

管路流體力學

&

離心泵

周龍賓 機械技師

撰寫／報告

Taiwan  Flux Technologies, Inc.

臺灣熱流科技股份有限公司

提供

1. HEAD

1.1 Head 的定義(Definition)

單位重量的流體所擁有的機械能。

$$\text{即 } H = \frac{\text{流體機械能}}{\text{流體重量}} = \frac{\textit{Mechanical Energy of Fluid}}{\textit{Weight of Fluid}}$$

1.2 Head 的因次(Dimension)

若 F 為力(Force)的因次，L 為長度(Length)的因次

則 Energy 之因次為 FL；Weight 是地心引力，因次為 F。

故 Head 之因次為

$$H = \frac{\textit{Energy of Fluid}}{\textit{Weight of Fluid}} = \frac{FL}{F} = L$$

即 Head 的因次為長度(Length) L

1.3 Head 的單位(Unit)：m，ft，in，…… 等任何長度單位均可

1.4 再強調

Head 是能量！

Head 是機械能！

Head 是單位重量的流體所擁有的機械能！

Head 的單位是長度單位，m、ft、in、mm、cm 都可以！

2. 流體的機械能

A

A

2.1 動能(Kinetic Energy) — $\frac{1}{2}mV^2$

單位重量的流體之動能為

B

B

$$ke = \frac{\text{流體動能}}{\text{流體重量}} = \frac{\frac{1}{2}mV^2}{mg} = \frac{V^2}{2g}$$

工程界習慣稱其為「速度頭」(Velocity Head)

「速度頭」之因次(Dimension)為長度(Length)

C

C

2.2 重力位能(Gravitational Potential Energy) — mgZ

單位重量的流體之重力位能為

$$pe = \frac{\text{流體重力位能}}{\text{流體重量}} = \frac{mgZ}{mg} = Z$$

工程界習慣稱其為「高度頭」(Elevation Head)

「高度頭」之因次(Dimension)為長度(Length)

D

D

2.3 流功 (Flow Work) — PV

單位重量的流體之流功為

E

E

$$fw = \frac{\text{流體之流功}}{\text{流體重量}} = \frac{PV}{W} = \frac{P}{\gamma}$$

工程界習慣稱其為「壓力頭」(Pressure Head)

F

F

「壓力頭」之因次(Dimension)為長度(Length)

臺灣熱流
A
B
C
D
E
F
臺灣熱流

臺灣熱流
A
B
C
D
E
F
臺灣熱流

2.4 流體的總機械能

總機械能 = 動能 + 位能 + 流功

單位重量的流體之總機械能稱為「總頭」(Total Head)

令 $H = \text{Total Head}$

$$\text{則 } H = \frac{P}{\gamma} + \frac{V^2}{2g} + Z \dots\dots\dots \textcircled{1}$$

如圖 (1) 所示之流場，流體質點沿著流線流動，經過點①開始計時，時間 Δt 後，再經過點②。

在位置①的 Total Head $H_1 = \frac{P_1}{\gamma_1} + \frac{V_1^2}{2g} + Z_1$

在位置②的 Total Head $H_2 = \frac{P_2}{\gamma_2} + \frac{V_2^2}{2g} + Z_2$

理想流體無黏性 (無磨擦)，流動過程中，流體的機械能完全不耗損。

則 $H_1 = H_2$ ，即

$$\left(\frac{P_1}{\gamma_1} + \frac{V_1^2}{2g} + Z_1\right) = \left(\frac{P_2}{\gamma_2} + \frac{V_2^2}{2g} + Z_2\right) \dots\dots\dots \textcircled{2}$$

因為點①與點②是流線上的任意兩點，故式②可以寫成

$$\frac{P}{\gamma} + \frac{V^2}{2g} + Z = \text{Const.} \dots\dots\dots \textcircled{3}$$

公式②與公式③均稱為 Bernoulli's Equations

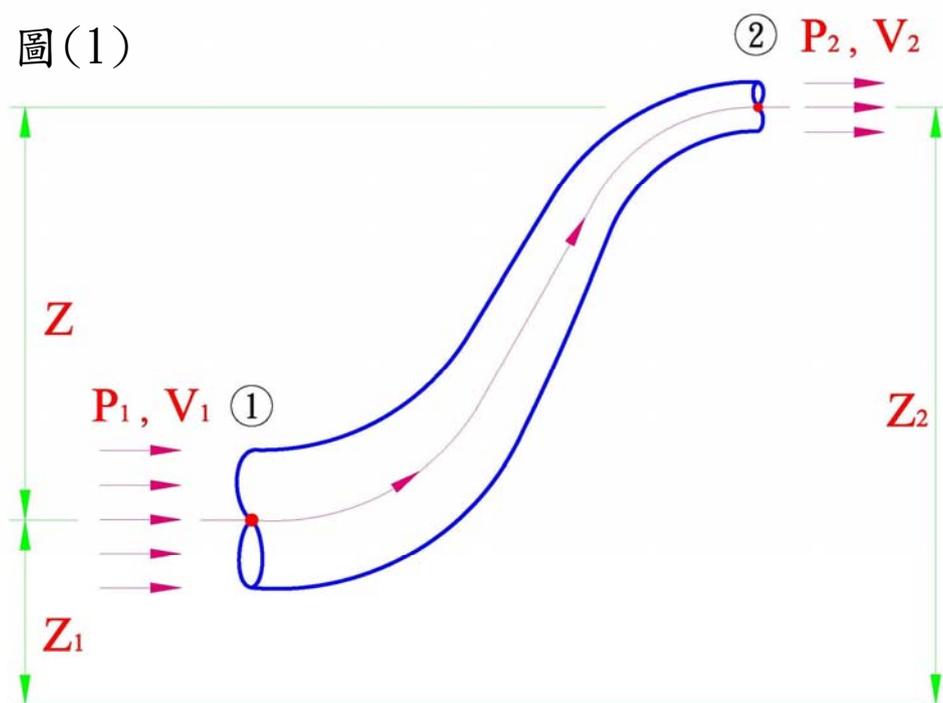
上述各式符號之物理意義為

$m = \text{質量} ; \quad V = \text{速度} ; \quad g = \text{重力加速度} ;$

$Z = \text{高度} , \text{自任選的水平參考面至流體存在位置的鉛錘高度}$

$P = \text{壓力} ; \quad W = \text{重量} = mg ; \quad \gamma = \text{比重量} ;$

圖(1)



