

國立交通大學

機械工程學系

碩士論文

不同形式複數台離心式流體機械並聯之最佳化研究

Optimalization of different centrifugal machines in

parallel

1896

研究生：張良任

指導教授：傅武雄 博士

中華民國九十八年六月

不同形式複數台離心式流體機械並聯之最佳化研究

Optimalization of different centrifugal machines in
parallel

研 究 生：張良任

Student: Liang-ren Zhang

指 導 教 授：傅武雄

Advisor: Wu-Shung Fu



Submitted to Department of Mechanical Engineering

College of Engineering

National Chiao Tung University

in Partial Fulfillment of the Requirements

for the Degree of

Master of Science

in

Mechanical Engineering

June 2009

Hsinchu, Taiwan, Republic of China

不同形式複數台離心式流體機械並聯之最佳化研究

研究生：張良任

指導教授：傅武雄 博士

國立交通大學機械工程學系

摘要

本文主要目的為採用多台不同型式之離心式流體機械的並聯方式，進行複雜管路流量計算。對於複雜管路系統，單台離心式流體機械往往無法提供龐大的流量需求，必須採用多台並聯的方式處理，故要找出不同形式離心式流體機械並聯且完整計算且將效率曲線隨轉速變化之公式求出，並將效率曲線併入模擬的計算過程中，求得每台離心式流體機械的效率值，進而計算出系統所需的總功率，從不同的並聯台數及不同的流體機械形式並聯找出最省能之並聯方式。



Optimalization of different centrifugal machines in parallel

Student : Liang-ren Zhang

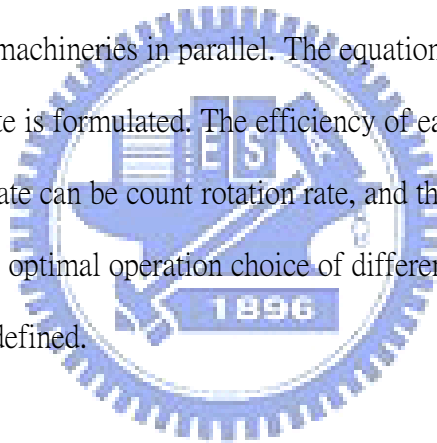
Advisor : Wu-Shung Fu

Department of Mechanical Engineering

National Chiao Tung University

Abstract

In order to provide huge mass flow rate, the centrifugal machineries in parallel are necessary. However, the problem mentioned above is hardly studied. The aim of this study is to solve the complex piping problems and obtain the optimal situation with the differences of centrifugal machineries in parallel. The equation of the efficiency curve varied with the rotation rate is formulated. The efficiency of each centrifugal fluid machines in any rotation rate can be count rotation rate, and then the used power of the system will be obtain. The optimal operation choice of different numbers of the parallel fluid machineries will be defined.



致 謝

首先感謝父母親二十五年來的養育之恩，在我身上放下許多期許及希望，使我很順的取得碩士學業。特別感謝吾師傅武雄教授在論文撰寫及學術知識上的細心指導，在此致上最高謝意。同時感謝學長連信宏、李崇綱、黃介超及王威祥在課業及程式工作上的幫助與指導，以及同學張瑞軒、劉益舟、學弟妹及其他研究室同學們的幫忙。最後感謝女朋友以及身旁的好朋友在我就學時給我很大的支持與鼓勵。將此喜悅分享給我的家人與朋友。



目錄

中文摘要	I
英文摘要	II
致謝	III
目錄	IV
表目錄	V
圖目錄	VI
符號說明	IX
第一章 緒論	1
第二章 物理模式	6
第三章 數值方法	41
第四章 結果與討論	48
第五章 結論	91
參考文獻	92



表目錄

表 4-1 系統各管段與工作流體資料.....	53
表 4-2 並聯兩台動力源系統及各管段與工作流體資料.....	54
表 4-3 圖 4-25 系統各管段與工作流體資料.....	55
表 4-3 圖 4-25 系統各管段與工作流體資料(續).....	56
表 4-4 同型號 A 型泵浦在圖 4-25 結果.....	57
表 4-5 同型號 B 型泵浦在圖 4-25 結果.....	57
表 4-6 同型號五台 A 型並聯於圖 4-25 管路結構之結果.....	58
表 4-6 同型號五台 B 型並聯於圖 4-25 管路結構之結果 (續)	58
表 4-7 不同型號 A 及 B 型泵浦在圖 4-25 結果.....	59
表 4-7 不同型號 A 及 B 型泵浦在圖 4-25 結果(續).....	60



圖目錄

圖 1-1 固定轉速 (1750rpm) 之某工業用泵浦曲線資料圖	5
圖 2-1 物理模式示意圖	13
圖 2-2 某泵浦轉速 1750rpm 資料圖	14
圖 2-3 資料點與二次多式式曲線圖	15
圖 2-4 90 度圓形彎角	16
圖 2-5 其它角度彎角	17
圖 2-6 三管相連接	18
圖 2-6 三管相連接(續)	19
圖 2-7 風門與損失係數	20
圖 2-8 管路突擴與突縮損失係數	21
圖 2-9 單台、兩台與三台動力源並聯的性能曲線	27
圖 2-10 某動力源性能曲線與系統阻抗曲線	28
圖 2-11 轉速 N_O 和 N_R 之性能曲線與系統阻抗曲線	29
圖 2-12 某 A 型與 C 型性能曲線與不同之操作點	30
圖 2-13 某 A 型與 B 型性能曲線與近似之相同操作點	31
圖 2-14 兩台離心式流體機械並聯模式之物理模式圖	32
圖 2-15 泵浦直徑之修正圖	37
圖 2-16 以二次多項式表示效率曲線	38
圖 2-17 以三次多項式表示效率曲線	39
圖 2-18 以四次多項式表示效率曲線	40
圖 4-1 管路結構	61
圖 4-2 某廠商用 A 型泵浦與 B 型泵浦以二次多項式表示之性能曲線	62
圖 4-3 A 型泵浦 1750 轉於圖 4-1 之系統流量分佈	63

圖 4-4 A 型泵浦對應圖 4-1 及圖 4-3 系統的性能曲線及阻抗曲線·····	64
圖 4-5 A 型泵浦 2067 轉在圖 4-1 之系統流量分佈·····	65
圖 4-6 A 型泵浦對應圖 4-1 及圖 4-5 系統的性能曲線及阻抗曲線·····	66
圖 4-7 B 型泵浦 1750 轉在圖 4-1 之流量分佈·····	67
圖 4-8 B 型泵浦對應圖 4-1 及圖 4-7 之系統的性能曲線及阻抗曲線·····	68
圖 4-9 B 型泵浦 2590 轉在圖 4-1 之系統流量分佈·····	69
圖 4-10 B 型泵浦對應圖 4-1 及圖 4-9 之系統的性能曲線及阻抗曲線·····	70
圖 4-11 兩台並聯動力源形式之管路系統·····	71
圖 4-12 相同 A 型泵浦 1750 轉並聯對應圖 4-9 系統之流量分佈·····	72
圖 4-13 相同 A 型泵浦並聯對應圖 4-12 及圖 4-11 之系統之阻抗曲線及性能曲 線·····	73
圖 4-14 總流量 3000CMH 以相同 A 型泵浦並聯以 2288 轉對應圖 4-11 系統之流量 分佈·····	74
圖 4-15 相同 A 型泵浦並聯對應圖 4-14 及圖 4-11 之系統之阻抗曲線及性能曲 線·····	75
圖 4-16 相同 B 型泵浦 1750 轉並聯對應圖 4-11 系統之流量分佈·····	76
圖 4-17 相同 B 型泵浦並聯對應圖 4-16 及圖 4-11 之系統之阻抗曲線及性能曲 線·····	77
圖 4-18 總流量 3000CMH 以相同 B 型泵浦並聯以 2837 轉對應圖 4-11 系統之流量分 佈·····	78
圖 4-19 相同 B 型泵浦並聯對應圖 4-18 及圖 4-11 之系統之阻抗曲線及性能曲 線·····	79
圖 4-20 兩種不同形式台並聯動力源形式之管路系統·····	80
圖 4-21 不同型號 A 及 B 型泵浦 1750 轉並聯對應圖 4-20 系統之流量分佈·····	81
圖 4-22 A 及 B 型泵浦並聯對應圖 4-21 及圖 4-20 之系統之阻抗曲線及性能曲 線·····	82

圖 4-23 總流量 3000CMH 以不同型號 A 及 B 型泵浦並聯以 2592 轉對應圖 4-9 系統之流量分佈·····	83
圖 4-24 A 及 B 型泵浦並聯對應圖 4-23 及圖 4-20 之系統之阻抗曲線及性能曲線·····	84
圖 4-25 四台動力源並聯於一極複雜管路系統·····	85
圖 4-26 A 型之功率及台數之折線圖，效率部分為各台之平均效率，四台最為節能·····	86
圖 4-26 B 型之功率及台數折線圖，效率部分為各台之平均效率，四台最為節能（續）·····	86
圖 4-27 A 型四台各轉速之性能曲線圖以及效率曲線圖，P 為性能曲線 Ef 為效率曲線·····	87
圖 4-28 B 型四台各轉速之性能曲線圖以及效率曲線圖，P 為性能曲線 Ef 為效率曲線（續）·····	88
圖 4-29 AB 型之功率及台數之折線圖，效率部分為各型各台之平均效率···	89
圖 4-30 綜合全部之功率及台數之折線圖，發現二 A 二 B 最節能。·····	89
圖 4-31 A 及 B 型總合四台時各轉速之性能曲線圖以及效率曲線圖，AP 表示為 A 型之性能曲線 A Ef 為 A 型之效率曲線。同理 B 型亦然。·····	90

符號說明

A_n	管路編號 n 的截面積	[m ² or inch ²]
A_{sn}	A 型動力源性能曲線方程式在初始轉速(或直徑)的各項係數值	
B_{sn}	B 型動力源性能曲線方程式在初始轉速(或直徑)的各項係數值	
BHP_O	離心式流體機械在初始轉速(或直徑)時的功率	[W or HP]
BHP_R	離心式流體機械在變更轉速(或直徑)時的功率	[W or HP]
C_b	彎角損失常數	
$C_{b,c}$	三管連接流經子管與連管損失常數	
C_n	出入口兩端壓力相差值	[Pa (帕) or Ft (水頭)]
$C_{s,c}$	三管連接流經主管與連管損失常數	
C_{Sn}	性能曲線方程式在初始轉速(或直徑)的各項係數值	
C'_{Sn}	性能曲線方程式在變更轉速(或直徑)的各項係數值	
D_n	管路編號 n 的管徑	[mm or inch]
D_O	離心式流體機械的原始直徑	[mm or inch]
D_R	離心式流體機械的變更直徑	[mm or inch]
E_i	效率曲線方程式在初始轉速(或直徑)的各項係數值	
E'_i	效率曲線方程式在變更轉速(或直徑)的各項係數值	
e_n	管路編號 n 的壁面絕對粗糙度	[mm or inch]
Ef	離心式流體機械效率值	
Ef_O	離心式流體機械在初始轉速(或直徑)的效率值	
Ef_R	離心式流體機械在變更轉速(或直徑)的效率值	
f_n	管路編號 n 的摩擦因子	

G_n	管路編號 n 離心式流體機械配方衍生項 (兼 A 型動力源)	
H_n	B 型動力源管路編號 n 離心式流體機械配方衍生項	
K_n	管路編號 n 的壓力損失係數	
K_{sys}	系統需求常數，等於 $\frac{P_{sys}}{Q_{sys}^2}$	
L_n	管路編號 n 的長度	[m or Ft]
N_O	離心式流體機械的初始轉速	[rpm]
N_R	離心式流體機械的變更轉速	[rpm]
Q_{JP}	J 台並聯的總流量	[CMS or GPM]
Q_n	管路編號 n 的流量	[CMS or GPM]
Q_{sys}	系統需求流量	[CMS or GPM]
Re_n	管路編號 n 流體的雷諾數	
S_i	功率曲線方程式在初始轉速(或直徑)的各項係數值	
P_n	節點編號 n 流體的全壓值	[Pa (帕) or Ft (水頭)]
P_{sys}	系統所需克服的壓力	[Pa (帕) or Ft (水頭)]
$P_{v,c}$	流體之動壓值	[Pa (帕) or Ft (水頭)]
V_n	管路編號 n 流體的平均速度	[m/s or Ft/s]
ΔP_n	流體流經管路編號 n 的壓損值	[Pa (帕) or Ft (水頭)]
ρ	流體密度	[kg/m ³ or lbf/Ft ³]
μ	流體黏滯係數	[kg/m · s or lbf · s/Ft ²]



第一章 緒論

近年來，工業發展持續成長快速，廠房的數量及需求也逐年增多，不止帶來巨額的產業產值，也創造了大量的就業機會。隨著廠房擴建，在流體輸送系統(含抽風系統、送風系統及液體輸送循環系統)上，更顯示其重要性。尤其在化工及半導體產業產品的製造過程中，常常使用有害人體健康的化學物質，這意味著若沒有良好的製程排氣系統設計，將對工作環境品質及員工的健康造成莫大的傷害，所以複雜管路系統計算方法的探討與研究，將可解決流量與壓力分配不合理的情況。

而複雜管路系統實際應用在許多地方，不論是工業的排氣系統、送風系統、大樓的通風空調系統，或是流體運輸系統，所用的物理理論大同小異，包含因為管段所造成的摩擦損失(即 Darcy-Weisbach 方程式)，其它配件所造成的壓力損失(通稱 minor loss)，以及離心式流體機械性能曲線。在複雜管路系統設計上，必需考慮傳送流量和流速的限制，以及系統壓力平衡性、噪音、空間配置及系統造價成本的問題。進行管路系統設計時，必須知道的條件通常有：配件及設備資料、設計限制及參數資料、系統資料和管段資料。待求的設計項目有：各管段的直徑大小和全壓損失，並決定出適當風機或泵浦的壓力。縱使在設計中已考慮到許多物理因素，但設計出的管路系統，在壓力的平衡性效果常常不好。以下將會介紹出常見的管路系統設計方法，並探討其優缺點。

目前常見複雜管路的設計方法有四種，主要為速度法(Velocity Method) [1]、等摩擦法(Equal Friction Method) [1]、靜壓再得法(Static Regain Method) 和 T-最佳化設計方法[1](T-Method Optimization)。

速度法的原理是先為系統中所有管段之速度做設定，依管段之流量與流速進行尺寸設計。為了控制噪音問題，會有速度的上限；為了避免污染物堆積，造成管路堵塞的問題，會有速度的下限。速度法是目前所有設計方法中最簡單的，然

而系統壓力不易平衡，設計後須花費額外的時間和成本進行壓力調整平衡。

等摩擦法是假設系統中所有管段的單位長度全壓損失都相同，利用迭代的計算程序，取得新的等摩擦率，將其應用在原先壓降較小的路徑，透過減小下游管段的尺寸，以改良壓力的平衡。然而在系統中若存在各個路徑，其總長度相差極大，壓力的平衡性會出問題，因此等摩擦法通常適用在對稱性系統，或是系統中各路徑總長度接近。

靜壓再得法是將 Bernoulli 方程式及 Borda 方程式結合後推導出靜壓再得計算公式，並在風管系統中利用靜壓再得來節省能源。但從流體力學的觀點上，靜壓再得法理論的不適用性包含有：

- (1) Bernoulli 定律不適用於分歧的樹狀管路系統
- (2) 靜壓再得法無法真正使系統壓力平衡
- (3) 靜壓再得因子的不確定性
- (4) 不可能利用動能轉換為靜壓再得的過程達到節省能源的目的。

T-最佳化設計方法以管路系統的生命週期成本(包含風機運轉所消耗的能源成本及管路系統建構成本)為基礎，目的在於使生命週期成本最小化之外，也容易達到系統壓力完全平衡，設計的過程包含系統收縮、風機選擇與系統展開這三個步驟，T-最佳化設計方法的缺點在於流速控制性較差。

這四種設計方法，都是先知道各管段的長度與連接情況下，進行管段直徑的選擇；在風機的選擇上，往往也是利用操作點的圖解法處理。除了已經介紹過的四種設計方法外，Gosselin 和 Bejan[2] 提出在知道各節點間的距離和需求流量的條件之下，建立一個只需最小泵浦功率的傳輸結構系統，其中管路連接的方式與管段直徑大小，都必需經由模擬計算後才能得知。

雖然目前發展出許多套設計方法，但是設計與實際運作中，仍然會有些許的差距，此時必須依靠其它裝置來進行調整。經這些更動之後，常常會影響到其它管路流量的大小。常見工廠管路系統變更的方式有：改變風門(damper)檔板的角度、改變管段的尺寸與性質、增加工作區與配件、對風機作變頻控制、更換風機、

風機的串並聯等等。然而在半導體廠房裡，在沒有任何的評估之下，憑經驗來做手動操作是很大膽的行為，若是操作不當，很容易造成管路系統完全癱瘓，甚至危害到員工的生命安全。因此必需借助模擬的方式，針對實際的管路配置與風機條件，著手進行計算，來達到改進的要求。因此模擬出實際管路系統的運作情況，扮演著極重要的地位。

T 模擬方法(T-Method Simulation)[1]利用系統收縮、選取風機操作點和系統展開的三步驟，求取系統管段內的流量分配，可以其發現計算流程和 T-最佳化設計方法十分相似，都是屬於 T 方法理論。Jeepson[3]利用克西赫夫(Kirchhof)的第一、第二定律，在節點處建立連續方程式和以迴圈為基礎的能量方程式，得到足夠的方程式，求得複雜管路系統內部流體流量及流動的情形，雖然可以求得多台泵浦同時存在的情況，然而對並聯形式的例子卻沒有說明。而 Osiadacz[4]在管路系統建立方程式的演算法，有詳盡的說明。林[5]將 Jeepson 和 Osiadacz 的理論結合後，求出複雜管路內的流量分佈情形，並從中知道，進行管路系統模擬時，離心式流體機械的性能曲線可以由二次多項式表示，此二項式和原性能曲線極為吻合。其餘各管路元件的壓力損失係數，在 ASHRAE 的手冊[6]可求得。

對於複雜的管路系統計算，離心式流體機械是影響流量最重要的因素，然而廠商所提供的離心式流體機械，只有在某固定轉速下的性能曲線和機械效率曲線等相關資料如圖 1-1，對於其它未知轉速下的資料，必需靠其它相關的公式求得。在調整轉速方面，文獻[7][8]說明了風機定律，指出風機轉速與流量、壓力和功率之間的關係式；而文獻[9]說明了泵浦的相似定理，其轉速與流量、壓力和功率之間的關係式，均與風機定律相同，此外也提供了泵浦變更的直徑時，直徑與流量、壓力和功率的關係式，當變更直徑與原提供直徑相差愈大，計算出來的誤差也愈大，因此理想的使用範圍為變動直徑不小於原直徑的 70%。文獻[10]更是提出泵浦的相似定理，在直徑上的修正方法。

在複雜管路系統環境下，單台離心式流體機械往往難以提供龐大的需求流量，為了使總流量提高，最常使用的方法為使多台離心式流體機械並聯運作。而

林[5]指出當多台相同之離心式流體機械並聯時，可以將其等效於單台離心式流體機械。即假設每台離心式流體機械所分配的流量相同，所提供的壓力也相同，因此可以看成有一台離心式流體機械在運作時，與並聯時對系統造成的影響相同，此台假想之離心式流體機械提供的流量和並聯時的總流量相同，而提供的壓力是實際上單台所提之壓力。此方法也是在目前管路系統設計或模擬上，最常用的方法。而施[11]將並聯相同型式離心式流體機械每一台實際上的流量分配，完整的求出。但是萬一廠房擴建以及突然需加入不同形式之離心式流體機械卻沒有完整說明，而這也是目前工業所需的問題。

綜合以上，由於以往模擬計算複雜管路方法，只能求單一種形式離心式流體機械操作的環境下，遇到不同種形式並聯的離心式流體機械作業系統下，並沒有直接的模擬計算方法。因此本文目的，模擬多台且不同形式之離心式流體機械並聯的管路系統，求得每根管段與每台流體機械的實際流量。並探討每台之性能曲線與系統阻抗關係，且由計算結果分析出最省能的並聯台數。



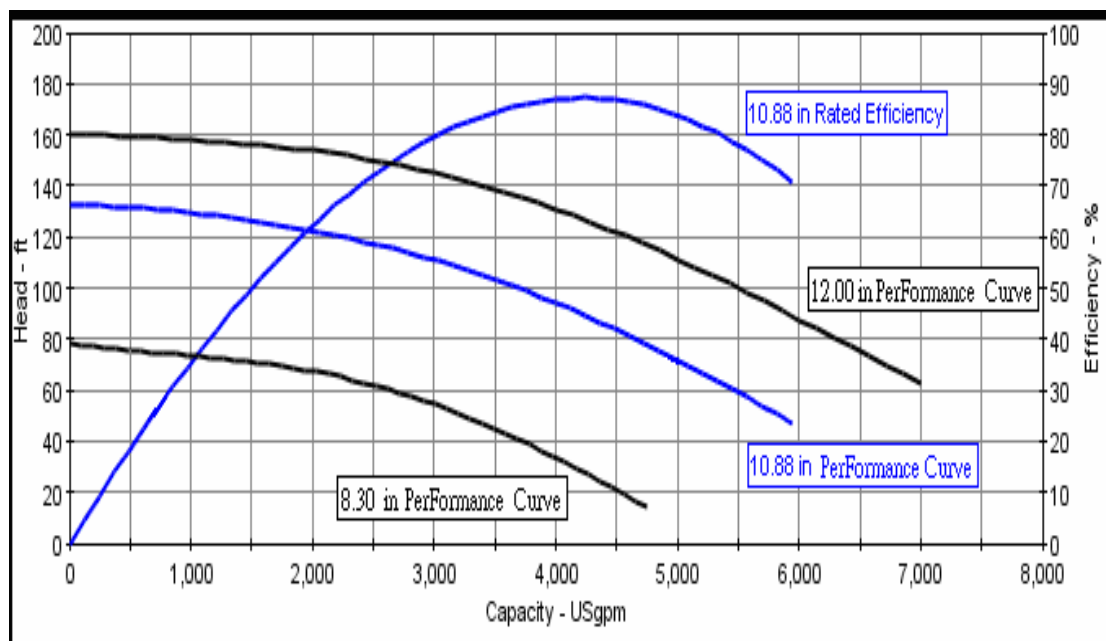



圖 1-1 固定轉速（1750rpm）之某工業用泵浦曲線資料圖

第二章 物理模式

本研究在探討多台離心式風機或泵浦(之後通稱動力源)並聯時，為了模擬實際管路，所以必須做管路流量計算及管路系統的流量造成的影響。因此要說明如何直接計算每根管路流量。再來計算方式將多台不同的動力源等效於單台動力源，求出單台虛擬動力源在系統中所造成的總流量，再將總流量分配於各台動力源。然而利用這種方法，常常每台動力源所分配的流量相差甚多，因此本文借助這兩種方法互相比較，探討動力源並聯流量分配的情形。

首先如圖 2-1 所示之管路系統，圖中有圓圈○的數字是管路編號，沒有圓圈的數字是節點(管路交接處)編號，線段代表管路，代表動力源)。動力源的性能曲線由廠商提供圖示，為了計算上的方便，必須把動力源的性能曲線用數學式表示。不同型號的動力源，性能曲線亦隨之不同，圖 2-2 為某泵浦在轉速 1750rpm 的不同尺寸葉扇(impeller)性能曲線(圖上 7"、6 1/2"，標示為 a 之曲線)、等功率線(圖上 2HP、11/2HP，標示為 b 之曲線)與等效率線(圖上 68%、65%，標示為 c 之曲線)。為了方便計算上的執行，可將性能曲線表示成多項式。以圖面上葉扇尺寸 6 1/2" 的性能曲線為例，從圖上可取得流量為 0, 30, 45, 56, 72, 87, 105, 120, 137, 147, 165 GPM(加侖/分)，泵浦所提供的水頭分別為 47, 47, 46, 45, 44, 42, 39, 36, 32, 28, 22 FT(呎，水頭單位)，總共 11 個資料點，也因此多項式可使用的最高次數為 10 次，可寫成

$$H = \sum_{n=0}^{10} a_n Q^n \quad (2-1)$$

有 11 個未知係數($a_0, a_1, a_2, \dots, a_{10}$)，因此需要 11 個方程式求解。將已知的 11 個資料點分別帶入(式 2-1)可得到所需的 11 個方程式，聯立後可寫成

$$\begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & \cdot & \cdot & \cdot & 0 \\ 1 & 30 & 30^2 & \cdot & \cdot & \cdot & 30^{10} \\ \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot \\ \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot \\ \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot \\ 1 & 165 & 165^2 & \cdot & \cdot & \cdot & 165^{10} \end{bmatrix}_{11 \times 11} \begin{bmatrix} a_0 \\ a_1 \\ \cdot \\ \cdot \\ \cdot \\ a_{10} \end{bmatrix}_{11 \times 1} = \begin{bmatrix} 47 \\ 47 \\ \cdot \\ \cdot \\ \cdot \\ 22 \end{bmatrix}_{11 \times 1} \quad (2-2)$$

下標表示該矩陣的行和列。(2-2)為一線性聯立方程組，可使用高斯消去法求解，得到多項式的係數。由(2-2)可知，有 m 個資料點時，最高次方為 $m-1$ 次。當多項式的最高次方過大時(如 30^{10} ， 165^{10})，極易求出係數不準確。為了避免上述的情形，採用二次多項式來表示性能曲線，僅需要圖上的三個資料點。圖 2-3 為 11 個資料點與二次多項式曲線的比較圖，可發現相似性極大。

圖 2-1 為並聯動力源的管路系統，共有 9 根管段和 10 個節點(包含流體出入口與合流點，即所有管段的兩端點)。其中節點 1、2、5、6 為支管入口，節點 9 和 10 為總出口。在管 8、9 上皆有一個動力源，圖上的箭頭符號(\leftarrow)為程式內定計算所假設的方向，並不代表實際流體流動的方向。整個系統所待求的是各個管段流量 Q_n ，下標 n 為管路編號，代表不同管路的流量。因為有 9 個未知數 (Q_1, Q_2, \dots, Q_9)，需要 9 個線性獨立方程式求解。利用節點處流量守恆建立的連續方程式，如節點 3，管 3 的流量等於管 1和管 2的流量和。可表示成(式 2-3)

$$Q_1 + Q_2 - Q_3 = 0 \quad (2-3)$$

同理，節點 5、7、9 可寫出(2-4)、(2-5)和(2-6)三個流量守恆方程式

$$Q_3 + Q_4 - Q_5 = 0 \quad (2-4)$$

$$Q_5 + Q_6 - Q_7 = 0 \quad (2-5)$$

$$Q_7 + Q_8 - Q_9 = 0 \quad (2-6)$$

其它的節點(節點 1、2、4、6、8 和 10)並沒有流量守恆的關係，因此無法寫出可用來求解的流量方程式。

求解所需的另外 5 個方程式可由能量守恆的概念求得。考慮管 3，兩端的節點分別為節點 3 和節點 5，若流量從節點 5 流向節點 3，表示節點 5 比節點 3 有較大的全壓值，而流體流經管 3 會因為摩擦或管路結構造成全壓損失，表示成 ΔP_3 ，節點 3 和節點 4 的全壓分別表示成 P_3 和 P_4 ，則兩節點關係可寫成

$$\Delta P_3 = P_5 - P_3 \quad (2-7)$$

管 3 的全壓損失 ΔP_3 又可表示成 $K_3 Q_3^2$ (本章後面會有解說)，其中 K_3 表示管 3 的全壓損失係數，所以(2-7)可寫成

$$K_3 Q_3^2 = P_5 - P_3 \quad (2-8)$$

各管路有不同的結構與裝置，所以會有不同的全壓損失係數，以下標區分不同管段全壓損失係數。(2-8)等號左邊含有未知數 Q_3 ，而等號右邊的未知數則為 P_3 和 P_5 ，如此一來增加一個方程式，但卻多了兩個未知數。假設所有進出口的全壓條件已知(也就是節點 1、2、4、6、8 和 10)，當流體是從節點 10 流進，流經管 1、管 3、管 5、管 7 和管 9，最後從節點 10 流出，利用(2-7)的原理可寫成

$$\Delta P = P_{10} - P_1 \quad (2-9)$$

其中 ΔP 為各管段全壓損失與動力源所改變的全壓總合，以數學式表示為

$$\Delta P = \Delta P_1 + \Delta P_3 + \Delta P_5 + \Delta P_7 + \Delta P_9 - \Delta P_{S9} \quad (2-10)$$

