^5\ hp} \end{aligned} \tag{5}$$

最後，因為忽略不可逆損失，所以假設 $\eta_{\text{turbine}} = 100\%$，利用式 (14-44) 計算所需淨水頭，

$$\begin{aligned} H &= \frac{\text{bhp}}{\rho g \dot{V}} = \frac{461\ \text{MW}}{(998.0\ \text{kg/m}^3)(9.81\ \text{m/s}^2)(599\ \text{m}^3/\text{s})}\left(\frac{10^6\ \text{kg·m}^2/\text{s}^2}{\text{MW·s}}\right) \\ &= \mathbf{78.6\ m} \end{aligned} \tag{6}$$

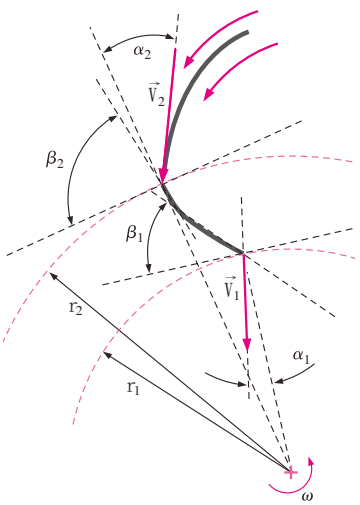



**圖 14-99** 例題 14-13 輪葉設計的俯視圖，導流葉片和絕對速度向量也顯示於圖中。

(b) 當動輪出口處無渦旋 ($\alpha_1 = 0°$) 時，我們重複計算，動輪葉片尾緣角減少為 **42.8°**，而輸出功率增加為 509 MW (**$6.83 \times 10^5$ hp**)，所需淨水頭增加為 **86.8 m**。

(c) 當動輪出口處具有逆渦旋 ($\alpha_1 = -10°$) 時，我們重複計算，動輪葉片尾緣角減少為 **38.5°**，而輸出功率增加至 557 MW (**$7.47\times10^5$ hp**)，所需淨水頭增加為 **95.0 m**。功率和淨水頭以動輪出口流動角度為函數於圖 14-100 所示，你可看到 bhp 與 $H$ 兩者隨 $\alpha_1$ 的減少而增加。

**討論**：理論上要增加功率輸出 10% 需要消除動輪出口的渦旋，而當有 10° 的逆渦旋時，大約又增加 10%。然而，從水壩而言可用總水頭只有 92.4 m，所以我們可清楚知道 (c) 小題的逆渦旋情況是不可能發生的，因為預測所需淨水頭比 $H_{gross}$ 還大。要注意到這只是最初之分析，而我們在此忽略了不可逆的損失，實際的輸出功率將會更低，而實際所需之淨水頭會高於預測之淨水頭。

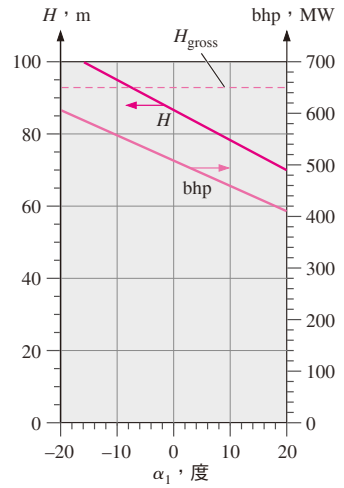



**圖 14-100**　對例題 14-13 的渦輪機而言，理想所需淨水頭與制動馬力輸出為動輪輸出流動角之函數。

## 燃氣渦輪機和蒸氣渦輪機

到目前為止，我們幾乎都是討論水輪機，我們現在來討論使用氣體的渦輪機，例如燃燒產物或是蒸氣。在煤或核電廠，鍋爐產生高壓蒸氣，然後再送到蒸氣渦輪機來產生電力，也會有再熱、再生和其它提高整體效率的方式，而典型的蒸氣渦輪機可分為兩個階段 (高壓段和低壓段)。大多數發電廠的蒸氣渦輪機都是多段軸流式的。軸流式渦輪機的分析跟軸流式風機非常相似，如 14-2 節就有討論過，這裡就不再重複討論。

軸流式渦輪機之應用類似於噴射飛機引擎 (圖 14-62) 和燃氣渦輪發電機 (圖14-101)。燃氣渦輪發電機跟噴射飛機引擎很相似，除了提供推力，渦輪機通常被設計於能將更多的燃料能量轉移到發電機來產生更多的電力，通常用於發電的燃氣渦輪機會比噴射飛機引擎還要來得大，當然因為它們的基底是建立在地面上，好像水輪機一樣，當整體渦輪機的尺寸增加時，可明顯地增加其效率。

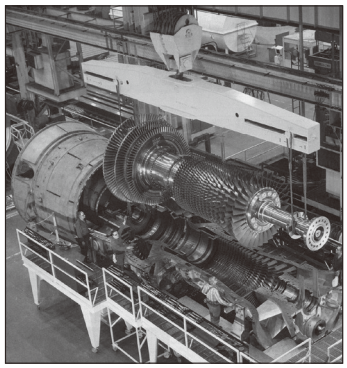


**圖 14-101**　MS7001F 燃氣渦輪機的轉子組件降低到燃氣渦輪機機殼底部的一半，流體由右至左流動，轉子葉片 (稱為葉片) 的上方組件包括多段壓縮機，轉子葉片 (稱為葉片) 的下方組件包括多段渦輪機。在燃氣渦輪機外殼底部的一半可以看到壓縮機定子葉片 (稱為輪葉) 和渦輪機定子葉片 (稱為噴嘴)，這燃氣渦輪機的轉速每分鐘 3600 轉，產生的電力超過 135 MW。
*Courtesy of GE Energy.*

## 風力渦輪機*

全球對於能量的需求越來越多，石化燃料的供應越來越

* 本節大部分材料取自於 Manwell 等人的著作 (2010)，同時本書作者要對 Manwell 教授等人協助審核本節表示感謝之意。

低，而能源的價格卻不斷攀升，為了供應全球的能量需求，再生能源，如：太陽能、風能、波浪、潮汐，水力發電、地熱，必須被更廣泛的發掘。在本節中，將專注於討論產生電力的風力渦輪機，雖然技術上將風力渦輪機與風車都歸類為渦輪機，因為都是從流體中提取能量，但我們還是將它們區分為產生機械能的風車 (磨坊、抽水泵……等)，以及產生電能的風力渦輪機兩種。雖然風是“免費”和可再生的，但現在的風力渦輪機很昂貴，而且比起大多數其它發電機有一個明顯的缺點，就是只有風吹過來時才會產生電力，這樣風力渦輪機的輸出功率會不太穩定。除此之外，還有一個明顯的缺點是，風力渦輪機設置的位置必須要在時常有風的地方，這些地方通常離傳統的電網有距離，所以必須建立新的高壓電網。然而，風力渦輪機在未來的發展可預期會對於全球能源的供應是日益重要的。

眾多創新的風力渦輪機設計已經被提出，並且經過數百年的測試，如圖 14-102 描繪的風力渦輪機。一般風力渦輪機是由它們的旋轉軸的方向來分類：水平軸風力渦輪機 (HAWTs) 和垂直軸風力渦輪機 (VAWTs)。另一種分類的方式是藉由提供給旋轉軸之力矩的作動機制來分類：升力或阻力，到目前為止，沒有任何阻力型的垂直軸風力渦輪機能夠達到升力型水平軸風力機的效率與成功，這就是世界各地絕大多數的風力渦輪機都是 HAWTS 這種類型的原因，通常建造成風力發電場 (圖 14-103) 的型式。由於這個原因，升力型水平軸風力機是唯一在本節中詳細討論的風力渦輪機 [Manwell 等人 (2010) 針對為什麼阻力型裝置比起升力型裝置本質上效率較低有詳細的討論]。

每個風力渦輪機有一條功率特徵曲線，圖 14-104 顯示的是一條典型的曲線，顯示出渦輪機轉軸高度的風速 $V$ 與電功率輸出的函數關係。在風速座標上，我們辨識出三個關鍵速度：

- **切入速度**是產生可使用功率的最小風速。
- **額定速度**是可輸出額定功率，通常是最大功率的風速。
- **切出速度**是風力發電機設計來生產動力的最大風速。當風速大於切出風速，渦輪機葉片會經由某些類型的制動機構而停止旋轉，以避免損壞和安全問題。粗虛線的線段表示，如果沒有發生切出速度，則可繼續產生功率。

水平軸風力機的渦輪葉片設計成漸縮形並加以扭轉來最大化性能，其性能及設計原理跟軸流風機 (propellers) 的設計相似，在 14-2 節中有討論過，本節就不再重複討論。舉例來說，渦輪葉片扭轉的設計，幾乎是跟螺旋槳葉片扭轉的設計相同，如例題 14-7 所示，葉片的角度隨著輪轂至輪葉前端而減少。風力渦輪機的設計跟流體力學息息相關，而電動發電機、變速箱和結構的問題也會影響功率性能的曲線。在所有的機器中，每一個組件都會有低效率的產生。

水平軸渦輪機

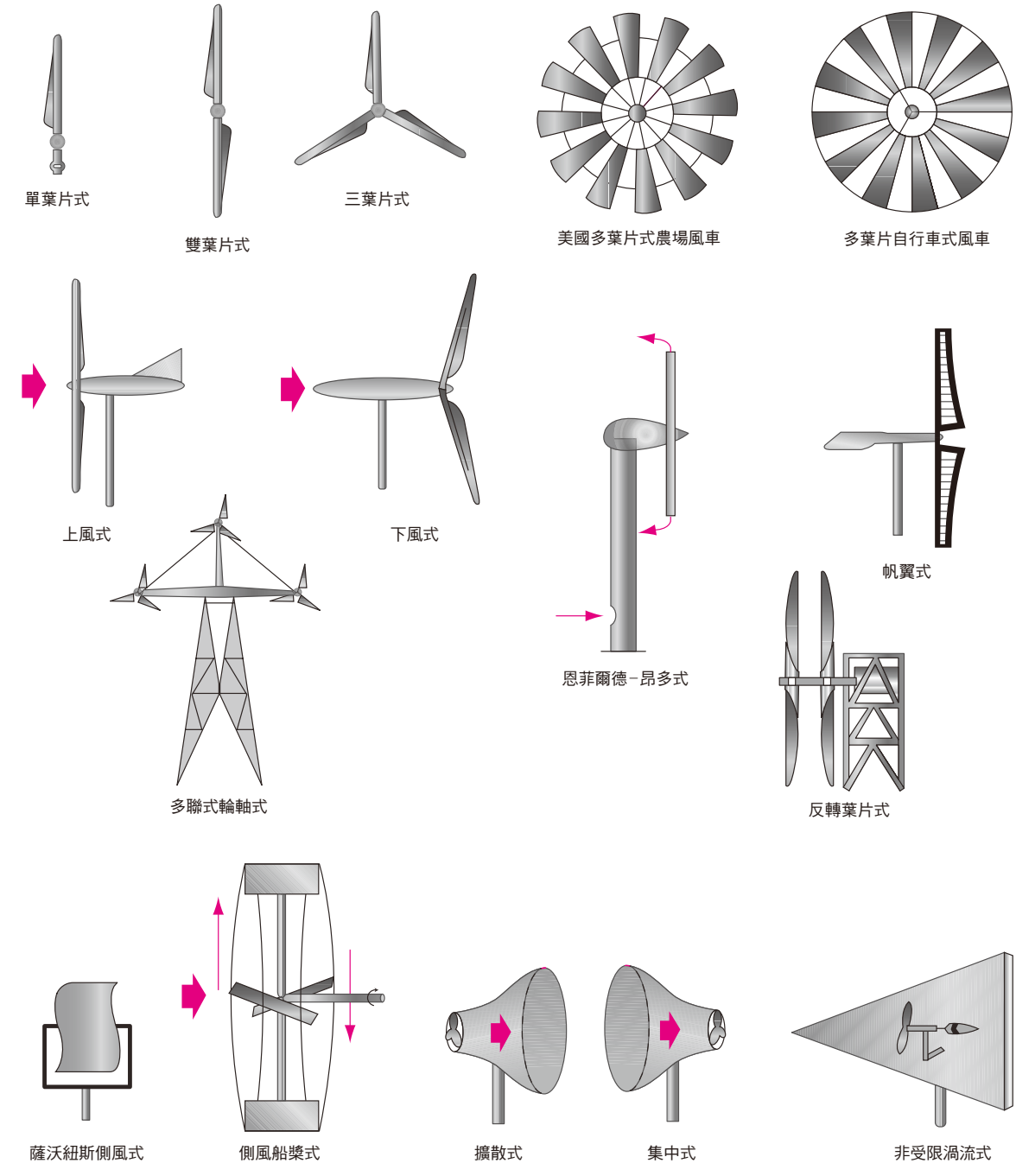



**圖 14-102**　各種風力發電機組的設計和分類。改編自 Manwell 等人 (2010)。

垂直軸渦輪

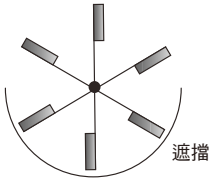
主要阻力類型



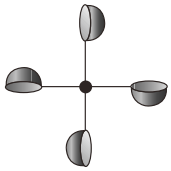
薩沃紐斯式



多葉片薩沃紐斯式

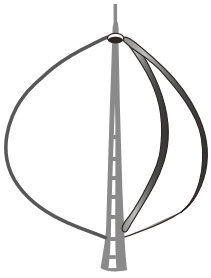



平板式

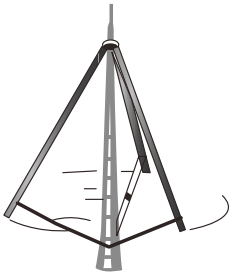


杯狀式

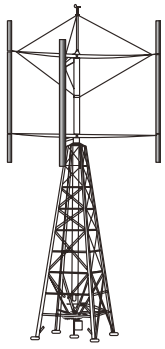
主要升力類型



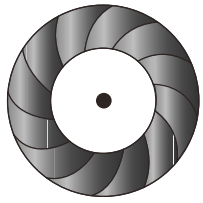
$\phi$- 達里厄式



Δ- 達里厄式

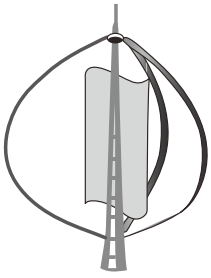


吉羅米爾式



渦輪式

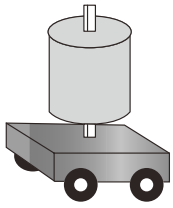
組合



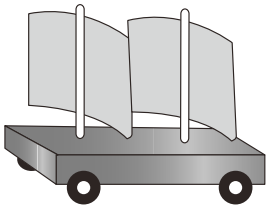
薩沃紐斯/$\phi$- 達里厄



薩沃紐斯分離式

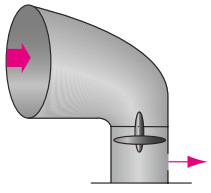


馬格努斯式

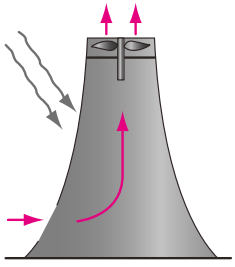


翼型式

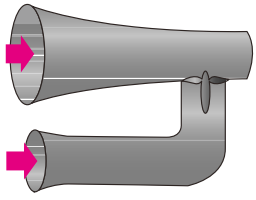
其它



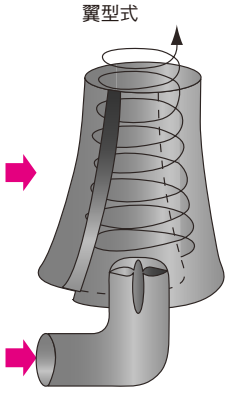
導流式



向陽式



文氏管



密閉渦旋式

**圖 14-102** 各種風力發電機組的設計和分類。改編自 Manwell 等人 (2010)。(續)

在風力渦輪機的葉片旋轉過程中，我們定義出風力渦輪機葉片垂直掃過的圓盤面積 $A$ (如圖 14-105)，在圓盤面積內的可用風能 $\dot{W}_{\text{available}}$ 可以用風的動能變化來計算，

$$\dot{W}_{\text{available}} = \frac{d(\frac{1}{2}mV^2)}{dt} = \frac{1}{2}V^2\frac{dm}{dt} = \frac{1}{2}V^2\dot{m} = \frac{1}{2}V^2\rho VA = \frac{1}{2}\rho V^3 A \tag{14-47}$$