圖示流場，流體質點沿著流線流動，先經過點①，再經過點②。

$$\text{在位置①的 Total Head } H_1 = \frac{P_1}{\gamma_1} + \frac{V_1^2}{2g} + Z_1$$

$$\text{在位置②的 Total Head } H_2 = \frac{P_2}{\gamma_2} + \frac{V_2^2}{2g} + Z_2$$

(1) 理想流體無黏性（無磨擦），流動過程中總機械能完全不耗損（無 Headloss 發生），即 $H_1 = H_2$ 。故

$$\frac{P_1}{\gamma_1} + \frac{V_1^2}{2g} + Z_1 = \frac{P_2}{\gamma_2} + \frac{V_2^2}{2g} + Z_2$$

(2) 真實流體有黏性（有磨擦），流動過程中總機械能逐漸耗損（發生 Headloss）

$$\text{，即 } H_1 > H_2 \text{，意即 } \left(\frac{P_1}{\gamma_1} + \frac{V_1^2}{2g} + Z_1 \right) > \left(\frac{P_2}{\gamma_2} + \frac{V_2^2}{2g} + Z_2 \right)$$

機械能之耗損簡稱為 Headloss，符號為 h_L ，即

$$h_L = H_1 - H_2 = \left(\frac{P_1}{\gamma_1} + \frac{V_1^2}{2g} + Z_1 \right) - \left(\frac{P_2}{\gamma_2} + \frac{V_2^2}{2g} + Z_2 \right)$$

3. HEADLOSS

A

3.1 機械能耗損(Loss of Mechanical Energy)

流體在流場中沿著流線(Stream Line)流動時，若流體總機械能逐漸降低，稱為「總機械能損失」(The Loss of Total Mechanical Energy)。

B

3.2 機械能損失的原因

流體分子與分子之間，以及分子與管壁或任何固體表面之間有相對運動時，即發生摩擦(Friction)。摩擦肇因於流體的黏性(Viscosity)。相對運動發生的摩擦必損耗總機械能，轉變為熱(Heat)，造成流體溫度上升。

C

3.3 定義：HEADLOSS = The Loss of Total Head
= The Loss of Total Mechanical Energy
per unit weight of fluid

HEADLOSS 的符號為 h_l

D

3.4 如圖(1)所示之流場，流體質點沿著流線流動，經過點①開始計時，時間 Δt 後，再經過點②。

在位置①的 Total Head $H_1 = \frac{P_1}{\gamma_1} + \frac{V_1^2}{2g} + Z_1$

在位置②的 Total Head $H_2 = \frac{P_2}{\gamma_2} + \frac{V_2^2}{2g} + Z_2$

真實流體有黏性(有磨擦)，必有 Headloss 發生。即 $H_2 < H_1$

F

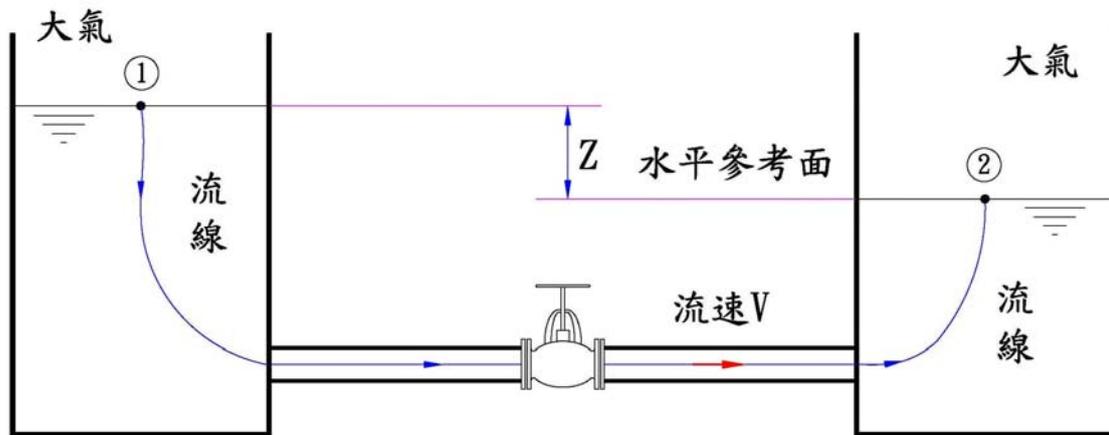
或 $\left(\frac{P_2}{\gamma_2} + \frac{V_2^2}{2g} + Z_2 \right) < \left(\frac{P_1}{\gamma_1} + \frac{V_1^2}{2g} + Z_1 \right)$

Headloss h_L 定義為

$$h_L = H_1 - H_2 = \left(\frac{P_1}{\gamma_1} + \frac{V_1^2}{2g} + Z_1 \right) - \left(\frac{P_2}{\gamma_2} + \frac{V_2^2}{2g} + Z_2 \right)$$

3.5 流體 Headloss 之見證

圖(2)



圖(2)所示系統的流動現象是生活經驗，如下述。

- 1) 左右兩水槽水位落差愈大，聯通管內流速 V 愈高。
- 2) 左右兩水槽水位落差若逐漸減小至零，則管內流速 V 也逐漸降低至零。

想像流體質點沿著圖示之流線流動，從點①流到點②。流體質點

在位置①的 Total Head $H_1 = \frac{P_1}{\gamma_1} + \frac{V_1^2}{2g} + Z_1$

在位置②的 Total Head $H_2 = \frac{P_2}{\gamma_2} + \frac{V_2^2}{2g} + Z_2$

流體質點從點①流到點②所發生的 Headloss 定義為 $h_L = H_1 - H_2$

即
$$h_L = \left(\frac{P_1}{\gamma_1} + \frac{V_1^2}{2g} + Z_1 \right) - \left(\frac{P_2}{\gamma_2} + \frac{V_2^2}{2g} + Z_2 \right)$$

$$\text{或} \quad h_L = \frac{P_1 - P_2}{\gamma} + \frac{V_1^2 - V_2^2}{2g} + (Z_1 - Z_2)$$

A

A

討論上式如下：

$$1) P_1 = P_2 = \text{大氣壓力} \quad , \text{故} \quad \frac{P_1 - P_2}{\gamma} = 0$$

B

B

2) 若左右兩水槽水平斷面積很大，則 V_1 與 V_2 都趨近於零。 V_1^2 與 V_2^2 則將更小， $V_1^2 - V_2^2$ 更微小而可忽略。另一種情形是兩水槽的水平斷面積相等，則無論其水平斷面積大或小， $V_1 = V_2$ 。

C

C

$$\text{總而言之} \quad \frac{V_1^2 - V_2^2}{2g} = 0$$

3) 若把「水平參考面」定在右邊水槽水面，則 $Z_1 = Z$ ， $Z_2 = 0$ ，

$$\text{即} \quad Z_1 - Z_2 = Z$$

D

D

依上述討論結果

$$h_L = H_1 - H_2 = \frac{P_1 - P_2}{\gamma} + \frac{V_1^2 - V_2^2}{2g} + (Z_1 - Z_2) = Z$$