其中 ΔP_{S9} 為離心式流體機械的全壓值，稍後會提到如何處理 ΔP_{S9} 。將(2-10)代入(2-9)，整理後可寫成

$$\Delta P_{S9} - \Delta P_9 - \Delta P_7 - \Delta P_5 - \Delta P_3 - \Delta P_1 = P_1 - P_{10} = C_1 \quad (2-11)$$

因為 P_{10} 和 P_1 為已知，因此 C_1 為一常數。最後將 ΔP 換成 KQ^2 的型式，可得到

$$\Delta P_{S9} - K_9 Q_9^2 - K_7 Q_7^2 - K_5 Q_5^2 - K_3 Q_3^2 - K_1 Q_1^2 = C_1 \quad (2-12)$$

其它的方程式同理可得，分別為

$$\Delta P_{S9} - K_9 Q_9^2 - K_7 Q_7^2 - K_5 Q_5^2 - K_3 Q_3^2 - K_2 Q_2^2 = P_2 - P_{10} = C_2 \quad (2-13)$$

$$\Delta P_{S9} - K_9 Q_9^2 - K_7 Q_7^2 - K_5 Q_5^2 - K_4 Q_4^2 = P_5 - P_{10} = C_3 \quad (2-14)$$

$$\Delta P_{S9} - K_9 Q_9^2 - K_7 Q_7^2 - K_6 Q_6^2 = P_6 - P_{10} = C_4 \quad (2-15)$$

$$\Delta P_{S9} - K_9 Q_9^2 - K_8 Q_8^2 = P_8 - P_{10} = C_5 \quad (2-16)$$

(2-12)~(2-16)的路徑，均從含動力源管段的出口節點(節點 10)，走向各個吹出口節點(節點 1、2、4、6 和 8)。此時方程式共有 9 個，而多一個未知數 ΔP_{S9} 。

(2-1)式代表離心式流體機械的性能曲線方程式，先前提過用二次多項式來表示已十分吻合，因此可將離心式流體機械在某固定轉速下的性能曲線寫成

$$\Delta P_{S9} = C_{S1} Q_9^2 + C_{S2} Q_9 + C_{S3} \quad (2-17)$$

其中 C_{S1} 、 C_{S2} 和 C_{S3} 皆為常數，下標 S 表示離心式流體機械。(2-11)式~(2-16)式等號左邊的每一項(除了 ΔP_{S9})，均為一全壓損失係數乘上管路流量的平方。因此為了將 ΔP_{S9} 併入方程組計算，將(2-15)式利用配方法寫成

$$\begin{aligned} \Delta P_{S9} &= C_{S1} \left(Q_9^2 + \frac{C_{S2}}{C_{S1}} Q_9 + \left(\frac{C_{S2}}{2C_{S1}} \right)^2 \right) + C_{S3} - \frac{C_{S2}^2}{4C_{S1}} \\ &= C_{S1} \left(Q_9 + \frac{C_{S2}}{2C_{S1}} \right)^2 + C_{S3} - \frac{C_{S2}^2}{4C_{S1}} \\ &= C_{S1} G_9^2 + C_{S4} \end{aligned} \quad (2-18)$$

其中 $G_9 = Q_9 + \frac{C_{S2}}{2C_{S1}}$ 且 $C_{S4} = C_{S3} - \frac{C_{S2}^2}{4C_{S1}}$ 。將(2-18)式代入(2-11)式，整理過後可以得到

$$C_{S1} G_9^2 - K_9 Q_9^2 - K_7 Q_7^2 - K_5 Q_5^2 - K_3 Q_3^2 - K_1 Q_1^2 = C_1 - C_{S4} \quad (2-19)$$

同理，(2-13)~(2-16)式也可以將(2-18)式代入

$$C_{S1} G_9^2 - K_9 Q_9^2 - K_7 Q_7^2 - K_5 Q_5^2 - K_3 Q_3^2 - K_2 Q_2^2 = C_2 - C_{S4} \quad (2-20)$$

$$C_{S1} G_9^2 - K_9 Q_9^2 - K_7 Q_7^2 - K_5 Q_5^2 - K_4 Q_4^2 = C_3 - C_{S4} \quad (2-21)$$

$$C_{S1} G_9^2 - K_9 Q_9^2 - K_7 Q_7^2 - K_6 Q_6^2 = C_4 - C_{S4} \quad (2-22)$$

$$C_{S1}G_9^2 - K_9Q_9^2 - K_8Q_8^2 = C_5 - C_{S4} \quad (2-23)$$

此時未知數 ΔP_{S9} 轉換成未知數 G_9 ，同樣多出一未知數 G_9 ，不過可由(2-16)式的配方過程，再取得一方程式

$$G_9 - Q_9 = \frac{C_{S2}}{2C_{S1}} \quad (2-24)$$

(式 2-19)~(式 2-23)的 K_n ($n=1、2、\dots、9$)均為已知數，此為管路的全壓損失係數，這包含兩個部分，一是流體流經管路因摩擦所造成的損失，二是管路系統中所安裝各式設備(equipment)及配件(fitting)，所造成的次要損失(Minor Loss)。以下將介紹將如何處理這部分。

(1) 摩擦損失

流體流經管路會因為摩擦而造成全壓損失，不同材質、管徑和長度的管路損失，可用 Darcy-Wesbach 公式[3]來計算

$$\Delta P_n = \rho \cdot f_n \frac{L_n V_n^2}{D_n 2} \quad (2-25)$$

下標 n 表示不同管路有不同長度(L_n)、管徑(D_n)與材質，在不同的平均速度時(V_n)，會有不同的全壓損失。 f_n 稱為摩擦因子(friction factor)，與雷諾數(Reynolds number, $\frac{\rho V_n D_n}{\mu}$ ， μ 為流體黏滯係數， ρ 為流體密度)和管路相對粗糙度有關，可由 Colebrook 的公式[6]求得

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \log_{10} \left(\frac{e}{3.7D} + \frac{2.51}{\text{Re} \sqrt{f}} \right) \quad \text{Re} > 4000 \quad (2-26)$$

其中 e 為管壁的絕對粗糙度(absolute roughness)，單位為長度單位。 $\frac{e}{D}$ 稱為相對粗糙度。由於 Colebrook 求解時較為困難，因此可以用 Altshul-Tsal 方程式[6]來求得 f 值，為

$$f' = 0.11 \left(\frac{e}{D} + \frac{68}{\text{Re}} \right)^{0.25} \quad (2-27)$$

$$\text{若 } f' \geq 0.018: f = f'$$

$$\text{若 } f' < 0.018: f = 0.85f' + 0.0028$$

只要知道相對粗糙度和雷諾數，便可以直接求得 f 值。

將(2-25)的速度項改成流量，可寫成

$$\Delta P_n = f_n \frac{L_n}{D_n} \frac{1}{2} \left(\frac{Q_n}{A_n} \right)^2 = K_n Q_n^2 \quad (2-28)$$

而 K_n 即為管路的全壓損失係數， A_n 為管路截面積。

(2) 次要損失(Minor Loss)

管路系統中，常見造成次要損失的原因有彎管(Bend)、風門(Damper)、不同管路的連接等。次要損失與動壓呈成正比關係，其通式可寫成

$$\Delta P = C_c p_{v,c} \quad (2-29)$$

其中 $p_{v,c}$ 代表動壓， C_c 代表損失係數，下標 c 代表連管(common)。其中動壓等於

$p_{v,c} = \rho \frac{V_n^2}{2}$ ，因此(式 2-35)可寫成

$$\Delta P = \rho \cdot C_c \frac{V_n^2}{2} \quad (2-30)$$

(i)、彎管(Bend)：

實際管路結構中常受限於廠房現場的配置，在同一段管路中常會有許多轉彎的部分即稱為彎角。如圖 2-4 和圖 2-5 分別為 90 度彎角和其它角度彎角的結構與損失係數。經過彎角的全壓損失為

$$\Delta P = \rho \cdot C_b \frac{V_n^2}{2} \quad (2-31)$$

C_b 為彎角損失係數，可從圖 2-4 和圖 2-5 上依據不同管路條件得到。 V_n 是該管路管內流體的平均速度。因此(2-31)也可以將速度轉換成流量。若一管路有一彎角，則包括摩擦所造成的全壓損失可寫成

$$\begin{aligned} \Delta P_n &= \rho \cdot f_n \frac{L_n}{D_n} \frac{V_n^2}{2} + \rho \cdot C_b \frac{V_n^2}{2} \\ &= \left(\rho \cdot f_n \frac{L_n}{D_n} \frac{1}{2A_n^2} + \rho \cdot C_b \frac{1}{2A_n^2} \right) Q_n^2 \\ &= K_n Q_n^2 \end{aligned} \quad (2-32)$$

其中全壓損失係數 K_n 包括因摩擦和彎角所造成的損失。

(ii)、三管路相接

三管相連接(Wye)分別為主管(main, straight-through)，子管(branch)和連管(common branch)。如圖 2-6 為一主管和連管管徑相同，且子管與主管角度為 30 度的結構圖與損失係數。圖中標示 s 即為主管，b 即為子管，而 c 為連管。從主管到連管的全壓損失用 $\Delta P_{s,c}$ 。從主管流經連接處到連管的全壓損失為

$$\Delta P_{s,c} = \rho \cdot C_{s,c} \frac{V_c^2}{2} \quad (2-33)$$

而從子管流經連接處到連管的全壓損失為

$$\Delta P_{b,c} = \rho \cdot C_{b,c} \frac{V_c^2}{2} \quad (2-34)$$

其中 $C_{s,c}$ 和 $C_{b,c}$ 可由圖 2-6 的表格查得。式(2-33)與(2-34)都是乘上的連管平均速的平方，而非主管或子管的。建立方程式時，需要依照經過的路徑來計算三管連接處所造成的全壓損失。考慮圖 2-1 之路徑管 5→管 3 和管 5→管 4，管 5 為連管，管 4 為子管，管 3 為主管，比較式(2-20)與(2-21)，當兩方程式皆通過節點 5 時，所造成的全壓損失各不相同。因此建立方程式時，每條路徑各自計算經過節點連接處時的全壓損失。

(iii)、其它

除了(i)和(ii)之外，尚有風門(圖 2-7)與管路突擴與突縮(圖 2-8)所造成的次要損失，其公式皆與(2-29)相似，更詳細的資料可以由文獻[6]中找到。

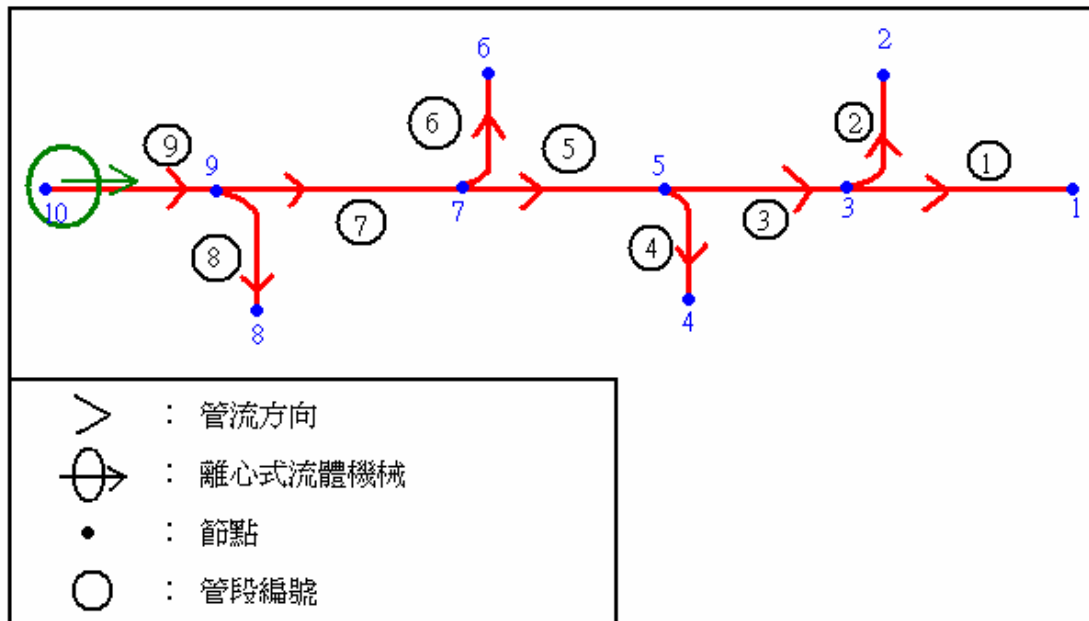


圖 2-1 物理模式示意圖

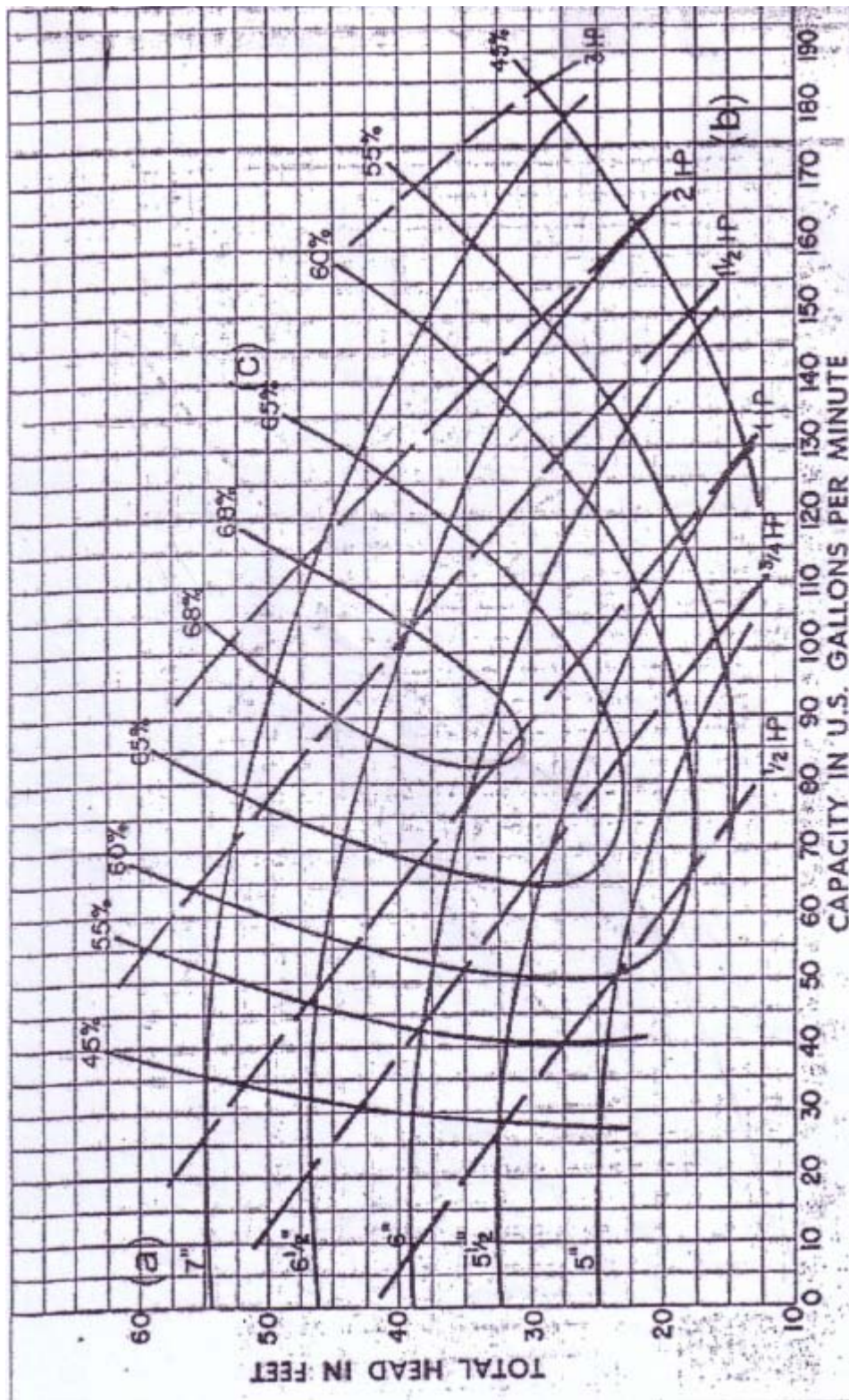


圖 2-2 某泵浦轉速 1750rpm 資料圖

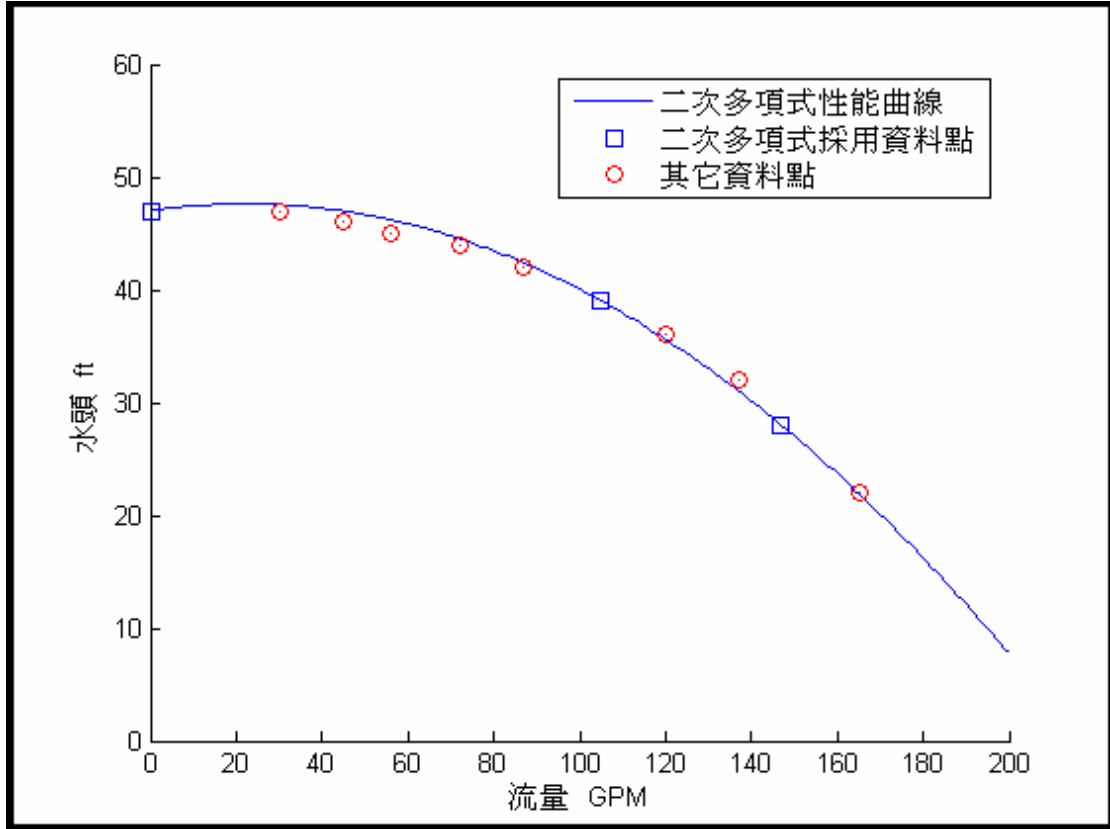
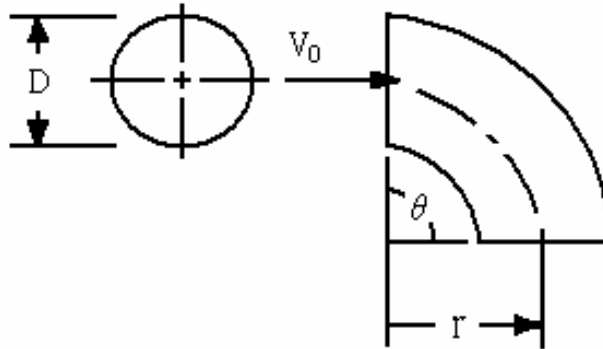


圖 2-3 資料點與二次多式式曲線圖

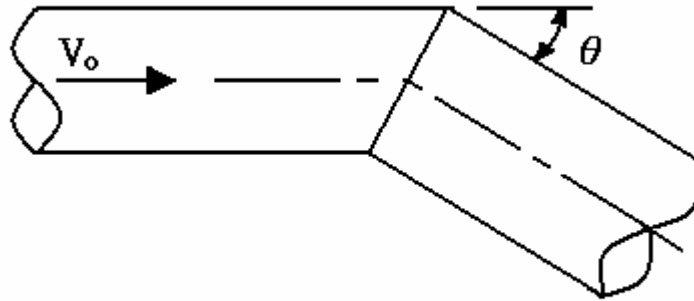


$$C_b = K_\theta C_b'$$

Coefficients for 90° Elbows						
r/D	0.5	0.75	1.0	1.5	2.0	2.5
C_b	0.71	0.33	0.22	0.15	0.13	0.12

Angle Correction Factors K_θ (Idelchik 1986, Diagram 6-1)											
θ	0	20	30	45	60	75	90	110	130	150	180
K_θ	0	0.31	0.45	0.6	0.78	0.9	1	1.13	1.2	1.28	1.4

圖 2-4 90 度圓形彎角

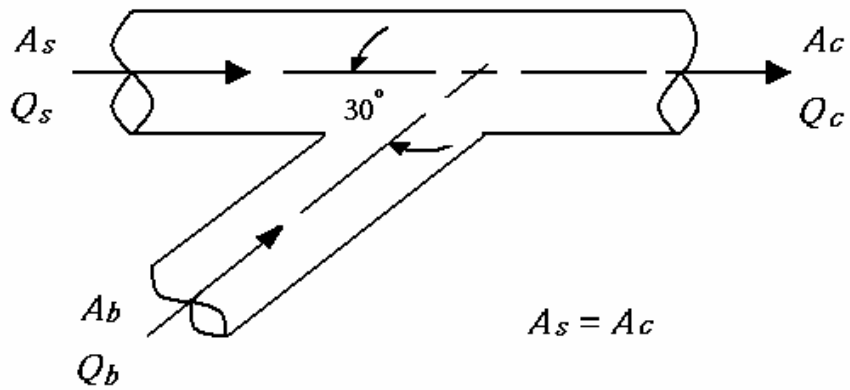


$$C_b = K_{Rc} C'_b$$

θ , deg	20	30	45	60	75	90
C_b	0.08	0.16	0.34	0.55	0.81	1.2

Reynolds Number Correction factors : M/hc								
$Re \times 10^{-4}$	1	2	3	4	6	8	10	≥ 14
K_θ	1.4	1.26	1.19	1.14	1.09	1.06	1.04	

圖 2-5 其它角度彎角



Branch $C_{b,c}$

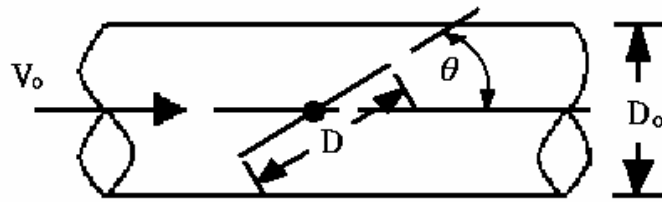
		A_b/A_c					
Q_b/Q_c	0.1	0.2	0.3	0.4	0.6	0.8	1.0
0	-0.1	-0.1	-0.1	-0.9	-0.9	-0.9	-0.9
0.1	0.21	-0.46	-0.57	-0.51	-0.53	-0.54	-0.54
0.2	3.1	0.37	-0.06	-0.16	-0.23	-0.24	-0.28
0.3	7.6	1.5	0.5	0.15	-0.04	-0.06	-0.08
0.4	14	3.0	1.2	0.42	0.19	0.13	0.12
0.5	21	4.6	1.8	0.53	0.24	0.19	0.15
0.6	30	6.4	2.6	0.77	0.35	0.28	0.17
0.7	41	8.5	3.4	0.99	0.42	0.28	0.22
0.8	54	12	4.2	1.2	0.47	0.29	0.25
0.9	58	14	5.3	1.4	0.49	0.29	0.22
1.0	84	17	6.3	1.6	0.49	0.21	0.15

圖 2-6 三管相連接

Branch $C_{s,c}$

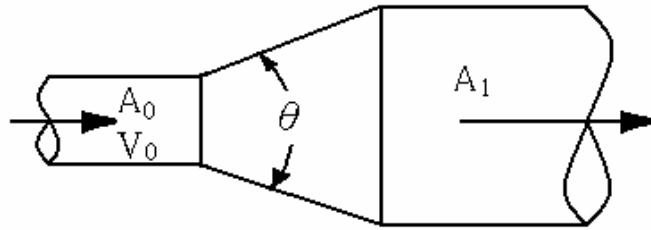
A_b/A_c							
Q_b/Q_s	0.1	0.2	0.3	0.4	0.6	0.8	1.0
0	0	0	0	0	0	0	0
0.1	0.02	0.11	0.13	0.15	0.16	0.17	0.17
0.2	-0.33	0.01	0.13	0.19	0.24	0.27	0.29
0.3	-1.1	-0.25	-0.01	0.1	0.22	0.3	0.35
0.4	-2.2	-0.75	-0.3	-0.05	0.17	0.26	0.36
0.5	-3.6	-1.4	-0.7	-0.35	0	0.21	0.32
0.6	-5.4	-2.4	-1.3	-0.7	-0.2	0.06	0.25
0.7	-7.6	-3.4	-2.0	-1.2	-0.5	-0.15	0.1
0.8	-10	-4.6	-2.7	-1.8	-0.9	-0.43	-0.15
0.9	-13	-6.2	-3.7	-2.6	-1.4	-0.8	-0.45
1.0	-16	-7.7	-4.8	-3.4	-1.9	-1.2	-0.75

圖 2-6 三管相連接(續)

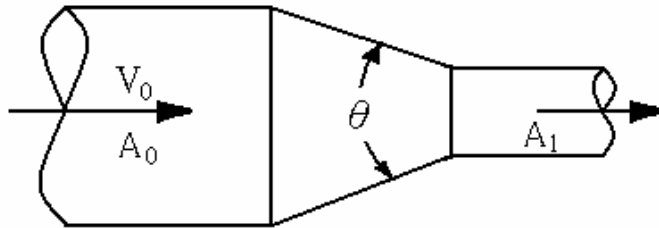


θ , degrees											
D/D_o	0	10	20	30	40	50	60	70	75	80	85
0.5	0.19	0.27	0.37	0.49	0.61	0.74	0.86	0.96	0.99	1.0	1.0
0.6	0.19	0.32	0.48	0.69	0.94	1.2	1.5	1.7	1.8	1.9	1.9
0.7	0.19	0.37	0.64	1.0	1.5	2.1	2.8	3.5	3.7	3.9	4.1
0.8	0.19	0.45	0.87	1.6	2.6	4.1	6.1	8.4	9.4	10	10
0.9	0.19	0.54	1.2	2.5	5.0	9.6	17	30	38	45	50
1.0	0.19	0.67	1.8	4.4	11	32	113	--	--	--	--