我們立刻注意到，可用風能跟圓盤面 $A$ 成正比，葉片直徑加倍就可以使風力渦輪機產生四倍的可用風能。

關於比較各種風力渦輪機和位置，使用每單位面積可用風能是更有效的，我們稱之為風能密度，單位是 $\text{W/m}^2$，

風能密度：

$$\frac{\dot{W}_{\text{available}}}{A} = \frac{1}{2}\rho V^3 \tag{14-48}$$

因此，

- 風能密度跟空氣密度成正比：在相同的速度之下，冷空氣比熱空氣具有較大的風能密度，但此項不若風速對風能密度影響之顯著。
- 風能密度正比於風速的三次方：兩倍的風速能增加八倍的風能密度。這就是為什麼風力發電廠要建立在風速高的地方！

式 (14-48) 是瞬時的方程式，而大家都知道風在全年中是千變萬化的。因為這個原因可以全年平均風速 $\overline{V}$ 定義平均風能密度，以每小時平均作為基準：

平均風能密度：

$$\overline{\frac{\dot{W}_{\text{available}}}{A}} = \frac{1}{2}\rho_{\text{avg}} V^3 K_e \tag{14-49}$$

其中 $K_e$ 為校正因子，稱為**能源模樣因子** (energy pattern factor)。原則上，它類似於我們分析控制體積所使用的動能因子 $\alpha$ (第 5 章)。$K_e$ 被定義為

$$K_e = \frac{1}{N\overline{V}^3}\sum_{i=1}^{N} V_i^3 \tag{14-50}$$







**圖 14-103**　(*a*) 風力發電廠越來越多，可以幫助全球減少對石化燃料的需求。(*b*) 一些風力渦輪機甚至被安裝在建築物上！(這三個渦輪機是建在巴林的世界貿易中心。)
*(a) © Digital Vision/Punchstock RF*
*(b) © Adam Jam/Getty Images*

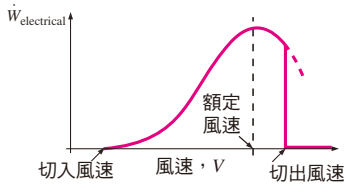



**圖 14-104**　典型風力渦輪機的性能曲線，圖中包括切入風速、額定風速和切出風速。



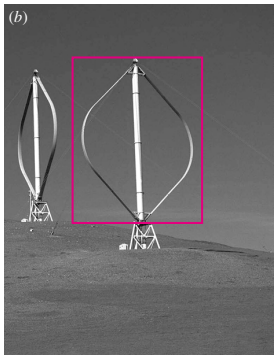




**圖 14-105** 框架所描繪出來的區域是風力渦輪機輪葉正面所看到迎面而來的風，也就是輪葉掃過的範圍，(*a*) 為水平軸渦輪機和 (*b*) 矩形的垂直軸渦輪機。

*(a) © Construction Photography/ Corbis RF. (b) © VisionofAmerica/Joe Sohm/Photodisc/Getty RF*

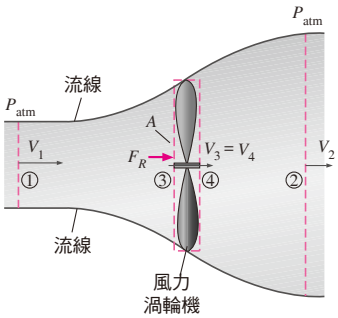



**圖 14-106** 軸對稱發散流管內之理想風力渦輪機性能大小控制容積分析。

其中 $N = 8760$ 是全年的小時數。作為一般的經驗法則，如風力渦輪機建設在比較差的位置，它的平均風能密度會低於 100 W/m$^2$，好一點的會有 400 W/m$^2$，更好的會超過 700 W/m$^2$。還有其它會影響風力渦輪機的因子，例如大氣紊流的強度、地形、障礙物 (建築物、樹木等) 和環境影響等。想要了解更多，可參見 Manwell 等人 (2010)。

為了分析的目的，我們考慮一個給定的風速 $V$，接著定義出一台風力渦輪機的空氣動力效率。這效率通常稱為功率係數，$C_P$，

$$\text{功率係數：} C_p = \frac{\dot{W}_{\text{rotor shaft output}}}{\dot{W}_{\text{available}}} = \frac{\dot{W}_{\text{rotor shaft output}}}{\frac{1}{2}\rho V^3 A} \tag{14-51}$$

風力渦輪機最大可能功率係數之計算是不難的，Albert Betz (1885-1968) 是第一個完成計算的人，時間是在 1920 年間。我們在圓盤區周邊設定兩個控制體積 —— 一個大控制體積跟一個小的控制體積 —— 如圖 14-106 中所描述，上游風速 $V$ 表示為 $V_1$。

在軸對稱流管中 (圖 14-106 中頂部和底部流線圍繞的區域)，渦輪機的流量可以假想是一個 “導管” 中通過的空氣流量。大的控制體積下的穩流動量方程式如下：

$$\sum \vec{F} = \sum_{\text{out}} \beta \dot{m} \vec{V} - \sum_{\text{in}} \beta \dot{m} \vec{V}$$

並且在流向 $x$- 軸的方向進行分析。在渦輪機中位置 1 和位置 2 有足夠遠的距離，我們可得 $P_1 = P_2 = P_{\text{atm}}$，在這控制體積中沒有淨壓力。入口 1 和 2 的速度 $V_1$ 和 $V_2$ 是均勻的，而動量校正因子為 $\beta_1 = \beta_2 = 1$，動量方程式可以簡化為

$$F_R = \dot{m}V_2 - \dot{m}V_1 = \dot{m}(V_2 - V_1) \tag{14-52}$$

圖 14-106 中較小的控制體積包圍著渦輪，但是 $A_3 = A_4 = A$，因為這個控制體積是無限薄 (我們把渦輪近似於當作一個碟盤)。由於空氣是不可壓縮的，得 $V_3 = V_4$。然而，風力渦輪機從空氣中取得能量，也會造成一些壓降，因此 $P_3 \neq P_4$。當我們在小的控制容積中對流動方向運用了動量方程式可得到

$$F_R + P_3A - P_4A = 0 \quad \rightarrow \quad F_R = (P_4 - P_3)A \tag{14-53}$$

伯努利方程肯定是不適用在跨越渦輪機的情況，因為它從空氣中取得能量。然而，在位置 1 和 3 與 4 和 2 會是合理的近似，如下所示：

$$\frac{P_1}{\rho g} + \frac{V_1^2}{2g} + z_1 = \frac{P_3}{\rho g} + \frac{V_3^2}{2g} + z_3 \text{ 與 } \frac{P_4}{\rho g} + \frac{V_4^2}{2g} + z_4 = \frac{P_2}{\rho g} + \frac{V_2^2}{2g} + z_2$$

在這理想的分析中，壓力開始從遠處進入 ($P_1 = P_{atm}$)，$P_1$ 到 $P_3$ 平穩的上升，$P_3$ 到 $P_4$ 經過葉片會有突然的壓損，然後 $P_4$ 到 $P_2$ 會平穩的上升，到達 $P_2$ 為常態大氣壓力下 ($P_2 = P_{atm}$) 為止 (如圖 14-107)。我們從式 (14-52) 和 (14-53) 增加了一些設定，$P_1 = P_2 = P_{atm}$，$V_3 = V_4$。除此之外，由於渦輪機是水平的，所以 $z_1 = z_2 = z_3 = z_4$ (在空氣中忽略重力作用)。經過一些代數計算後，可得到

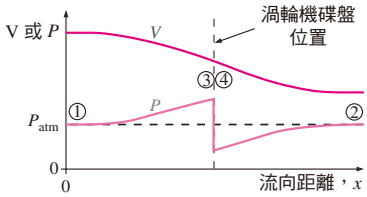



圖 14-107　通過風力渦輪機的平均流向速度與壓力的分佈。

$$\frac{V_1^2 - V_2^2}{2} = \frac{P_3 - P_4}{\rho} \tag{14-54}$$

將 $\dot{m} = \rho V_3 A$ 代入式 (14-52) 中，將結果與式 (14-53) 和 (14-54) 結合得到

$$V_3 = \frac{V_1 + V_2}{2} \tag{14-55}$$

因此，我們得出結論，空氣通過一個理想的風力渦輪機的平均速度，是遠上游和遠下游流速的算術平均。當然，這樣的結果的正確性還是會受限於伯努利方程的適用範圍。

為了方便，我們定義一個新的變數 $a$ 為從遠處上游至渦輪的速度損失，如下所示：

$$a = \frac{V_1 - V_3}{V_1} \tag{14-56}$$

通過渦輪機後的速度變為 $V_3 = V_1(1 - a)$，通過渦輪機的質量流率為 $\dot{m} = \rho A V_3 = \rho A V_1(1 - a)$。將 $V_3$ 的式子與式 (14-55) 組合產生新的表示式：

$$V_2 = V_1(1 - 2a) \tag{14-57}$$

對於無不可逆摩擦損失的理想風力渦輪機而言，能量的產生僅為傳入與傳出的動能的差值，將其以代數表示，我們可以得到

$$\dot{W}_{\text{ideal}} = \dot{m}\frac{V_1^2 - V_2^2}{2} = \rho A V_1(1-a)\frac{V_1^2 - V_1^2(1-2a)^2}{2} = 2\rho A V_1^3 a(1-a)^2 \qquad (14\text{-}58)$$

再假設渦輪機與輪軸之間，傳遞能量時無不可逆的損失，以式 (14-51) 定義之功率係數，將風力渦輪機效率表示為

$$C_P = \frac{\dot{W}_{\text{rotor shaft output}}}{\frac{1}{2}\rho V_1^3 A} = \frac{\dot{W}_{\text{ideal}}}{\frac{1}{2}\rho V_1^3 A} = \frac{2\rho A V_1^3 a(1-a)^2}{\frac{1}{2}\rho V_1^3 A} = 4a(1-a)^2 \qquad (14\text{-}59)$$

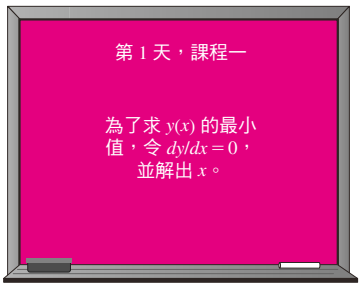



**圖 14-108** 使用工具來計算最小值或最大值，為工程師必須學習的第一件事之一。

最後，身為一個好的工程師，我們應該知道，在 $dC_P/da = 0$ 時可以求得 $C_P$ 的最大值，並且解出 $a$ (圖 14-108)，求解細節就當作是練習作業，求得 $a = 1$ 或 1/3。然而，在 $a = 1$ 時為零解 (沒有能量產生)，因此可以推斷，在 $a$ 為 1/3 時功率係數有最大值。將 $a = 1/3$ 代入式 (14-59) 得

$$C_{P,\,\max} = 4\frac{1}{3}\left(1 - \frac{1}{3}\right)^2 = \frac{16}{27} \cong 0.5926 \qquad (14\text{-}60)$$

任何風力渦輪機的最大功率係數 $C_{P,\,\max}$，稱作**貝茲極限** (Betz limit)，而任何當前運轉中的風力渦輪機，因不可逆的損失，其最大功率係數皆小於貝茲極限。

圖 14-109 將不同形式的風力渦輪機的功率係數與葉尖速度比的函數關係，其中 $V$ 為風速，$\omega$ 為葉片的角速度、$R$ 為半徑。從圖中我們可以看到，螺旋槳式的風力渦輪機，在 $\omega R/V$ 趨近無限大時，最為接近貝茲極限。然而，一般的風力渦輪機的最大功率係數發生在一有限值的 $\omega R/V$，過了最大點之後功率係數呈現下降。實

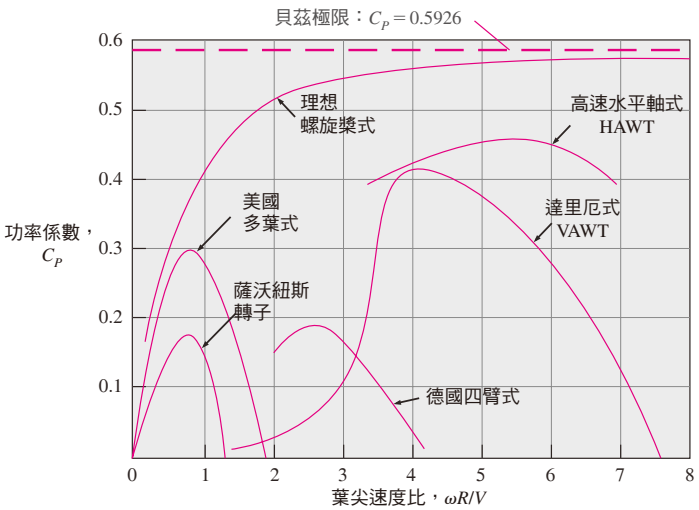



**圖 14-109** 不同形式的風力渦輪機的性能 (功率係數)，以葉尖速度 $\omega R$ 與風速 $V$ 比值之方程式表示，到目前為止，還沒有一種設計的性能能優於水平軸風力渦輪機的。出自於 Robinson (1981, Ref. 10)。

際上，有三個主要的影響使得最大功率係數小於貝茲極限的原因：

- 轉子後的旋轉尾流 (迴旋)。
- 有限的轉子葉片數與其造成的葉尖損失 (葉尖渦流產生在轉子葉片的尾流中，原因與其在有限長機翼的產生相同，都是因為產生升力造成的，見第 11 章)。
- 轉子葉片上非零的空氣阻力 (摩擦阻力及誘導阻力，見第 11 章)。

以上這些損失更進一步的詳細討論可參見 Manwell 等人的文獻 (2010)。

除此之外，轉軸摩擦所造成的機械損失更會降低最大可達到的功率係數。再者，變速箱及發電機等所產生的機械損與電力損失，如前所述，會降低風力渦輪機整體的效率。如圖 14-111，“最好”的風力渦輪機是一種高速的水平軸式風力渦輪機 (HAWT)，這也是為什麼各地普遍使用這種形式的風力渦輪機。總結來說，比起石化燃料，風力渦輪機有更好的“綠色”效益，且在價格上，當石化燃料的價格不斷地上漲，風力渦輪機也就會更加平易近人。

## 例題 14-14　風力渦輪機發電

**為了節省經費，某一所學校在一處鮮少颳風的山丘頂上，建造一台水平軸式的風力渦輪機以提供電力給學校使用。根據圖 14-109 所顯示的資料保守估計，他們希望能夠達到 40% 的功率係數，變速箱及發電機加總的效率為 85%。若風力渦輪機的直徑為 12.5 m，當風速為 10 m/s 時，計算其產生的電力。**

**解答：**我們將計算由風力渦輪機所產生的電力。

**假設：1.** 功率係數為 0.40、變速箱及發電機整體效率為 0.85。**2.** 空氣溫度為 20°C。

**性質：**空氣在 20°C 時的密度為 1.204 kg/m$^3$。

**分析：**功率係數的定義為

$$\dot{W}_{\text{rotor shaft output}} = C_P \frac{1}{2}\rho V^3 A = C_P \frac{1}{2}\rho V^3(\pi D^2/4)$$

但因變速箱及發電機的效率，實際得到的電力會小於上式，

$$\dot{W}_{\text{electrical output}} = \eta_{\text{gearbox/generator}} \frac{C_P \pi \rho V^3 D^2}{8}$$

$$= (0.85)\frac{(0.40)\pi\left(1.204\dfrac{\text{kg}}{\text{m}^3}\right)\left(10.0\dfrac{\text{m}}{\text{s}}\right)^3(12.5\text{ m})^2}{8}\left(\frac{\text{N}}{\text{kg·m/s}^2}\right)\left(\frac{\text{W}}{\text{N·m/s}}\right)$$

$$= 25118\ W \cong \mathbf{25\ kW}$$

**討論：**基於此案例所給的資訊及數值不會有更好的答案，我們將最後答案特別標記起來。為了使讀者了解這樣的電力到底有多少，假設一台吹風機耗電為 1500 W，就可有 16 台同時運轉。學校必須分析及計算，需要從風力渦輪機中發多少的電，才能達到預估減少的電力使用。