我們眼睜睜地看到 Headloss 就是 Z — 左右兩水槽的「水位落差」，

這就是 Headloss 見證之一。

E

E

此外，可依上述生活經驗思考

1) 左右兩水槽水位落差愈大，管內流速愈大，Headloss 也愈大。見證了

F

F

「流速愈大，Headloss 愈大」！

臺灣熱流
A
B
C
D
E
F
臺灣熱流

臺灣熱流
A
B
C
D
E
F
臺灣熱流

2) 左右兩水槽水位落差逐漸減小至零，管內流速也逐漸降低至零。雖然流速等於零就是不流動的狀態，您也可以想像流體仍然處於流動狀態，只不過是流速趨近於零而已。這就見證了

- 「流速為零，Headloss 等於零」！
- 「靜止的流場中，無 Headloss 發生」！
- 「靜止的流場中，同一水平面上的每一點必定有相同的壓力」！

流體力學學者專家們經過無數次的實驗研究，證實流體流經「形狀與尺寸固定」的管路元件(各種管、管件、閥類…等)必定發生 Headloss ，而且 Headloss h_L 與流經管路元件之流量率 Q 有關，關係式為

$$h_L = R Q_n \begin{cases} n=1 \text{ for Laminar Flow (層流)} & \dots\dots\dots ④ \\ n=2 \text{ for Turbulent Flow (亂流)} & \dots\dots\dots ⑤ \end{cases}$$

其中 R 的物理意義為該管路元件的「流阻」(Flow Resistance)。

若該元件的「形狀與尺寸固定」，則「流阻 R」為常數。

上式⑤也經常寫成 $h_L = K \frac{V^2}{2g} \dots\dots\dots ⑥$

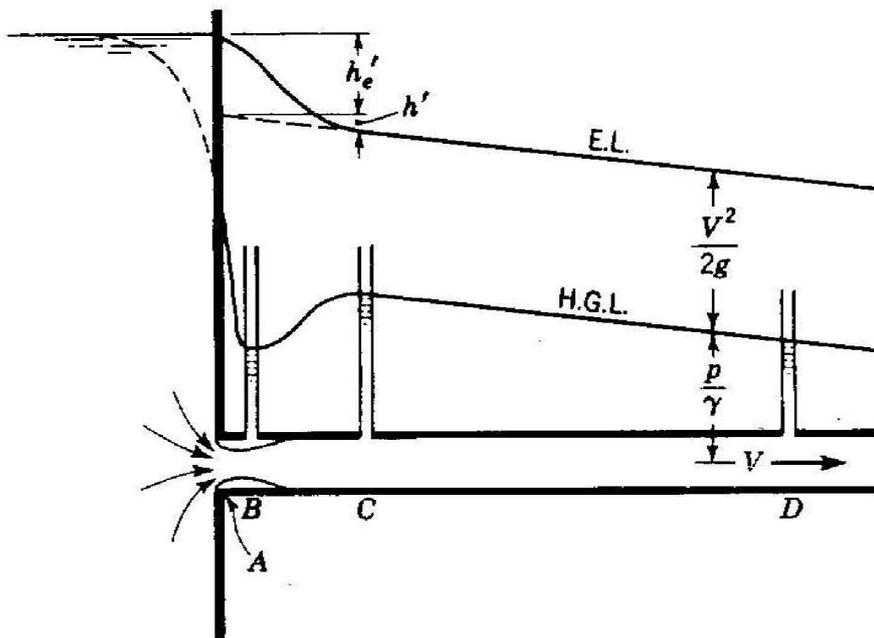
公式⑤與公式⑥的物理意義完全相同！

您只需將 $Q = VA$ 代入公式⑥，即可導出 $K = 2g A^2 R$ 的關係式。

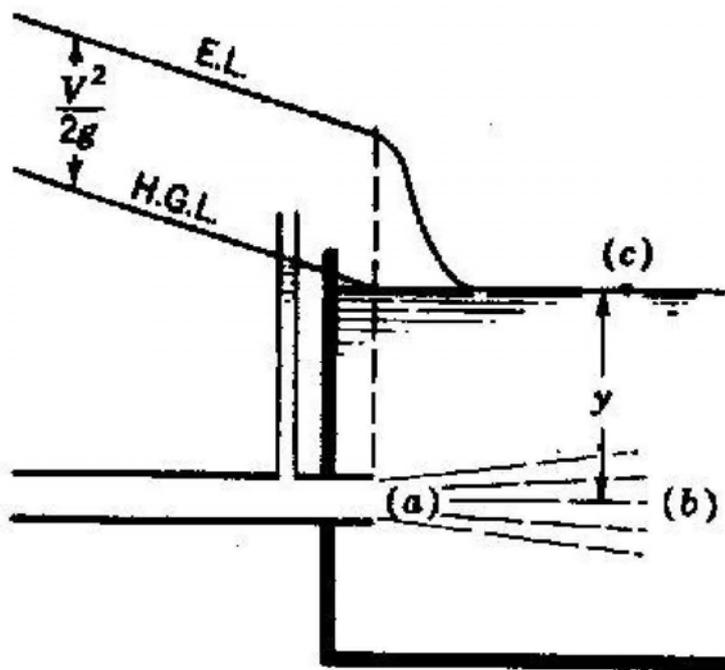
公式⑥中的 K 稱為流阻係數(Resistance Coefficient)

其它各種管路元件 Headloss 之見證如圖(3)(a)~(m)

圖(3)

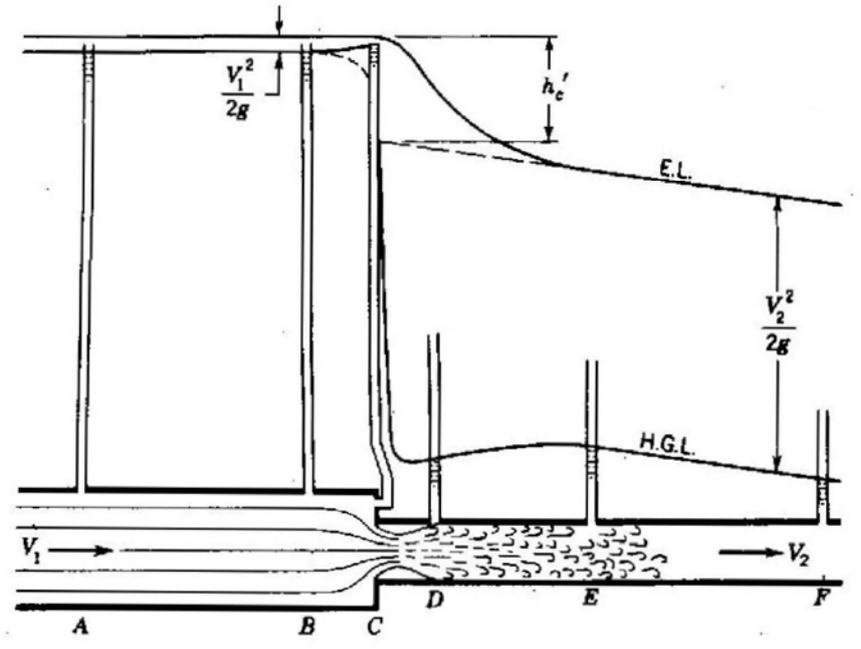


(a) 入水口與直管的頭損 (Loss of Entrance & Straight Pipe)