圖 2-7 風門與損失係數



$$A_0/A_1 < 1$$



$$A_0/A_1 > 1$$

		θ , degrees									
A_0/A_1	10	15	20	30	45	60	90	120	150	180	
0.06	0.21	0.29	0.38	0.6	0.84	0.88	0.88	0.88	0.88	0.88	
0.1	0.21	0.28	0.38	0.59	0.76	0.8	0.83	0.84	0.83	0.83	
0.25	0.16	0.22	0.3	0.46	0.61	0.68	0.64	0.63	0.62	0.62	
0.5	0.11	0.13	0.19	0.32	0.33	0.33	0.32	0.31	0.3	0.3	
1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
2	0.2	0.2	0.2	0.2	0.22	0.24	0.48	0.72	0.96	1.0	
4	0.8	0.64	0.64	0.64	0.88	1.1	2.7	4.3	5.6	6.6	
6	1.8	1.4	1.4	1.4	2.0	2.5	6.5	10	13	15	
10	5.0	5.0	5.0	5.0	6.5	8.0	19	29	37	43	

圖 2-8 管路突擴與突縮損失係數

一個複雜的管路系統，若系統設定不變，則系統的全壓損失與總流量的平方成正比，畫成 $P-Q$ 圖為一條曲線，稱為系統阻抗曲線。可寫成

$$\Delta P_{sys} = K_{sys} Q_{sys}^2 \quad (2-35)$$

其中 K_{sys} 為固定常數， Q_{sys} 為系統的總流量， ΔP_{sys} 為系統的全壓損失。因此在系統不變的條件下，已知系統的在某流量時的壓力，則可求出系統的阻抗曲線。圖 2-10 為系統阻抗曲線與單台動力源的交叉點，該點所對應的流量與壓力，即為系統的總流量與系統的全壓損失，因此稱為操作點。在單台動力源的管路系統中，若動力源的性能曲線和系統阻抗曲線已知，由於系統的全壓損失等於動力源所提供的壓力，系統的總流量等於動力源的流量，(2-32)代入(2-36)得(2-37)

$$P = C_{S1} Q^2 + C_{S2} Q + C_{S3} \quad (2-36)$$

$$C_{S1} Q_{sys}^2 + C_{S2} Q_{sys} + C_{S3} = K_{sys} Q_{sys}^2 \quad (2-37)$$

利用公式法可求得兩曲線的交點(操作點)流量 Q_{sys}

$$Q_{sys} = \frac{-C_{S2} \pm \sqrt{C_{S2}^2 - 4(C_{S1} - K_{sys})C_{S3}}}{2(C_{S1} - K_{sys})} \quad (2-38)$$

某固定轉速之動力源，裝置於管路系統中，流量可由(2-38)求得。若求出的流量並非所需求，可變更動力源之轉速來調整。動力源的轉速不同時，動力源的性能曲線會有所不同，操作點也隨之改變。動力源的性能曲線可由相似定理 (Affinity Law) 計算，其流量與轉速、壓力與轉速、功率與轉速的關係為：

$$\frac{Q_O}{Q_R} = \frac{N_O}{N_R} \quad (2-39)$$

$$\frac{P_O}{P_R} = \frac{N_O^2}{N_R^2} \quad (2-40)$$

$$\frac{BHP_O}{BHP_R} = \frac{N_O^3}{N_R^3} \quad (2-41)$$

其中 Q 表示流量， N 表示轉速， P 表示壓力， BHP (Brake Horse Power) 表示所需功率，下標 O 代表原始轉速 N_O 時的狀態，而下標 R 代表變更轉速 N_R 時的狀態。

圖 2-11 為某離心式流體機械在轉速為 N_O 和 N_R 的性能曲線之示意圖，圖中 A 和 B 點分別為在固定的系統下，不同轉速時的操作點。(2-35)式可以求得 A、B 兩點的關係式為

$$\frac{P_A}{P_B} = \frac{K_{sys} Q_A^2}{K_{sys} Q_B^2} = \frac{Q_A^2}{Q_B^2} \quad (2-42)$$

這也代表有相異兩點均在系統阻抗曲線上，其關係式必滿足(2-42)之型式。若直接將 A 點由(2-39)式與(2-40)式計算，把轉速調高至 N_R ，所求得的值為 C，其關係式可表示為

$$\frac{Q_A}{Q_C} = \frac{N_O}{N_R} \quad (2-43)$$

$$\frac{P_A}{P_C} = \frac{N_O^2}{N_R^2} \quad (2-44)$$

將(2-43)式代入(2-44)式

$$\frac{P_A}{P_C} = \frac{Q_A^2}{Q_C^2} \quad (2-45)$$

(2-45)式指出 C 在系統阻抗曲線上，即 B 點和 C 點同一點。也就是已知操作點 A，即可利用相似定理計算出不同轉速性能曲線與系統阻抗曲線的操作點 B。若 B 點為系統的目標流量與壓力(即 $Q_B = Q_{sys}$ 和 $P_B = P_{sys}$)，但不知離心式流體機械所需轉速($N_R = N_{sys}$)為多少，由(2-36)式可以計算出參數 K_{sys} ，可寫成

$$K_{sys} = \frac{P_{sys}}{Q_{sys}^2} \quad (2-46)$$

離心式流體機械轉速 N_O 時的性能曲線方程式如(2-36)式所示，將(2-36)式與(2-46)式所需係數代入(2-38)式，求得系統流量 Q_A 。再利用(2-39)式求得 N_{sys}

$$N_{sys} = N_O \frac{Q_{sys}}{Q_A} \quad (2-47)$$

將原本的離心式流體機械轉速調至 N_{sys} ，即可得到所需的流量。利用(2-39)式和(2-40)式，離心式流體機械調整轉速後的方程式為

$$\frac{N_o^2}{N_{sys}^2} P = C_{S1} \left(\frac{N_o}{N_{sys}} Q_{sys} \right)^2 + C_{S2} \left(\frac{N_o}{N_{sys}} Q_{sys} \right) + C_{S3} \quad (2-48)$$

將係數移項整理後可得到

$$\begin{aligned} P &= C_{S1} Q_{sys}^2 + C_{S2} \frac{N_{sys}}{N_o} Q_{sys} + C_{S3} \left(\frac{N_{sys}}{N_o} \right)^2 \\ &= C'_{S1} Q_{sys}^2 + C'_{S2} Q_{sys} + C'_{S3} \end{aligned} \quad (2-49)$$

其中 $C'_{S1} = C_{S1}$ 、 $C'_{S2} = C_{S2} \frac{N_{sys}}{N_o}$ 和 $C'_{S3} = C_{S3} \left(\frac{N_{sys}}{N_o} \right)^2$ ，(2-49)式即為變更轉速

後之性能曲線方程式。

而當同樣型號的離心式動力源並聯在一起，性能曲線的流量隨並聯動力源的數目增加若壓力相同會以倍數增加[11]。但是在不同型號的情況下，這種情形就不一定。因為不同型號的離心式動力源所屬的性能曲線必不相同，故並聯時操作點所對應到的各流量和壓力也不一定相同。若要達成倍數成長的條件就是不同型號的離心式動力源之各性能曲線要趨近相同，且要在正確的操作點（壓力流量兩者相同）上才會有倍數增長的情況。如圖 2-9 即某動力源在固定轉速時，不同數目相同泵浦並聯的性能曲線。比較圖面上單台和兩台泵浦並聯的性能曲線，提供相同壓力的條件下，兩台泵浦並聯所提供的流量是單台的兩倍。同樣的，三台泵浦並聯在同樣壓力的條件下，提供三倍的流量。而由圖 2-12 兩種不同型號之泵浦兩者性能曲線差異極大並聯後由於兩者對應操作點不相同則壓力及流量不同故無法達到倍數關係。而圖 2-13 則是兩種不同型號之泵浦但性能曲線接近相同且兩者操作點也近似相同則壓力及流量也近似相同，故可以達到並聯之後有倍數關係存在。

考慮圖 2-14 兩台不同型號並聯之系統，每台離心式流體機械的性能曲線分別為

$$P = A_{S1} Q^2 + A_{S2} Q + A_{S3} \quad (2-50)$$

以及

$$P = B_{S1}Q^2 + B_{S2}Q + B_{S3} \quad (2-51)$$

其中 A_{S1} 、 A_{S2} 、 A_{S3} 及 B_{S1} 、 B_{S2} 、 B_{S3} 分別為不同性能曲線之常數。然而此並聯系統共有 11 個流量未知數 (Q_1 、 Q_2 、 \dots 、 Q_{11})，因此需 11 個線性獨立方程式。流量守恆方程式為建立在非出入口之節點上，其中 4 個節點 (即節點 3、5、7 和 9) 與 (2-3) 式~(2-6) 式相同，再多加節點 9 的流量守恆

$$Q_9 - Q_{10} - Q_{11} = 0 \quad (2-52)$$

共 5 條流量守恆方程式。能量守恆方程式依之前的原理，只要從某一出入口走向另一出入口即可，也就是節點 1 分別走向節點 2、4、6、8、11 和 12，節點 2 走向節點 4、6、8、11 和 12，節點 4 走向節點 6、8、11 和 12，節點 8 走向節點 11 和 12，以及節點 11 走向節點 12。因此在這個系統中，總共可以找出 21 條路徑。然而剩下所需之方程式只需 6 條，若選擇不當，會造成方程式此線性相依，解出無限多組解。為了避免這種情況發生，用以下規則找尋最後的方程式。若系統有 M 台動力源並聯，需要 N 條能量守恆方程式，最方便的能量守恆路徑選法如下：

步驟 1：先選定某一固定動力源 (比如管 10 上的動力源) 的出口為起點，走向各個吸入口節點，可找出 $N-M+1$ 個方程式。

步驟 2：剩下 $M-1$ (即剩下動力源的數量) 的方程式，以其它某一動力源 (如管 11 的動力源) 的出口為起點，走向任一吸入口節點 (如節點 1)，便可再找到一條方程式。

步驟 3：若有三台動力源，再以剩下的動力源的出口為起點，同步驟 2 再找出一條方程式。

這也表示說其中一台動力源，會提供 $N-M+1$ 個方程式，其它動力源各提供 1 方程式。

故根據以上步驟可以由步驟 1 得到 5 條方程式：

$$A_{S1} G_{10}^2 - K_{10}Q_{10}^2 - K_9Q_9^2 - K_7Q_7^2 - K_5Q_5^2 - K_3Q_3^2 - K_1Q_1^2 = C_1 - A_{S4} \quad (2-53)$$

$$A_{S1} G_{10}^2 - K_{10}Q_{10}^2 - K_9Q_9^2 - K_7Q_7^2 - K_5Q_5^2 - K_3Q_3^2 - K_2Q_2^2 = C_2 - A_{S4} \quad (2-54)$$

$$A_{S1} G_{10}^2 - K_{10}Q_{10}^2 - K_9Q_9^2 - K_7Q_7^2 - K_5Q_5^2 - K_4Q_4^2 = C_3 - A_{S4} \quad (2-55)$$

$$A_{S1} G_{10}^2 - K_{10}Q_{10}^2 - K_9Q_9^2 - K_7Q_7^2 - K_6Q_6^2 = C_4 - A_{S4} \quad (2-56)$$

$$A_{S1} G_{10}^2 - K_{10}Q_{10}^2 - K_9Q_9^2 - K_8Q_8^2 = C_5 - A_{S4} \quad (2-57)$$

再根據步驟 2 得到最後一個方程式

$$B_{S1} H_{11}^2 - K_{11}Q_{11}^2 - K_9Q_9^2 - K_7Q_7^2 - K_5Q_5^2 - K_3Q_3^2 - K_1Q_1^2 = C_6 - B_{S4} \quad (2-58)$$

其中 G_{10} 和 H_{11} 與(2-18)式的原理相同，是由性能曲線配方法得到，因此最後必須增加的方程式為

$$G_{10} - Q_{10} = \frac{A_{S2}}{2A_{S1}} \quad (2-59)$$

$$H_{11} - Q_{11} = \frac{B_{S2}}{2B_{S1}} \quad (2-60)$$

此時如果再添加一方程式，其路徑為節點 12 走向節點 2，方程式為

$$B_{S1} H_{11}^2 - K_{11}Q_{11}^2 - K_9Q_9^2 - K_7Q_7^2 - K_5Q_5^2 - K_3Q_3^2 - K_2Q_2^2 = C_7 - B_{S4} \quad (2-61)$$

將(2-53)式減去(2-54)式，以及(2-58)式減去(2-61)式，都可得到(2-62)式

$$K_2Q_2^2 - K_1Q_1^2 = P_2 - P_1 \quad (2-62)$$

這也代表路徑選擇過多或是不當時，會造成方程式線性相依的問題。以上雙機並聯需要的方程式，包含 5 個流量守恆方程式(2-3)式~(2-6)式和(2-52)式，6 個能量守恆方程式(2-53)式~(2-58)式，以及因性能曲線增加的 2 個方程式(2-59)式和(2-60)式，總共 13 個方程式。這樣就可以計算出並聯系統的流量計算。

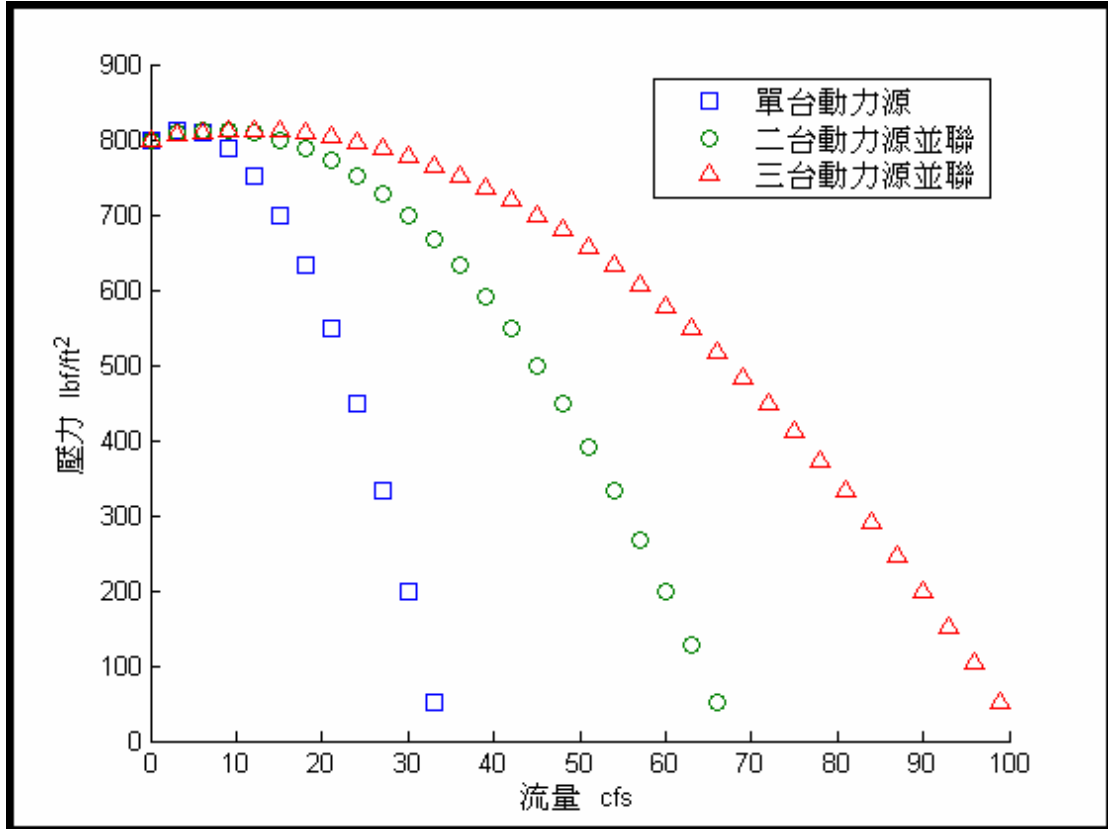


圖 2-9 單台、兩台與三台動力源並聯的性能曲線

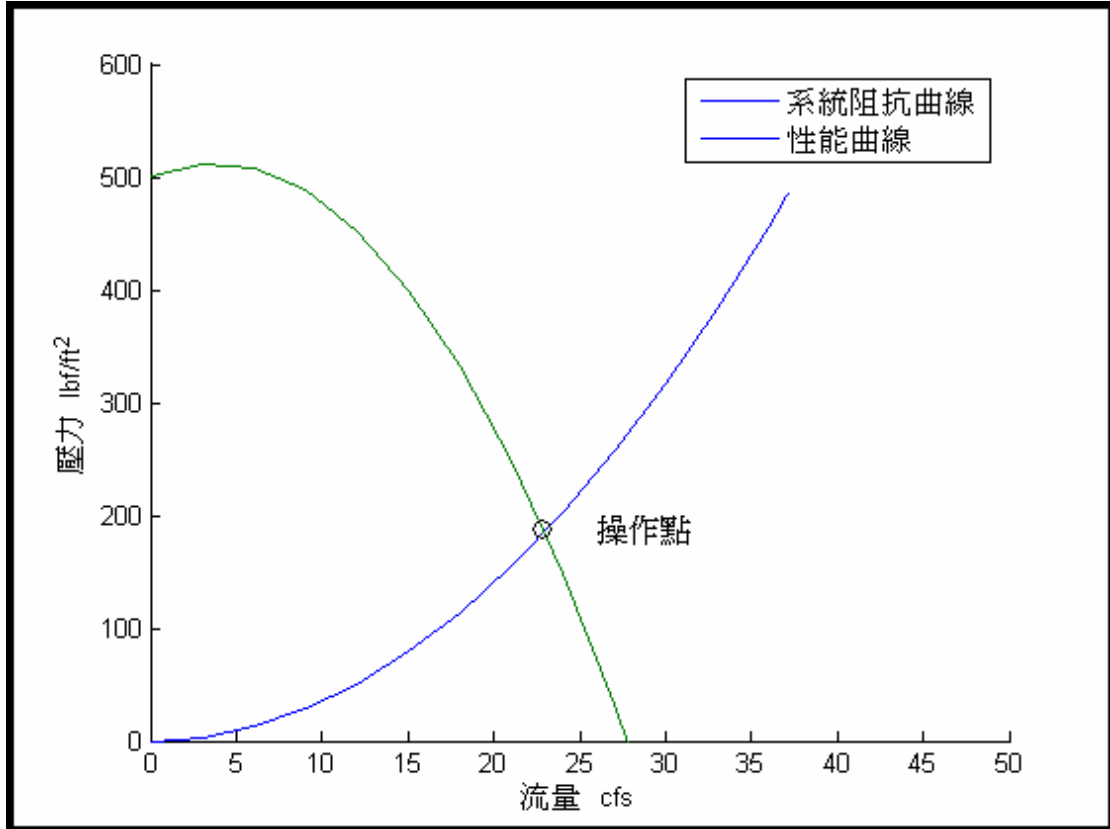


圖 2-10 某動力源性能曲線與系統阻抗曲線

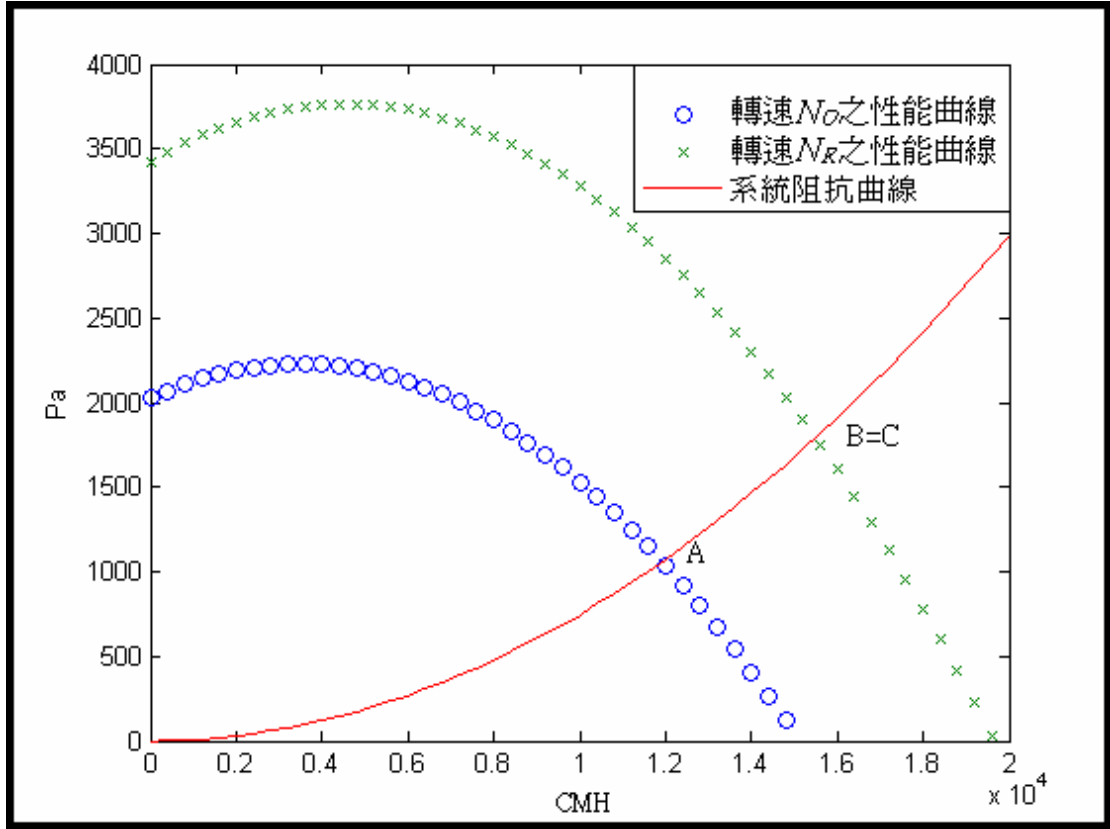


圖 2-11 轉速 N_o 和 N_R 之性能曲線與系統阻抗曲線

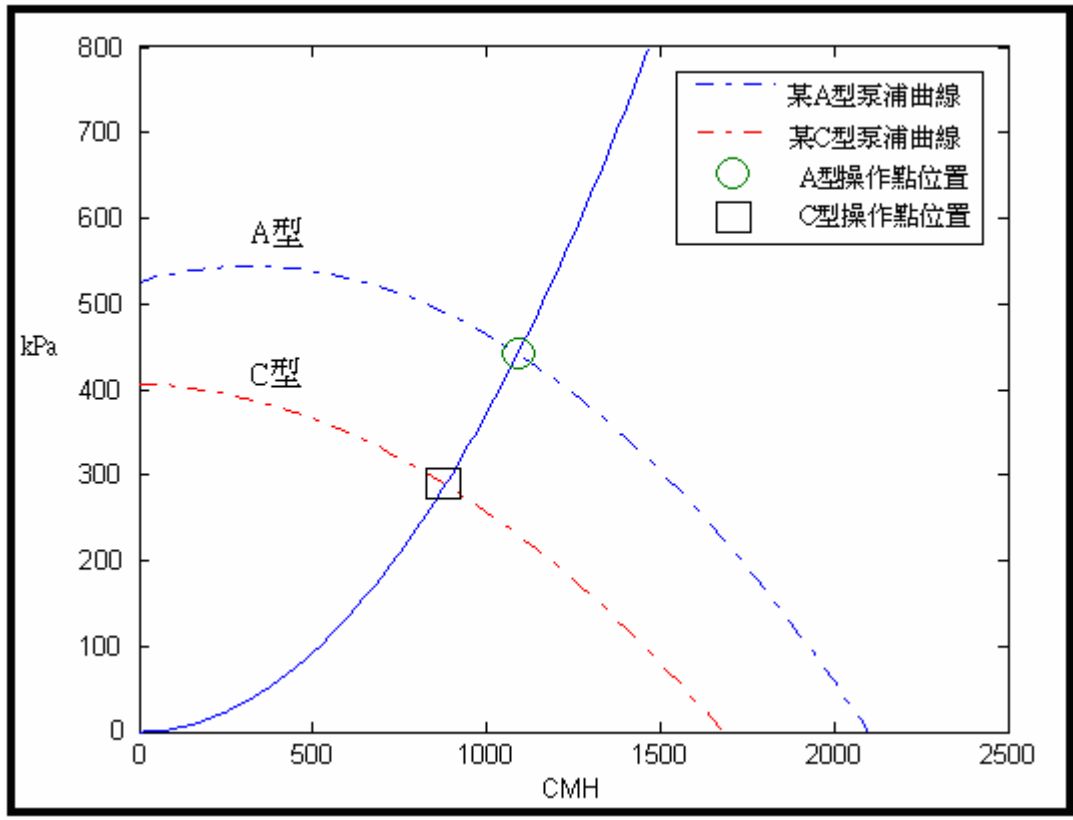


圖 2-12 某 A 型與 C 型性能曲線與不同之操作點

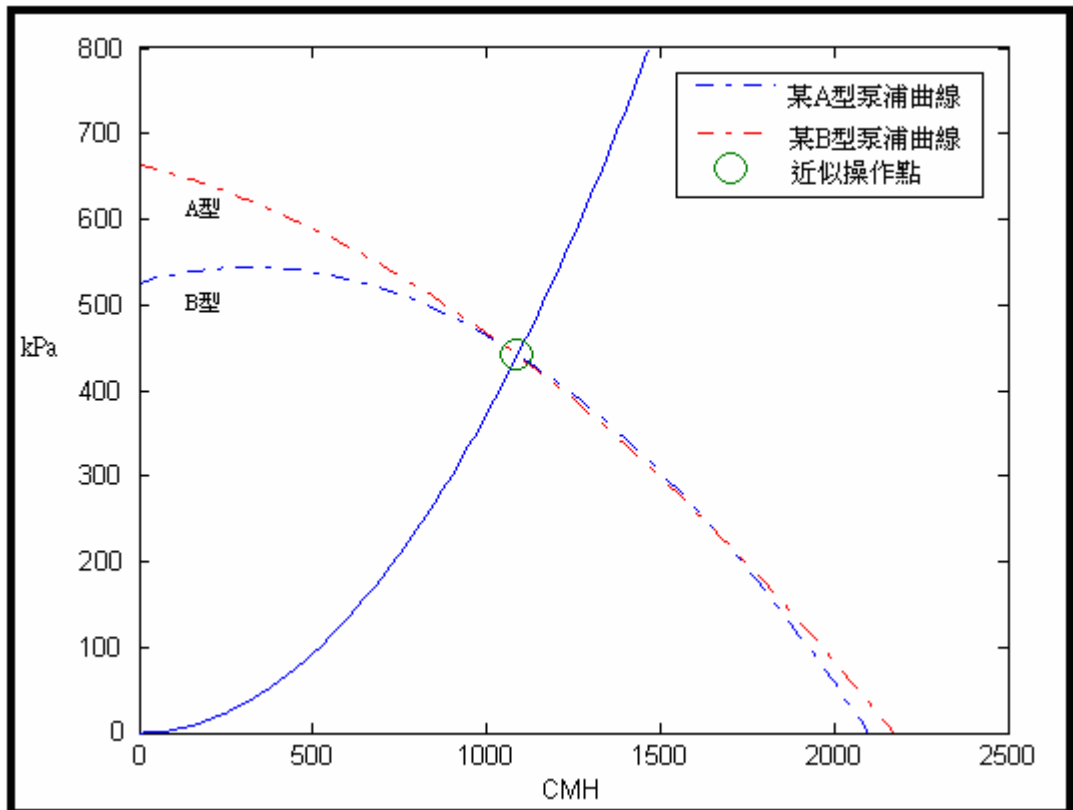


圖 2-13 某 A 型與 B 型性能曲線與近似之相同操作點

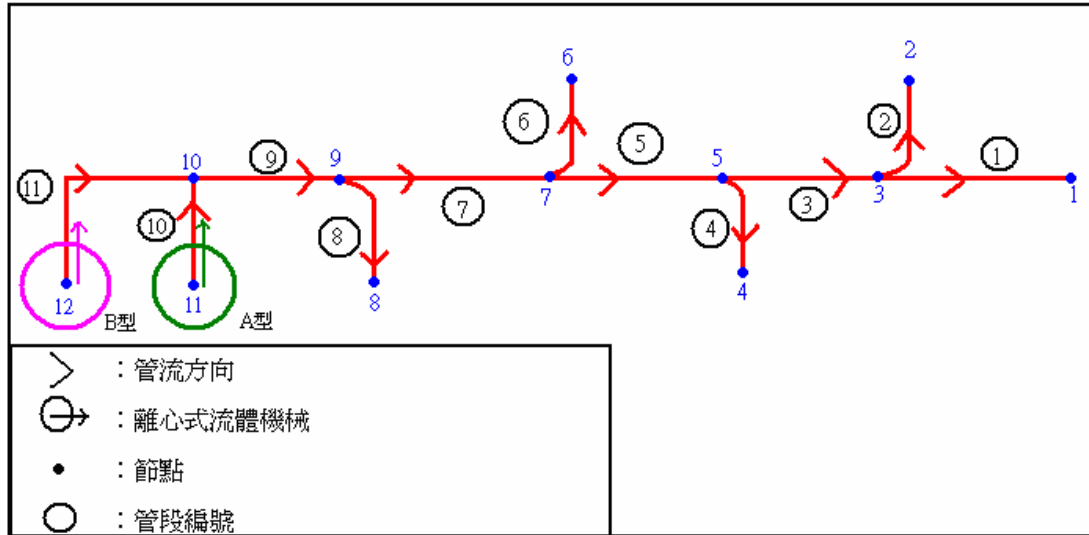


圖 2-14 兩台離心式流體機械並聯模式之物理模式圖

同理對於已經可以完整計算不同形式流體機械的流量計算，但達到最省能源的並聯台數，必須得知系統所需之總功率。離心式流體機械之功率公式為

$$BHP = \frac{Q \times P}{Z \times Ef} \quad (2-63)$$

其中 BHP 代表功率， Q 代表流量， P 代表壓力， Ef 代表效率， Z 代表單位轉換常數。隨著流量與壓力單位使用的不同， Z 值也隨之改變。以一般泵浦而言，流量的單位為 GPM ，而壓力使用單位為 FT ，所以 Z 值為 3960。從(2-63)式中可以得知，除了流量與壓力外，效率值 Ef 也會影響到功率值的大小。