## 14-5 渦輪比例定律

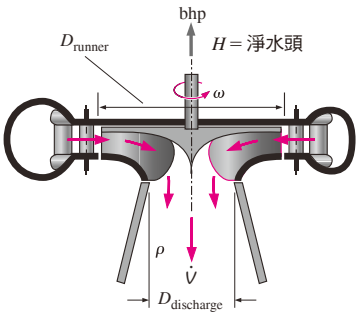



**圖 14-110** 對渦輪機的無因次分析所使用的主要變數。渦輪機的特徵直徑通常是轉輪直徑 $D_{runner}$ 或排出液體直徑 $D_{discharge}$ 兩者之一。

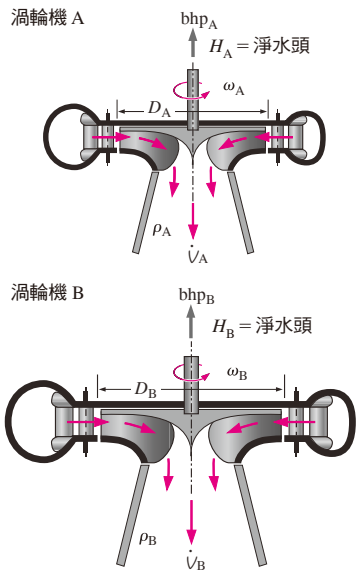



**圖 14-111** 兩個幾何相似渦輪機的等比例放大或縮小之因次分析是有用的。如果渦輪機 A 所有的無因次輪機參數與渦輪機 B 所有的無因次輪機參數相等，則此兩渦輪機為動力相似。

### 無因次渦輪參數

我們對渦輪機定義了無因次參數群 ($\pi$ 群)，就像是在 14-3 節當中對泵的做法一樣，忽略了雷諾數和粗糙度效應，我們遭遇相同的因次變數：重力加速度乘上淨水頭 ($gH$)、體積流率 ($\dot{V}$)、轉輪的直徑 ($D$)、轉輪的轉速 ($\omega$)、輸出制動馬力 (bhp) 與流體密度 ($\rho$)，如圖 14-110 所表示。事實上，對泵或者是渦輪機的因次分析都是一樣的。對輪機來說，除了以 bhp 取代 $\dot{V}$ 為獨立變數以外，另外使用 $\eta_{turbine}$ [式 (14-44)] 取代 $\eta_{pump}$ 為無因次效率。以下為無因次參數之摘要：

無因次輪機參數：

$$C_H = \text{水頭係數} = \frac{gH}{\omega^2 D^2} \qquad C_Q = \text{容量係數} = \frac{\dot{V}}{\omega D^3}$$

$$C_P = \text{功率係數} = \frac{\text{bhp}}{\rho \omega^3 D^5} \qquad \eta_{turbine} = \text{渦輪機效率} = \frac{\text{bhp}}{\rho g H \dot{V}} \tag{14-61}$$

當繪製渦輪機性能曲線時，我們使用 $C_P$ 取代 $C_Q$ 作為獨立參數，換句話說，$C_H$ 和 $C_Q$ 是 $C_P$ 的函數，所以 $\eta_{turbine}$ 也是 $C_P$ 的函數，因為

$$\eta_{turbine} = \frac{C_P}{C_Q C_H} = C_P \text{ 的函數} \tag{14-62}$$

泵的相似定律 [式 (14-38)] 也可應用於渦輪機，使我們可以把渦輪機的尺寸放大或縮小 (圖 14-111)；也可以使用相似定律來預測已知條件的渦輪機在不同的轉速與體積流率下的性能，就如之前對泵的分析。

應用簡易的相似定律，模型與原型機必須在同值雷諾數下運轉和完全的幾何相似 (包括相對的表面粗糙度與端部的間隙)，方能成立。然而，在測試模型的時候，經常不易滿足以上所有的條件，一般而言，在測試模型的時候所達到之雷諾數會小於原型測試時之雷諾數，而且模型的表面會有較大的相對粗糙度與端部間隙。因此一般來說原型的性能比較好，尤其當全尺寸的原型比模型還要

大很多的時候，其原因與先前對泵的討論相同。目前已發展一些經驗公式，處理小的模型與全尺寸的原型之間效率的增進，其中一個由穆迪 (1926) 所提出，可作為一階修正的公式如下：

**穆迪渦輪機效率修正方程式：**

$$\eta_{\text{turbine, prototype}} \cong 1 - (1 - \eta_{\text{turbine, model}})\left(\frac{D_{\text{model}}}{D_{\text{prototype}}}\right)^{1/5} \tag{14-63}$$

注意當把模型泵放大至全尺寸時，也可使用式 (14-63) 作為一階修正的公式 [式 (14-34)]。

實際上，水輪機工程師通常會發現，從模型到原型之效率增進，實際上只有增加大約式 (14-63) 所計算出的三分之二。例如，假設十分之一尺寸的模型的效率為 93.2%，則式 (14-63) 預測實際全尺寸原型的效率為 97.5%，或增加 2.5%。實際上，我們預期增量只是此值的三分之二，或是 93 + 2.5(2/3) = 94.9%。一些更先進的修正方程式被一個國際標準化機構 ── 國際電力技術委員會 (IEC)，提供給相關人員使用。

## 例題 14-15　渦輪機相似定律之應用

**設計一個水力發電廠所使用的法蘭西渦輪機，而此設計不是從頭開始設計，是將之前所設計之具有良好性能的水輪機按照幾何尺寸放大。舊有的水輪機 (渦輪機 A) 的直徑為 $D_A = 2.05$ m，$\dot{n}_A = 120$ rpm ($\omega_A = 12.57$ rad/s) 之速度下運轉。此最佳效率點為 $\dot{\forall}_A = 350$ m$^3$/s，$H_A = 75.0$ m 之水柱，且 $\text{bhp}_A = 242$ MW。新的水輪機 (渦輪機 B) 則是用在更大的設施，其發電機以相同之轉速運轉 (120 rpm)，但其淨水頭更高 ($H_B = 104$ m)。試計算新的渦輪機在最佳效率運轉之直徑，$\dot{\forall}_B$ 與 $\text{bhp}_B$。**

**解答：**我們要放大舊有的水輪機來設計出一台新的水輪機。計算新的渦輪機之直徑、體積流率與制動馬力。

**假設：1.** 新的渦輪機與現有的渦輪機為幾何相似。**2.** 忽略雷諾數效應與粗糙度效應。**3.** 新的進水管與流入現有渦輪機的進水管也是幾何相似，所以進入新渦輪機的流場 (速度分佈、紊流強度……等) 與現有的流場為相似。

**性質：**水在 20°C 之密度為 $\rho = 998.0$ kg/m$^3$。

**分析：**由於新的渦輪機 (B) 與舊的渦輪機 (A) 為幾何相似，所以我們只注意兩台渦輪機在某一個特別操作點的一致性，即最佳操作點。利用式 (14-38b) 解 $D_B$，

$$D_B = D_A\sqrt{\frac{H_B}{H_A}\frac{\dot{n}_A}{\dot{n}_B}} = (2.05\text{m})\sqrt{\frac{104\text{ m}}{75.0\text{ m}}\frac{120\text{ rpm}}{120\text{ rpm}}} = \mathbf{2.41\text{ m}}$$

然後利用式 (14-38a) 解 $\dot{\forall}_B$，

$$\dot{V}_B = \dot{V}_A\left(\frac{\dot{n}_B}{\dot{n}_A}\right)\left(\frac{D_B}{D_A}\right)^3 = (350\ \text{m}^3/\text{s})\left(\frac{120\ \text{rpm}}{120\ \text{rpm}}\right)\left(\frac{2.41\ \text{m}}{2.05\ \text{m}}\right)^3 = \mathbf{572\ m^3/s}$$

最後，利用式 (14-38c) 解 $\text{bhp}_B$，

$$\text{bhp}_B = \text{bhp}_A\left(\frac{\rho_B}{\rho_A}\right)\left(\frac{\dot{n}_B}{\dot{n}_A}\right)^3\left(\frac{D_B}{D_A}\right)^5$$

$$= (242\ \text{MW})\left(\frac{998.0\ \text{kg/m}^3}{998.0\ \text{kg/m}^3}\right)\left(\frac{120\ \text{rpm}}{120\ \text{rpm}}\right)^3\left(\frac{2.41\ \text{m}}{2.05\ \text{m}}\right)^5 = \mathbf{548\ MW}$$

作為驗證，我們計算兩台渦輪機在式 (14-61) 之中的無因次輪機參數來證明兩個操作點確實是相似的。結果計算出這兩台渦輪機的輪機效率確實一樣為 0.942 (圖 14-112)。之前我們有討論過，因為尺寸的效應 (較大的渦輪機通常具有較高之效率)，所以這兩台渦輪機之間的總動力相似也許無法達到。新的渦輪機之直徑比舊有渦輪機的直徑大約大 18%，所以渦輪機尺寸所造成效率的增加應該不是很明顯，我們使用穆迪效率修正方程式 (14-63) 來計算，考慮渦輪機 A 為 “模型” ，而渦輪機 B 為 “原型” ，

效率修正：

$$\eta_{\text{turbine, B}} \cong 1 - (1 - \eta_{\text{turbine, A}})\left(\frac{D_A}{D_B}\right)^{1/5}$$

$$= 1 - (1 - 0.942)\left(\frac{2.05\ \text{m}}{2.41\ \text{m}}\right)^{1/5} = \mathbf{0.944}$$

或 94.4%。的確，對於大渦輪用一階修正公式預測的效率比小渦輪機的效率高出的量遠小於 1%。

**討論：**如果從進水管進入新的渦輪機之流場，與現有的流場不相似 (例如速度分佈與紊流強度)，我們無法預期有確實的動力相似。

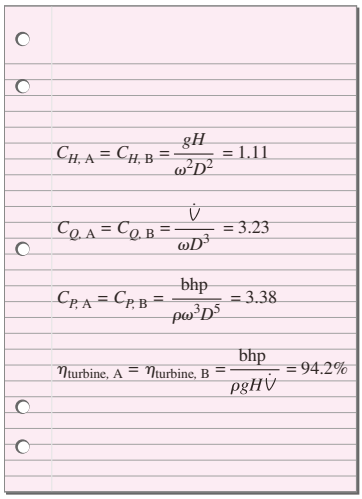



**圖 14-112** 對例題 14-15 的兩台渦輪機之無因次輪機參數。因為這兩台渦輪機在相同的點運轉，所以它們之間之無因次參數必須互相匹配。

## 渦輪機比速度

我們之前對泵的比例定律之討論中 (14-3 節)，定義一個有用的無因次參數，泵比速率 ($N_{\text{Sp}}$)，其基於 $C_Q$ 和 $C_H$。我們也可以對渦輪機的比速率使用相同的定義，渦輪機的獨立無因次參數是 $C_P$ 而不是 $C_Q$，因此定義出渦輪機比速率 ($N_{\text{St}}$)，用 $C_P$ 與 $C_H$ 來表示，

渦輪機比速率：

$$N_{\text{St}} = \frac{C_P^{1/2}}{C_H^{5/4}} = \frac{(\text{bhp}/\rho\omega^3 D^5)^{1/2}}{(gH/\omega^2 D^2)^{5/4}} = \frac{\omega(\text{bhp})^{1/2}}{\rho^{1/2}(gH)^{5/4}} \qquad (14\text{-}64)$$

在一些書中，渦輪機比速率也可以稱為功率比速率。可以做一個練習來比較泵比速率 [式 (14-35)] 與渦輪機比速率 [式 (14-64)] 之定義，

$N_{St}$ 與 $N_{Sp}$ 之間的關係式：

$$N_{St} = N_{Sp}\sqrt{\eta_{turbine}} \tag{14-65}$$

要注意式 (14-51) 無法應用於以反向運轉泵之渦輪機，反之亦然。在一些應用中，相同的渦輪機械，可以同時當作泵和渦輪機，這些設備稱為泵－渦輪機。例如一座火力或核能發電廠在電力需求較低時，會把水加壓輸送到比較高的水位，然後在需求高電量的時候，讓水通過相同的旋轉機械 (以渦輪機運轉) (圖 14-113)。這樣的設備通常可利用在山區，具有天然高度差的優點，這能在不需建造水壩的情況下，獲得可觀的總水頭 (向上 300 m)。圖 14-114 為一個泵－渦輪機的照片。

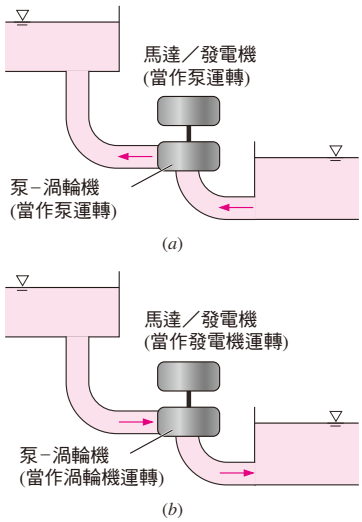



**圖 14-113**　一些發電廠使用泵－渦輪機來儲存能量：(*a*) 在需求電量較低時，水會經泵－渦輪機加壓；(*b*) 在需求電量較高時，泵－渦輪機產生電力。

要注意當在以泵運轉或渦輪機運轉時，泵－渦輪機會有較低效率的情況，除此之外，因為此旋轉機械必須被設計為可以泵或渦輪機的方式來進行運轉，所以 $\eta_{pump}$ 和 $\eta_{turbine}$ 兩者都不會比設計精良的泵和渦輪機的效率高。雖然如此，設計優良的泵－渦輪機設備之能量儲存總效率大約可在 80% 左右。

在實際上，當泵－渦輪機當作渦輪機運轉時，它的體積流率與轉速會與當它在當作泵時不同，因為渦輪機的最佳效率點不必然與泵的最佳效率點相同。但是當以泵和渦輪機運轉時，在相同的體積流率與轉速的簡單情況下，可使用式 (14-35) 與 (14-64)，比較泵的比速率與渦輪機比速率，經過一些代數計算後，

在相同的體積流率與轉速下泵－渦輪機比速率關係式：

$$N_{St} = N_{Sp}\sqrt{\eta_{turbine}}\left(\frac{H_{pump}}{H_{turbine}}\right)^{3/4} = N_{Sp}(\eta_{turbine})^{5/4}(\eta_{pump})^{3/4}\left(\frac{bhp_{pump}}{bhp_{turbine}}\right)^{3/4} \tag{14-66}$$

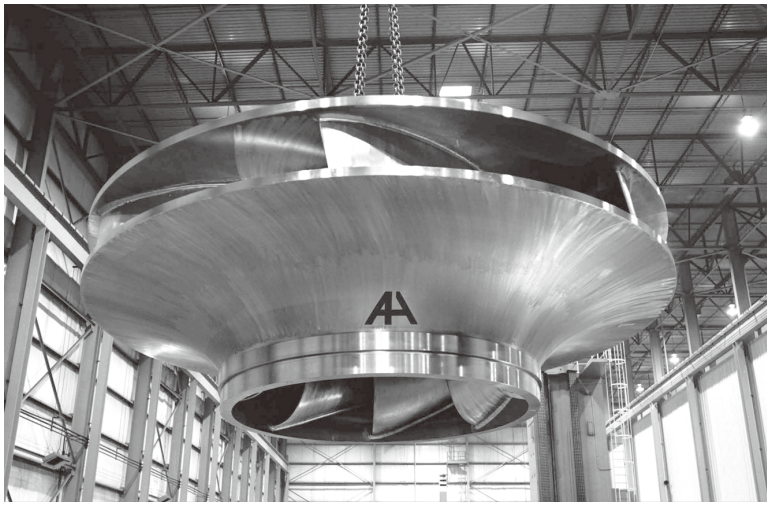


**圖 14-114**　在美國紐澤西州布萊爾斯鎮的加壓儲存站使用泵－渦輪機的動輪，有七個動輪葉片，且外徑為 5.27 m。水輪機自 221 m 的淨水頭，在 56.6 $m^3/s$ 的體積流率下以 240 rpm 的速度旋轉，並產生 112 MW 的功率。

*Courtesy of American Hydro Corporation, York, PA. Used by permission.*

之前討論一些泵比速率單位的問題，然而對於渦輪機的比速率我們也遇到同樣的問題，也就是，雖然 $N_{St}$ 定義來看是無因次參數，但是許多實務上的工程師之習性不同，故所使用的單位也會不一致，會把 $N_{St}$ 轉換成一個繁瑣的因次量。在美國，大部分的渦輪機工程師將轉速的單位寫 rpm，bhp 的單位為馬力，且 $H$ 的單位為 ft，他們通常也會忽略 $N_{St}$ 定義中的重力常數與密度 $\rho$。(假設渦輪機在地球運轉，且工作流體是水。) 其定義為

美國常用單位之渦輪機比速率：

$$N_{St,\,US} = \frac{(\dot{n},\,\text{rpm})\,(\text{bhp},\,\text{hp})^{1/2}}{(H,\,\text{ft})^{5/4}} \tag{14-67}$$