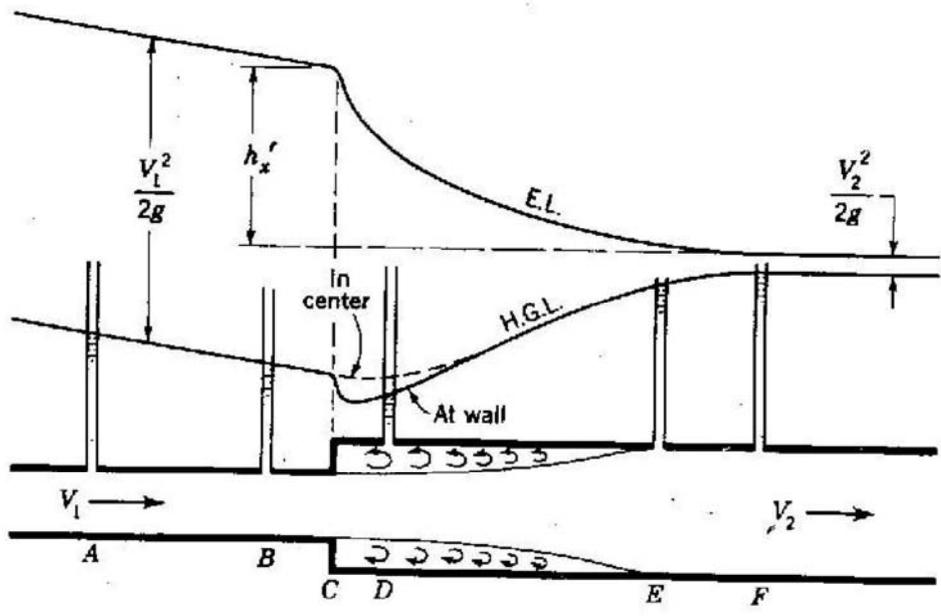


(b) 出水口的頭損 (Discharge Loss)

圖(3)

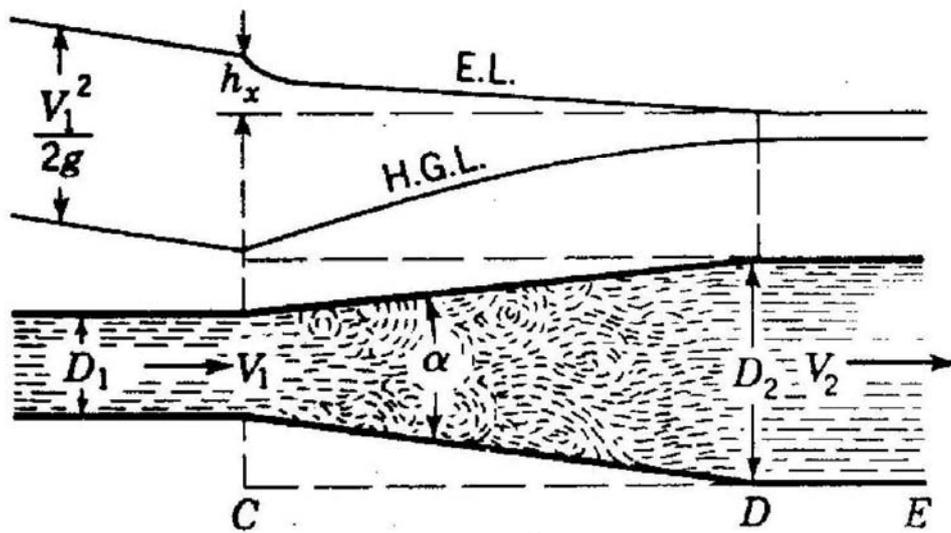


(C)突縮管的頭損 (Loss due to Sudden Contraction)



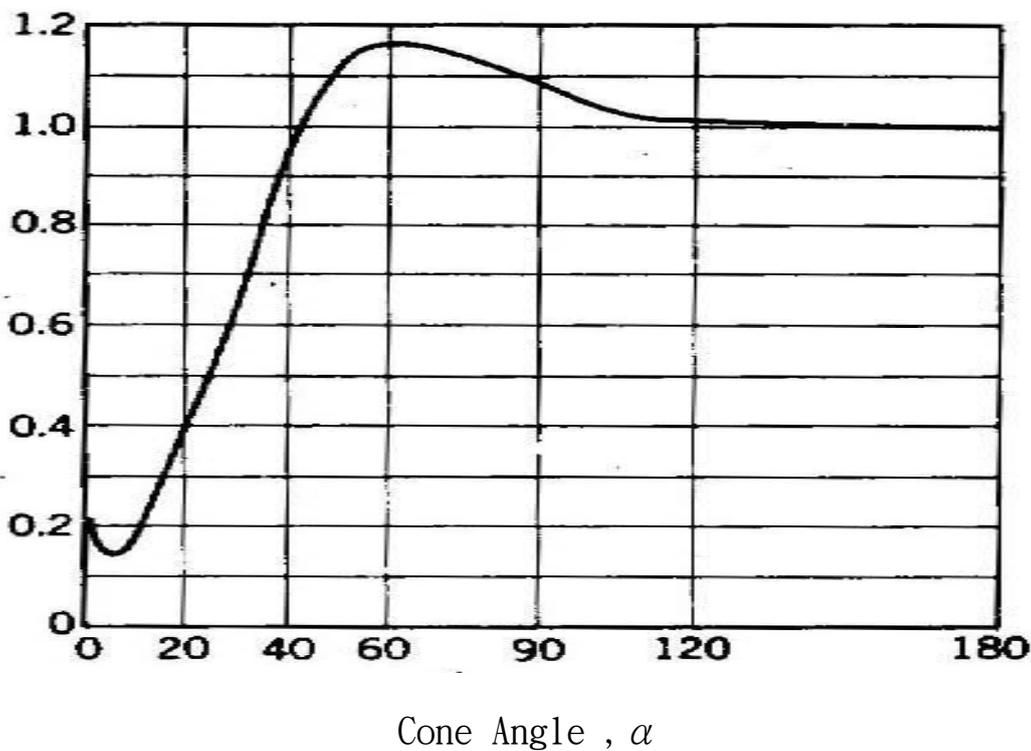
(d)突擴管的頭損 (Loss due to Sudden Enlargement)