廠商給的離心式流體機械的資料圖包含等效率曲線，那麼只要知道離心式流體機械操作時的壓力和流量，則可直接查出效率值。如圖 2-2 之不同直徑泵浦，像 U 字型之(C)曲線為等效率曲線。若葉片直徑為 7 英吋，在流量 120 GPM 與壓力 45 FT 時，其效率值約為 66%，那麼所使用功率為 2.06 HP ；若葉片直徑為 6 英吋，在流量 120 GPM 與壓力 27 FT 時，其效率值約為 61%，使用功率為 1.34 HP 。又如圖 1-1 所示泵浦，假使廠商給的資料為在固定及尺寸（10.88 英吋）轉速下之效率曲線（ Ef ，也就是機械效率）或功率曲線（ BHP ，即制動馬力），當轉速變更時，其曲線也必定隨之改變，因此無法從查表中求得，只得借助數學轉換公式逼近。

$$\frac{Q_o}{Q_R} = \left(\frac{D_o}{D_R} \right)^n \quad (2-64)$$

$$\frac{P_o}{P_R} = \left(\frac{D_o}{D_R} \right)^m \quad (2-65)$$

$$\frac{BHP_o}{BHP_R} = \left(\frac{D_o}{D_R} \right)^k \quad (2-66)$$

以泵浦而言，其 $n=1$ ， $m=2$ ， $k=3$ [9]；若以風機而言 $n=3$ ， $m=2$ ， $k=5$ [7]。文獻[9]提到當泵浦變動直徑與原提供直徑相差愈遠時，其計算求得的誤差值也愈大，因此變動直徑以不小於原直徑之 70% 為原則。文獻[10]提供泵浦直徑計算的修正圖，如圖 2-15 所示，可以使(2-64)式~(2-66)式所計算的誤差

值減少。其中橫軸代表欲求之直徑比，而縱軸代表修正後計算的直徑比，例如原直徑 D_o 為 7"，提供的流量 Q_o 為 100 GPM，欲求直徑 D_R 為 6" 時之流量，實際直徑比為 0.857，從橫軸找到 0.857 的值，對應縱軸的值約為 0.839，因此要利用(2-64)式~(2-66)式公式計算時，在直徑比所代入的值應為 0.839，所求之 Q_R 為 83.9 GPM。

若廠商給的離心式流體機械的資料圖包含等效率曲線，那麼只要知道離心式流體機械操作時的壓力和流量，則可直接查出效率值。效率曲線可和性能曲線一樣，可利用多項式表示。先前性能曲線採用二次多項式表示，是由於能量守恆方程式流量均為二次式，會比較方便計算。而在效率曲線方面，由於是獨立出來的計算式，因此可採用更高次之多項式表示。因此效率曲線可寫成

$$Ef = \sum_{i=0}^j E_i Q^i \quad (2-67)$$

其中 j 代表最高次項， E_i 為係數。圖 2-16 到圖 2-18 分別是以二次、三次以及四次多項式，所呈現圖 1-1 泵浦之效率曲線圖。可以發現二次多項式和三次多項式，與原資料點有較大的差異，而四次多項式較為相近，這也代表不同之曲線圖，可以採用較符合之多項式表示達到實際上近似的需求。

以下也是利用(2-64)式到(2-66)式，證明當轉速變更時，其效率曲線的變化情況。從(2-62)式可得知效率與流量、壓力和功率之相關式

$$Ef_o = \frac{Q_o \times P_o}{Z \times BHP_o} \quad (2-68)$$

下標 0 代表原轉速為 D_o 。如今將轉速由 D_o 調成 D_R 時，效率值 Ef_R 為

$$Ef_R = \frac{Q_R \times P_R}{Z \times BHP_R} \quad (2-69)$$

因為 Q_o 和 Q_R 、 P_o 和 P_R 以及 BHP_o 和 BHP_R 必需滿足相似定理，因此將(2-64)式~(2-66)式代入(2-69)式得到

$$Ef_R = \frac{\left(\frac{N_R}{N_O}\right) Q_O \times \left(\frac{N_R}{N_O}\right)^2 P_O}{Z \times \left(\frac{N_R}{N_O}\right) BHP_O} = \left(\frac{D_R}{D_O}\right)^{n+m-k} \times \frac{Q_O \times P_O}{Z \times BHP_O} = \left(\frac{D_R}{D_O}\right)^{n+m-k} \times Ef_O \quad (2-70)$$

因此若 Ef_O 之多項式為

$$Ef_O = \sum_{i=0}^j E_i Q_O^i \quad (2-71)$$

所以 Ef_R 之多項式應為將 (2-70) 代入 (2-69)

$$Ef_R = \left(\frac{D_R}{D_O}\right)^{n+m-k} \times Ef_O = \left(\frac{D_R}{D_O}\right)^{n+m-k} \times \sum_{i=0}^j E_i Q_O^i \quad (2-72)$$

最後將 Q_O 轉換成 Q_R ，可得到

$$Ef_R = \left(\frac{D_R}{D_O}\right)^{n+m-k} \times \sum_{i=0}^j E_i \left(\frac{D_O}{D_R}\right)^\alpha Q_R^i = \sum_{i=0}^j E_i \left(\frac{D_O}{D_R}\right)^{\alpha-n-m+k} \times Q_R^i = \sum_{i=0}^j E'_i Q_R^i \quad (2-73)$$

其中 $E'_i = E_i \left(\frac{D_O}{D_R}\right)^{\alpha-n-m+k}$ ，而 $\alpha = i \times n$ 。

同理轉速變更時，可利用 (2-73) 式求解。當轉速不同時，其 $n=1$ ， $m=2$ ， $k=3$ ，
求出之 Ef_R 為

$$Ef_R = \sum_{i=0}^j E_i \left(\frac{N_O}{N_R}\right)^i Q_R^i \quad (2-74)$$

利用以上之效率曲線轉換公式，再配合 (2-63) 式，即可求出不同轉速(或直徑)時的功率值。

若功率曲線也為已知，以多項式表示為

$$BHP_O = \sum_{i=0}^j S_i Q_O^i \quad (2-75)$$

因此利用 (2-64)~(2-66) 式，一樣可求出不同直徑時之功率曲線。將這兩式代入 (2-75) 式為

$$\left(\frac{D_O}{D_R}\right)^k BHP_R = \sum_{i=0}^j S_i \left(\frac{D_O}{D_R}\right)^\alpha Q_R^i \quad (2-76)$$

而 $\alpha = i \times n$ ，將(2-76)式整理可得

$$BHP_R = \sum_{i=0}^j S_i \left(\frac{D_o}{D_R} \right)^{\alpha-k} Q_R^i \quad (2-77)$$

同理轉速變更時，可利用(2-76)式求解。當轉速不同時，其 $n = 1$ ， $m = 2$ ， $k = 3$ ，
求出之 BHP_R 為

$$BHP_R = \sum_{i=0}^j S_i \left(\frac{N_o}{N_R} \right)^{i-3} Q_R^i \quad (2-78)$$



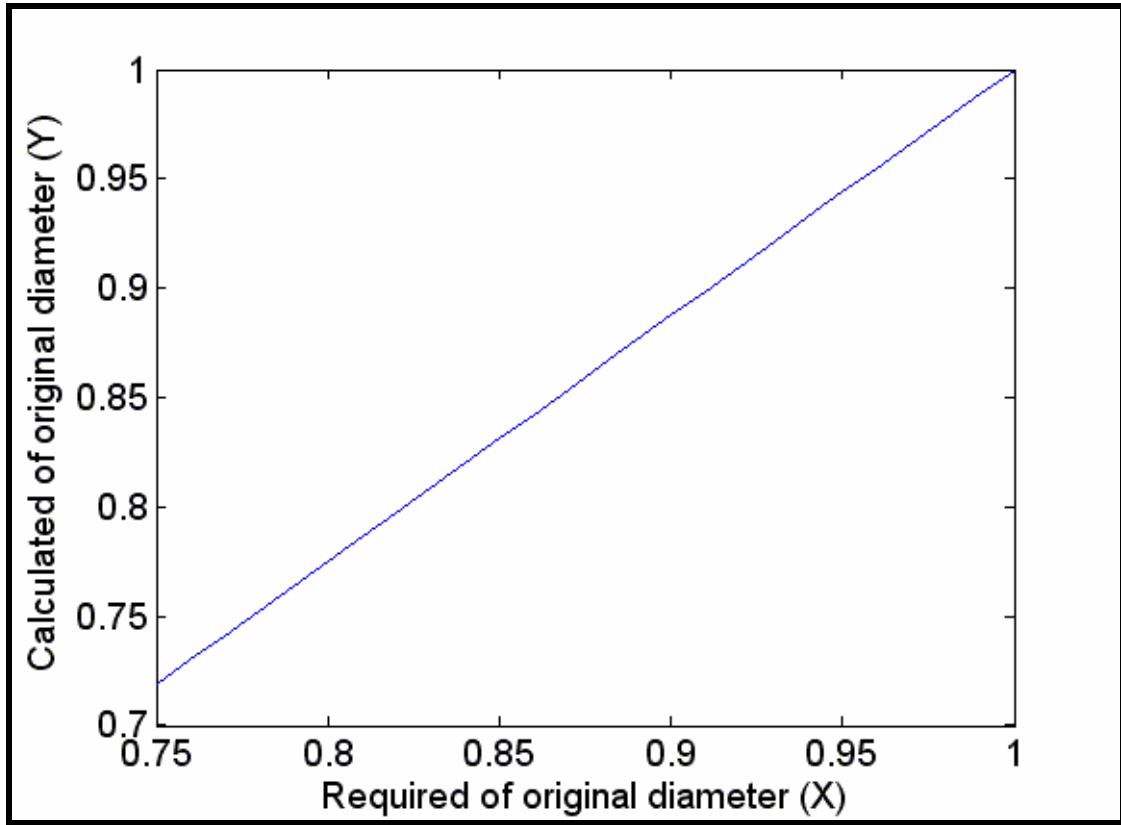


圖 2-15 泵浦直徑之修正圖

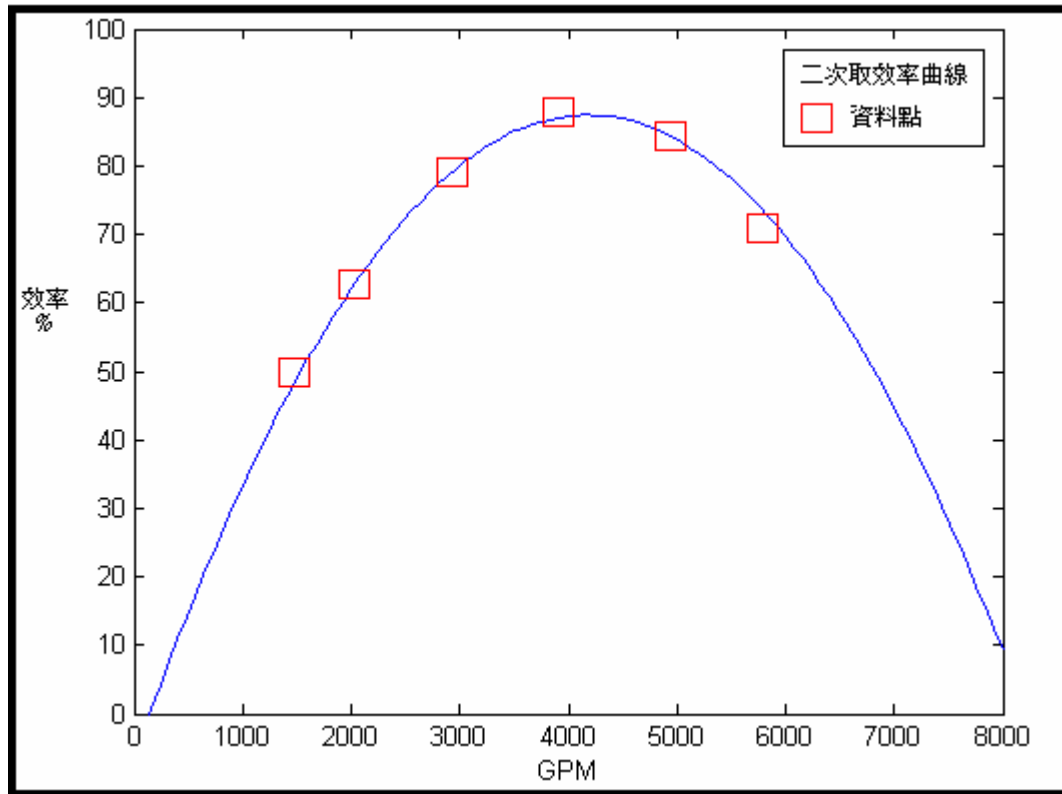


圖 2-16 以二次多項式表示效率曲線

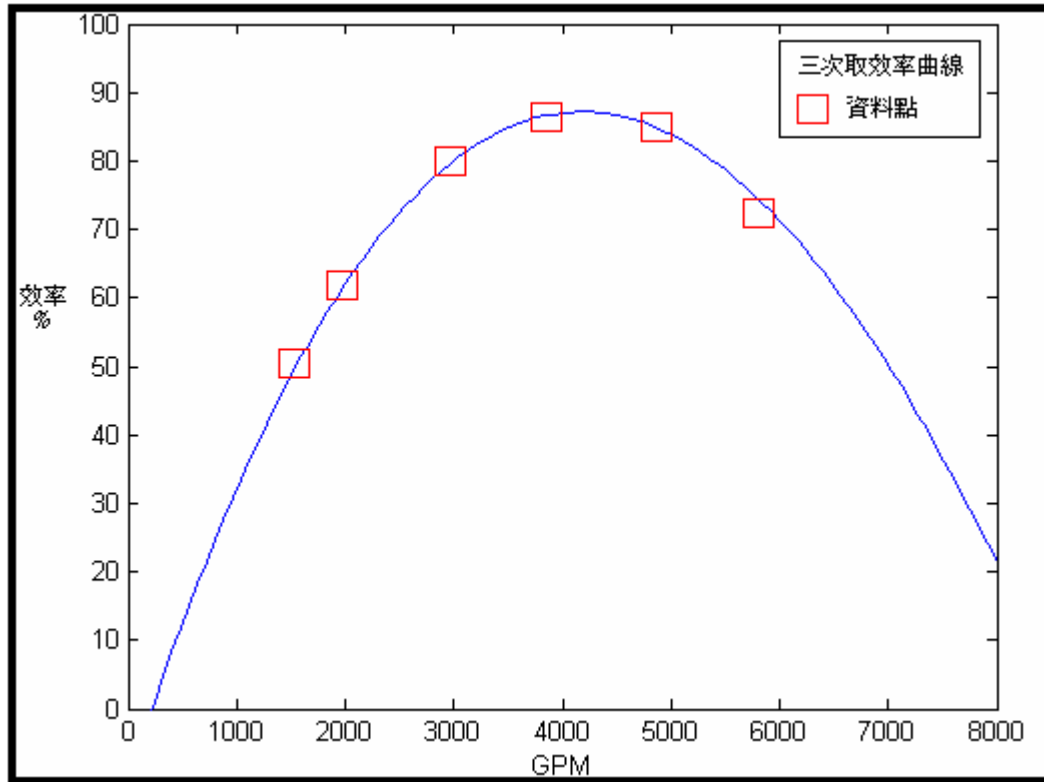


圖 2-17 以三次多項式表示效率曲線

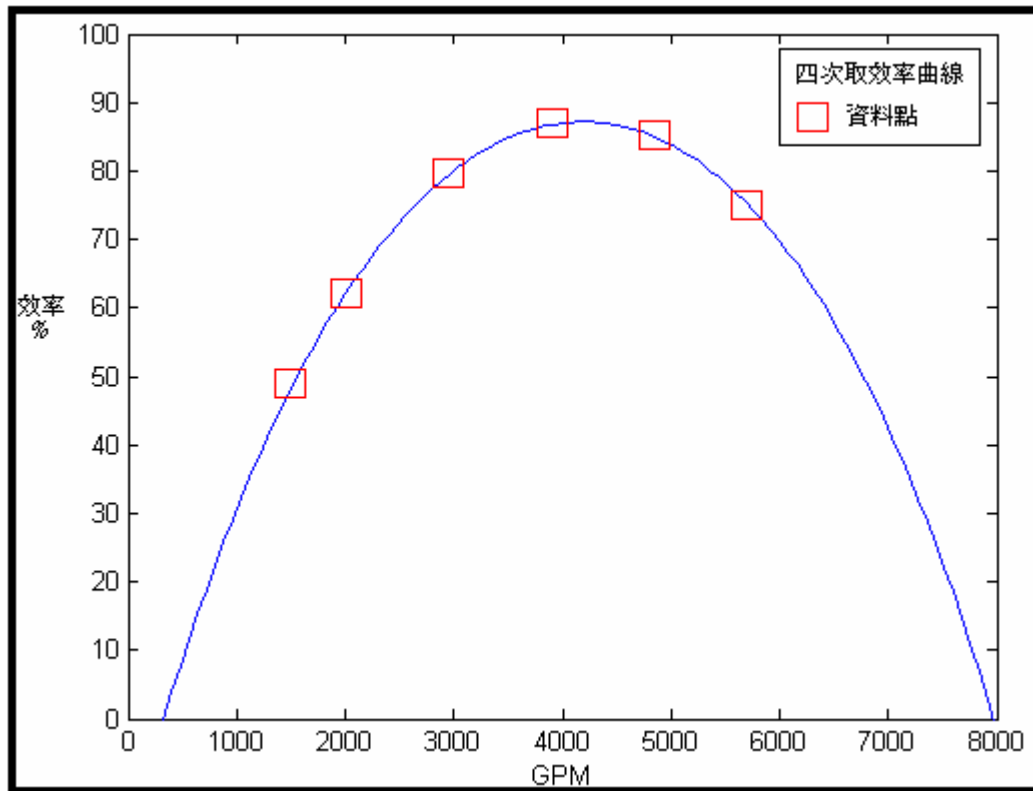


圖 2-18 以四次多項式表示效率曲線

第三章 數值方法

而由物理模式知道所有管路計算所需的方程式，而怎樣把方程式完整的解出則要利用數值方法。且加入計算效率部分及功率部分考慮如圖 2-14 的管路，公式建立與求解的過程可分為下列六個步驟：

- (1) 輸入資料：輸入所有管段的相對資料，包含各管段的長度、直徑和粗糙度、管路元件(風門、合流管和彎管等)，工作流體密度與黏滯係數，系統所有出入口的全壓值，不同形式離心式流體機械性能曲線、效率曲線和所在管段與流向。
- (2) 建立預設流量方向：由於輸入資料中，並沒有給定流向值，在此要先決定各管段流量的方向性。
- (3) 建立方程式：求出連續及能量守恆方程式以及加入性能曲線轉換後的方程式。
- (4) 非線性方程式轉換成線性方程式：將能量守恆所建立的非線性方程組轉換成線性方程組。
- (5) 解線性聯立方程組與誤差設定：利用線性法求解流量未知數，並設定合理之誤差值，使得流量與各管段壓損值達到收斂條件。
- (6) 效率與功率之設定：將計算出的流量在帶入效率曲線方程式與功率式 (2-63) 得到功率與效率值。

(1) 輸入資料

輸入的方法採用綜合法(Combined Representation, [5])，由 3 個一維陣列表示其管路結構的相對位置。考慮圖 2-12 的管路，輸入的 3 個向量

元素對應的節點 1 2 3 4 5 6 7 8 9 10 11 12

位置向量 T: [1 2 3 6 7 10 11 14 15 18 21 22]

相連接管路向量 AT: [1 2 1 2 3 4 3 4 5 6 5 6 7 8 7 8 9 9 10 11 10 11]

相連接節點向量 TL : [3 3 1 2 5 5 3 4 7 7 5 6 9 9 7 8 10 9 11 12 10 10]

T 是位置向量，用來對應每一個節點在其它兩個向量開始的位置。AT 是相連接管路向量，用來記錄與節點相連接的管路。TL 是相連接節點向量，用來記錄與節點相連接的節點。如 T 向量第 1 個元素 1 代表在 AT 和 TL 中，與節點 1 有關的資料從第 1 個元素開始，也就是說 AT 向量記錄與節點 1 相連接的管路是管路 1，TL 向量記錄與節點 1 相連接的節點是節點 3；而 T 向量第 5 個元素就代表節點 5 相關的資料從第 7 個算起，意即與節點 5 相連接的管路是管 3、管 4和管 5，相鄰的節點是節點 3、節點 4 和節點 7。同理，與節點 7 相連接的管路有管 5、管 6和管 7，與節點 7 相鄰的節點有節點 5、節點 6 和節點 9，其它的節點可以依此類推。此外，尚需要輸入每根管路的長度、直徑、粗糙度與工作流量的密度，用來計算摩擦的全壓損失，粗糙度與管路材質有關。其它元件包括風門，多管連接的結構或其它會造成全壓損失的元件。除了這些輸入的資料外，尚需動力源所在的管段、流體推動方向和性能曲線。

(2) 建立方程式

由於綜合法並沒有輸入流體的流向，可依系統的需求假設初始流向，若系統為排氣系統，則流體從吹出口(圖 2-14 的節點 11 和 12)流向出口點(節點 1、2、4、6 和 8)。因此我們可以採用樹狀圖的方式，將流向先做初步假設。建立樹狀結構的步驟為

1. 以最外側離心式流體機械的入口節點(也就是節點 12)為參考起點，將此點設為目標點(存入於目標點向量中)，同時將目標點也存入已搜尋向量。
2. 找出與目標點相連接的節點，判別此節點是否存在於已搜尋向量，若尚未存在，則將方向設為相鄰節點流向目標點，並將資料記錄下來，反之則跳過。
3. 此時將有設定方向之相鄰節點，存入下次目標點向量與已搜尋向量中，待目標點向量內之所有目標點用完，下次目標點向量取代目標點向量。
4. 若已搜尋過向量的節點數目等於管路的節點數則程式結束，否則持續步

驟 2 和步驟 3。

5. 最後判別離心式流體機械之流向是否與所在管段流向相同，如果不同則更正為離心式流體機械之流向。

以圖 2-14 為例，起始目標點為節點 12，找到相鄰點為節點 10，此點並不存在於已搜尋向量中，因此管 11 之流量尚未決定，將流量設為節點 12 流向節點 10，也就是管 11 之流向是朝著節點 10。此時設立管段對應節點之矩陣，縱軸為管段編號，橫軸為節點編號，在矩陣位置(11, 12)定義為-1，代表是管 11 流向節點 12 為負向；在矩陣位置(11, 10)為 1，代表管 11 流向節點 10 為正向，其它不存在之位置，用 0 表示。待方向記錄完成後，將節點 10 設為目標點，存入下次目標點向量以及已搜尋向量。由於原目標點向量中，只有節點 12，其相鄰管段之流量全設定完成，因此這時可將下次目標點向量取代原目標點向量，再由新的目標點向量開始搜尋。新的目標點只有節點 10，此時相鄰節點中，節點 12 存在於已搜尋向量中，所以跳過不計，而節點 11 和節點 9 尚未存在，因此分別將管 9 和管 10 流向定義完成後，將下次目標點向量更新為節點 9 和節點 11，同時也將兩節點存入已搜尋向量。此時再更新目標點向量，此時目標點為節點 9 和節點 11，由於節點 10 已搜尋過，也代表節點 11 找不到下次的目標點，而節點 9 則可找到節點 8 和節點 7，因此下次的目標點只有節點 7 和節點 9。利用以上的原理，可一直往下找尋，直到所有節點已被搜尋過後，才算流向設定完成。

以上之步驟為步驟 1 到步驟 4 的過程，其結果為(3-1)式所示

$$\begin{bmatrix}
 1 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 1 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 1 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 1 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & -1 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & -1 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & -1 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & -1
 \end{bmatrix} \quad (3-1)$$

若是系統只有單一流體機械，只需執行步驟 1 到步驟 4 即可。但以圖 2-14 之二機並聯的例子，可發現管 10 流向不合，因此再執行步驟 5，矩陣變為(3-2)式

$$\begin{bmatrix} 1 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & -1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & -1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & -1 \end{bmatrix} \quad (3-2)$$

在矩陣位置(10, 10)和(10, 11)正負號均改變。如此一來，管路系統之流量方向設定完成。

(3) 建立方程式

當初步流向設定完成時，接著是找出系統所需的方程式。質量守恆方程式可利用(3-2)式求得，(3-2)式之第 n 行代表節點而第 m 列代表管段 m 。因此第 1 行代表節點 1，可觀察出除了矩陣位置(1, 1)不為 0 外，(2, 1)到(11, 1)均為 0，這也代表節點 1 是出口或入口節點，不會有質量守恆方程式。而從第 3 行中，發現(1, 3)、(2, 3)和(3, 3)均不為 0，所以節點 3 有質量守恆方程式，依此方法可找出所有含連續方程式的節點，並將方程式建立出來。

接著是求出能量守恆方程式，方程式的路徑皆由入口節點走向出口節點，因此需將出入口節點求出。出入口節點可由(3-2)式中求得，在第 1、2、4、6、8、11 和 12 行的所有元素中，只有一個元素不為 0，這也代表這些節點為出入口節點，而節點 11 和 12 不為 0 的元素為-1，代表這些節點為入口節點，而節點 1、2、4、6 和 8 為不為 0 的元素為-1，代表出口節點。