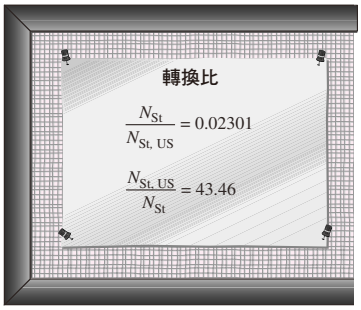



**圖 14-115** 無因次與傳統美式的渦輪機比速率之間的轉換，已知數值有 4 位有效數字。此轉換假設固定的重力加速度，工作流體為水。

在渦輪機械的文獻中，對於兩種形式渦輪機比速率之間的單位轉換有不一致之處。為了將 $N_{St,US}$ 轉換為 $N_{St}$，我們將 $N_{St,US}$ 除上 $g^{5/4}$ 和 $\rho^{1/2}$，然後利用轉換比值消去所有的單位，可知 $g = 32.174$ ft/s$^2$，假設水的密度 $\rho = 62.40$ lbm/ft$^3$。在將 $\omega$ 轉換為 rad/s 的單位之後，可得 $N_{St,US} = 0.02301 N_{St}$ 或 $N_{St} = 43.46 N_{St,US}$。但是一些人將 $\omega$ 轉換為圈數／秒，轉換會導入 $2\pi$ 的因子，即 $N_{St,US} = 0.003662 N_{St}$ 或 $N_{St} = 273.1 N_{St,US}$。前面的轉換較為常用，並示於圖 14-115。

現在使用 SI 制來計算渦輪機的比速率已經越來越流行，許多設計者也樂於選用，以同樣的方式來定義美國泵的比速率 [式 (14-36)]，SI 制不同的地方是使用單位改變 (m$^3$/s 取代 gpm，m 取代 ft)，

$$N_{St,\,SI} = \frac{(\dot{n},\,\text{rpm})(\dot{V},\,\text{m}^3/\text{s})^{1/2}}{(H,\,\text{m})^{3/4}} \tag{14-68}$$

我們稱此為容量比速率 (capacity specific speed) 來與能量比速 [式 (14-64)]，有一個優點是 $N_{St,\,SI}$ 可以更直接與泵比速率比較，這對分析泵－渦輪機是很有用的。但以 $N_{St,\,SI}$ 比較先前公佈的 $N_{St}$ 和 $N_{St,US}$，由於定義的基礎差別就比較無用。

在技術上而言，渦輪機比速率關係式可以在任何的操作條件下使用，且為 $C_P$ 的另一個函數。這不是其典型的應用，然而通常只要在渦輪機最佳效率點 (BEP) 的條件下定義出渦輪機比速率，此結果就可以表示出渦輪機特性。

渦輪機比速率是用來表示渦輪機在其最佳條件 (最佳效率點) 下運轉的特性，這對於初步選擇渦輪機的時候是很有用的。

如圖 14-116 所示，對衝擊式渦輪機來說，當 $N_{St}$ 靠近 0.15 的時候，其運轉效率最

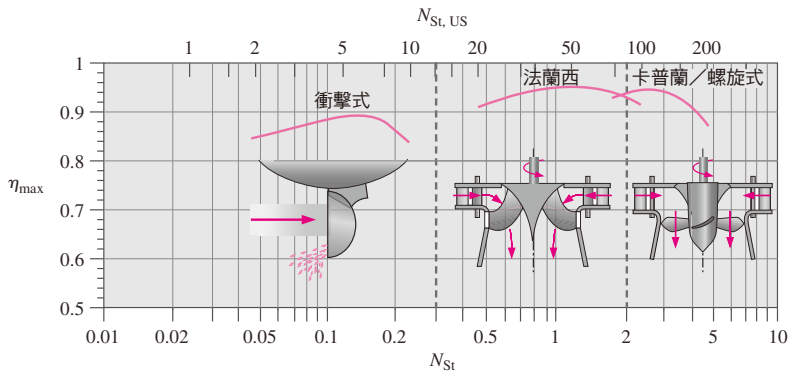



**圖 14-116**　三種主要型式的動力渦輪機以渦輪機比速率為函數的最大效率。水平軸為表示無因次的水輪機比率 ($N_{St}$) 且為美國常用單位 ($N_{St,US}$)。圖中也提供葉片型式之圖形來提供參考。

佳，而對法蘭西渦輪機與卡普蘭渦輪機或螺旋式渦輪機來說，當 $N_{St}$ 分別靠近 1 和 2.5 時，其運轉效率最佳。結果發現，當 $N_{St}$ 小於 0.3 時，最好的選擇是衝擊式渦輪機；當 $N_{St}$ 介於 0.3 和 2 之間，則法蘭西渦輪機是比較好的選擇；當 $N_{St}$ 大於 2 時，則應使用卡普蘭渦輪機。如圖 14-116 所示 $N_{St}$ 與 $N_{St,US}$ 使用之範圍。

## 例題14-16　渦輪機比速率

**試計算並比較例題 14-15 的小 (A) 與大 (B) 之兩台渦輪機的渦輪機比速率。**

**解答**：比較兩台動力相似渦輪機之渦輪機比速率。

**性質**：水在 $T = 20°C$ 之密度為 $\rho = 998.0\ kg/m^3$。

**分析**：我們計算渦輪機 A 的無因次渦輪機比速率：

$$N_{St,\,A} = \frac{\omega_A (bhp_A)^{1/2}}{\rho_A^{1/2}(gH_A)^{5/4}}$$

$$= \frac{(12.57\ rad/s)(242 \times 10^6\ W)^{1/2}}{(998.0\ kg/m^3)^{1/2}[(9.81\ m/s^2)(75.0\ m)]^{5/4}}\left(\frac{kg\cdot m/s^2}{W\cdot s}\right)^{1/2} = 1.615 \cong \mathbf{1.62}$$

與渦輪機 B 的無因次渦輪機比速率：

$$N_{St,\,B} = \frac{\omega_B (bhp_B)^{1/2}}{\rho_B^{1/2}(gH_B)^{5/4}}$$

$$= \frac{(12.57\ rad/s)(548 \times 10^6\ W)^{1/2}}{(998.0\ kg/m^3)^{1/2}\,[(9.81\ m/s^2)(104\ m)]^{5/4}}\left(\frac{kg\cdot m/s^2}{W\cdot s}\right)^{1/2}$$

$$= 1.615 \cong \mathbf{1.62}$$

我們發現這兩台渦輪機的渦輪機比速率值是相同的，為了要檢查，在圖 14-117 中使用以 $C_P$ 與 $C_H$ 表示 $N_{St}$ 之定義 [式 (14-64)] 計算 $N_{St}$ 作為檢驗，此結果是相同的 (除了進位的誤差)。最後，從圖 14-115 的轉換比值來計算以美國常用單位的渦輪機比

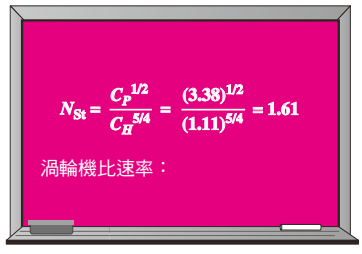



**圖 14-117**　例題 14-16 使用無因次參數 $C_P$ 和 $C_H$ 計算渦輪機比速率。(見圖 14-112 對渦輪機 A 和水輪機 B 的 $C_P$ 和 $C_H$ 值。)

速率：

$$N_{\text{St, US, A}} = N_{\text{St, US, B}} = 43.46N_{\text{St}} = (43.46)(1.615) = \mathbf{70.2}$$

**討論**：因為渦輪機 A 和 B 在一致的操作點上運轉，所以它們的渦輪機比速率值是相同的。事實上，如果它們不一樣，那就是計算中出現錯誤。從圖 14-116 可知，當渦輪機比速率為 1.6 時，最適合的選擇是法蘭西渦輪機。

## 應用聚焦燈 — 旋轉式燃料霧化器

**客座作者：Werner J. A. Dahm，密西根大學**

小型燃氣渦輪機以非常高的轉速旋轉，在允許旋轉的離心霧化器下，所產生液體燃料油滴在燃燒器中燃燒，通常這種高速運轉可達到 100,000 rpm。注意到此直徑為 10 cm 並以 30,000 rpm 旋轉的霧化器，可以提供液態燃料 490,000 m/s$^2$ 的加速度 (50,000 g)，這樣就可以使燃料完全霧化產生成為細小的液滴。

液滴的實際尺寸大小是根據流體的性質而定，包括液體與氣體的密度 $\rho_L$ 和 $\rho_G$、黏度 $\mu_L$ 和 $\mu_G$ 以及液−氣共存的表面張力 $\sigma_s$。如圖 14-118 所示，這種設計的旋轉式霧化器，其轉速為 $\omega$，在標稱半徑 $R \equiv (R_1 + R_2)/2$ 邊緣的徑向流道。因為加速度 $\omega R^2$，燃料在流入流道後會在壁面上形成一層液膜，較大的加速度會導致液膜厚度 $t$ 大約只有 10 $\mu$m。欲產生所需要的霧化性能的形狀，是可以從流道的形狀來做選擇的。對於已知形狀的流道，液滴尺寸可以根據液膜在流道出口之截面流速 $V_c \equiv R\omega$ 與液體和氣體性質得到結果。從以上敘述可以知道，要求出霧化性能總共有四個無因次參數群，液−氣密度與黏度比，$r \equiv [\rho_L/\rho_G]$ 和 $m \equiv [\mu_L/\mu_G]$，液膜韋伯數 $We_t \equiv [\rho_G V_c^2 t/\sigma_s]$ 與歐尼斯奧格數 $Oh_t \equiv [\mu_L/(\rho_L \sigma_s t)^{1/2}]$。

注意 $We_t$ 是氣體在液膜的氣體動力作用力與作用在液面上的表面張力的比值。而 $Oh_t$ 是液膜黏滯力與液膜表面張力之比值。以上表示對霧化過程中所涉及的三個主要物理效應的相對重要性：慣性、黏滯擴散與表面張力。

圖 14-119 所示，在幾種流道形狀與轉速下液體破裂結果之例子，是利用 10 ns 脈衝式雷射攝影技術觀察所得。液滴的尺寸對於歐尼斯奧格數的變化，相對的不是那麼敏感，因為對於實際的燃料霧化器來說，它的範圍在 $Oh_t \ll 1$，所以黏滯效應相對來講不是那麼重要。然而韋伯數仍然是至關重要的，因為表面張力和慣性效應會主導霧化的過程。當 $We_t$ 較小時，液體會經次臨界的破裂，即表面張力將液膜拉長成為液柱，接著破裂形成相對較大的液滴。當在超臨界值的 $We_t$ 時，薄的液膜由於空氣動力的作用力破裂而形成較細微的液滴，其大小約為

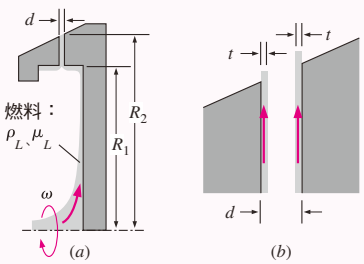



**圖 14-118** (*a*) 旋轉式燃料霧化器和 (*b*) 沿著流道壁面燃料液膜放大之圖示。

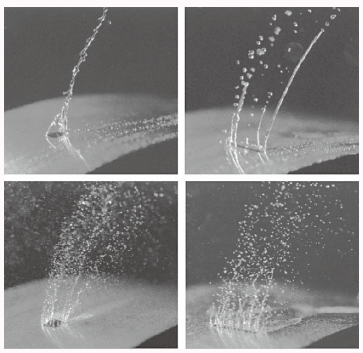


**圖 14-119** 旋轉式燃料霧化器造成液體破裂的流場可視圖，圖中表示了在相對較低 $We_t$ 數值次臨界破裂 (上圖)，此情況下的表面張力效應相對於慣性作用來說，其力量夠大足以將液體細膜拉成大的液粒；而較高 $We_t$ 數值的超臨界破裂 (下圖) 在此情況下，慣性作用力遠大於表面張力效應，所以會使液膜破裂，進而形成細微的液滴。

*Reprinted by permission of Werner J. A. Dahm, University of Michigan.*

液膜厚度 $t$。根據以上結果，使工程師能夠成功開發旋轉式燃料霧化器供實際應用。

**參考資料**

Dahm,W. J. A., Patel, P. R., and Lerg, B. H., "Visualization and Fundamental Analysis of Liquid Atomization by Fuel Slingers in Small Gas Turbines," *AIAA Paper No.2002-3183*, AIAA,Washington, DC, 2002.

## 總結

我們可以把渦輪機械分為兩類：泵和渦輪機。泵對流體增加能量之流體機械通稱。對幾種形態的泵設計 ── 正位移泵和動力泵，我們解釋能量是如何傳遞的。而渦輪機是從流體中獲取能量之流體機械，它也有幾種型式的正位移渦輪機和動力渦輪機。

對於旋轉機械的初步設計，歐拉渦輪方程式為最實用之方程式，

$$T_{\text{shaft}} = \rho\dot{V}(r_2V_{2,t} - r_1V_{1,t})$$

注意，對泵來講，入口與出口半徑分別為 $r_1$ 和 $r_2$，但對渦輪機來講，入口半徑為 $r_2$ 與出口半徑為 $r_1$。我們顯示幾個例子來說明泵和渦輪機的葉片形狀要基於所需求之流速來設計。然後使用歐拉渦輪方程式來預測旋轉機械之性能。

渦輪機械比例定律闡述了因次分析之實際應用，在設計旋轉機械時，可使用比例定律來設計與舊渦輪機為幾何相似的新渦輪機，對於泵和渦輪機來說，主要的無因次參數為水頭係數、容量係數及功率係數，以下為各個係數之定義：

$$C_H = \frac{gH}{\omega^2D^2} \qquad C_Q = \frac{\dot{V}}{\omega D^3} \qquad C_P = \frac{\text{bhp}}{\rho\omega^3D^5}$$

除此之外，我們也定義了泵效率與輪機效率，兩者為互為倒數之關係，

$$\eta_{\text{pump}} = \frac{\dot{W}_{\text{water horsepower}}}{\dot{W}_{\text{shaft}}} = \frac{\rho g\dot{V}H}{\text{bhp}}$$

$$\eta_{\text{turbine}} = \frac{\dot{W}_{\text{shaft}}}{\dot{W}_{\text{water horsepower}}} = \frac{\text{bhp}}{\rho g\dot{V}H}$$

最後，定義另外兩個有用的無因次參數，稱為泵比速率與渦輪機比速率，如下所示：

$$N_{\text{Sp}} = \frac{C_Q^{1/2}}{C_H^{3/4}} = \frac{\omega\dot{V}^{1/2}}{(gH)^{3/4}} \qquad N_{\text{St}} = \frac{C_P^{1/2}}{C_H^{5/4}} = \frac{\omega(\text{bhp})^{1/2}}{\rho^{1/2}(gH)^{5/4}}$$

這些參數對於在初步設計和選擇泵或渦輪機之類型是很有用的，最適合使用在已知的應用上。

我們討論到水力渦輪機和風力渦輪機基本的設計特色，對於後者來說，推導出功率係數的上限，將其命名為貝茲極限，

$$C_{P,\max} = 4\frac{1}{3}\left(1 - \frac{1}{3}\right)^2 = \frac{16}{27} \cong 0.5926$$

渦輪機械的設計必須要了解流體力學中幾個關鍵領域的知識，其中包含質量、能量和動量分析 (第 5 章和第 6 章)；因次分析與模型 (第 7 章)；管內流體 (第 8 章)；微分分析 (第 9 章和第10章)；與空氣動力學 (第 11 章)。除此之外，對於燃氣渦輪機與其它型式之氣體旋轉機械，需要用到可壓縮流體分析 (第 12 章)。最後，在設計高效率之旋轉機械時，計算流體力學 (第 15 章) 扮演越來越重要的角色。

## 參考資料和建議讀物


1. ASHRAE (American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers, Inc.). *ASHRAE Fundamentals Handbook*, ASHRAE, 1791 Tullie Circle, NE, Atlanta, GA, 30329; editions every four years: 1993, 1997, 2001, etc.
2. L. F. Moody. "The Propeller Type Turbine," *ASCE Trans*., 89, p. 628, 1926.
3. Earl Logan, Jr., ed. *Handbook of Turbomachinery*. New York: Marcel Dekker, Inc., 1995.
4. A. J. Glassman, ed. *Turbine Design and Application*. NASA Sp-290, NASA Scientific and Technical Information Program. Washington, DC, 1994.
5. D. Japikse and N. C. Baines. *Introduction to Turbomachinery*. Norwich, VT: Concepts ETI, Inc., and Oxford: Oxford University Press, 1994.
6. Earl Logan, Jr. *Turbomachinery: Basic Theory and Applications*, 2nd ed. New York: Marcel Dekker, Inc., 1993.
7. R. K. Turton. *Principles of Turbomachinery*, 2nd ed. London: Chapman & Hall, 1995.
8. Terry Wright. *Fluid Machinery: Application, Selection, and Design*. Boca Raton, FL: CRC Press, 2009.
9. J. F.Manwell, J. G. Mcgowan, and A. L. Rogers. *Wind energy Explained-Theory, Design, and Application*, 2nd ed. West Sussex, England: John Wiley & Sons, LTC, 2010.
10. M. L. Robinson. "The Darrieus Wind Turbine for Electrical Power Generation," J. Royal Aeronautical Society, Vol. 85, pp. 244-255, Jun 1981.