圖(3)



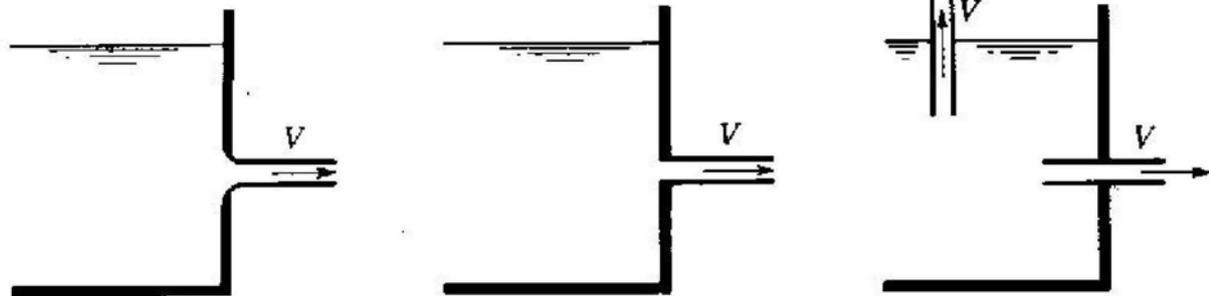
(e) 漸擴管的頭損 (Loss due to

$$\text{Gradual Enlargement}) \quad h_L = K \frac{(V_1 - V_2)^2}{2g}$$



(f) 漸擴管的流阻係數

圖(3)

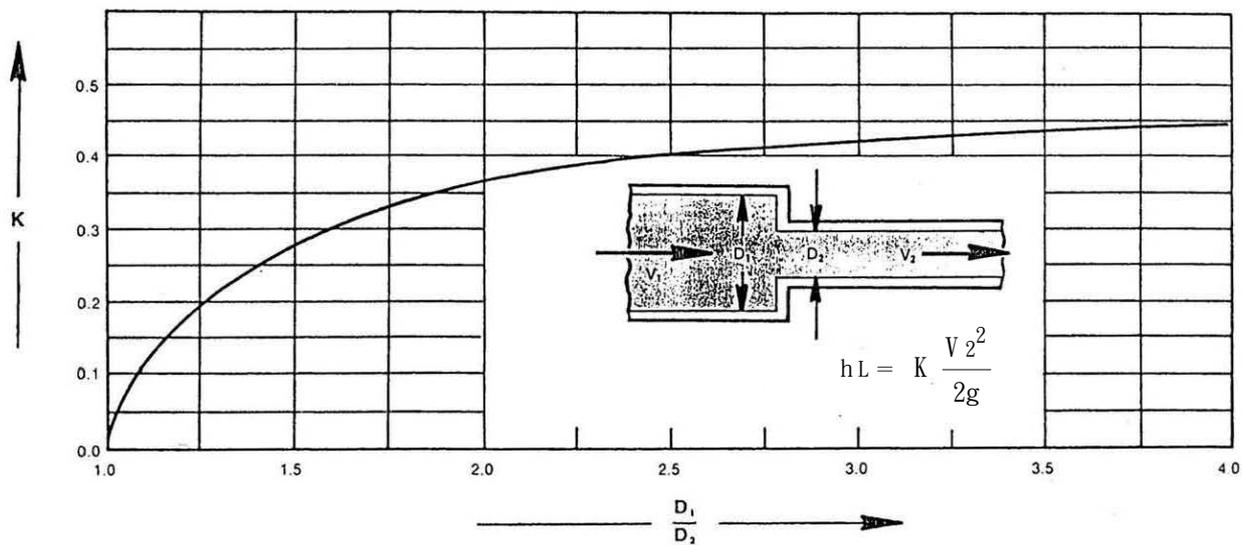


(a) $K = 0.04$

(b) $K = 0.5$

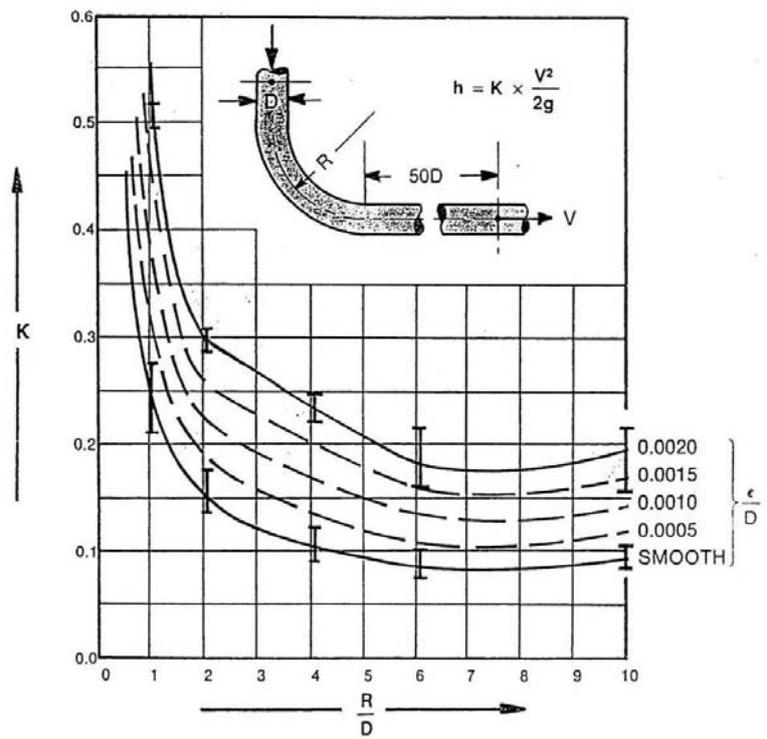
(c) $K = 0.8$

(g) 入水口的流阻係數 (Resistance Coefficient for Entrance)