出入口節點區分完成後，開始著手能量守恆方程式的建立。選取任一出口節點為起始節點，走向其它入口節點，建立同入口節點數量的方程式，同樣以圖

2-14 為例，就是第一個出口節點要找出兩組方程式。假設起始節點 1，接著利用 (3-2) 式找尋節點 1 的上游管段和節點。從第 1 行中的元素中，找出值為 1 之位置 (1, 1)，這表示管 1 為節點 1 之上游管段，再從第 1 列中找出值為 -1 的位置 (1, 3)，這也表示節點 3 為上游節點。接著以節點 3 再往上游找尋管段和節點，同理可找出管 3 和節點 5，直到找到入口節點為止，最先找到的入口節點為節點 11，所以第一個路徑為管 1→管 3→管 5→管 7→管 9→管 10。此時還需再一組方程式，一樣以節點 1 為起始節點往上游找尋，直到找到節點 10 時，上游節點為節點 11 和節點 12，然而節點 10 已在先前找過，因此路徑改走向節點 12，這也表示若已找過之出口節點則不採用。最後兩組路徑為管 1→管 3→管 5→管 7→管 9→管 11。求出最先兩組方程式後，再分別以其它出口節點為起始節點，利用同樣的方法求得最後方程式路徑，也就是管 2→管 3→管 5→管 7→管 9→管 10、管 4→管 5→管 7→管 9→管 10、管 6→管 7→管 9→管 10 和 管 8→管 9→管 10，如此一來便可以求得所有能量守恆方程式的路徑。

雖然第二章能量守恆方程式是以入口節點為起點找尋，此數值找法卻是以出口節點為起點，主要是因為這樣找尋的方法，在程式上判別與寫法會比較方便，而且所求出的方程式和第二章所求得的一樣。

最後再將(2-59)式及(2-60)式兩個方程式加入即可。由於要解方程組為 $Ax = b$ 的形態，而以上方程組所找到的 A 矩陣只有以下的形態

$$\begin{bmatrix}
 1 & 1 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 1 & 1 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 1 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 1 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & -1 & -1 & 0 & 0 \\
 -1 & 0 & -1 & 0 & -1 & 0 & -1 & 0 & -1 & -1 & 0 & 0 & 1 \\
 0 & -1 & -1 & 0 & -1 & 0 & -1 & 0 & -1 & -1 & 0 & 0 & 1 \\
 0 & 0 & 0 & -1 & -1 & 0 & -1 & 0 & -1 & -1 & 0 & 0 & 1 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & -1 & 0 & -1 & -1 & 0 & 0 & 1 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & -1 & -1 & 0 & 0 & 1 \\
 -1 & 0 & -1 & 0 & -1 & 0 & -1 & 0 & -1 & 0 & -1 & -1 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 1 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 1 & 0
 \end{bmatrix} \quad (3-4)$$

其中的每一行依序代表的位置為

$$[Q_1 \quad Q_2 \quad Q_3 \quad Q_4 \quad Q_5 \quad Q_6 \quad Q_7 \quad Q_8 \quad Q_9 \quad Q_{10} \quad Q_{11} \quad H_{11} \quad G_{10}]$$

第 1 列到第 5 列為質量守恆方程式，第 6 列到第 11 列代表能量守恆方程式，第 12 列到第 13 列代表性能曲線配方法所增加的方程式。

接著便是求出能量守恆方程式中每項的 K_n 值。方程式中的每項 K_n 值，可能包含摩擦、彎管、風門和合流管等因素項，所造成的壓損係數，因此必需配合給定的條件代入。大部份的壓力損失係數，如彎管(2-31)式等因素，均知道管路配件條件後即可立即求出，與流量無關。而摩擦損失和多管相連接所造成的壓損係數值，皆和流量 Q_n 有關，可從(2-26)式、(2-27)式和圖 2-6 的表中得知。也因此這兩種因素所造成的壓損係數值，是以預設的初始流量值求得。若假設管 1 中含有風門和彎管，分別造成的壓損係數為 K_{1d} 和 K_{1b} ，再包含因摩擦所造成的壓損係數 K_{1f} ，管 1 的總壓損係數為 $K_1 = K_{1f} + K_{1b} + K_{1d}$ ，再將 K_1 代入(3-4)式中(6, 1)的位置即可。而合流管所造成的壓損係數，會因為路徑而有所不同，如(2-33)式和(2-34)式所示，所以(3-4)式中(6, 3)和(7, 3)的 K_3 會不一樣，(6, 3)的 K_3 是套入管 3經過管 1的壓損值，而(7, 3) K_3 是套入管 3經過管 2的壓損值。當所有 K_n 再代入(3-4)式中之能量守恆方程式中，可以發現未知數 Q_n 和 G_n 還是以平方項出現，接下來便要著手將非線性方程轉換成線性方程式。

(4) 非線性方程式轉換成線性方程式

(2-53)式~(2-58)式均為非線性方程式，為了將其改寫成線性方程組，將管路壓力損失 $K_n Q_n^2$ 改寫成 $K_n^\beta Q_n^\beta Q_n^{\beta+1}$ ，上標 β 代表迭代的次數，這也表示 $K_n^\beta Q_n^\beta$ 是採用舊值計算，而 $Q_n^{\beta+1}$ 即為待求的未知數。因此可以將(2-53)式改寫

$$A'_{s1} G_{10} - K'_{10} Q_{10} - K'_9 Q_9 - K'_7 Q_7 - K'_5 Q_5 - K'_3 Q_3 - K'_1 Q_1 = C_1 - A_{s4} \quad (3-5)$$

其中 $A'_{s1} = A_{s1} G_{10}^\beta$ ， $K'_n = K_n Q_n^\beta$ 。同理，(2-54)式~(2-58)式也可和(3-5)式一樣，

改寫成線性方程式，最後便是解線性聯立方程組。

(5) 解線性聯立方程組與誤差設定

線性聯立方程組可利用最常見之高斯消去法求解。所求出的 $Q_n^{\beta+1}$ 必需達到收斂條件，也就是誤差值 $(Q_n^{\beta+1} - Q_n^\beta) / Q_n^\beta$ 必需小於 0.001。若未達收斂條件，則 $Q_n^{\beta+1}$ 取代原 Q_n^β 之位置，重復計算求得之新的流量值。為了加速收斂速度，可添設收斂係數 γ ，即 $Q_n'^{\beta+1} = \gamma Q_n^\beta + (1-\gamma)Q_n^{\beta+1}$ ，再將 $Q_n'^{\beta+1}$ 代入迭代過程， γ 值約 0.7~0.8 時收斂速度最快。當流量收斂後，需再將每根管段之壓損值求出，確認每段的壓損值達到收斂條件，相對誤差小於 0.001，迭代過程才算完成。

(6) 效率與功率之設定

計算出流量之後在利用流量與性能曲線關係找出操作點的壓力，在與效率曲線上流量與效率關係，將流量帶入效率曲線內找出效率，最後利用 (2-62) 式帶入壓力流量以及效率找出正確的功率值。



第四章 結果與討論

本章分別討論三個部分，第一要討論兩種不同形式動力源各別在同一管路系統且此管路系統必須滿足操作點遠離性能曲線頂點平緩之處[11]去探討轉速及流量變化，以及各別並聯之流量變化。第二要討論不同形式動力源並聯後在同一管路系統中並聯過後的流量變化以及變更轉速之後的流量變化。並且探討同形式及不同形式並聯之後的差別。第三部分以不同形式泵浦並聯及同形式泵浦並聯在一極複雜的管路系統中針對他的轉速變更效率變化以及功率變化找出最省能模式。

第一部分：

考慮如圖 4-1 的例子，此為一台動力源的情形，節點 3、節點 5、節點 7 和節點 9 為 30 度夾角的合流點。所有出入口的壓力條件為一大氣壓。動力源 A 及 B 轉速為 1750 轉的性能曲線如圖 4-2。其中 A 性能曲線方程式為

$$P_{A,1750} = -0.172Q_{A,1750}^2 + 11Q_{A,1750} + 525960 \quad (4-1)$$

各管段的直徑、長度和粗糙度與工作流體性質如表 4-1 所示。此系統設計為總流量為 1693.3CMH 系統全壓損失為 220 KPa。求得的結果如圖 4-3 所示。圖 4-4 為性能曲線與阻抗曲線部分。

然而系統需求的總流量要 2000CMH，一開始計算出的總流量 1693.3CMH，因此必須提昇動力源的轉速。式(4-1)的轉速為 1750 rpm，由式(2-47)可以得到

$$N_{sys} = N_{1750} \frac{Q_{A,New}}{Q_A} = 1750 \frac{2000}{1693.3} \approx 2067 \text{ rpm} \quad (4-2)$$

由(2-49)可求得單台動力源轉速升至 2067 rpm 時的方程式為

$$P_{A,2067} = -0.172Q_{A,2067}^2 + 11 \times \left(\frac{2067}{1750}\right) Q_{A,2067} + 525960 \times \left(\frac{2067}{1750}\right)^2 \quad (4-3)$$

將動力源性能曲線改成式(4-3)，使之重新計算後得到的總流量為 2000CMH，詳細資料如圖 4-5 所示。圖 4-6 為不同轉速時的動力源性能曲線與系統阻抗曲線。

同理泵浦 B 轉速為 1750 轉性能曲線如式 (4-4) 及圖 4-2 也是利用上述關係去找到其流量及所需流量所需之關係式。

$$P_{B,1750} = -0.135Q_{B,1750}^2 - 15.11Q_{B,1750} + 406700 \quad (4-4)$$

此 B 動力源對應此系統總流量為 1351CMH 系統全壓損失為 140.8KPa。求得的結果如圖 4-7 所示。圖 4-8 為性能曲線與阻抗曲線部分。同理若總流量需求為 2000CMH，也是利用式(2-47)方式找出所需轉速如式 (4-5)。

$$N_{sys} = N_{1750} \frac{Q_{B,New}}{Q_B} = 1750 \frac{2000}{1351} \approx 2590 \quad (4-5)$$

得知 B 系統調至 2000CMH 時所需轉速為 2590 轉再求出變更方程式如式 (4-6)

$$P_{B,2590} = -0.135Q_{B,2590}^2 - 15.11 \times \left(\frac{2590}{1750}\right) Q_{B,3031} + 406700 \times \left(\frac{2590}{1750}\right)^2 \quad (4-6)$$

而調整到總流量為 2000CMH 詳細資料如圖 4-9，圖 4-10 為變更轉速之性能曲線還有阻抗曲線部分。

再考慮如圖 4-11 的例子，此為兩台泵浦並聯的情形，每台泵浦型號與轉速皆相同，節點 3、節點 5、節點 7 和節點 9 為 30 度夾角的合流點，節點 10 為 90 度夾角的合流點。所有出入口的壓力條件為一大氣壓。在管 11 的直角，代表一個 90 度彎管，其它管段的彎角。以動力源 A 作為說明，其中 A 型動力源性能曲線如圖 4-2 及式 (4-1)，各管段的直徑、長度和粗糙度與工作流體性質如表 4-2 所示。系統設計且未調整各台平均流量情況的總流量為 2294CMH 系統全壓損失 850.7KPa。求得的結果如圖 4-12 所示，而兩台相同形式動力源並聯之性能曲線與個別系統阻抗曲線如圖 4-13。而從左到右的流量分別為 1085CMH 和 1209CMH。比較管段 10 和管段 11，管段 10 比管段 11 的流量大，是因流體的慣性力所造成的。若所需總流量為 3000CMH，則以並聯方式調整轉速至 2288 轉去得到所需求的流量如圖 4-14。而更變轉速後的性能曲線及阻抗曲線如圖 4-15。動力源 B 之性能曲線如圖 4-2 及式 (4-4)，同樣對應在表 4-2 及圖 4-11 系統，所得到結果如圖 4-16 所示，各別流量從左到右為 880.1CMH 及 970.6CMH。兩台相同 B 型動

力源並聯之性能曲線與個別系統阻抗曲線如圖 4-17。同樣調整總流量為 3000CMH 時所得到調整轉速至 2837 轉如圖 4-18 所示。而調整轉速後之性能曲線與個別系統阻抗曲線如圖 4-19。系統所需求的流量單台動力源無法負荷時可以以並聯或調整轉速去得到所需流量。

第二部分：

從第一部分得到的結論來探討第二部分，利用 A 型與 B 型式(4-1)及式(4-4) 兩台並聯且利用表 4-2 之規格及圖 4-20 的系統去找出對應此系統的流量，並對照第一部分相同形式的動力源比較其兩者不同點。可以從圖 4-21 得到不同形式並聯對應此系統的流量。而兩台不同形式動力源並聯之未調整轉速性能曲線與個別系統阻抗曲線如圖 4-22。若總流量與第一部分並聯動力源需求量一樣 3000CMH 則調整轉速至 2592 轉達到所需量如圖 4-23。而調整轉速後的性能曲線與個別系統阻抗曲線如圖 4-24 所示。而不同形式動力源也可以滿足單台動力源無法負荷的龐大流量，並且可以滿足一般廠商在擴大廠房時萬一找不到同形式的可以以不同型式為替代方案，達成所需之需求。與同型式之動力源差別在於若所求得總流量為 3000CMH，以第一部分 A、B 同型式並聯的動力源並且調整轉速比較，得到不同形式的轉速會介於 A、B 同形式所需之轉速之間。

第三部分：

若要知道效率及功率可由式(2-73)為效率曲線隨直徑或轉速之變更公式，則若以動力源 A 的二次多項式效率曲線做轉換如式(4-7)

$$Ef_{A,1750} = -0.000083Q_{A,1750}^2 + 0.1785Q_{A,1750} - 8.4473 \quad (4-7)$$

同理動力源 B 的效率曲線如式(4-8)

$$Ef_{B,1750} = -0.000098Q_{B,1750}^2 + 0.186Q_{B,1750} - 1.21 \quad (4-8)$$

而由式(2-63)可以知道功率與效率、流量及壓力的關係式，故可以利用其關係式去找出變更轉速後的效率曲線以如式(4-9)。

$$Ef_n = E_2 \times \left(\frac{N_0}{N_R} \right)^2 \times Q^2 + E_1 \times \left(\frac{N_0}{N_R} \right) Q - E_0 \quad (4-9)$$

其中下標 n 代表某轉速下， N_0 為原始轉速， N_R 為需求轉速， E_2 、 E_1 及 E_0 為所對應的常數。

考慮一極複雜的管路且四機並聯系統如圖 4-25 所示，並管路系統的規格為表 4-3，其中系統在節點 32、34 及 37 為 90 度合流管其餘為 30 度合流管，在管段 37、19 及 11 各有一 90 度彎管，在管段 23 有一 45 度彎管及兩個 90 度彎管。在管段 33、35、36 及 37 裝置動力源，若封閉管段 37 則為三機並聯。若封閉 37 及 36 則為二機並聯。同理封閉 37、36 及 35 則為單機系統。然後分別各別以同型號 (A、B) 動力源及 A 型動力源加上 B 型動力源去做分析，並聯時同型號流體機械輸出流量近似平均下對於系統要求的流量、流體機械台數及功率並分析其結果。

若系統需求 5000 CMH 以 A、B 型配置於圖 4-25 之系統，且調整每台轉速幅度皆相同至所輸出總流量為 5000CMH。則會有四台 A 同型並聯系統，三台 A 同型並聯系統、兩台 A 同型並聯系統及單台 A 系統，同理也會有四台 B、三台 B、兩台 B 及單台 B 系統，最後會有三 A 一 B 並聯系統、二 A 二 B 並聯系統、三 B 一 A 並聯系統、二 A 一 B 並聯系統、二 B 一 A 並聯系統及一 A 一 B 並聯系統如表 4-6。再以上述所述去做比較找出最佳省能並聯台數並把結果列於表 4-4 到表 4-6。以同類型的動力源並聯圖 4-25 系統中分析表 4-4 及表 4-5 及圖 4-26 可以發現在此系統中以四台並聯最為節能。而為了證明此系統四台最為節能，故再做了五台並聯與四台比較如表 4-6，發現五台並聯調至總流量為 5000CMH 時所耗的功率比四台還高，因為五台時由於管段的增加，使得阻抗曲線上移，故各台的操作點已經偏移至頂點平緩之處。故證明四台時較為省能。圖 4-27 及圖 4-28 為各機型調整轉速後性能曲線及效率曲線改變情況。對於 A 及 B 型動力源而言四台最為節能。而分析不同台型號並聯於表 4-7 及圖 4-29 中兩台 A 型動力源及兩台 B 型動力源最為節能。而且相較於同型號四台並聯的結果還要節能如圖 4-30。原因是 A 型

動力源所輸出功率較大流量也較大，而 B 動力源輸出功率較小流量也較小，而在固定的流量需求下，同樣是 A 型動力源並聯，雖然提昇至 5000CMH 的轉速為 3355 相較於 B 型之 4012 轉來的低，但是相對功率 4942hp 卻比同樣是 B 動力源 4936hp 來講較高。而 B 型動力源因為輸出流量較 A 型動力源來的少，所以提昇至 5000CMH 所需的轉速要比 A 型動力源 3355 轉來得高為 4012 轉。而 A 及 B 型綜合的好處是各取其優點，需求為 5000CMH 雖然提昇的轉速介於 A 及 B 中間 3435 轉，但 A 型可以補足 B 型所需之流量較少部分，而 B 型可以補足 A 型功率過高部分，為最省能之模式。而不同形式四台並聯之各轉速如圖 4-31。



表 4-1 系統各管段與工作流體資料

管段編號	直徑 (mm)	管長 (m)	絕對粗糙度
1	225	35	0.15
2	225	30	0.15
3	225	30	0.15
4	225	30	0.15
5	225	30	0.15
6	225	30	0.15
7	225	35	0.15
8	225	30	0.15
9	225	27	0.15
管段編號	含 90 度彎管	含 45 度彎管	風門數量
1	0	0	0
2	0	0	0
3	0	0	0
4	0	0	0
5	0	0	0
6	0	0	0
7	0	0	0
8	0	0	0
9	0	0	0
工作流體		水	
密度 (kg/m ³)		1000	
黏滯係數 (kg/mxs)		0.001	

表 4-2 並聯兩台動力源系統及各管段與工作流體資料

管段編號	直徑 (mm)	管長 (m)	絕對粗糙度
1	225	35	0.15
2	225	30	0.15
3	225	30	0.15
4	225	30	0.15
5	225	30	0.15
6	225	30	0.15
7	225	35	0.15
8	225	30	0.15
9	225	27	0.15
10	225	10	0.15
11	225	15	0.15
管段編號	含 90 度彎管	含 45 度彎管	風門數量
1	0	0	0
2	0	0	0
3	0	0	0
4	0	0	0
5	0	0	0
6	0	0	0
7	0	0	0
8	0	0	0
9	0	0	0
10	0	0	1
11	1	0	0
工作流體	水		
密度 (kg/m ³)	1000		
黏滯係數 (kg/mxs)	0.001		

表 4-3 圖 4-25 系統各管段與工作流體資料

管段	直徑(mm)	管長(m)	含 90 度 彎管	含 45 度 彎管	風門數量	絕對粗糙 度
1	200	10	0	0	0	0.15
2	200	10	0	0	0	0.15
3	200	10	0	0	0	0.15
4	200	10	0	0	0	0.15
5	200	10	0	0	0	0.15
6	200	10	0	0	0	0.15
7	200	15	0	0	0	0.15
8	200	10	0	0	0	0.15
9	200	10	0	0	0	0.15
10	200	20	0	0	0	0.15
11	200	50	2	0	0	0.15
12	200	10	0	0	0	0.15
13	200	10	0	0	0	0.15
14	200	5	0	0	0	0.15
15	200	10	0	0	0	0.15
16	200	5	0	0	0	0.15
17	200	10	0	0	0	0.15
18	200	10	0	0	0	0.15
19	200	50	2	0	0	0.15

表 4-3 圖 4-25 系統各管段與工作流體資料(續)

20	200	10	0	0	0	0.15
21	200	10	0	0	0	0.15
22	200	20	0	0	0	0.15
23	200	30	1	2	0	0.15
24	200	10	0	0	0	0.15
25	200	10	0	0	0	0.15
26	200	5	0	0	0	0.15
27	200	10	0	0	0	0.15
28	200	5	0	0	0	0.15
29	200	10	0	0	0	0.15
30	200	10	0	0	0	0.15
31	200	10	0	0	0	0.15
32	200	10	0	0	0	0.15
33	200	10	0	0	1	0.15
34	200	10	0	0	0	0.15
35	200	10	0	0	1	0.15
36	200	10	0	0	1	0.15
37	200	15	1	0	0	0.15
工作流體		水				
密度 (kg/m ³)		1000				
黏滯性 (kg/mxs)		0.001				

表 4-4 同型號 A 型泵浦在圖 4-25 結果

A 型動力	所在管段	流量(CMH)	壓力(KPa)	效率(%)	總功率	所需轉速
單機	33	4996	17603	82.9	38969	10413
雙機	33	2258	4330	79.9	9350	5108
	35	2744.9	4068	86		
三機	33	1478.8	2288	76.1	5128	3676
	35	1592	2254	79.1		
	36	1934	2366	85.5		
四機	33	1280	1921	73.7	4942	3355
	35	1313	1914	74.8		
	36	1170	1944	69.6		
	37	1241	1930	72.3		

表 4-5 同型號 B 型泵浦在圖 4-25 結果

B 型動力	所在管段	流量(CMH)	壓力(KPa)	效率(%)	總功率	所需轉速
單機	33	4996.5	17603	80.3	36082.2	12780
雙機	33	2273.4	4377.9	77.4	9387	6256
	35	2730.3	4044.8	83.68		
三機	33	1496	2322.3	74	5294	4494
	35	1605	2272.6	76.7		
	36	1905.5	2118.5	82.8		
四機	33	1256.6	1882	71.3	4936	4012
	35	1279.2	1873.6	72.1		
	36	1334.5	1852.2	73.8		
	37	1136.9	1924.9	66.9		

表 4-6 同型號五台 A 型並聯於圖 4-25 管路結構之結果

A 型動力	所在管段	流量(CMH)	壓力(KPa)	效率(%)	總功率	所需轉速
五台	33	1050	2803	56.1	9740	3990
	35	1209	2786	63		
	36	1019	2811	55		
	38	809.3	2820	44.5		
	39	920.3	2816	50		

表 4-6 同型號五台 B 型並聯於圖 4-25 管路結構之結果 (續)

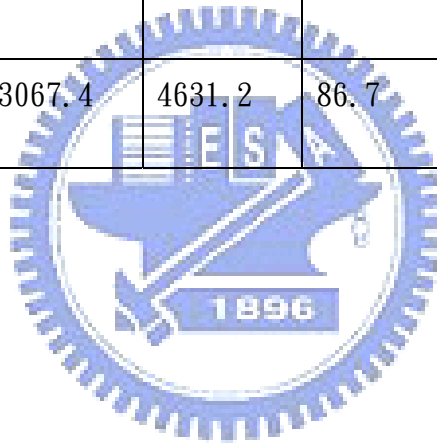
B 型動力	所在管段	流量(CMH)	壓力(KPa)	效率(%)	總功率	所需轉速
五台	33	1046	2790	56	9665	4740
	35	1186	2746	61.4		
	36	1011	280.5	54.5		
	38	849.4	282.5	47.5		
	39	918	283.3	50.5		

表 4-7 不同型號 A 及 B 型泵浦在圖 4-25 結果

動力源型號分布	所在管段	流量 (CMH)	壓力 (KPa)	效率(%)	總功率	所需轉速
一台 B 型動力源及三台 A 型動力源	33(B 型)	897.2	1364.5	70.9	4512	3359
	35(A 型)	1409.6	1894.9	77.8		
	36(A 型)	1493	1871	80.1		
	37(A 型)	1206	1943	71		
兩台 B 型動力源及兩台 A 型動力源	33(B 型)	942	1419.4	65.4	4327.2	3435
	35(B 型)	831.2	1449.2	60		
	36(A 型)	1777	1867.7	85.1		
	37(A 型)	1455	1977	78.26		
三台 B 型動力源及一台 A 型動力源	33(B 型)	1064.7	1584.4	68.2	4524.4	3651
	35(B 型)	1017	1599	66.2		
	36(B 型)	876	1639.7	59.6		
	37(A 型)	2047.6	2039.7	86.8		

表 4-7 不同型號 A 及 B 型泵浦在圖 4-25 結果(續)

動力源型號分布	所在管段	流量 (CMH)	壓力 (KPa)	效率(%)	總功率	所需轉速
一台 B 型及兩台 A 型動力源	33(B 型)	1144	1712.1	69.4	4987.2	3808
	35(A 型)	1760.7	2380	81.6		
	36(A 型)	2133.5	2219.8	86.7		
兩台 B 型及一台 A 型動力源	33(B 型)	1249.9	1870.6	71.2	4884.5	4000
	35(B 型)	1270.8	1862.7	71.9		
	36(A 型)	2484.5	2311.4	87.5		
各一台 B 型及 A 型動力源	33(B 型)	1935.6	3414.6	76.1	9283.87	5497
	35(A 型)	3067.4	4631.2	86.7		