## 習題

**有 "C" 題目是觀念題，學生應儘量作答。**

### 一般問題

**14-1C** 風扇、鼓風機與壓縮機的基本差異為何？試以壓升與體積流率討論之。

**14-2C** 什麼是產生能量渦輪機械的常用名詞？吸收能量的渦輪機械的常用名詞為何？試說明此專有名詞，這些名詞是從哪個參考座標來定義的，流體或周圍環境？

**14-3C** 試討論正位移式渦輪機械與動力式渦輪機械之間的基本差異，並對泵與輪機各提出一個實例。

**14-4C** 試說明為何在旋轉參考座標的伯努利方程式中有個 "額外的" 項目。

**14-5C** 對渦輪機而言，試討論制動馬力與水馬力之間的差異，並以這些物理量定義輪機效率。

**14-6C** 對泵而言，試討論制動馬力與水馬力之間的差異，並以這些名詞定義泵效率。

**14-7**　空氣經過空氣壓縮機 (圖 P14-7) 時，其壓力 ($P_{out} > P_{in}$) 與密度 ($\rho_{out} > \rho_{in}$) 增加，在入口直徑等於出口直徑 ($D_{out} = D_{in}$) 的條件下，經過壓縮機的平均速度如何變化？特別是 $V_{out}$ 會小於、等於或大於 $V_{in}$？試說明之。(Answer: 小於)

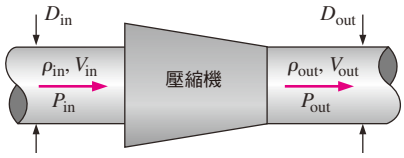



圖 P14-7

**14-8**　水通過水泵 (圖 P14-8) 時其壓力增加，假設水為不可壓縮流體，試說明在以下三種條件下，如何計算經過泵時之平均速度變化？特別是 $V_{out}$ 會小於、等於或大於 $V_{in}$？試證明此方程式並說明之。

(a) 出口直徑小於入口直徑 ($D_{out} < D_{in}$)。

(b) 出口直徑等於入口直徑 ($D_{out} = D_{in}$)。

(c) 出口直徑大於入口直徑 ($D_{out} > D_{in}$)。

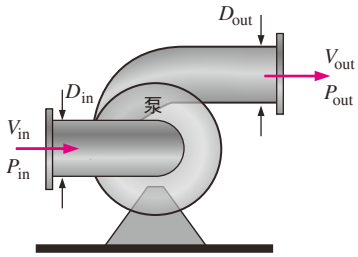



圖 P14-8

## 泵

**14-9C**　試定義淨正吸水頭與所需淨正吸水頭，並說明如何使用這兩個物理量以確保在泵之中不會發生空蝕的現象。

**14-10C**　對以下關於離心式泵的各個說明之中，試決定其敘述為對或錯，並簡單地討論你的答案。

(a) 具有徑向葉片的離心式泵之效率比後傾葉片的離心式泵之效率高。

(b) 在大部分的體積流率範圍中，具有徑向葉片的離心式泵產生的壓升比後傾葉片或前傾葉片的離心式泵產生的壓升高。

(c) 當在大部分的體積流率範圍中需要提供較大壓升時，具有前傾葉片的離心式泵為較佳的選擇。

(d) 具有前傾葉片的離心式泵比相同尺寸、具有後傾葉片或徑向葉片的離心式泵所有的葉片還少。

**14-11C**　圖 P14-11C 顯示從低的水桶加壓至較高水桶的管路系統中，放置泵的兩個可能位置。哪個位置比較好？為什麼？

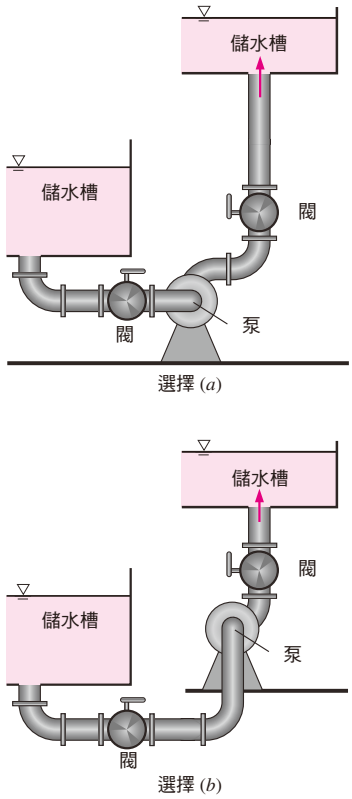



圖 P14-11C

**14-12C**　動力式泵共有三大類，試列舉並定義之。

**14-13C**　考量經過水泵的流動，對以下各個說明，試決定其敘述為對或錯，並簡單地討論你的答案。

(a) 經過泵的水流越快，則空蝕現象越可能發生。
(b) 當水溫增加時， $NPSH_{required}$ 也增加。
(c) 當水溫增加時，可用的 NPSH 也增加。
(d) 當水溫增加時，則空蝕現象越不可能發生。

**14-14C** 試寫出定義實際 (可用) 的淨正吸水頭 NPSH 的方程式，並從此方程式中討論，對相同的液體、溫度與體積流率的情形時，你可利用至少五個降低空蝕現象產生方式的可能性。

**14-15C** 考量一個典型的離心式液體加壓泵，試決定以下敘述為對或錯，並簡單地討論你的答案。
(a) 在泵的自由輸送之情形時之 $\dot{V}$ 比在其最佳效率點之 $\dot{V}$ 來得大。
(b) 在泵的關閉水頭之情形時之泵效率為 0。
(c) 在泵的最佳效率點之情況時之淨水頭為其最大值。
(d) 在泵的自由輸送情形的泵效率為 0。

**14-16C** 試說明為何將兩個 (或多個) 不類似的泵串聯或並聯通常是不明智的。

**14-17C** 考量穩定不可壓縮經過兩個相同泵 (泵 1 和 2) 的流體流動，此兩泵可能是並聯，也可能是串聯。試決定以下敘述為對或錯，並簡單地討論你的答案。
(a) 經過串聯的兩個泵時， 其體積流率等於 $\dot{V}_1 + \dot{V}_2$。
(b) 經過串聯的兩個泵時，其整體淨水頭等於 $H_1 + H_2$。
(c) 經過並聯的兩個泵時，其體積流率等於 $\dot{V}_1 + \dot{V}_2$。
(d) 經過並聯的兩個泵時，其整體淨水頭等於 $H_1 + H_2$。

**14-18C** 圖 P14-18C 顯示以體積流率或容量為函數的泵淨水頭之圖形。試於圖中標示出關閉水頭、自由輸送、泵性能曲線、系統曲線與操作點之位置。

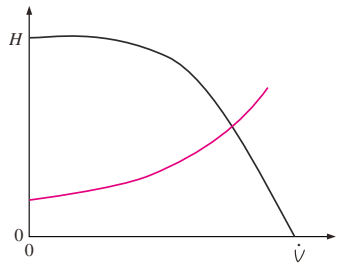



圖 P14-18C

**14-19** 假設圖 P14-18C 的泵置於兩個液面與大氣相通的水箱之間，試問哪一個水箱的自由液面較高 —— 是供給水給泵入口的水箱還是與泵出口連接的水箱液面較高？試利用兩液面之間的能量方程式證實你的答案。

**14-20** 假設圖 P14-18C 的泵置於兩個液面與大氣相通的大水箱之間，試以定性的方式說明如果出口水箱的自由液面提高時，泵性能曲線會發生什麼樣的情況。假設其它條件皆相同。系統曲線又會如何變化？操作點又會如何？在操作點的體積流率會降低、增加或維持不變？試於 $H$ 對 $\dot{V}$ 的定性圖上指出其變化，並討論之。(提示：利用泵上下游兩水箱自由液面之間的能量方程式。)

**14-21** 假設圖 P14-18C 的泵置於兩個液面與大氣相通的大水箱之間，試以定性的方式說明如果管路系統中的閥門開度從 100% 改變至 50% 時，泵性能曲線會發生什麼樣的情況。假設其它條件皆相同。系統曲線又會如何變化？操作點又會如何？在操作點的體積流率會降低、增加或維持不變？試於 $H$ 對 $\dot{V}$ 的定性圖上指出其變化，並討論之。(提示：利用泵上下游兩水箱自由液面之間的能量方程式。)
(Answer: 降低)

**14-22**　考量繪於圖 P14-22 之中的流動系統。其中的流體是水，且泵為離心式泵。試對此系統產生一個定性以泵容量為函數的泵淨水頭的圖形。在圖中標示出關閉水頭、自由輸送、泵性能曲線、系統曲線與操作點之位置。(提示：小心地考慮在體積流率為 0 的條件之所需淨水頭。)

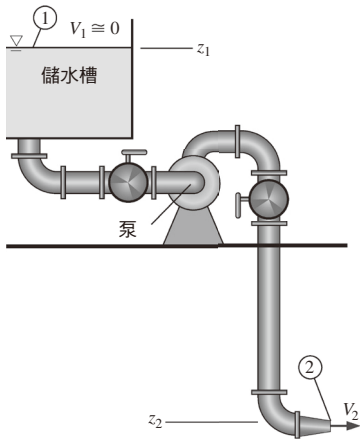



圖 P14-22

**14-23**　假設圖 P14-22 的泵在自由輸送的條件下運轉。泵上下游管線之內徑為 2.0 cm，且粗糙度幾乎為 0。與銳緣入口有關的次要損失係數為 0.5，每個閥門之次要損失係數為 2.4，且三個彎管中，每個彎管的次要損失係數為 0.90。在出口的管徑縮小為原管徑之 0.60 倍，而且縮小部分的次要損失係數為 0.15，注意此次要損失係數是基於出口的平均速度，而非經過管線本身的平均速度。管線的總長度為 8.75 m，且高度差為 $(z_1 - z_2) = 4.6$ m。試估算經過此管線系統的體積流率。(Answer: 34.4 Lpm)

**14-24**　重複習題 14-23，但用較粗糙的管線 —— 管粗糙度 $\varepsilon = 0.12$ mm，假設使用修正過的泵，使新的泵在其自由輸送條件下運轉，就像習題 14-23 一樣。假設所有其它的因次與參數都與上題一樣。你的結果與直覺一致嗎？試說明之。

**14-25**　考慮圖 P14-22 的管線系統，所有的尺寸、參數、次要損失係數等都與習題 14-23 相同。泵的性能曲線之形狀為拋物線，$H_{available} = H_0 - a\dot{V}^2$，其中 $H_0 = 19.8$ m 為泵之關閉水頭且 $a = 0.00426$ m/(Lpm)$^2$ 為曲線趨勢係數。試估算以 Lpm 為單位的操作體積流率 $\dot{V}$，並與習題 14-23 的結果比較，並討論之。

**14-26**　重做習題 14-25，使管粗糙度 = 0.12 mm 而不是光滑管。與光滑管作比較，並討論結果與你直覺判斷相同嗎？

**14-27**　一個離心式泵對 22°C 水的性能數據列於表 P14-27 之中。(a) 對每一列的數據，試計算泵的效率，顯示所有單位與單位換算。(b) 試估算在泵的 BEP 時的體積流率 (Lpm) 與淨水頭 (m)。

表 P14-27

| $\dot{V}$，Lpm | $H$，m | bhp，W |
|---|---|---|
| 0.0 | 47.5 | 133 |
| 6.0 | 46.2 | 142 |
| 12.0 | 42.5 | 153 |
| 18.0 | 36.2 | 164 |
| 24.0 | 26.2 | 172 |
| 30.0 | 15.0 | 174 |
| 36.0 | 0.0 | 174 |

**14-28**　對習題 14-27 的離心水泵，只用符號 (無線條) 繪出泵的性能數據：畫出 $H$ (m)、bhp (W) 與 $\eta_{pump}$ (%) 三者與 $\dot{V}$ (Lpm) 的函數關係。對三個參數進行線性最小平方的多項式曲線擬合，並在相同的圖中，以線條畫出配合曲線 (無符號)。為了一致的緣故，對以 $\dot{V}^2$ 為函數的 $H$ 使用一階曲線擬合，對以 $\dot{V}$ 和 $\dot{V}^2$ 為函數的 bhp 使用二階曲線擬合，對以 $\dot{V}$、$\dot{V}^2$ 和 $\dot{V}^3$ 為函數的 $\eta_{pump}$ 使用三階曲線擬合。試列出所有曲線擬合方程式與係數。根據曲線擬合公式計算泵之 BEP。

**14-29** 假設在一個管線系統中，使用習題 14-27 和 14-28 的泵。此管線系統之需求為 $H_{\text{required}} = (z_2 - z_1) + b\dot{V}^2$，其中高度差 $z_2 - z_1 = 21.7$ m，且係數 $b = 0.0185$ m/(Lpm)$^2$。試計算此系統的操作點，即 $\dot{V}_{\text{operating}}$ (Lpm) 與 $H_{\text{operating}}$ (ft)。

**14-30** 假設你欲採購一個泵，其性能數據如表 P14-30 所示。你的上司要求更多有關泵的資訊，(a) 試計算泵的關閉水頭 $H_0$ 與自由輸送情況的體積流率 $\dot{V}_{\max}$。[提示：對 $H_{\text{available}}$ 與 $\dot{V}^2$ 的函數關係進行最小平方曲線擬合 (迴歸分析)，計算由表 P14-30 之數據轉換為拋物線公式，$H_{\text{available}} = H_0 - a\dot{V}^2$，於最佳擬合時的 $H_0$ 與 $a$ 之係數值。從這些算出之係數估計泵的自由輸送流量。] (b) 實際應用時，經過泵產生 40 kPa 之壓升時，其流率為 57.0 Lpm。試問此泵的能力是否符合需求？請解釋。

**表 P14-30**

| $\dot{V}$，Lpm | $H$，m |
|---|---|
| 20 | 21 |
| 30 | 18.4 |
| 40 | 14 |
| 50 | 7.6 |

**14-31** 一個水泵的性能數據遵循曲線擬合式，$H_{\text{available}} = H_0 - a\dot{V}^2$，其中關閉水頭 $H_0 = 7.46$ m，且係數 $a = 0.0453$ m/(Lpm)$^2$。泵水頭 $H$ 的單位以公尺表示，且 $\dot{V}$ 的單位以公升／分 (Lpm) 表示。此泵是用來將水從大型蓄水池中加壓至更高水位的大型蓄水池裡。兩個蓄水池的液面都曝露於大氣之下，系統曲線可簡化為 $H_{\text{required}} = (z_2 - z_1) + b\dot{V}^2$，其中 $z_2 - z_1 = 3.52$ m，且係數 $b = 0.0261$ m/(Lpm)$^2$，試計算以適當單位表示泵之操作點 ($\dot{V}_{\text{operating}}$ 與 $H_{\text{operating}}$) (分別為 Lpm 與 m)。(Answer: 7.43 Lpm, 4.96 m)

**14-32** 於當前的應用，習題 14-31 的流量不適用。需求至少為 9 Lpm，重複習題 14-31 需求一更大的馬力的泵滿足 $H_0 = 8.13$ m 及 $a = 0.0297$ m/(Lpm)$^2$。試計算改善後之流量百分比與原來的泵比較。此泵可以輸送該需求之流量嗎？

**14-33** 一個小型泵的製造商對其一系列的泵，以拋物線趨勢，$H_{\text{available}} = H_0 - a\dot{V}^2$，列出泵的性能數據。其中 $H_0$ 為關閉水頭，且 $a$ 為係數。對此系列的泵在表中列出 $H_0$、$a$ 和泵之自由輸送流量。泵水頭的單位以 m 水柱高表示，且容量以 Lpm 表示。(a) 係數 $a$ 的單位為何？(b) 試推導以 $H_0$ 和 $a$ 表示 $\dot{V}_{\max}$ 的公式。(c) 假設製造商有一個泵是用來將水從大型蓄水池中加壓至更高水位的蓄水池裡。兩個蓄水池的液面都曝露於大氣之下，系統曲線可簡化為 $H_{\text{required}} = (z_2 - z_1) + b\dot{V}^2$，試計算以 $H_0$、$a$、$b$ 與高度差 $z_2 - z_1$ 表示的泵之操作點 ($\dot{V}_{\text{operating}}$ 與 $H_{\text{operating}}$)。