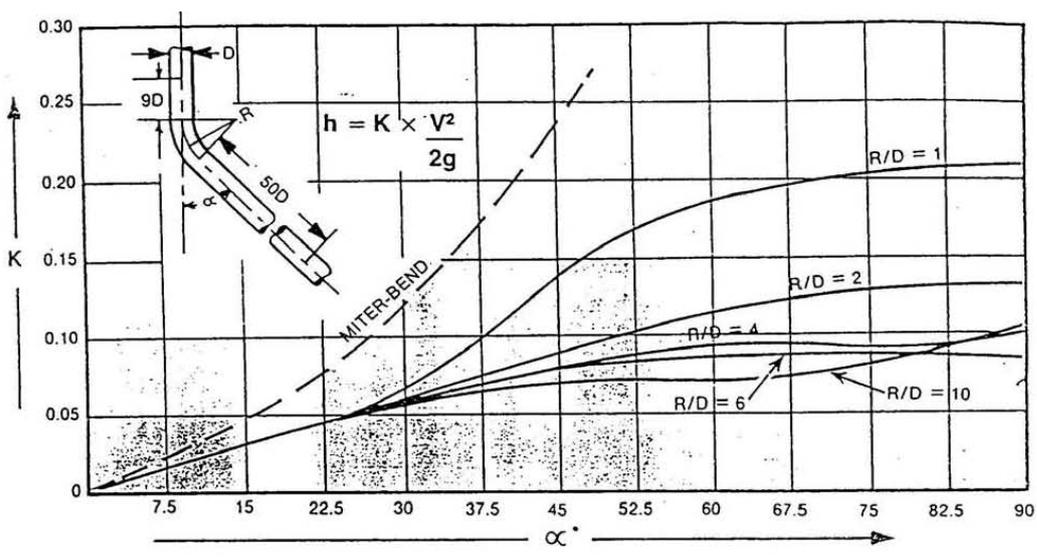
(h) 突縮管的流阻係數 (Resistance Coefficient for Reducers)

圖(3)



(i) 90 °C 彎管之流阻係數

(Resistance Coefficient for 90 Degree Bends)



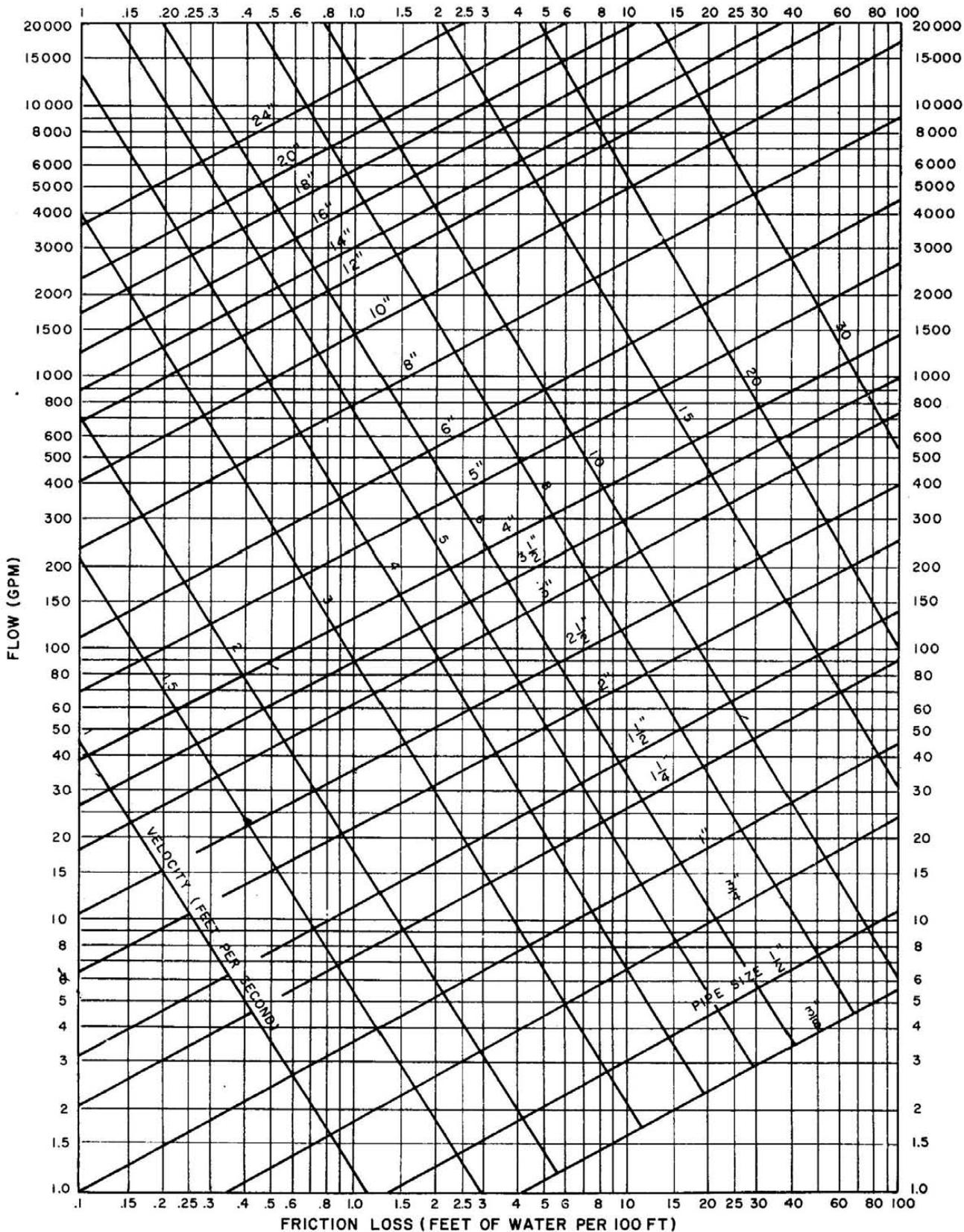
(j) 各種角度之彎管流阻係數(Resistance Coefficient for Bends)

雷諾數(Reynold's Number)大約 2.25×10^5

圖(3)