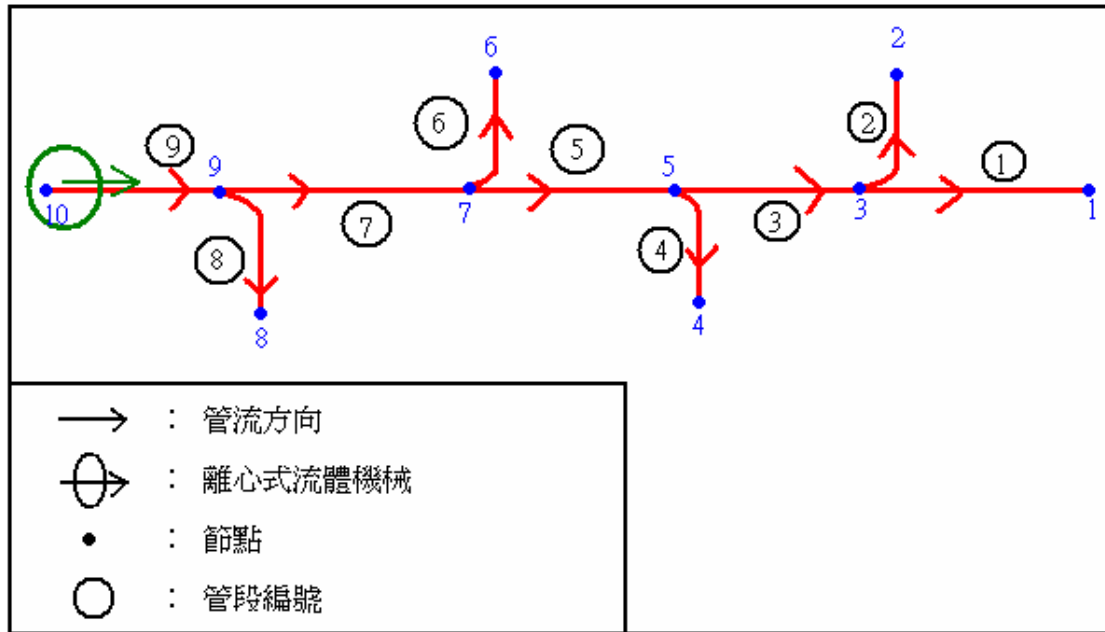


圖 4-1 管路結構

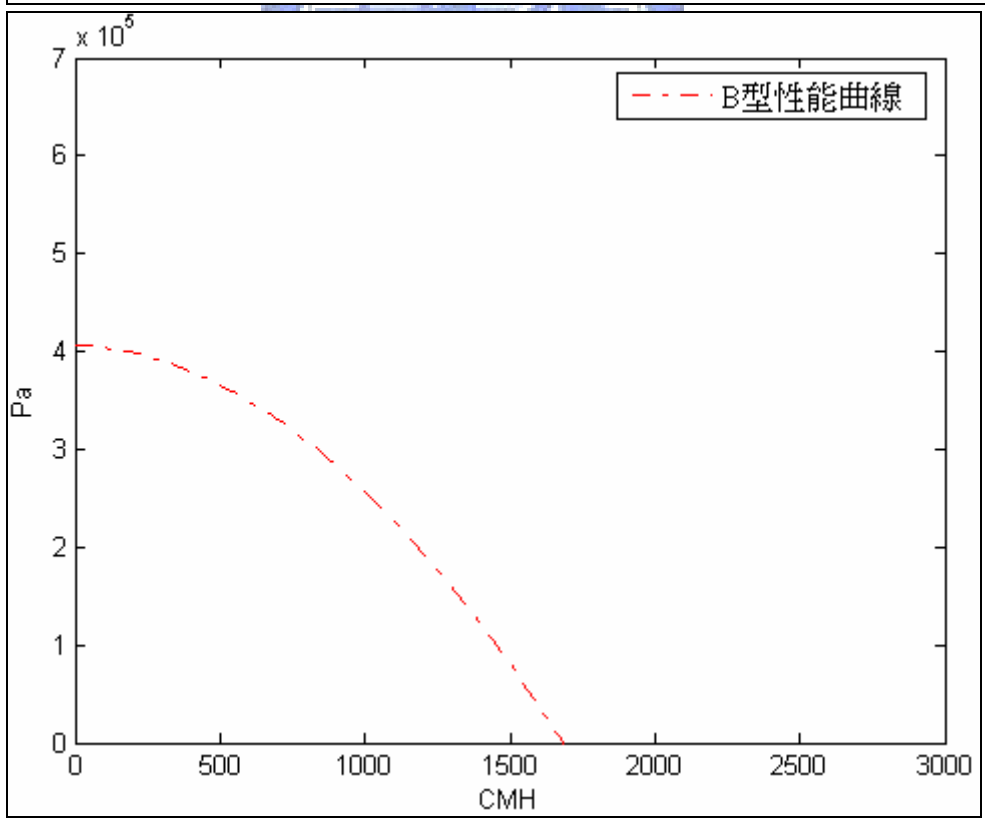
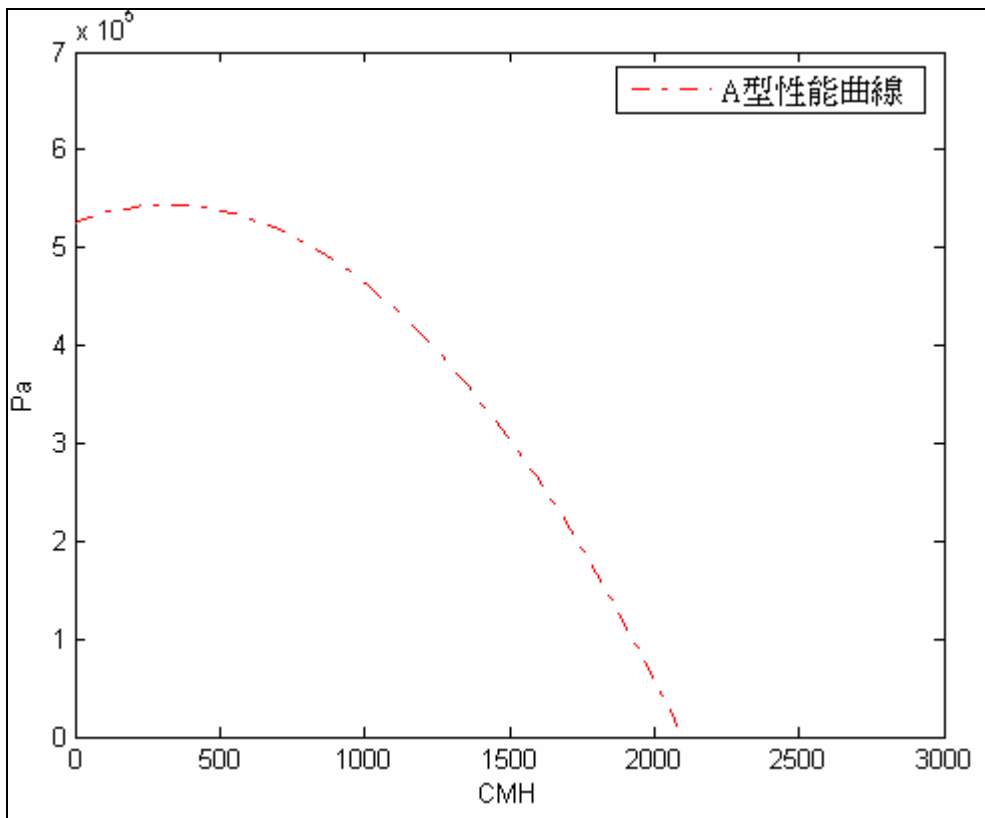
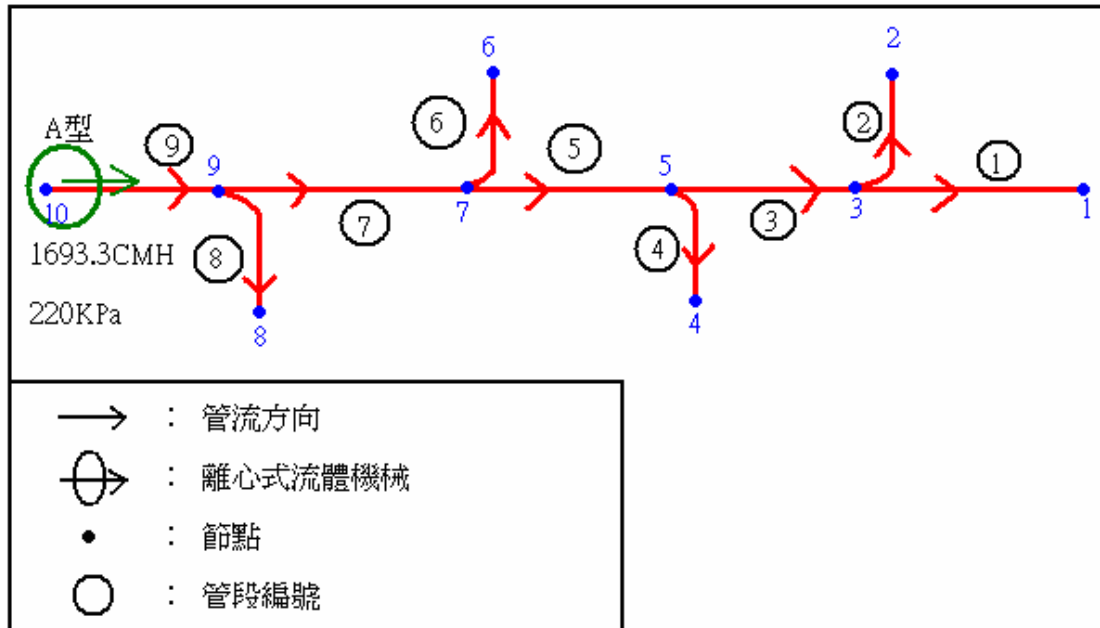


圖 4-2 某廠商用 A 型泵浦與 B 型泵浦以二次多項式表示之性能曲線



管段編號	流量 CMH	壓損 KPa
1	116.1	1.05
2	99.6	1.06
3	215.8	3.13
4	206.7	4.14
5	422.4	11.6
6	407.1	15.9
7	829.5	52.5
8	863.8	68.5
9	1693.3	151

圖 4-3 A 型泵浦 1750 轉於圖 4-1 之系統流量分佈

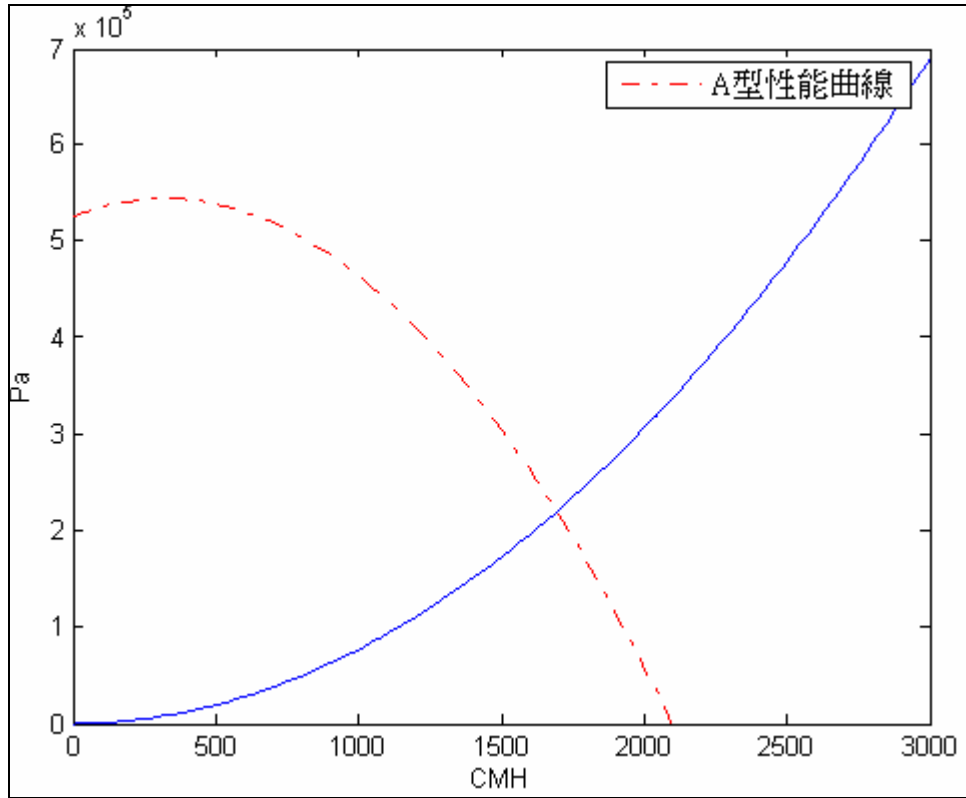
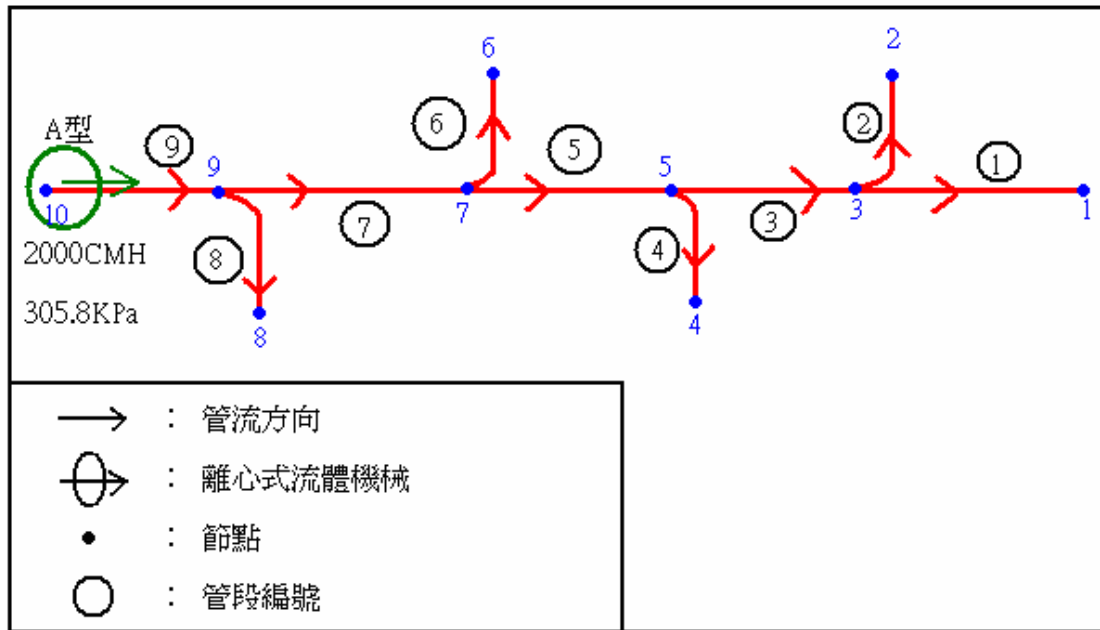


圖 4-4 A 型泵浦對應圖 4-1 及圖 4-3 系統的性能曲線及阻抗曲線



管段編號	流量 CMH	壓損 KPa
1	137.8	1.46
2	117.8	1.46
3	255.6	4.35
4	244.3	5.82
5	500	16.3
6	481.1	22.4
7	981	73.4
8	1020.6	95.5
9	2000	211

圖 4-5 A 型泵浦 2067 轉在圖 4-1 之系統流量分佈

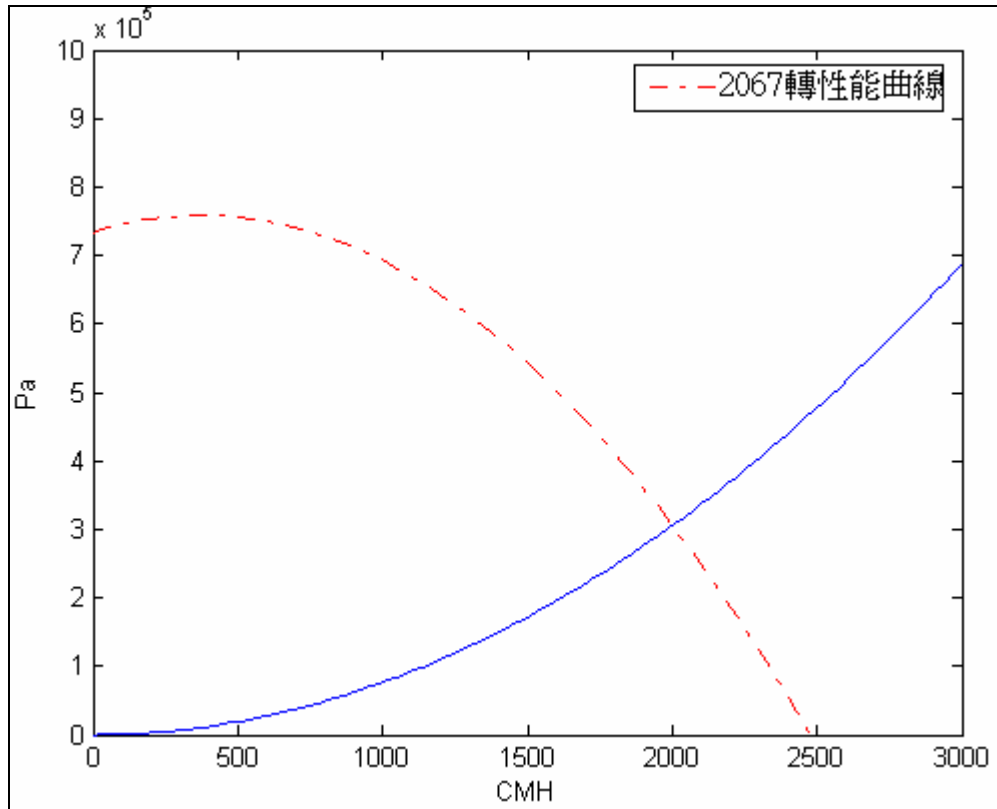
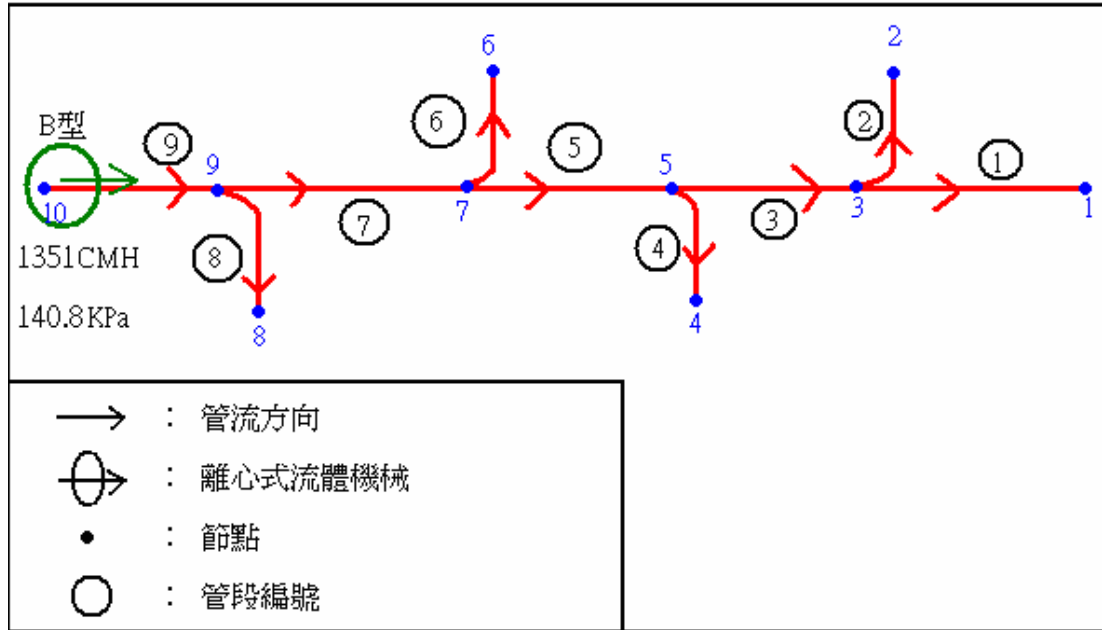


圖 4-6 A 型泵浦對應圖 4-1 及圖 4-5 系統的性能曲線及阻抗曲線



管段編號	流量 CMH	壓損 KPa
1	92.1	0.67
2	79.4	0.677
3	171.5	2
4	164.9	2.68
5	336.4	7.49
6	325	10.2
7	661.4	33.6
8	689.6	43.8
9	1351	96.3

圖 4-7 B 型泵浦 1750 轉在圖 4-1 之流量分佈

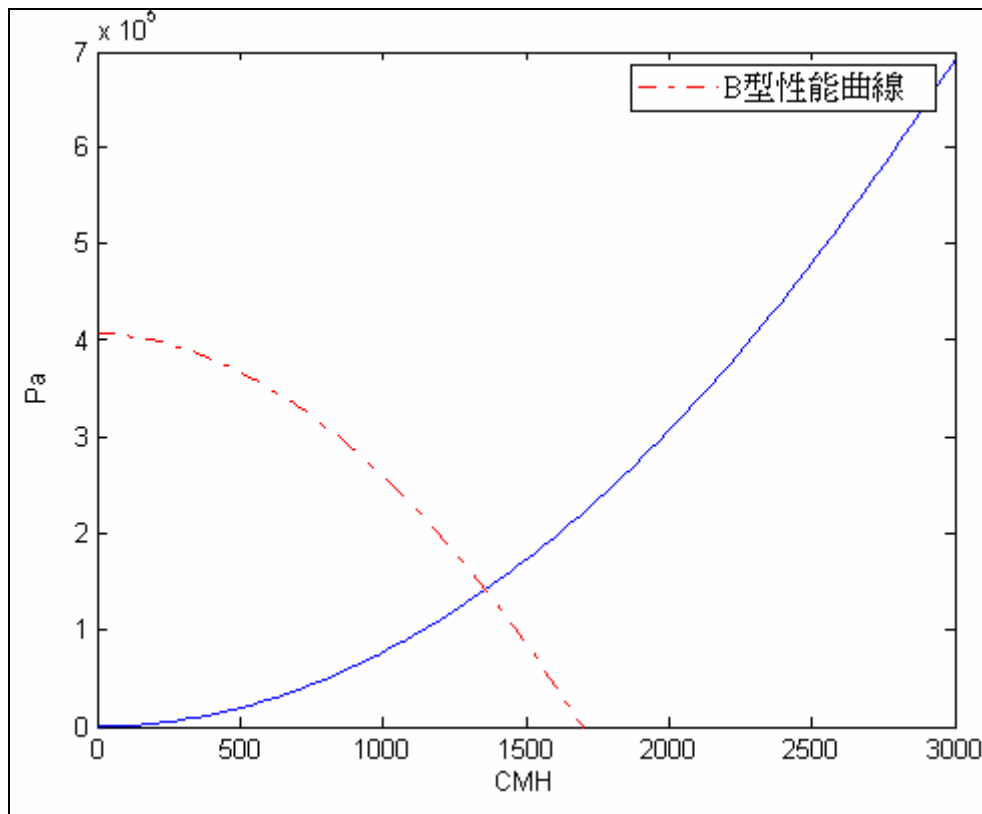
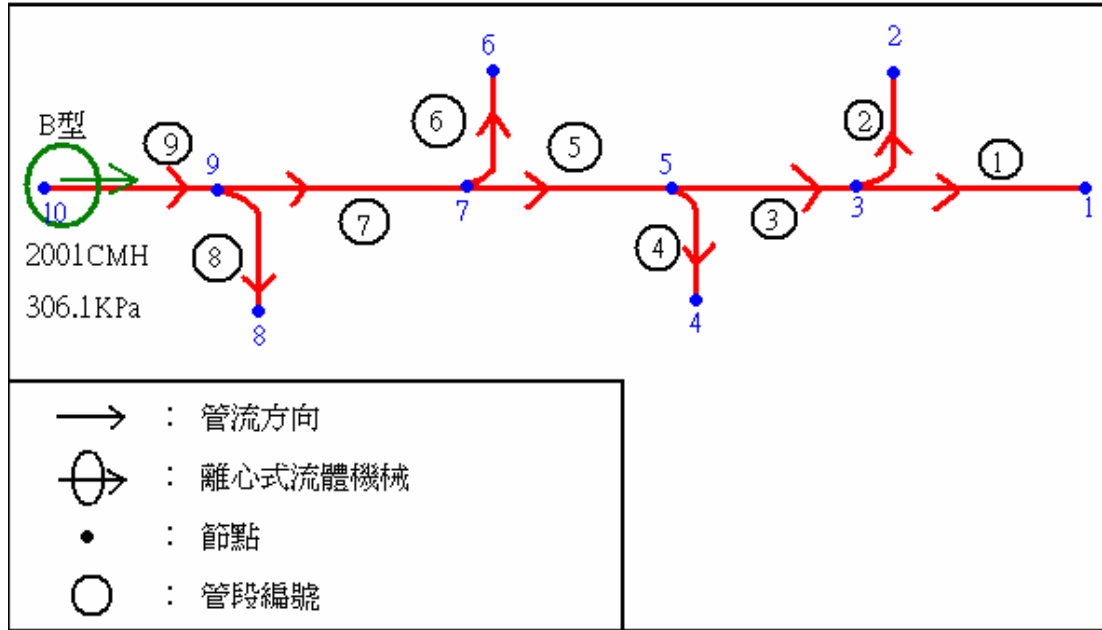


圖 4-8 B 型泵浦對應圖 4-1 及圖 4-7 之系統的性能曲線及阻抗曲線



管段編號	流量 CMH	壓力 KPa
1	137.8	1.47
2	118	1.47
3	256	4.37
4	244.2	5.82
5	500	16.3
6	481	22.4
7	981	73.4
8	1020.5	95.3
9	2001	211

圖 4-9 B 型泵浦 2590 轉在圖 4-1 之系統流量分佈

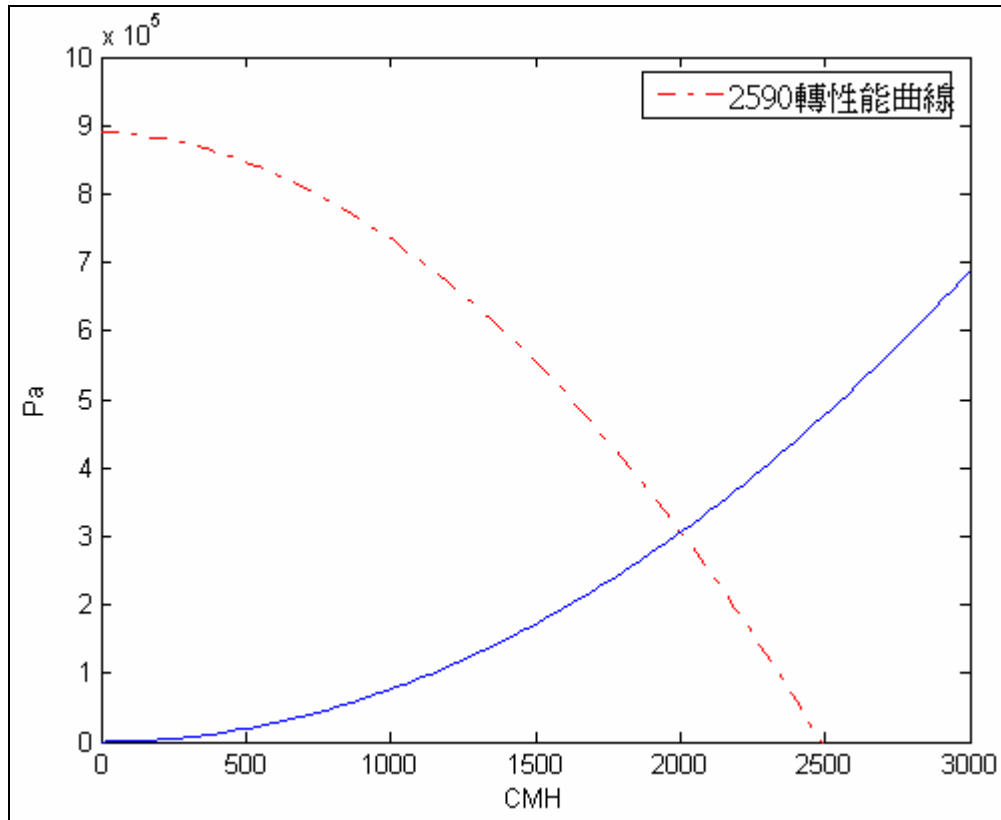


圖 4-10 B 型泵浦對應圖 4-1 及圖 4-9 之系統的性能曲線及阻抗曲線

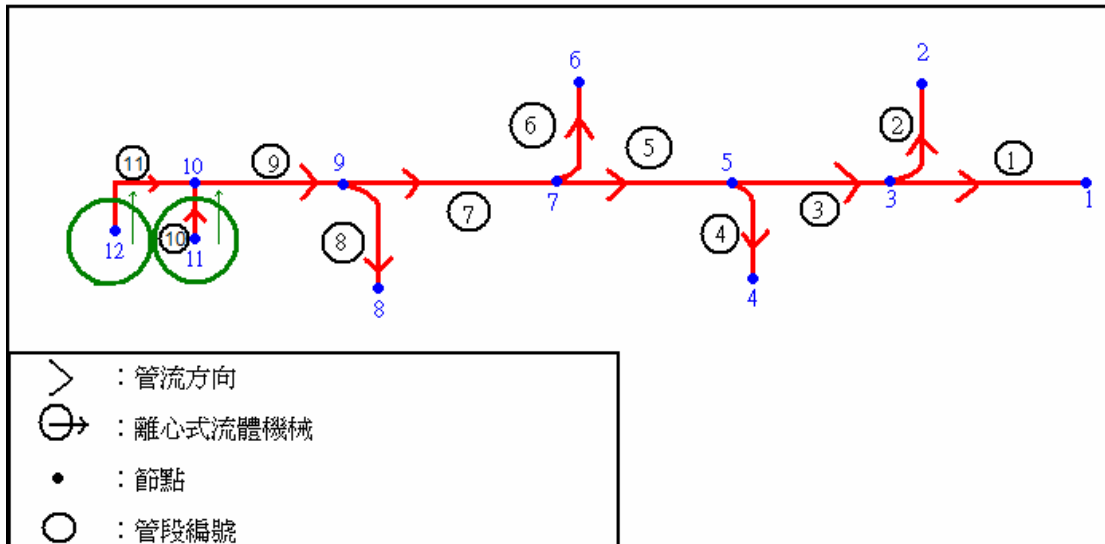
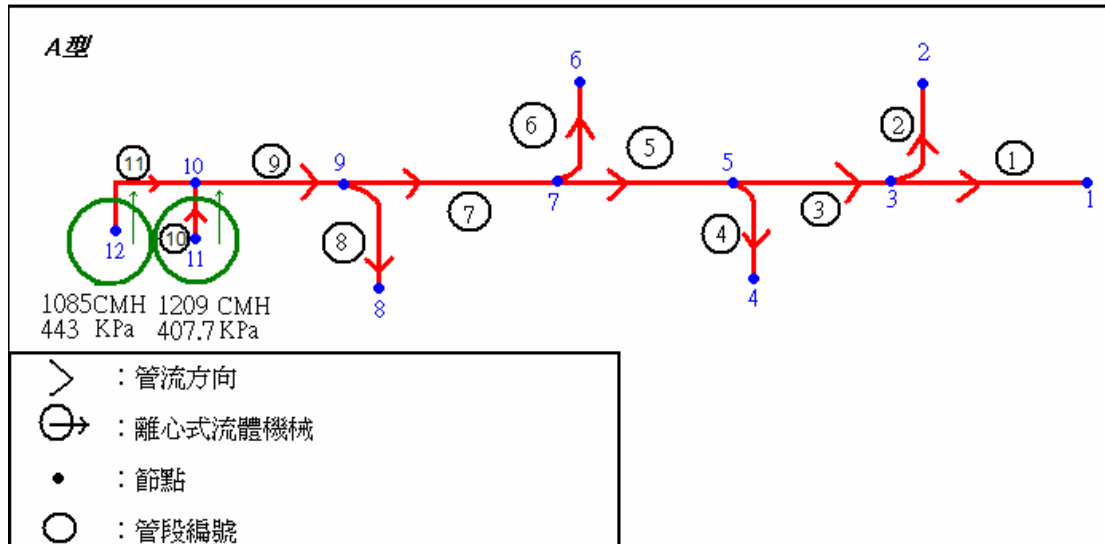