**14-34** 一泵是用來將水從大型蓄水池中加壓至更高水位的大型蓄水池裡。兩個蓄水池的液面都曝露於大氣之下，如圖 P14-34 所示，圖中提供尺寸與次要損失係數。泵性能可由公式 $H_{\text{available}} = H_0 - a\dot{V}^2$ 來近似，其中關閉水頭 $H_0 = 40$ m 水柱高，且係數 $a = 0.053$ m/Lpm$^2$。可用的泵水頭 $H_{\text{available}}$ 的單位以 m 水柱高表示，且容量以加 Lpm 表示。試計算由泵所輸送的容量。(Answer: 24.7 Lpm)

$z_2 - z_1 = 6.7$ m (高度差)
$D = 3.0$ cm (管徑)
$K_{L,\text{ entrance}} = 0.50$ (管入口)
$K_{L,\text{ valve 1}} = 2.0$ (閥門 1)
$K_{L,\text{ valve 2}} = 6.8$ (閥門 2)
$K_{L,\text{ elbow}} = 0.34$ (每個彎管一共三個)
$K_{L,\text{ exit}} = 0.50$ (管出口)
$L = 40$ m (總管長)
$\varepsilon = 0.0028$ cm (管粗糙高度)

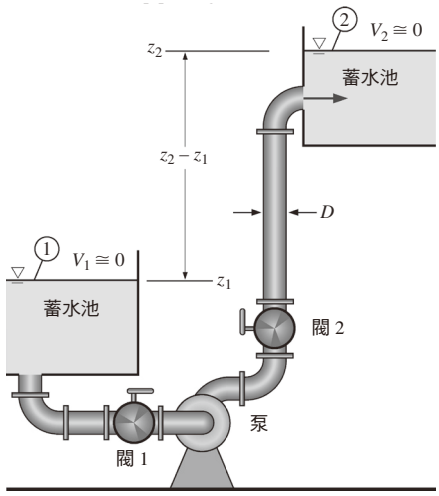



圖 P14-34

**14-35**　對習題 14-34 的泵與管線系統，試繪出以體積流率 $\dot{V}$ (Lpm) 為函數的所需泵水頭 $H_{\text{required}}$ (m 水柱高)。在相同的圖中比較可用的泵水頭 $H_{\text{available}}$ 與 $\dot{V}$，並標示出操作點，試討論之。

**14-36**　假設習題 14-34 的兩個蓄水池在水平位置再遠離 300 m，但是高度差仍相同。其它所有的常數與參數都和習題 14-34 一樣，除了管線長為 340 m，而不是 40 m。試計算此情況下的體積流率並與習題 14-34 的結果比較討論。

**14-37**　保羅知道在習題 14-34 所使用的泵並非十分配合此系統，原因是其關閉水頭 (40 m) 比所需淨水頭 (小於 10 m) 大許多，且其容量相當低。也就是說，此泵是針對高水頭、低容量應用設計的，可是目前應用的水頭很低，需要較高的容量。保羅嘗試說服上司使用較便宜的泵，其關閉水頭較低，但是自由輸送的體積流率較高，這樣可使得兩個蓄水池之間的體積流率明顯增加。所以保羅從網路的線上型錄中尋找，並發現在表 P14-37 所示的性能數據。如果將新的泵取代現有的泵，上司要求他預估兩個蓄水池之間的體積流率。(a) 對 $H_{\text{available}}$ 與 $\dot{V}^2$ 曲線進行最小平方曲線擬合 (迴歸分析)，計算由表 P14-37 之數據轉換為拋物線的公式，$H_{\text{available}} = H_0 - a\dot{V}^2$，於最佳擬合時的 $H_0$ 與 $a$ 之係數值。將數據以符號表示，曲線趨勢以線條表示，繪圖比較之；(b) 如果用新的泵取代現有的泵，其它條件皆同，試計算新型泵之操作體積流率。將結果與習題14-34 之結果比較並討論之，保羅是對的嗎？(c) 繪出以體積流率為函數的所需淨水頭與可用淨水頭之圖形，並於圖中指出操作點之位置。

表 P14-37

| $\dot{V}$，Lpm | $H$，m |
|---|---|
| 0 | 11.4 |
| 15 | 11.1 |
| 30 | 10.2 |
| 45 | 8.7 |
| 60 | 6.3 |
| 75 | 3.6 |
| 90 | 0 |

**14-38**　一泵是用來將水從大型蓄水池中加壓至更高水位的大型蓄水池裡。兩個蓄水池的液面都曝露於大氣之下，如圖 P14-38 所示，圖中提供尺寸與次要損失係數。泵性能可由公式 $H_{\text{available}} = H_0 - a\dot{V}^2$ 來近似，其中關閉水頭 $H_0 = 24.4$ m 水柱高，且係數 $a = 0.0678$ m/(Lpm)$^2$。可用的泵水頭 $H_{\text{available}}$ 的單位以 m 水柱高表示，且容量以 Lpm 表示。試計算由泵所輸送的容量。(Answer: 11.6 Lpm)

$z_2 - z_1 = 7.85$ m(高度差)
$D = 2.03$ cm(管徑)
$K_{L,\text{ entrance}} = 0.50$ (管入口)
$K_{L,\text{ valve1}} = 17.5$ (閥門1)
$K_{L,\text{ elbow}} = 0.92$ (每個彎管一共五個)
$K_{L,\text{ exit}} = 1.05$ (管出口)
$L = 176.5$ m (總管長)
$\varepsilon = 0.25$ cm (管粗糙高度)

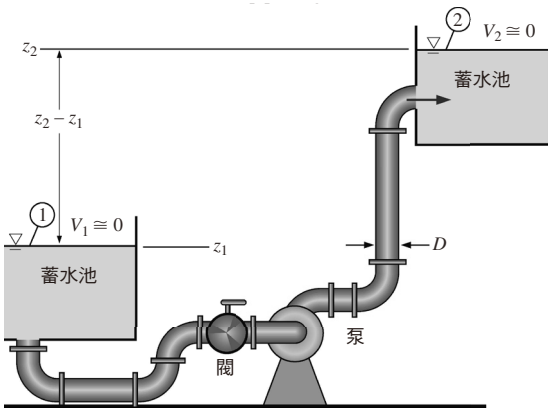



圖 P14-38

**14-39** 對習題 14-38 的泵與管線系統，試繪出以體積流率 $\dot{V}$ (Lpm) 為函數的所需泵水頭 $H_{\text{required}}$ (m 水柱高)。在相同的圖中比較可用的泵水頭 $H_{\text{abailable}}$ 與 $\dot{V}$，並標出操作點，試討論之。

**14-40** 假設習題 14-38 的入口蓄水池的高度提高 3.0 m，使得 $z_2 - z_1 = 10.85$ m 。其它所有的常數與參數都和習題 14-38 一樣，除了高度差之外。試計算此情況下的體積流率，並與習題 14-38 的結果比較討論。

**14-41** 艾波爾的上司要求她在習題 14-38 的管線系統中換一個可增加體積流率的泵，使體積流率可增加兩倍或更大。艾波爾從網路的線上型錄中尋找，並發現在表 P14-41 所示的性能數據。所有的因次與參數都與習題 14-41 相同 —— 只有改變泵。(a) 對 $H_{\text{available}}$ 與 $\dot{V}^2$ 曲線進行最小平方曲線擬合 (迴歸分析)，並計算由表 P14-41 之數據轉換為拋物線公式，$H_{\text{available}} = H_0 - a\dot{V}^2$，於最佳擬合時 $H_0$ 與 $a$ 之係數值。將數據以符號表示，曲線趨勢以線條表示繪圖比較之。(b) 如果用新的泵取代現有的泵，其它條件皆同，試利用 (a) 所得出的公式計算新型泵之操作體積流率。與習題 14-38 之結果比較並討論之，艾波爾是對的嗎？(c) 繪出以體積流率為函數的所需淨水頭與可用淨水頭之圖形，並於圖中指出操作點之位置。

表 P14-41

| $\dot{V}$，Lpm | $H$，m |
|---|---|
| 0 | 46.5 |
| 5 | 46 |
| 10 | 42 |
| 15 | 37 |
| 20 | 29 |
| 25 | 16.5 |
| 30 | 0 |

**14-42** 重做習題 14-38，但是管線之直徑加倍，其餘條件則維持一樣，試計算兩個蓄水池之間的體積流率並討論之。

**14-43** 比較習題 14-38 與 14-42 之結果，當管線直徑加倍時，體積流率如預期地增加，也會預期雷諾數可能增加，是這樣嗎？試解釋。

**14-44** 重做習題 14-38，但是忽略所有的次要損失。試與習題 14-38 的結果比較，在此問題中次要損失是否重要？試討論之。

**14-45** 考量習題 14-38 泵與管線系統。假設低水位的蓄水池非常大，且其液面水位不變。但是高水位的蓄水池不大，所以當水池蓄水時，水位會慢慢地升高。試繪出以 $z_2 - z_1$ 為函數的體積流率 $\dot{V}$ (Lpm) 曲線，$z_2 - z_1$ 的範圍從 0 到泵對水停止加壓的值為止。試問泵對水停止加壓之 $z_2 - z_1$ 值為何？此曲線是否為線性的？為何如此？如果 $z_2 - z_1$ 比此值大時會如何？試解釋之。

**14-46** 一個局部的通風系統 (排氣罩和管路系統) 是用來移除製藥實驗室所產生的污染物 (圖 P14-46)。管路的內徑 (ID) 為 $D = 150$ mm，其平均粗糙度為 0.15 mm，且總長為 $L = 24.5$m。沿著管路有三處彎管，每個彎管的次要損失係數為 0.21，排氣罩製造商的文獻中列出基於管中流

速，排氣罩的入口損失係數為 3.3。當節風門全開時，其損失係數為 1.8。經過 90° 的 T 形接頭的次要損失為 0.36，最後裝置一個單向閥以防止污染物從排氣罩回流至室內。單向閥 (打開) 之次要損失係數為 6.6，風扇之性能數據符合拋物線之型式 $H_{available} = H_0 - a\dot{V}^2$，其中關閉水頭 $H_0 = 60.0$ mm 水柱高，係數 $a = 2.50 \times 10^{-7}$ mm 水柱高/(Lpm)$^2$。可用的泵水頭 $H_{available}$ 的單位以 mm 水柱高表示，且容量 $\dot{V}$ 以空氣之 Lpm 表示。試計算通常此通風系統以 Lpm 表示的體積流率。 (Answer: 7090 Lpm)

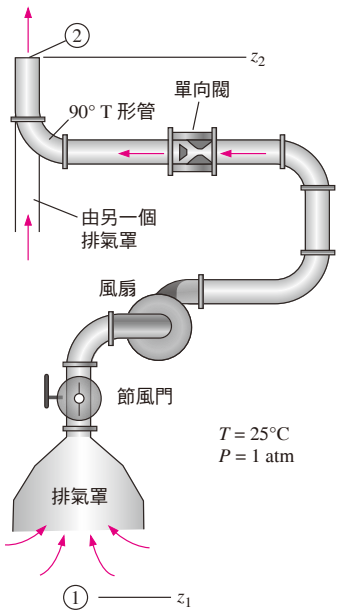



圖 P14-46

**14-47** 對習題14-46 的管路系統，試繪出以體積流率 $\dot{V}$ (Lpm) 為函數的所需風扇水頭 $H_{required}$ (mm 水柱高)。在相同的圖中比較可用的風扇水頭 $H_{available}$ 與 $\dot{V}$，並標出操作點，試討論之。

**14-48** 重做習題 14-46，忽略所有的次要損失，試問此在此問題中，次要損失之重要性如何？試討論之。

**14-49** 假設圖 P14-46 之中的單向閥由於銹蝕失效，卡在完全關閉的位置 (沒有空氣可通過)。當風扇啟動，且其它所有的條件與習題 14-46 的條件一樣時，試計算風扇正下游處之錶壓以 Pa 和 mm 水柱高為單位。重複此問題，但位於單向閥的正上游處。

**14-50** 一個局部的通風系統 (排氣罩和管路系統是用來移除空氣與焊接所產生的污染物) (圖 P14-50)。管路的內徑 (ID) 為 $D = 23$ cm，其平均粗糙度為 0.015 cm，且總長為 $L = 10.4$ m。沿著管路有三處彎管，每個彎管的次要損失係數為 0.21，排氣罩製造商的文獻中列出基於管中流速，排氣罩的入口損失係數為 4.6。當節風門全開時，其損失係數為 1.8。現使用一個入口直徑為 22.9 cm 的葉片離心式風扇，其性能數據符合拋物線之型式 $H_{available} = H_0 - a\dot{V}^2$，其中關閉水頭 $H_0 = 5.8$ cm 水柱高，係數 $a = 96.9$ cm 水柱高/(m$^3$/s)$^2$。可用的泵水頭 $H_{available}$ 的單位以 cm 水柱高表示，且容量 $\dot{V}$ 以標準 m$^3$/s (水溫 25°C) 表

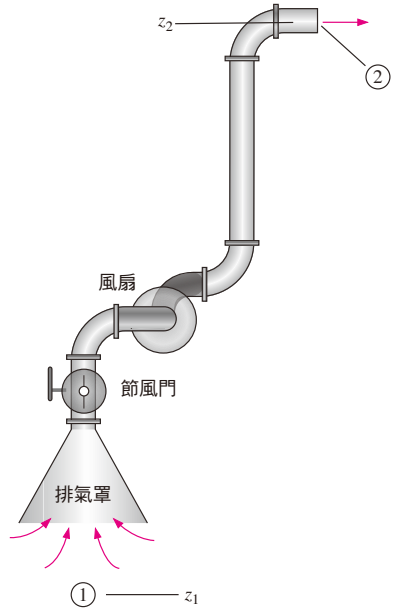



圖 P14-50

示。試計算通常此通風系統以 $m^3/s$ 表示的體積流率。(Answer: 0.212 $m^3/s$)

**14-51** 對習題 14-50 的管路系統與風扇，將節風門部分關閉，以減少體積流率。所有其它條件都不改變，當體積流率減半時，試計算節風門的次要損失係數。

**14-52** 重做習題 14-50，忽略所有的次要損失，試問此在此問題中，次要損失之重要性如何？試討論之。

**14-53** 使用一個自動吸入的離心式泵對水溫 25°C，水位高於泵入口中心線以上 2.2 m 蓄水池中的水加壓 (圖 P14-53)。管路系統為內徑 24.0 mm 的 PVC 管，並忽略內部平均粗糙高度。從浸入水中的位置到泵的入口處之管長共 2.8 m，從管路的入口到泵的入口只有兩個次要損失：一個銳緣凹入的入口 ($K_L = 0.85$) 和一個凸緣的平滑 90° 普通肘管 ($K_L = 0.3$)。泵的所需淨正吸水頭則由製造商提供之曲線提供：$NPSH_{required} = 2.2\ m + (0.0013\ m/Lpm^2)\dot{V}^2$，其中體積流率的單位為 Lpm。試計算不發生空蝕現象時可加壓之最大體積流率 (單位為 Lpm)。

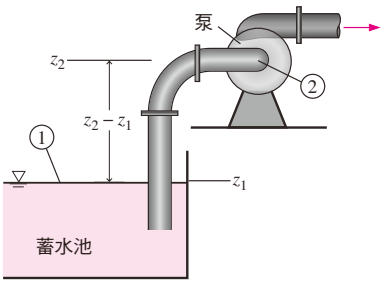



圖 P14-53

**14-54** 重做習題 14-53，但是水溫為 80°C ，試討論之。

**14-55** 重做習題14-53，但是管線之直徑加倍，其餘條件則相同，試問利用較大管徑之管路發生空蝕之體積流率會增加或減少？試討論之。

**14-56** 圖 P14-56 的兩瓣旋轉式泵，每個葉瓣體積 $\dot{V}_{lobe}$ 輸送 0.42 L 的煤漿。試於 $\dot{n} = 175$ rpm 時，計算煤漿的體積流率 (以 Lpm 為單位)。(Answer: 294 Lpm)

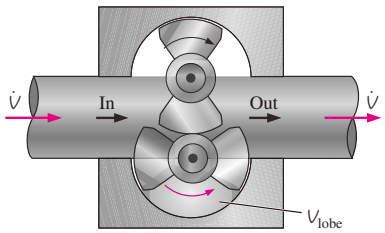



圖 P14-56

**14-57** 重做習題 14-56，但是泵的轉子上則具有三瓣而不是二瓣，且 $\dot{V}_{lobe} = 0.312$ L。

**14-58** 一個兩瓣旋轉排量式泵，類似於圖 14-30 的泵，在每個葉瓣體積 $\dot{V}_{lobe}$ 輸送 3.64 $cm^3$ 的番茄醬。試於 $\dot{n} = 336$ rpm 時，計算番茄醬的體積流率。

**14-59** 考量圖 14-26*c* 的齒輪泵，假設兩齒之間包含流體的體積為 0.350 $cm^3$，試問每轉一圈所加壓流體之體積為多少？
(Answer: 9.80 $cm^3$)

**14-60** 在 $\dot{n} = 750$ rpm 旋轉的離心式泵，水進入動輪時垂直於葉片 ($\alpha_1 = 0°$)，並以偏離徑向方向 35° 的角度離開 ($\alpha_2 = 35°$)。入口半徑為 $r_1 = 12.0$ cm，且此處之葉片寬度為 $b_1 = 18.0$ cm。出口半徑為 $r_2 = 24.0$ cm，且此處之葉片寬度為 $b_2 = 14.0$ cm。體積流率為 0.573 $m^3/s$。假設效率為 100%，試計算此泵所產生以 cm 水柱高所表示之淨水頭，同時計算以 W 表示的所需制動馬力。

**14-61** 假設習題 14-60 的泵有逆渦旋在入口處使角度 $\alpha_1 = 7°$。計算淨水頭以及所需制動馬力並與習題 14-60 比較討論。尤其是，角度 $\alpha$ 在離心式泵設計中撞擊葉片的流

體是否為關鍵參數嗎?