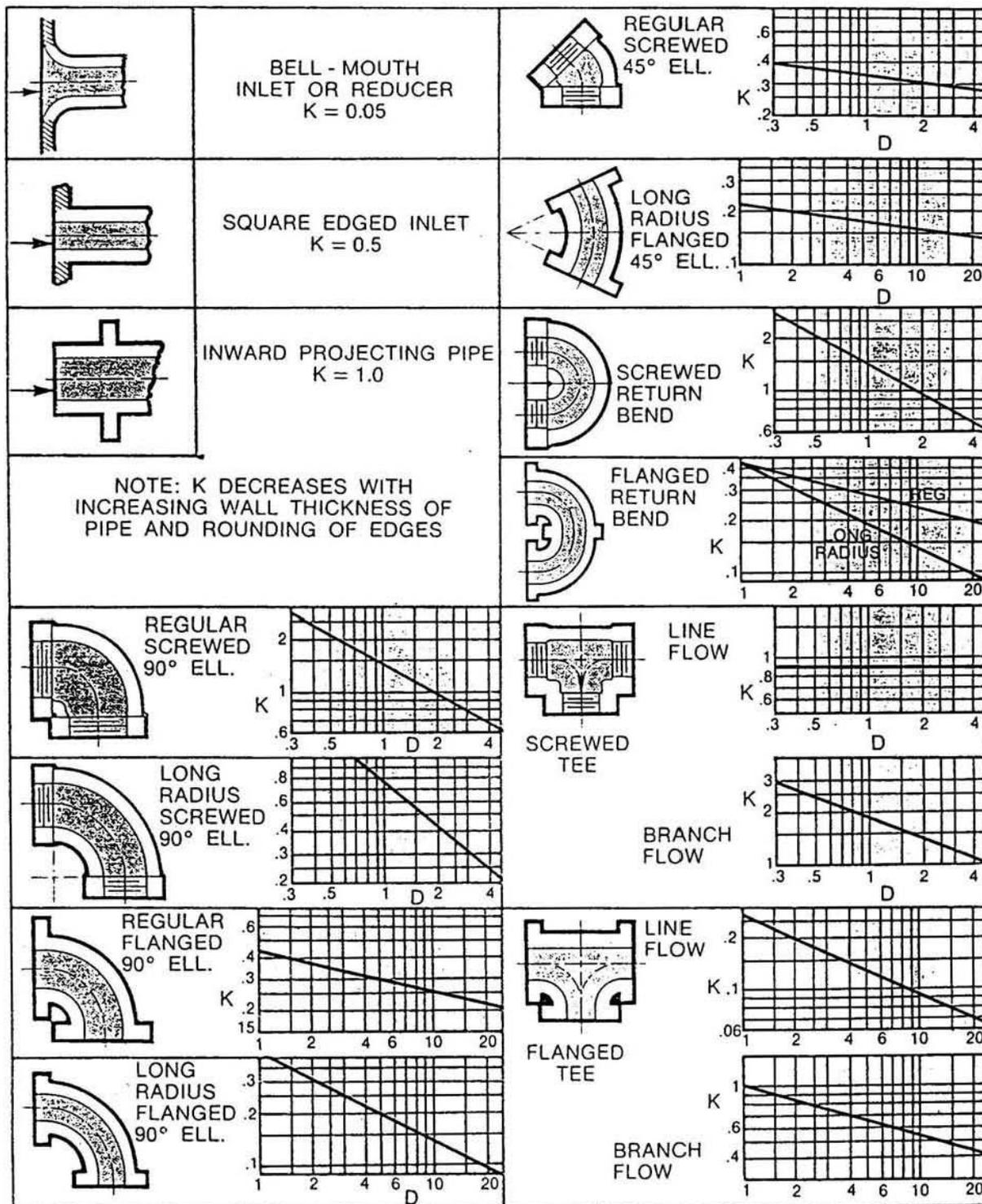
(k) FRICTION LOSS FOR CLOSED PIPING SYSTEMS

Schedule 40 Pipe



圖(3)

(1) 管件的流阻係數 (Resistance Coefficient for Fittings)

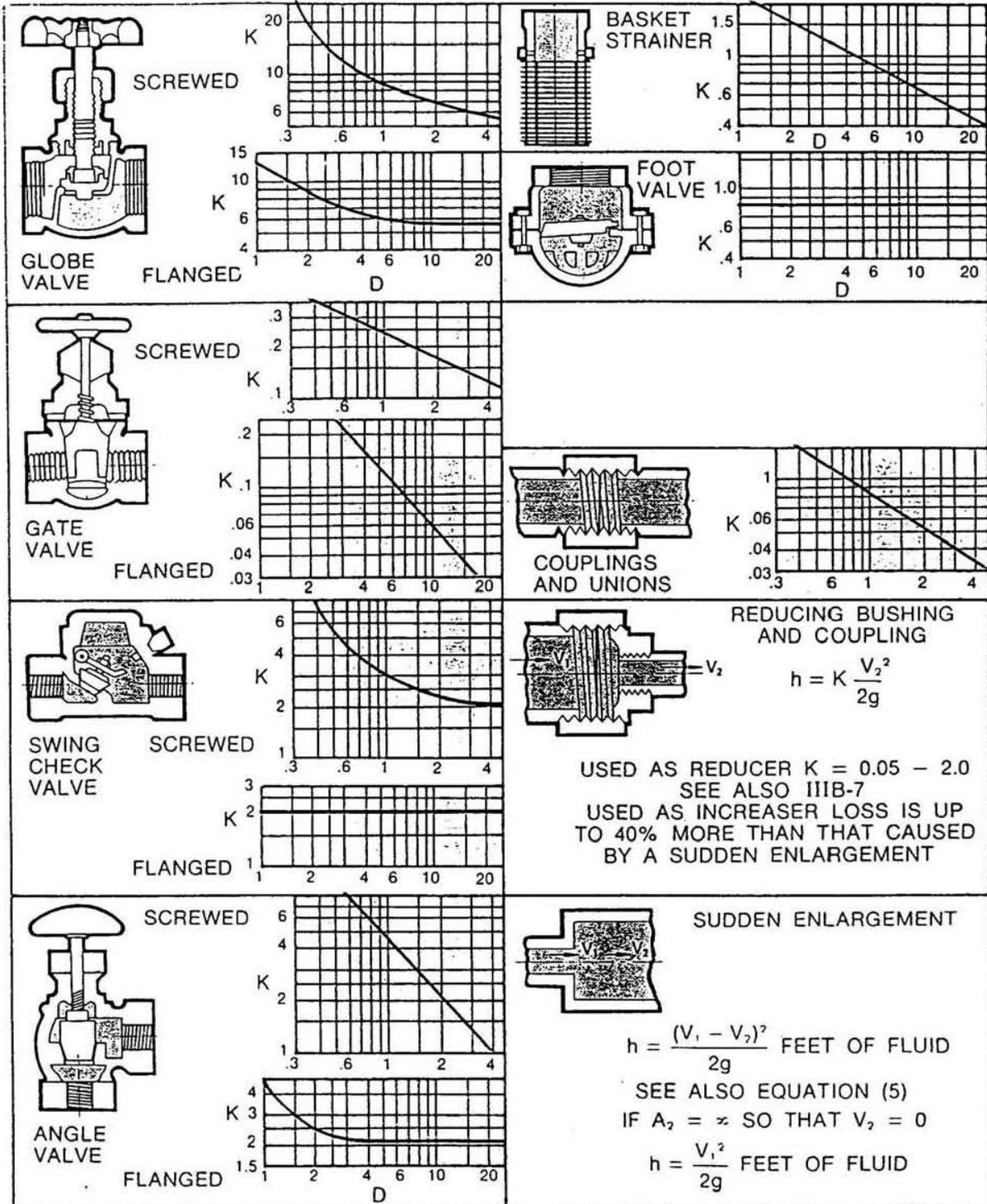


$$h_L = K \frac{V^2}{2g}$$

圖(3)