圖 4-11 兩台並聯動力源形式之管路系統



管段編號	流量 CMH	壓損 KPa
1	158.4	1.92
2	135.1	1.92
3	293.6	5.71
4	280	7.61
5	573.61	21.4
6	551.3	29.1
7	1124.97	96.4
8	1169.7	132
9	2294.7	277
10	1209	5.92
11	1085	41

圖 4-12 相同 A 型泵浦 1750 轉並聯對應圖 4-9 系統之流量分佈

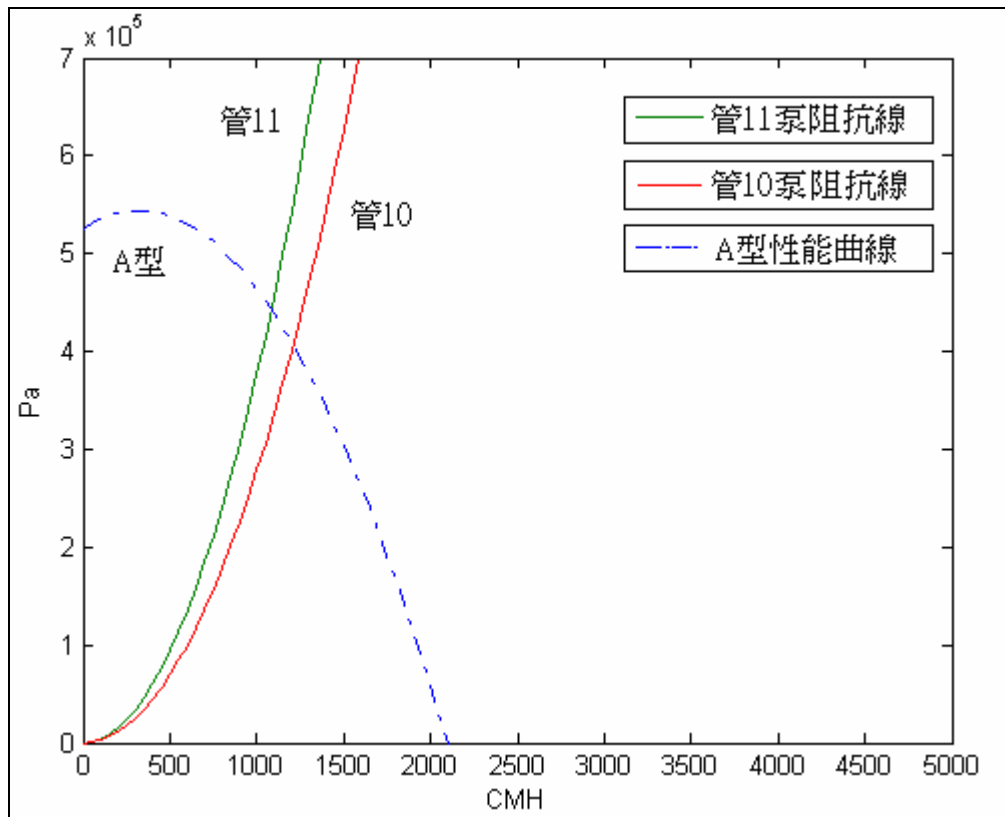
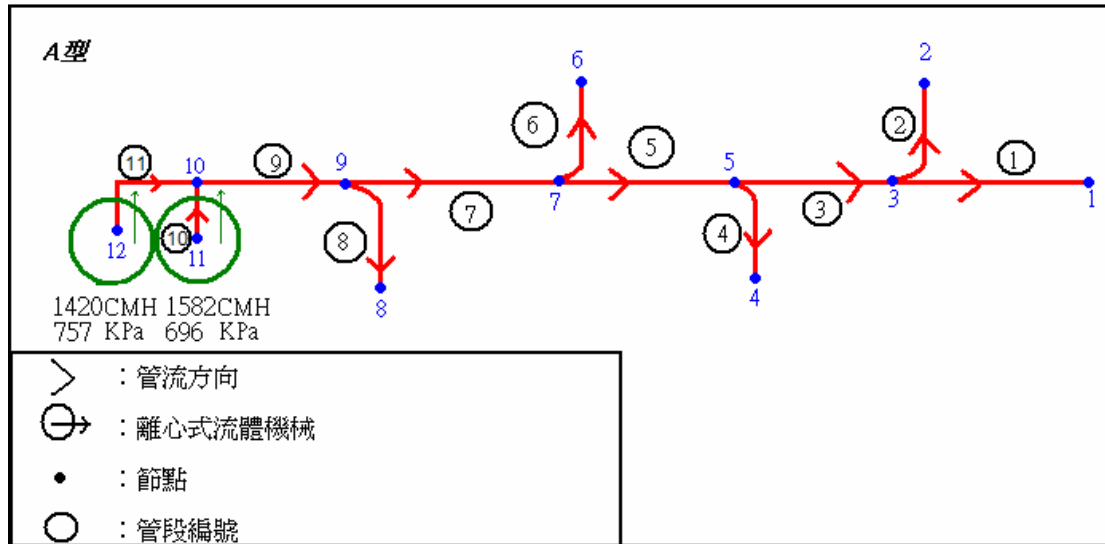


圖 4-13 相同 A 型泵浦並聯對應圖 4-12 及圖 4-11 之系統之阻抗曲線及性能曲線



管段編號	流量 CMH	壓損 KPa
1	208.2	3.27
2	177	3.29
3	385.2	9.78
4	366.3	13.1
5	751.5	36.8
6	721	49.7
7	1472.6	165
8	1529.5	215
9	3002	473
10	1582	9.7
11	1420	70.1

圖 4-14 總流量 3000CMH 以相同 A 型泵浦並聯以 2288 轉對應圖 4-11 系統之流量分佈

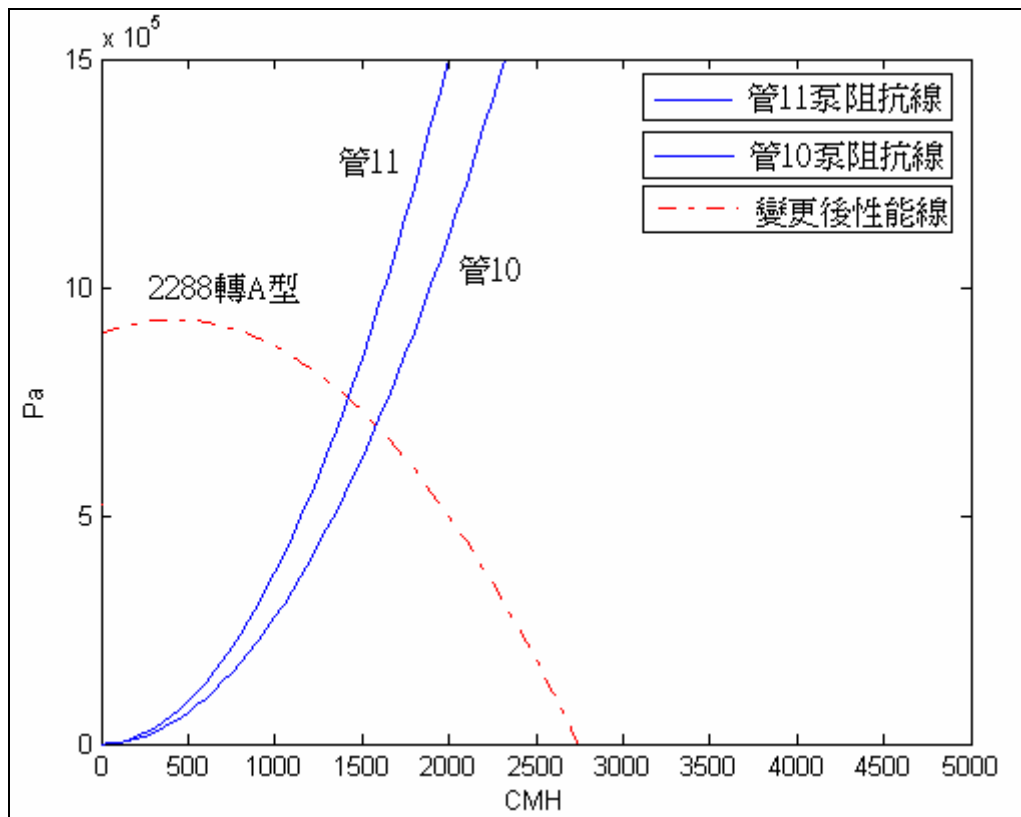
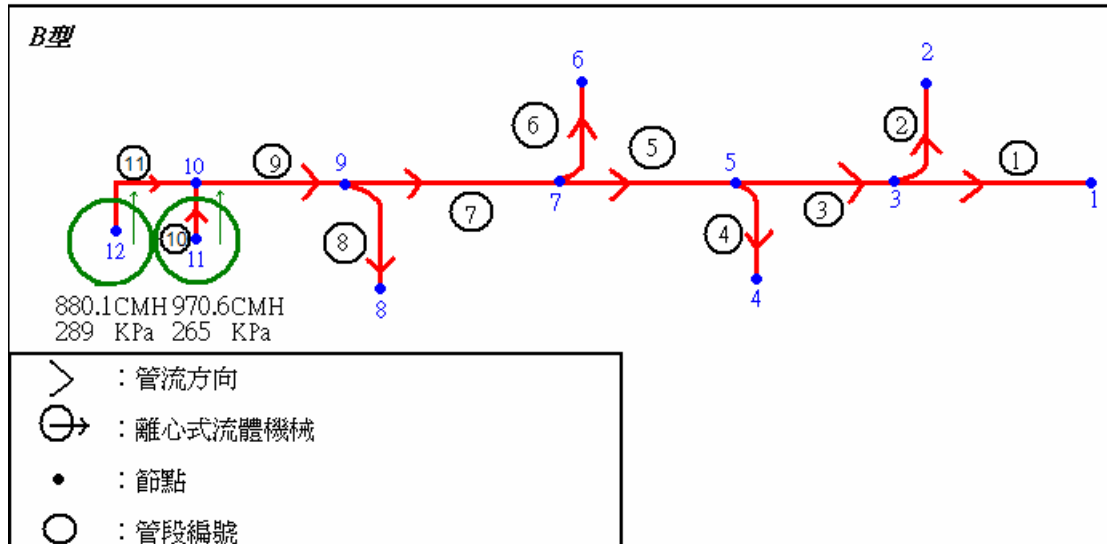


圖 4-15 相同 A 型泵浦並聯對應圖 4-14 及圖 4-11 之系統之阻抗曲線及性能曲線



管段編號	流量 CMH	壓損 KPa
1	127.2	1.24
2	108.9	1.24
3	236.1	3.69
4	225.9	4.96
5	462	13.9
6	444.9	18.9
7	907	62.7
8	944	81.6
9	1851	180
10	970.6	2.98
11	880.1	27

圖 4-16 相同 B 型泵浦 1750 轉並聯對應圖 4-11 系統之流量分佈

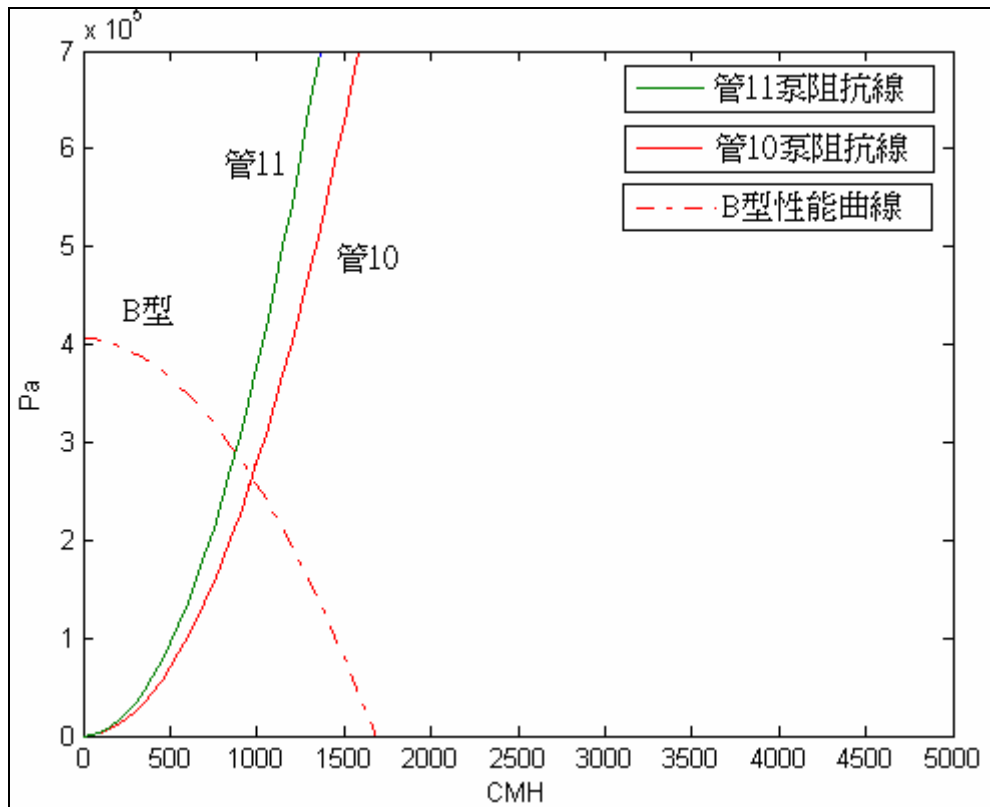
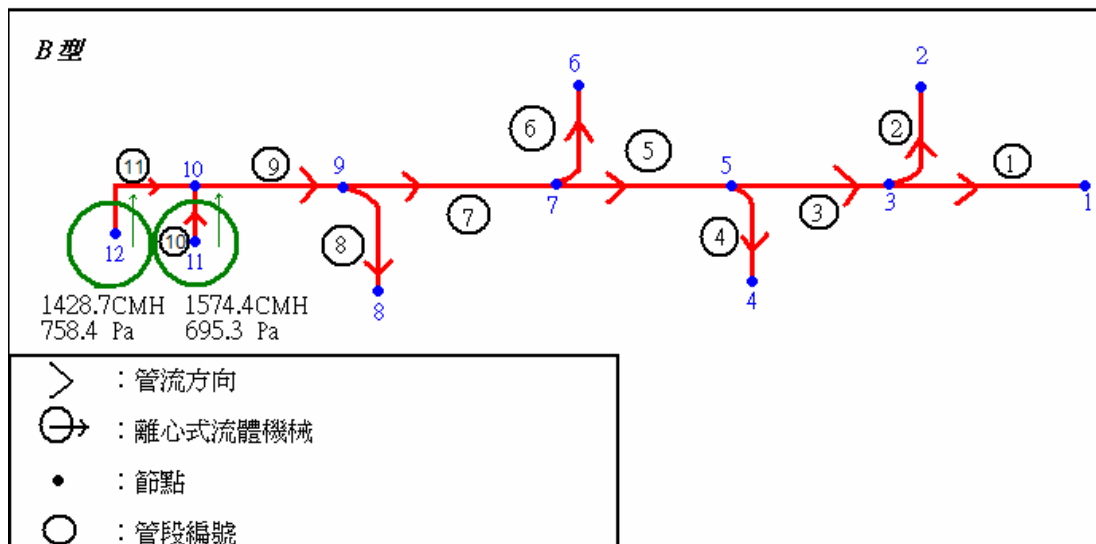


圖 4-17 相同 B 型泵浦並聯對應圖 4-16 及圖 4-11 之系統之阻抗
曲線及性能曲線



管段編號	流量 CMH	壓損 KPa
1	208.3	3.27
2	177.1	3.29
3	385.4	9.78
4	366.6	13.2
5	752	36.85
6	721.5	49.75
7	1473.5	165.4
8	1530.6	216
9	3004	474
10	1575.4	5.3
11	1428.7	68.4

圖 4-18 總流量 3000CMH 以相同 B 型泵並聯以 2837 轉對應圖 4-11 系統之流量分佈

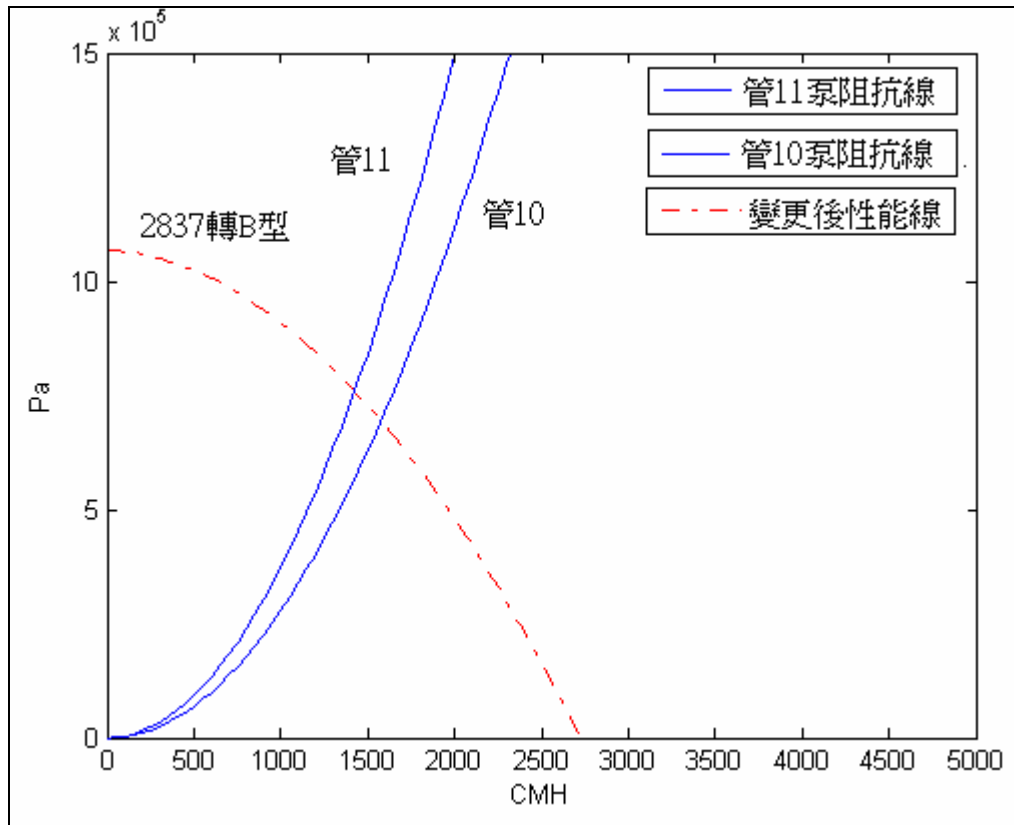


圖 4-19 相同 B 型泵浦並聯對應圖 4-18 及圖 4-11 之系統之阻抗曲線及性能曲線

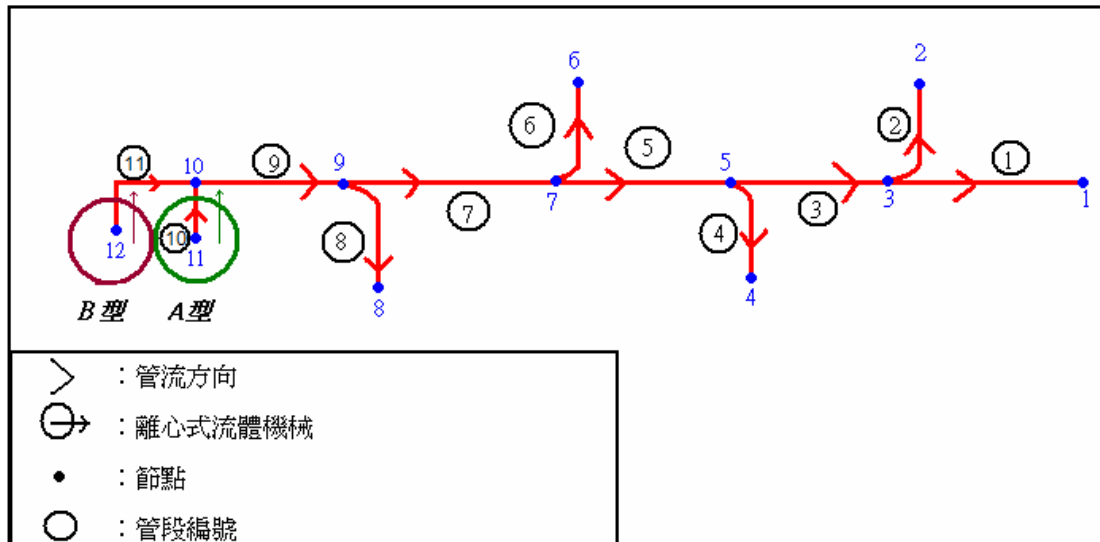
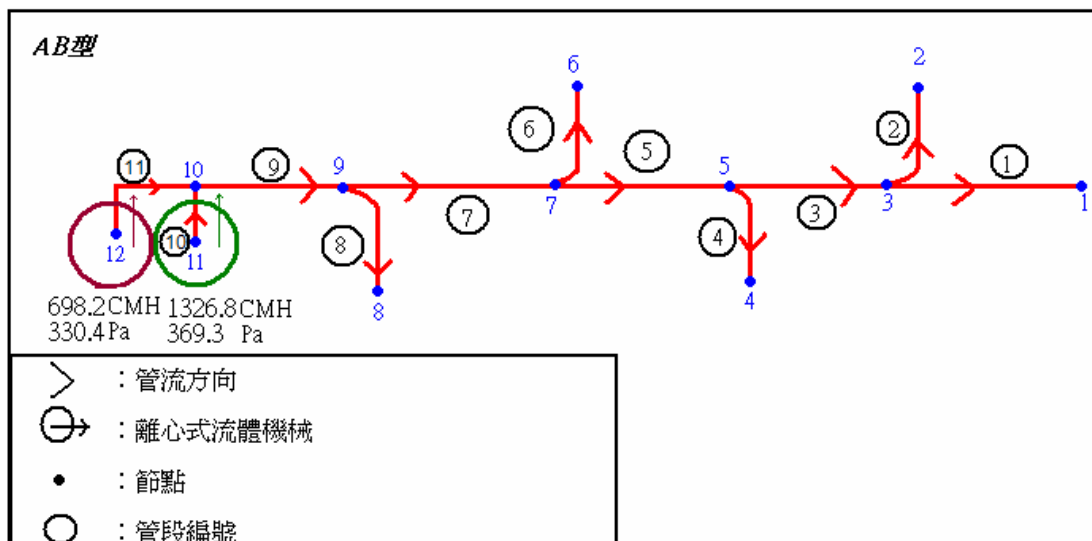


圖 4-20 兩種不同形式台並聯動力源形式之管路系統



管段編號	流量 CMH	壓損 KPa
1	139.4	1.48
2	119.2	1.48
3	258.6	4.43
4	247.1	5.93
5	505.8	16.6
6	486.7	22.6
7	992.5	75
8	1032.2	97.7
9	2025	215
10	1326.8	56
11	698.2	16.9

圖 4-21 不同型號 A 及 B 型泵浦 1750 轉並聯對應圖 4-20 系統之流量分佈

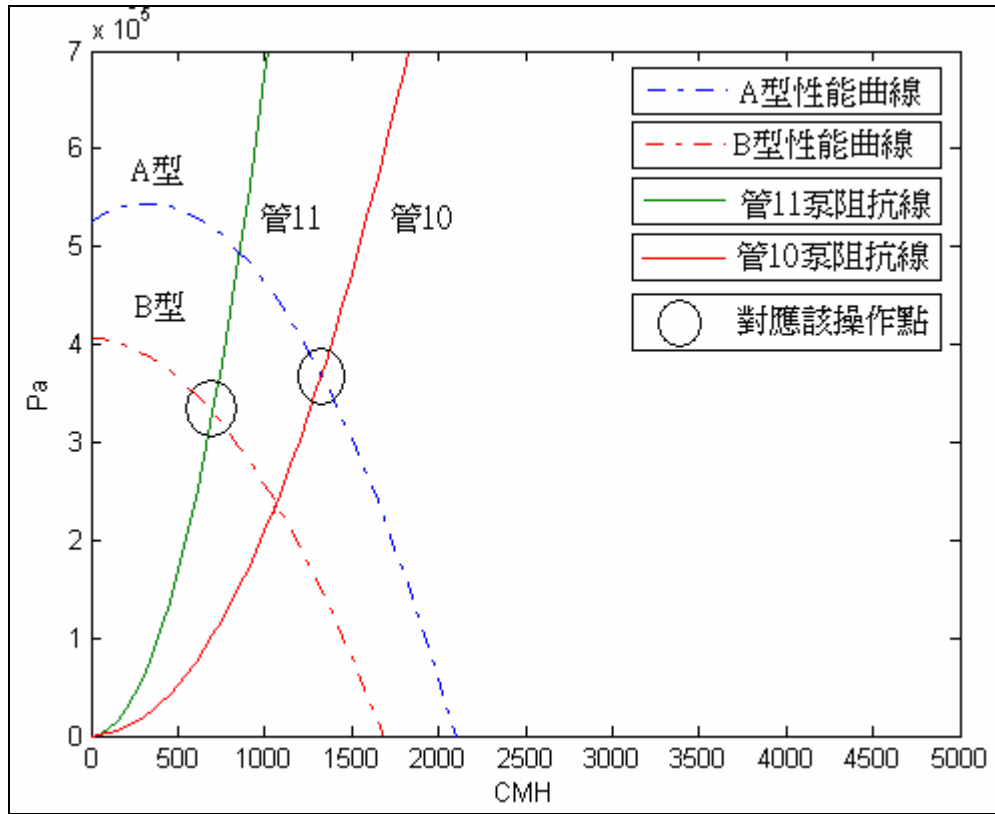
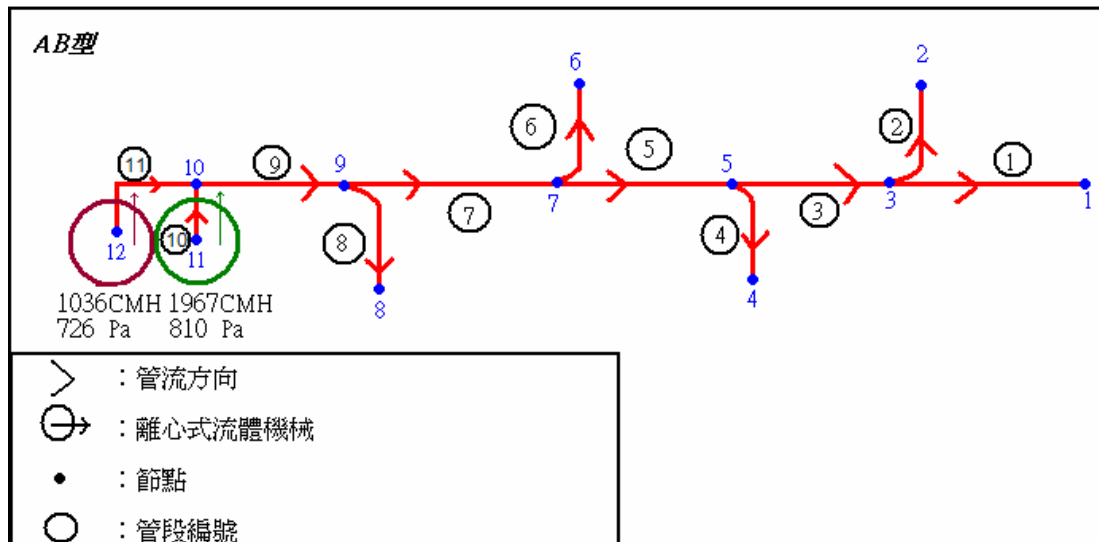