**14-62** 假設習題 14-60 的泵有逆渦旋在入口處使角度 $\alpha_1 = -10°$。計算淨水頭及所需制動馬力，並與習題 14-60 比較討論。尤其是，流體撞擊葉片的角度 $\alpha$ 在離心式泵設計中是否為關鍵參數？少許的逆渦旋會增加或減少泵的淨水頭嗎？換句話說，它是否有好處？注意，這裡忽略損失。

**14-63** 設計定子葉片置於轉子葉片上游的導葉軸流式風扇 (圖 P14-63)。為了降低成本，定子與轉子的葉片以金屬板製作。定子葉片是簡單的圓弧，其前緣與軸向對齊，而其後緣角則如圖與軸向呈 $\beta_{st} = 26.6°$。(下標表示定子後緣。) 定子葉片共有 18 片。在設計條件下，經過葉片的軸流速度為 31.4 m/s，且動輪以 1800 rpm 之轉速旋轉。在半徑 0.50 m 處，試計算定子葉片的前緣角與後緣角，並繪出葉片的形狀。轉子葉片應該有幾片？

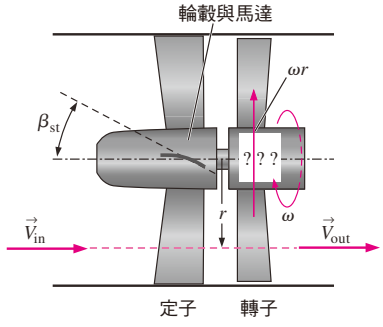



圖 P14-63

**14-64** 兩個串聯的水泵，此兩泵之性能數據遵照拋物線之趨勢：$H_{available} = H_0 - a\dot{V}^2$。對泵 1 而言，$H_0 = 6.30$ m，係數 $a = 0.0633$ m/Lpm$^2$；對泵 2 而言，$H_0 = 9.25$ m，係數 $a = 0.0472$ m/Lpm$^2$。泵的淨水頭 $H$ 之單位為 m，容量 $\dot{V}$ 之單位為 Lpm。試計算此兩個串聯泵的組合關閉水頭與自由輸送體積流率。在哪個體積流率之下應關閉泵 1 並旁通之？試說明之。(Answer: 15.6m, 14.0 Lpm, 10.0 Lpm)

**14-65** 與習題14-64 相同的兩個泵並聯運轉。試計算此兩個並聯泵的組合關閉水頭與自由輸送體積流率。在哪個體積流率之下應關閉泵 1 並旁通之？試說明之。

## 渦輪機

**14-66C** 什麼是尾水管？其目的為何？說明一下如果旋轉機械的設計師並未注意到設計尾水管的結果。

**14-67C** 說出並描述動力式水輪機兩種基本型式之間的差異。

**14-68C** 討論在反動式水輪機中逆渦旋的意義，並說明為何需要一些逆渦旋產生。使用一個方程式支持你的答案。為什麼有太多的逆渦旋是不明智的？

**14-69C** 用兩個以上的理由說明為何通常渦輪機的效率比泵的效率高。

**14-70C** 簡單地討論動力式泵與反動式渦輪機分為離心式、徑向式、混流式或軸流式的主要差異。

**14-71** 一個水力發電廠有 14 台相同的法蘭西渦輪機，從水庫到尾水路的總水頭為 284 m，且通過每台渦輪機的體積流率為 13.6 m$^3$/s。水溫在 25°C，有關的效率為：$\eta_{turbine} = 95.9\%$，$\eta_{generator} = 94.2\%$ 與 $\eta_{other} = 95.6\%$，其中 $\eta_{other}$ 考慮到所有其它的機械能損失。試估算從這個發電廠所產生以 MW 表示的電力。

**14-72** 使用一台佩爾頓水輪機來產生電力。水輪平均半徑為 1.83 m，且噴嘴出口直徑為 10.0 cm，噴流速度為 102 m/s。輪葉的轉向角 $\beta = 165°$。(a) 試計算經過水輪機以 m$^3$/s 表示的體積流率。(b) 水輪的最佳轉速 (以 rpm 為單位) 為多少 (對最大的功率而言)？(c) 如果水輪機的效率 82%，試計算 MW 表示的輸出軸功率。(Answer: (a)

0.801 $m^3/s$, (b) 266 rpm, (c) 3.35 MW)

**14-73** 某些工程師正在評估一個小型水力發電場位置的可能性。在某個位置，總水頭為 340 m，而且估計水通過每個水輪機的體積流率為 0.95 $m^3/s$，試計算每台水輪機所產生以 MW 表示的理想功率。

**14-74** 試證明對已知噴流速度、體積流率、轉向角與水輪半徑時，在水輪機輪葉以噴流速度的一半速度移動時，由佩爾頓水輪機所產生的軸功率為最大值。

**14-75** 風 ($\rho = 1.204$ kg/$m^3$) 吹過一 HAWT 風力輪機，輪機直徑 45.0 m。齒輪箱和發電機的組合效率為 88%。(a) 若實際功率因數為 0.42，當風速在 7.8 m/s 時，計算其電能生產量。(b) 使用貝茲極限重做 (a) 小題，估算在相同齒輪箱和發電機的組合效率下作比較。

**14-76** 欲設計一台法蘭西徑流式水輪機，具有以下尺寸：$r_2 = 2.00$ m、$r_1 = 1.42$ m、$b_2 = 0.731$ m、$b_1 = 2.20$ m。動輪以 $\dot{n} = 180$ rpm 的轉速旋轉，導水葉在動輪入口處將水流轉向偏離徑向，角度為 $\alpha_2 = 30°$，且水流於動輪出口處偏離徑向，角度為 $\alpha_1 = 10°$ (圖 P14-76)。設計條件之體積流率為 340 $m^3/s$，且水壩提供的總水頭 $H_{gross} = 90.0$ m。對初步的設計來說，可忽略不可逆損失。試分別計算動輪葉片入口與出口角度 $\beta_2$ 與 $\beta_1$，以及預估輸出功率 (MW) 與所需淨水頭 (m)。此設計可行嗎？

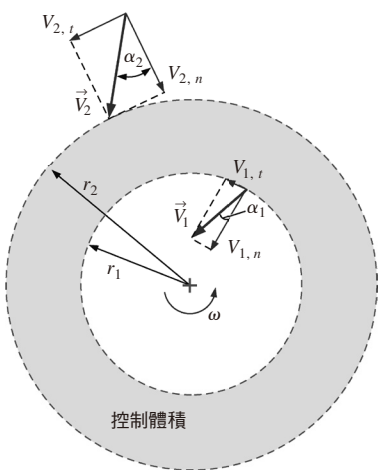



圖 P14-76

**14-77** 重複習題 14-76，使用 EES (或其它) 軟體，探討動輪出口角度 $\alpha_1$ 對所需淨水頭與輸出功率之影響，令動輪出口角度從 −20° 變化至 20°，每次增加 1°，試繪製你的結果。求出 $\alpha_1$ 避免流體流動違反熱力學定律的可能最小值。

**14-78** 一台法蘭西徑流式水輪機具有以下尺寸，其中位置 2 表示入口；位置 1 表示出口：$r_2 = 2.00$ m、$r_1 = 1.30$ m、$b_2 = 0.85$ m、$b_1 = 2.10$ m。動輪葉片角度 $\beta_2 = 71.4°$ 與 $\beta_1 = 15.3°$。動輪以 $\dot{n} = 160$ rpm 的轉速旋轉，設計條件之體積流率為 80.0 $m^3/s$，對初步的設計來說，可忽略不可逆損失。試計算導水葉在動輪入口處將水流轉向偏離徑向的角度 $\alpha_2$ (圖 14-76)，並計算於動輪出口處偏離徑向之渦旋角度 $\alpha_1$ (圖 14-76)。此水輪機具有正渦旋或逆渦旋？並預估輸出功率 (MW) 與所需淨水頭 (m)。

**14-79** 設計一台簡單的單級軸流式輪機利用水通過管中流動來產生動力 (圖 P14-79)。我們將定子和轉子視為一樣薄 (彎曲金屬片)。共有 16 片定子葉片，其 $\beta_{sl} = 0°$ 及 $\beta_{st} = 50.3°$，下標 “sl” 及 “st” 分別表示定子前沿和定子後緣。在設計條件下，經過葉片的軸流速度為 8.31 m/s，且動輪以 360 rpm 之轉速旋轉，希望的情況是在輪機下游沒有渦流產生。在半徑 0.324 m 處，試計算定子葉片的前緣角 $\beta_{rl}$ 與後緣角 $\beta_{rt}$，並繪出葉片的形狀。轉子葉片應該有幾片？

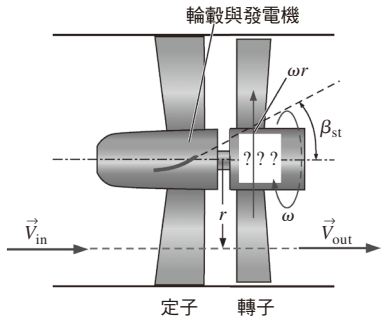



圖 P14-79

**14-80** 在風力輪機小節中，推導一用於風力輪機的理想功率係數 $C_P = 4a(1-a)^2$。證明最大可能功率係數發生在當 $a = 1/3$ 時。

**14-81** 設計一個水力發電廠，從水庫到尾水道的總水頭為 262 m，且 10°C 的水經過每個水輪機的體積流率為 717 $m^3$/min，共有 10 台相同並聯的水輪機，每台水輪機效率為 96.3%，且所有其它的機械能損失 (通過引水管等) 預估減少輸出的 3.6%。發電機本身則具有 93.9% 之效率，試估算從這個發電廠所產生以 MW 表示的電力。

**14-82** 在一個風力發電場的一個建議的 HAWT 風力機之平均風速為 12.5 m/s，每一風力輪機之預測的功率係數為 0.41，齒輪箱和發電機的組合效率為 92%。當風速為 12.5 m/s 時，每一風力輪機必須產生 2.5 MW 的電力。(a) 計算每一渦輪機盤所需之直徑。取平均空氣密度 $\rho = 1.2$ kg/$m^3$。(b) 若風場配置 30 個這種風力輪機，且此一地區的每個家庭約消耗 1.5 kW 的電力，估計風力發電場可以供電給多少家庭。假設配電線路的效率為 96%。

## 泵與輪機之比例定律

**14-83C** 泵比速率與渦輪機比速率對泵與渦輪機來說，在比例定律中是不需要的 “額外的” 參數。說明它們的目的。

**14-84C** 決定以下敘述是對或錯，並簡單地討論你的答案：

(a) 如果將泵轉速加倍，所有其它的參數維持相同，則泵的容量隨之增加為二倍。

(b) 如果將泵轉速加倍，所有其它的參數維持相同，則泵的淨水頭隨之增加為二倍。

(c) 如果將泵轉速加倍，所有其它的參數維持相同，則泵的所需軸功率隨之增加為四倍。

(d) 如果將渦輪機轉速加倍，所有其它的參數維持相同，則渦輪機的輸出軸功率隨之增加為八倍。

**14-85C** 對於泵討論哪一種無因次性能參數為一般被用來當作獨立參數。若以輪機取代泵，重複回答此題，試說明之。

**14-86C** 在字典中尋找相似 (affinity) 這個詞。為什麼一些工程師稱渦輪機械的比例定律為相似定律？

**14-87** 考量習題 14-46 的風扇，風扇的直徑為 30.0 cm，並以 $\dot{n} = 600$ rpm 之轉速運轉。將泵性能曲線無因次化，繪出 $C_H$ 相對於 $C_Q$ 的曲線。寫出在 $\dot{V} = 13{,}600$ Lpm 時，$C_H$ 與 $C_Q$ 之計算範例。

**14-88** 針對習題 14-46 和 14-87 的風扇，計算在其最佳效率點之風扇比速率，假設最佳效率點 (BEP) 發生在 13,600 Lpm 的情況。試以無因次與美國常用單位表示答案。這是何種型式的風扇呢？

**14-89** 計算例題 14-11 的泵，在其最佳效率點之泵比速率。試以無因次與美國常用單位表示答案。這是何種型式的泵呢？

**14-90** 主管要求嵐設計一個水族箱使用的小型水泵。泵在其最佳效率點時，於 1.5 m 的淨水頭下應輸送 14.0 Lpm 的水，可運用一個轉速為 1200 rpm 的馬達。嵐應該設

計哪一型的泵 (離心式、混流式或軸流式) 呢？利用你所有的計算證明你的選擇，並估計嵐希望此泵所能達到最大泵效率。(Answer: 離心式, 81%)

**14-91** 考量習題 14-90 的泵，假設此泵使用不同的馬達，其轉速為 1800 rpm。如果泵對這兩種情況都是在同型點 (即最佳效率點) 操作，試預估泵的體積流率與淨水頭，並計算其泵比速率，另與原始的泵比較討論。

**14-92** 對核能反應器設計一個大型的水泵，泵在其最佳效率點時，於 14 m 的淨水頭下應輸送 9500 Lpm 的水，可使用的馬達轉速為 300 rpm。應該設計哪一型的泵 (離心式、混流式或軸流式) 呢？利用你所有的計算證明你的選擇，並估計此泵所能達到最大泵效率，以及使泵運轉所需的功率 (制動馬力)。

**14-93** 考量習題 14-38 的泵，泵的直徑為 1.80 cm，並於 $\dot{n} = 4200$ rpm 之轉速運轉。將泵性能曲線無因次化，繪出 $C_H$ 相對於 $C_Q$ 的曲線。寫出在 $\dot{\forall} = 14.0$ Lpm 時，$C_H$ 與 $C_Q$ 之計算範例。

**14-94** 計算習題 14-93 的泵，在其最佳效率點之泵比速率，其最佳效率點發生在 14.0 Lpm 的情況。試以無因次與美國常用單位表示答案。這是何種型式的泵呢？(Answer: 0.199, 545, 離心式)

**14-95** 試證明水輪機比速率與泵比速率可用以下公式相關聯：$N_{St} = N_{Sp}\sqrt{\eta_{turbine}}$。

**14-96** 考量一個泵－水輪機，其作用可同時為泵和水輪機。在以泵和水輪機相同作用的旋轉速度 $\omega$ 與體積流率 $\dot{\forall}$ 的條件下，證明水輪機比速率與泵比速率可用以下公式相關聯：

$$N_{St} = N_{Sp}\sqrt{\eta_{turbine}}\left(\frac{H_{pump}}{H_{turbine}}\right)^{3/4}$$

$$= N_{Sp}(\eta_{turbine})^{5/4}(\eta_{pump})^{3/4}\left(\frac{bhp_{pump}}{bhp_{turbine}}\right)^{3/4}$$

**14-97** 應用必要的轉換係數來證明無因次的水輪機比速率與傳統的美制單位的水輪機比速率之間的關係式：$N_{St} = 43.46N_{St,\,US}$。注意，在此假設工作流體為水且標準的重力加速度。

**14-98** 試計算習題 14-76 水輪機的水輪機比速率，以無因次與美國常用單位型式表示你的答案。對法蘭西水輪機而言，此值是否在正常範圍內？如果不是，哪種型式的水輪機更為適合？

**14-99** 試計算圖 14-89 水輪機的水輪機比速率。它是否落在 $N_{St}$ 使用型式適當的範圍內？

**14-100** 試計算圖 14-90 水輪機的水輪機比速率。它是否落在 $N_{St}$ 使用型式適當的範圍內？

**14-101** 計算例題 14-13 的水輪機在 $\alpha_1 = 10°$ 條件下的水輪機比速率，以無因次與美國常用單位型式表示你的答案。對法蘭西水輪機而言，此值是否在正常範圍內？如果不是，哪種型式的水輪機更為適合？

**14-102** 試計算習題 14-78 水輪機的水輪機比速率，以無因次與美國常用單位型式表示你的答案。對法蘭西水輪機而言，此值是否在正常範圍內？如果不是，哪種型式的水輪機更為適合？

**14-103** 試計算圖 14-88 水輪機的水輪機比速率。它是否落在 $N_{St}$ 使用型式適當的範圍內？

**14-104** 在實驗室內以水溫 20°C 的水，測試一個水輪機五分之一的模型，模型的直徑為 8.0 cm，其體積流率為 25.5 m³/h，在 1500 rpm 的轉速旋轉，且運轉之淨水頭為 15.0 m。在其最佳效率點的情況下，模型傳出 720 W 軸功率。試計算模型水輪機的效

率。所測試的水輪機最可能是哪種型式？
(Answer: 69.2%, 衝動式)

**14-105** 在習題 14-104 中所討論的五分之一模型水輪機的原型機，要在 50 m 的淨水頭下運轉，試求在最佳效率情況下，適當的轉速與體積流率。假設確實的幾何相似條件，預估原型水輪機的輸出制動馬力。

**14-106** 比較模型水輪機 (習題 14-104) 與原型水輪機 (習題 14-105) 之輪機效率與渦輪機比速率，證明它們在同型點處運轉。

**14-107** 在習題 14-106 中，我們假設完全的動力相似，將模型水輪機的測試結果比例放大作為全尺寸原型的結果。但是如同內文所討論的，一個大的原型機基本上會得出比模型更高的效率。試估算原型水輪機的實際效率，並簡單地說明此較高的效率。

## 複習題

**14-108C** 什麼是泵－水輪機？試討論在何種應用中是十分有用的。

**14-109C** 在大部分的家用水錶可視為水輪機的一種，因為它從流動的水中將能量提出來轉動連接到體積計數機構的轉軸 (圖 P14-109C)。但是從管路系統的觀點來看 (第 8 章)，水錶是哪一種設備？試說明之。

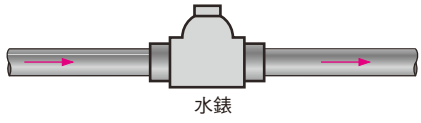



圖 P14-109C

**14-110C** 決定以下敘述是對或錯，並簡單地討論你的答案。

(a) 齒輪泵是正位移式泵的一種。

(b) 旋轉泵是正位移式泵的一種。

(c) 正位移式泵的泵性能曲線 (淨水頭與容量曲線) 在其建議操作轉速的範圍中，幾乎是垂直的。

(d) 在已知的轉速下，正位移式泵的淨水頭隨流體黏度的減少而降低。

**14-111** 對兩個動力相似的泵，整理其無因次參數可證明 $D_B = D_A(H_A/H_B^{1/4})(\dot{V}_B/\dot{V}_A)^{1/2}$。試問此相同之關係式可否應用於兩台動力相似的水輪機？

**14-112** 對兩台動力相似的水輪機，整理其無因次參數可證明 $D_B = D_A(H_A/H_B)^{3/4}(\rho_A/\rho_B)^{1/2}(\text{bhp}_B/\text{bhp}_A)^{1/2}$。試問此相同之關係式可否應用於兩個動力相似的泵？

**14-113** 一組工程師比例放大現有水輪機來設計一台新的水輪機，現有水輪機的直徑 $D_A = 1.50$ m、轉速 $\dot{n}_A = 150$ rpm、在最佳效率點 $\dot{V}_A = 162$ m$^3$/s，淨水頭 $H_A = 90.0$ m 與 $\text{bhp}_A = 132$ MW。新的水輪機 B 將以 $\dot{n}_A = 105$ rpm 旋轉，淨水頭 $H_B = 95$ m，計算新的水輪機直徑使它的運作效率最高，並計算 $\dot{V}_B$ 和 $\text{bhp}_B$。
(Answer: 2.20 m, 359 m$^3$/hr, 308 MW)

**14-114** 試計算並比較習題 14-113 中兩台水輪機的效率。因為我們假設兩台水輪機為動力相似，所以其效率應相同。但是較大的水輪機之效率實際上會比較小水輪機效率稍微高一些。利用穆迪效率修正方程式來預估新水輪機實際預期的效率，並討論之。

**14-115** 對習題 14-113 的兩個大 (B) 與小 (A) 水輪機計算並比較其輪機比速率。這些水輪機最可能為哪種型式？

## 基礎工程學 (FE) 試題

**14-116** 何種渦輪機的設計可提供非常高的壓力上升，通常在低到中等流量？

(a) 壓縮機　(b) 送風機　(c) 渦輪
(d) 泵浦　(e) 風扇

**14-117** 在渦輪機械業界，容量是指

(a) 功率　(b) 質量流率
(c) 體積流率　(d) 淨水頭
(e) 能源效率等級線

**14-118** 泵將水壓從 100 kPa 增加至 3 MPa，流速為 0.5 $m^3$/min。入口和出口直徑是相同的，並且流經泵在位高未發生變化。如果泵的效率為 77%，則泵浦提供功率是

(a) 18.5 kW (b) 21.8 kW
(c) 24.2 kW (d) 27.6 kW
(e) 31.4 kW

**14-119** 一個泵浦增加水壓從 100 kPa 至 900 kPa 在海拔 35 m，其出口和入口直徑都相同。泵浦淨水頭為

(a) 143 m (b) 117 m (c) 91 m
(d) 70 m (e) 35 m

**14-120** 泵的制動馬力和水馬力確定分別為 15 kW 和 12 kW，在這些條件下泵的水流量為 0.05 $m^3$/s，泵的總水頭損失為

(a) 11.5 m (b) 9.3 m (c) 7.7 m
(d) 6.1 m (e) 4.9 m

**14-121** 在泵的性能曲線，淨水頭是零的點被稱為

(a) 最佳效率點 (b) 自由輸出流量
(c) 關閉水頭 (d) 工作點
(e) 執勤點

**14-122** 電廠需要 940 L/min 的水。所需淨水頭為 5 m。檢視泵的性能曲線指出兩個不同葉輪直徑的離心泵可以提供這種流量。葉輪直徑 203 mm 的泵有 73% 的效率，並提供淨水頭 10 m。葉輪直徑 111 mm 的泵有 67% 的泵效率，並提供淨水頭 5 m。葉輪直徑 203 mm 的泵所需的制動馬力 (bhp) 與葉輪直徑 111 mm 的制動馬力比值為多少？

(a) 0.45 (b) 0.68 (c) 0.86
(d) 1.84 (e) 2.11

**14-123** 水在 20 kPa 和 50°C 以 0.15 $m^3$/s 進入蒸氣動力裝置的泵。該泵入口管的直徑 0.25 m。在泵入口，淨正吸水頭 (NPSH) 為

(a) 2.14 m (b) 1.89 m (c) 1.66 m
(d) 1.42 m (e) 1.26 m

**14-124** 當兩個泵串聯及並聯時，何量為相加？

(a) 串聯：壓力變化。並聯：淨水頭
(b) 串聯：淨水頭。並聯：壓力變化
(c) 串聯：淨水頭。並聯：流率
(d) 串聯：流率。並聯：淨水頭
(e) 串聯：流率。並聯：壓力變化

**14-125** 三個泵串聯連接。根據泵的性能曲線，每台泵自由輸送流量的情況如下：

泵 1：1600 L/min
泵 2：2200 L/min
泵 3：2800 L/min

如果該泵系統的流率是 2500 L/min，何泵應關閉？

(a) 泵 1 (b) 泵 2
(c) 泵 3 (d) 泵 1 和 2
(e) 泵 1 和 3

**14-126** 三泵並聯連接。根據泵的性能曲線，每個泵的關閉水頭如下：

泵 1：7 m 泵 2：10 m 泵 3：15 m

如果該泵的淨水頭為 9 m，何泵應關閉？

(a) 泵 1 (b) 泵 2
(c) 泵 3 (d) 泵 1 和 2
(e) 泵 1 和 3

**14-127** 雙葉旋轉式正位移泵每個葉片的體積可推動 0.60 $cm^3$ 的機油。軸每轉動 90° 就泵送一個葉片體積的機油。如果旋轉速度為 550 rpm 時，油的體積流量是

(a) 330 $cm^3$/min (b) 660 $cm^3$/min
(c) 1320 $cm^3$/min (d) 2640 $cm^3$/min
(e) 3550 $cm^3$/min

**14-128** 離心泵的蝸牛形殼體被稱為

(a) 轉子 (b) 渦形 (c) 渦殼
(d) 葉輪 (e) 側板

**14-129** 離心風機旋轉 1400 rpm。空氣以垂直 ($\alpha_1 = 0°$) 角度進入葉輪，於相對葉輪 25° ($\alpha_2 = 25°$) 流出。入口半徑 $r_1 = 6.5$ cm，

進氣葉片寬度 $b_1 = 8.5$ cm。出口半徑和葉片寬分別為 $r_2 = 12$ cm 和 $b_2 = 4.5$ cm，體積流量是 0.22 $m^3/s$。該風機產生的淨水頭為何，以空氣公尺表示？

(a) 12.3 m　(b) 3.9 m　(c) 8.8 m
(d) 5.4 m　(e) 16.4 m

**14-130** 設計一個泵來滿足水頭為 8 m，水流量為 9500 L/min 的供水需求。泵軸的旋轉速度為 1500 rpm。泵比速率的無因次數形式為

(a) 0.377　(b) 0.540　(c) 1.13
(d) 1.48　(e) 1.84

**14-131** 泵轉速為1000 rpm 的淨水頭是 10 m。如果轉速加倍，傳遞的淨水頭為

(a) 5 m　(b) 10 m　(c) 20 m
(d) 40 m　(e) 80 m

**14-132** 渦輪機的轉動部分被稱為

(a) 螺旋槳　(b) 渦形　(c) 葉片
(d) 葉轉　(e) 動輪

**14-133** 以下選項何者是正確的衝動式和反動式渦輪機的操作比較？

(a) 衝動式：較高的流量
(b) 衝動式：較高的水頭
(c) 反動式：較高的水頭
(d) 反動式：較小的流率
(e) 以上皆非

**14-134** 以下哪一種渦輪為衝動式水輪機？

(a) 卡普蘭　(b) 法蘭西　(c) 佩爾頓
(d) 螺旋槳　(e) 離心式

**14-135** 渦輪機被放置在 20 m 高的水體底部。水流通過渦輪的速率為 30 $m^3/s$。如果由渦輪機輸送的軸功率為 5 MW 時，渦輪機的效率為

(a) 85%　(b) 79%　(c) 88%
(d) 74%　(e) 82%

**14-136** 一座水力發電廠要建造在總水頭 200 m 的大壩上，總水門和引水道的水頭損失估計為 6 m。通過渦輪機流量 18000 L/min。渦輪機和發電機的效率分別是 88% 和 96%，從這個渦輪機生產的電力是

(a) 6910 kW　(b) 6750 kW
(c) 6430 kW　(d) 6170 kW
(e) 5890 kW

**14-137** 在水力發電廠，水流過大的管道通過大壩。該管道被稱為

(a) 尾水道　(b) 尾水管　(c) 動輪
(d) 引水道　(e) 螺旋槳

**14-138** 在風力渦輪機裡，在其中可以產生有用的功率最小風速被稱為

(a) 額定轉速　(b) 切入轉速
(c) 切出轉速　(d) 提供轉速
(e) 貝茲轉速

**14-139** 風力渦輪機安裝在一個風速 8 m/s 的位置，空氣溫度 10°C 和渦輪機葉片直徑是 30 m。如果整體渦輪發電機效率是 35%，產生的電功率是

(a) 79 kW　(b) 109 kW　(c) 142 kW
(d) 154 kW　(e) 225 kW

**14-140** 當風速為 5 m/s 時，計算風力渦輪機的可用功率為 50 kW，如果風速增加一倍，風的可用的功率變成

(a) 50 kW　(b) 100 kW　(c) 200 kW
(d) 400 kW　(e) 800 kW

**14-141** 新的水輪機被設計成類似於現有的渦輪機在其最佳效率點的參數：$D_A = 3$ m、$\dot{n}_A = 90$ rpm、$\dot{\forall}_A = 200$ $m^3/s$、$H_A = 55$m、$bhp_A = 100$ MW。新的渦輪機將有 110 rpm 的轉速和揚程將為 40 M。新的渦輪機的 bhp 是多少，使得它的運作效率最大？

(a) 17.6 MW　(b) 23.5 MW
(c) 30.2 MW　(d) 40.0 MW
(e) 53.7 MW

**14-142** 水輪機工作在其最佳效率點的參數如下：$\dot{n}=90$ rpm、$\dot{V}=200$ m$^3$/s、$H=55$ m、bhp = 100 MW。這個渦輪機的渦輪比速率是

(a) 0.71　(b) 0.18　(c) 1.57
(d) 2.32　(e) 1.15

## 設計與小論文題

**14-143** 試推導一個多用途的電腦程式，利用EES或其它軟體，此程式利用相似定律來設計一個新的泵，其且與已知汞 (A) 為動力相似。對泵 A 的輸入數據為直徑、淨水頭、容量、密度、轉速與泵效率。對泵 B 之輸入則為密度 ($\rho_B$ 可能與 $\rho_A$ 不同)、所需淨水頭與所需容量。對泵 B 之輸出為直徑、轉速與所需軸功率。利用以下數據來測試你的程式：$D_A=$ 5.0 cm、$H_A=120$ cm、$\dot{V}_A=400$ cm$^3$/s、$\rho_A=998.0$ kg/m$^3$、$\dot{n}_A=1725$ rpm、$\eta_{pump,\,A}=81\%$、$\rho_B=1226$ kg/m$^3$、$H_B=$ 450 cm、$\forall_B=2400$ cm$^3$/s。以手算方式確認你的結果。(Answer: $D_B=8.80$ cm, $\dot{n}_B=1898$ rpm, $\text{bhp}_B=160$ MW)

**14-144** 對現存泵 (A) 進行實驗，得出以下BEP的數據：$D_A=10.0$ cm、$H_A=210$ cm、$\dot{V}_A=1350$ cm$^3$/s、$\rho_A=998.0$ kg/m$^3$、$\dot{n}_A=1500$ rpm、$\eta_{pump,\,A}=87\%$。你要設計一個新的泵 (B)，具有以下的條件：$\rho_B=998.0$ kg/m$^3$、$H_B=570$ cm、$\dot{V}_B=3670$ cm$^3$/s 。應用習題 14-143 所開發的電腦程式計算 $D_B$ (cm)、$\dot{n}_B$ (rpm) 與 $\text{bhp}_B$ (W)，並計算泵比速率。該泵最可能是什麼型式？

**14-145** 試推導一個多用途的電腦程式，利用 EES 或其它軟體，此程式之原理係利用相似定律來設計一個新的且與已知渦輪機 (A) 為動力相似的渦輪機 (B)。對渦輪機 A 的輸入數據為直徑、淨水頭、容量、密度、轉速與制動馬力。對渦輪機 B 之輸入則為密度 ($\rho_B$ 可能與 $\rho_A$ 不同)、可用淨水頭與轉速。對渦輪機 B 之輸出為直徑、容量與制動馬力。試利用以下數據來測試你的程式：$D_A=$ 1.40 m、$H_A=80.0$ m、$\dot{V}_A=162$ m$^3$/s、$\rho_A=998.0$ kg/m$^3$、$\dot{n}_A=150$ rpm、$\text{bhp}_A=118$ MW、$\rho_B=998.0$ kg/m$^3$、$H_B=95.0$ m 與 $\dot{n}_B=120$ rpm。以手算方式確認你的結果。(Answer: $D_B=1.91$ m, $\dot{V}_B=328$ m$^3$/s, $\text{bhp}_B=283$ MW)

**14-146** 對現有渦輪機 (A) 進行實驗，得出以下數據：$D_A=86.0$ cm、$H_A=22.0$ m,、$\dot{V}_A=69.5$ m$^3$/s、$\rho_A=998.0$ kg/m$^3$、$\dot{n}_A=240$ rpm、$\text{bhp}_A=11.4$ MW。你要設計一個新的渦輪機 (B)，具有以下的條件：$\rho_B=998.0$ kg/$^3$、$H_B=95.0$ m 與 $\dot{n}_B=210$ rpm。應用於習題 14-145 所開發的電腦程式計算 $D_B$ (m)、$\dot{V}_B$ (m$^3$/s) 與 $\text{bhp}_B$ (MW)。計算渦輪機比速率。該渦輪機最可能是什麼型式？

**14-147** 計算並比較習題 14-146 中兩台渦輪機的效率。因為我們假設兩台水輪機為動力相似，所以其效率應相同，但是較大的渦輪機之效率實際上會比較小渦輪機效率稍微高一些。利用穆迪效率修正方程式來預估新渦輪機實際預期的效率，並討論之。