圖 4-22 A 及 B 型泵浦並聯對應圖 4-21 及圖 4-20 之系統之阻抗
曲線及性能曲線



管段編號	流量 CMH	壓損 KPa
1	208.3	3.27
2	177	3.29
3	385.3	9.78
4	366.5	13.1
5	751.8	36.8
6	721.3	49.7
7	1473.1	165
8	1530.1	215
9	3003	473
10	1967	123
11	1036	37.3

圖 4-23 總流量 3000CMH 以不同型號 A 及 B 型泵浦並聯以 2592 轉對應圖 4-9 系統之流量分佈

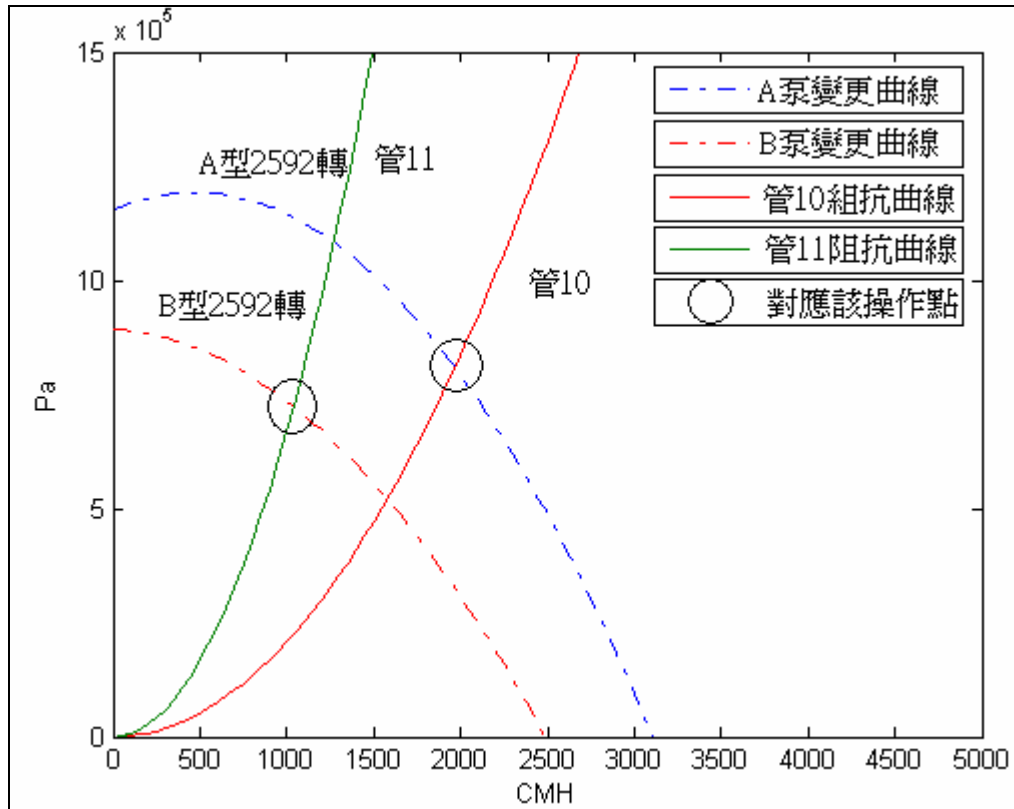


圖 4-24 A 及 B 型泵浦並聯對應圖 4-23 及圖 4-20 之系統之阻抗
曲線及性能曲線

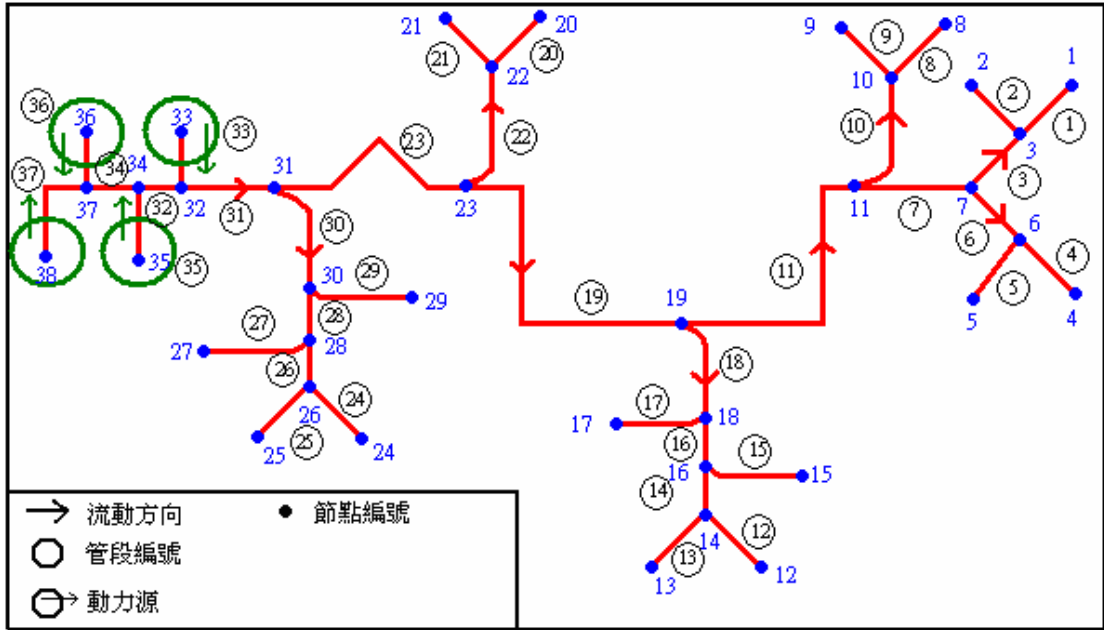


圖 4-25 四台動力源並聯於一極複雜管路系統

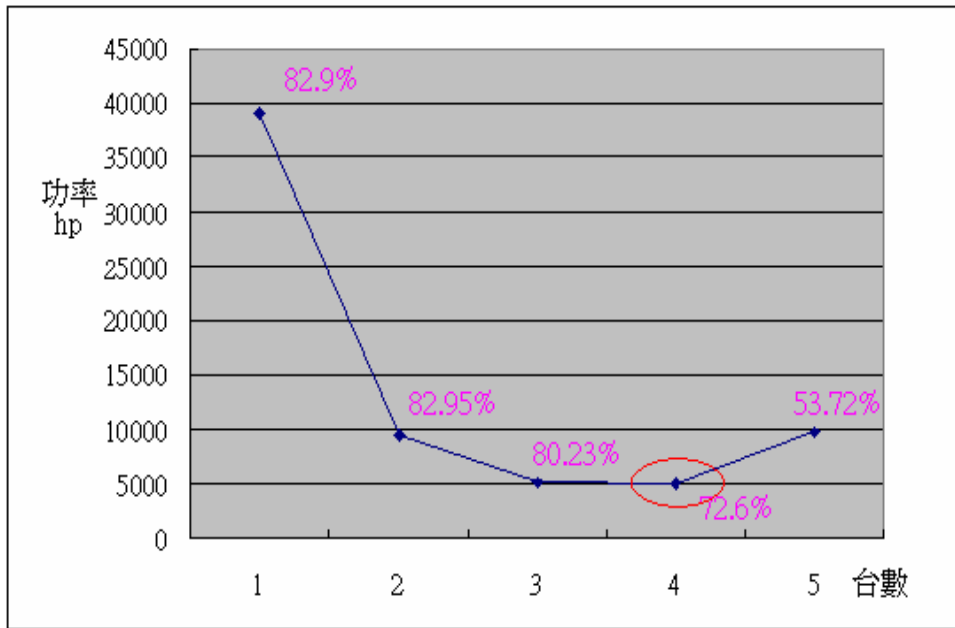


圖 4-26 A 型之功率及台數之折線圖，效率部分為各台之平均效率，四台最為節能

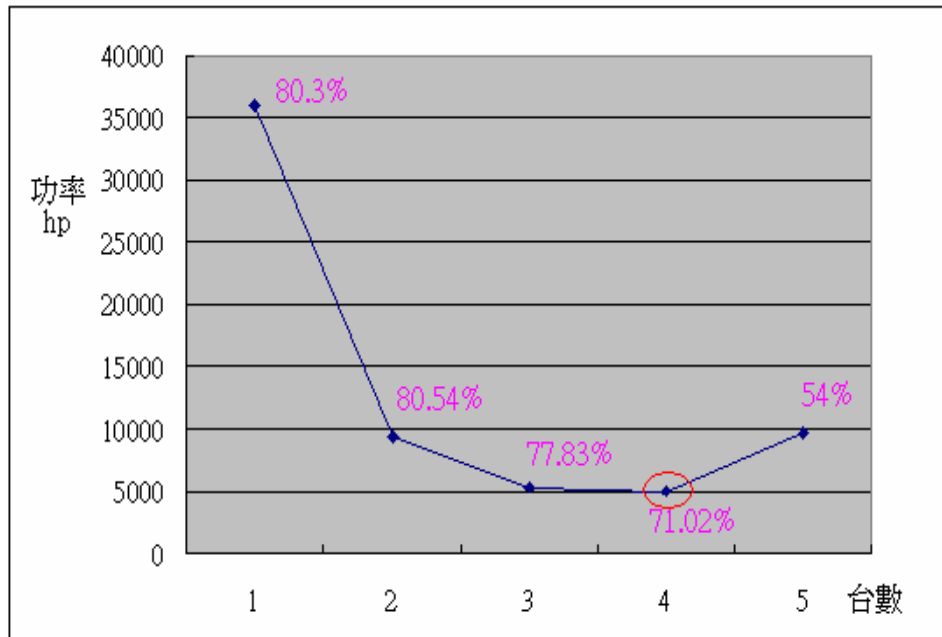


圖 4-26 B 型之功率及台數折線圖，效率部分為各台之平均效率，四台最為節能（續）

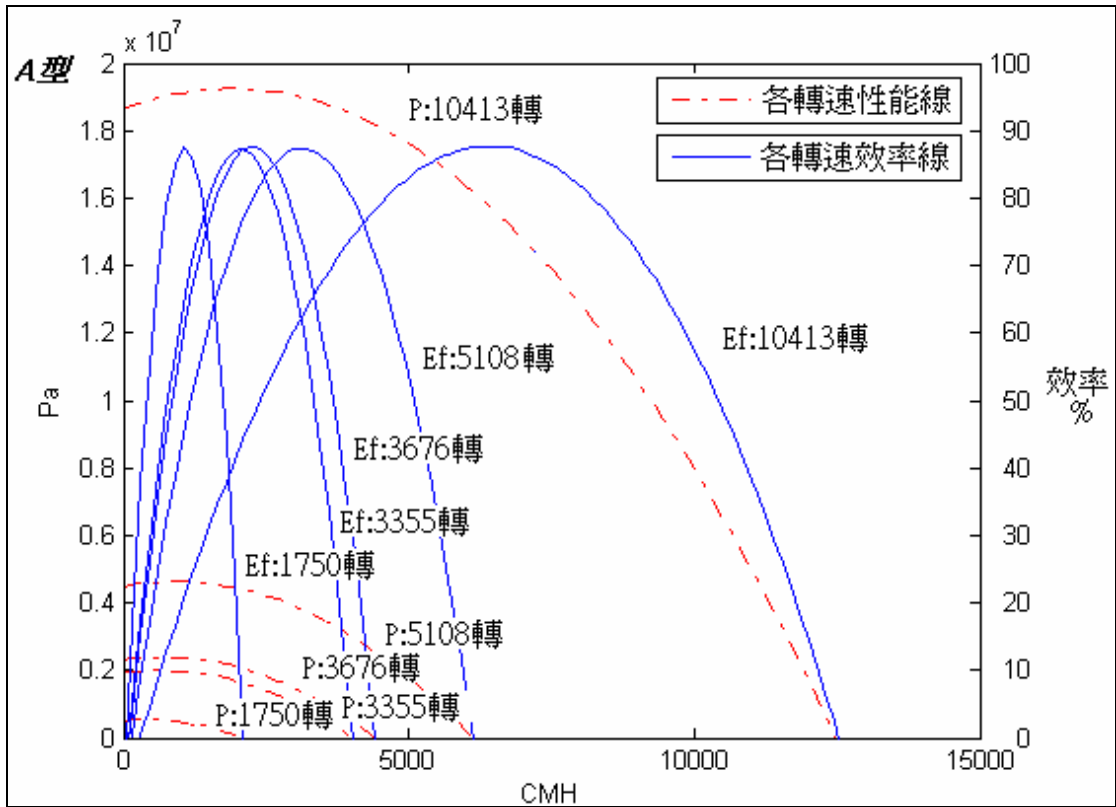


圖 4-27 A 型四台各轉速之性能曲線圖以及效率曲線圖，P 為性能曲線 Ef 為效率曲線

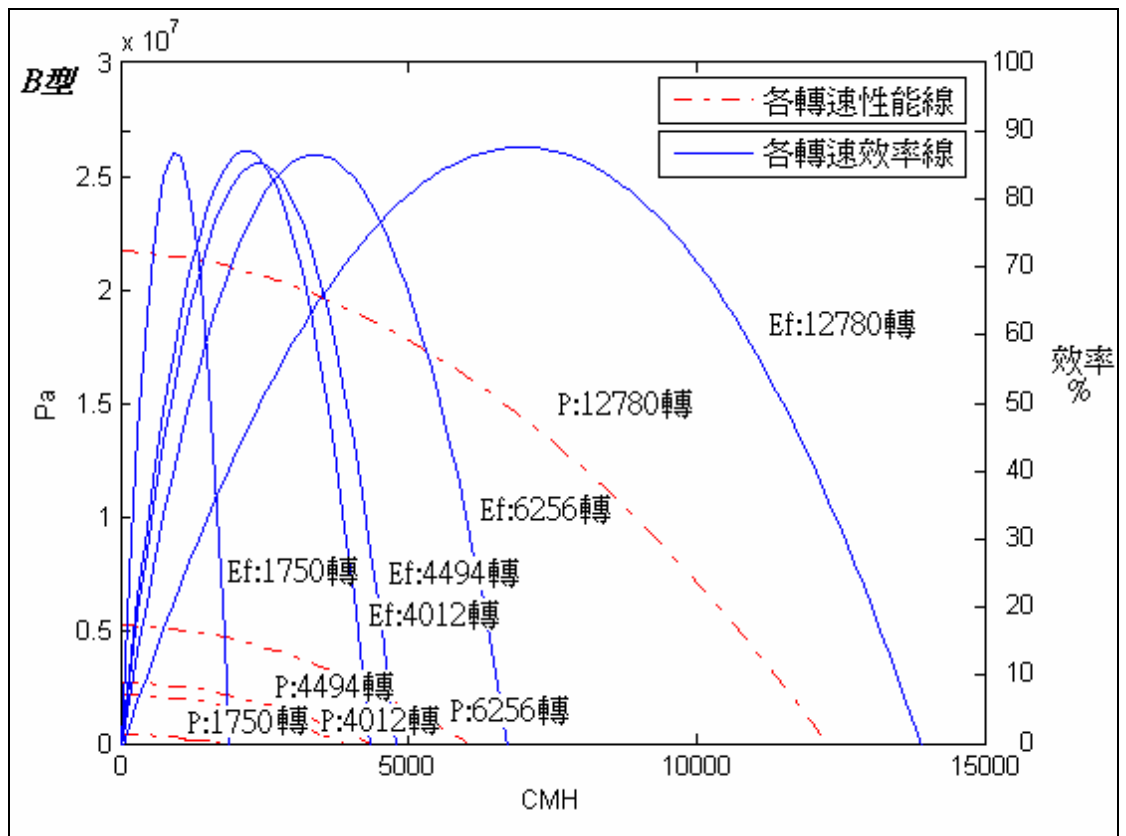


圖 4-28 B 型四台各轉速之性能曲線圖以及效率曲線圖， P 為性能曲線 Ef 為效率曲線

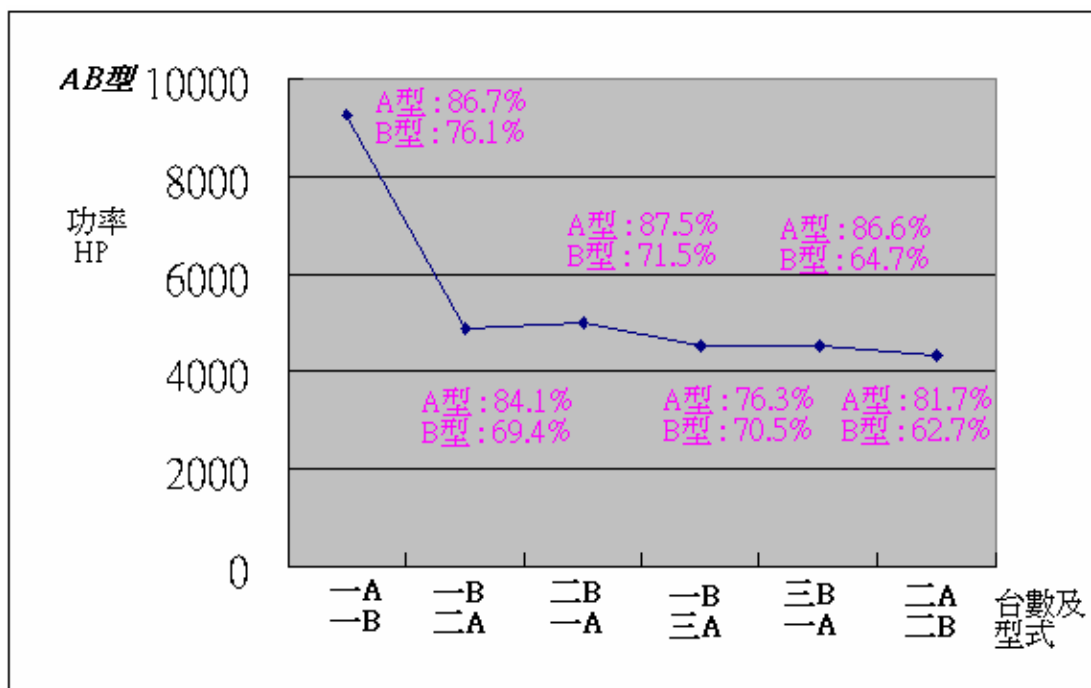


圖 4-29 AB 型之功率及台數之折線圖，效率部分為各型各台之平均效率。

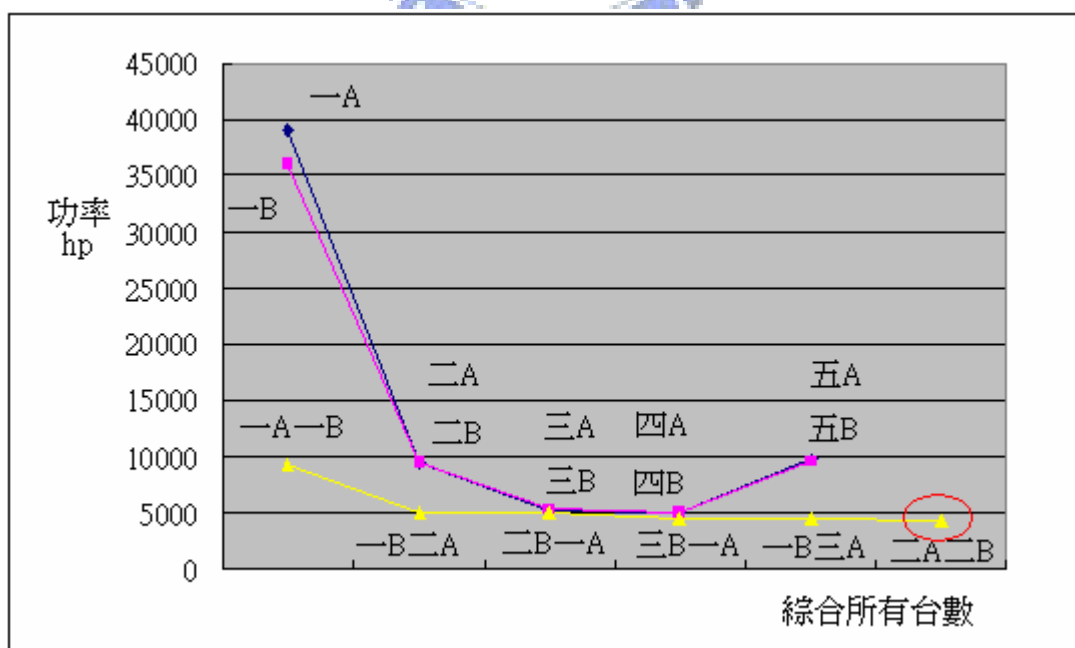


圖 4-30 綜合全部之功率及台數之折線圖，發現二 A 二 B 最節能。

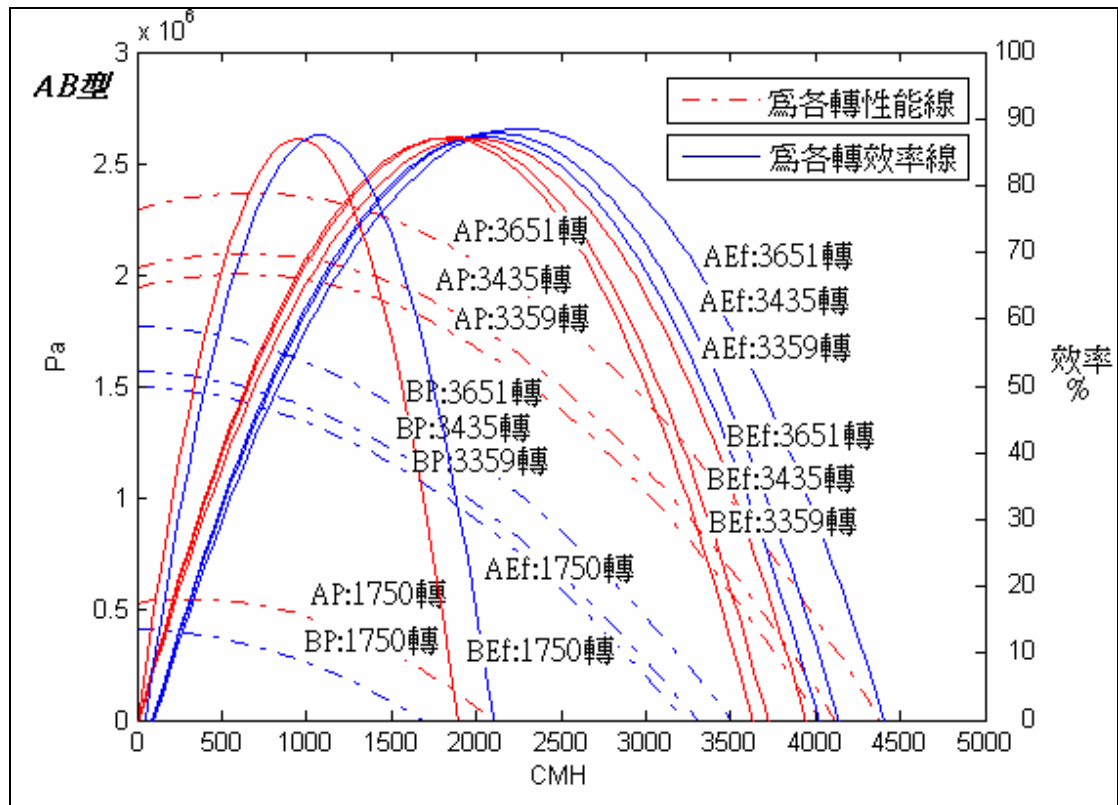


圖 4-31 A 及 B 型總合四台時各轉速之性能曲線圖以及效率曲線圖，AP 表示為

A 型之性能曲線 AEf 為 A 型之效率曲線。同理 B 型亦然。

第五章 結論

本研究探討不同形式離心式流體機械並聯於管路系統的最節能狀態，所得的結果如下所述：

1. 對於一般廠商在擴廠房可以以不同形式之流體機械來做為同形式機器替代方案，達成此需求。
2. 不同型號動力源並聯時，與同型號動力源並聯時都可以滿足單台動力源無法負荷之龐大流量，且並聯數越高時越能降低離心式流體機械轉速的需求，解決離心式流體機械轉速無法提昇的優點。
3. 不同形式之動力源並聯與相同形式動力源並聯，差別是不同形式之流體機械並聯搭配可以將不同形式流體機械彼此間的效率曲線及性能曲線輸出優缺點做一個補償使之對於系統上找到一個完美的搭配成為最佳化省能台數。



參考文獻：

1. 陳希立等，半導體廠製程排氣系統設計，中興工程顧問社，民國 88 年。
2. L. Gosselin, and A. Bejan, “Tree networks for minimal pumping power”, International Journal of Thermal Sciences, Vol.44, p53-63, 2005.
3. R. W. Jeppson, Analysis of Flow in Pipe Network, ButterWorth, Boston, 1976.
4. A. J. Osiadacz, Simulation and Analysis of Gas Networks, Gulf Publishing Co., Houston, 1987.
5. 林昆模，「含動力源之複雜管路系統流量分析」，國立交通大學機械工程學系碩士論文，2002。
6. ASHRAE Handbook : Fundamental, American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, 1989.
7. 鍾基強，工業通風設計概要，全華科技圖書股份有限公司，民國 92 年。
8. 賴秋勳，風管設計施工便覽，中華水電空調雜誌社，民國 85 年。
9. J. W. Dufour, and W. E. Nelson, Centrifugal Pump Sourcebook, McGraw-Hill, New York, 1992.
10. I. J. Karassik, Centrifugal Pump Clinic, Marcel Dekker, Inc, New York, 1989.
11. 施坤宏，「複數台離心式流體機械並聯之複雜管路流量計算」，國立交通大學機械工程學系碩士論文，2006