(m) 閥件與管件的流阻係數

(Resistance Coefficient for Valves and Fittings)



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

4. PUMPS

4.1 定義：Pump = Increaser of Mechanical Energy of Fluid

4.2 定義：泵是一種機械，用於增高（增強，增加）流體的機械能

4.3 復習：單位重量的流體之總機械能為 $\left(\frac{P}{\gamma} + \frac{V^2}{2g} + Z \right)$

稱為總頭 —— Total Head。

$$\text{即 Total Head } H = \frac{P}{\gamma} + \frac{V^2}{2g} + Z$$

4.4 定義：Pump Head = 泵把單位重量的流體之機械能增高的量

（泵揚程） （泵把流體之「總頭」增高的量）

$$= \text{泵出水總頭 } H_e - \text{泵入水總頭 } H_i$$

= 泵把單位重量的流體之機械能增高的量

= Total Head Delivered by Pump to Fluid

若以符號 H_p 代表泵揚程

$$\text{則 } H_p = H_e - H_i$$

$$\text{或 } H_p = \left(\frac{P_e}{\gamma_e} + \frac{V_e^2}{2g} + Z_e \right) - \left(\frac{P_i}{\gamma_i} + \frac{V_i^2}{2g} + Z_i \right)$$

上式之下標 e 代表泵之出水口（法蘭）中心點， i 代表泵之入水口（法蘭）中心點，如圖（4）。

4.5 泵流量 = 單位時間流過泵的流體總量

工程界慣用「體積流量率」（Volumetric Flow Rate），符號為 Q 。

則「重量流量率」（Weight Flow Rate）為 γQ 。其中 γ 為流體之

A

A

4.6 定義： WHP = Water Horse Power (水馬力)

= The Power Delivered by Pump to Water (Fluid)

= 泵把流體的機械能增高的時間率

= 重量流量率 \times 單位重量的流體之機械能增高量

$$= \gamma Q \times H_p$$

B

B

C

C

即 $WHP = \gamma Q H_p$

WHP 是泵這部「機械」的「輸出功率」

4.7 定義： BHP = Brake Horse Power (制動馬力)

= The Mechanical Power Input to the Shaft

of the Pump (從泵軸輸入的機械功率)

= Shaft Horse Power of the Pump (泵軸馬力)

D

D

4.8 定義：泵是一種機械，輸出 WHP ，輸入 BHP

E

E

4.9 定義：泵效率 $\eta_p = \frac{\text{泵輸出功率}}{\text{泵輸入功率}} = \frac{WHP}{BHP}$

F

F

$$4.10 \quad BHP = \frac{WHP}{\eta_p} = \frac{\gamma Q H_p}{\eta_p}$$

上式為泵制動馬力計算之通式，適用於任何單位制

$$4.11 \quad BHP = \frac{9.81 Q H_p}{3600 \eta_p}$$

A

A

其中 BHP 單位為 kW， Q 單位為 m^3/h ， H_p 單位為 m

$$4.12 \quad BHP = \frac{Q H_p}{3960 \eta_p}$$

B

B

其中 BHP 單位為 hp， Q 單位為 US.GPM， H_p 單位為 ft

4.13 上述理論與計算式適用於任何型式之泵

C

C

D

D

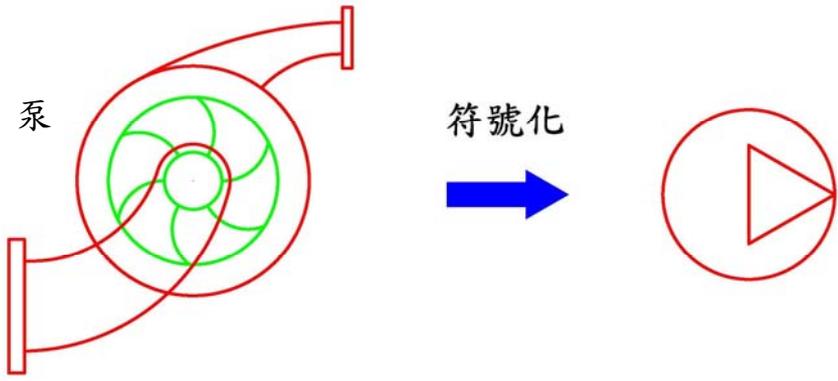
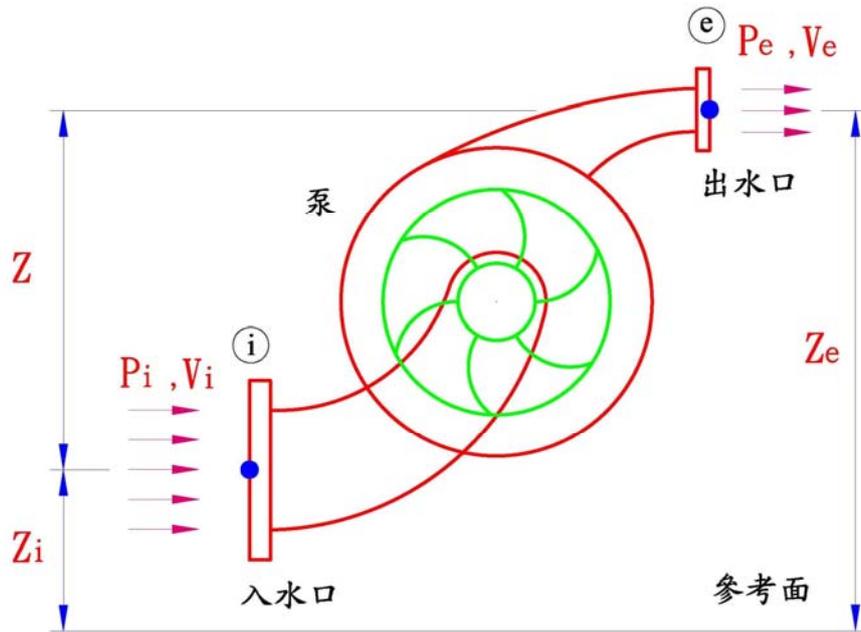
E

E

F

F

圖(4)



Pump = Increaser of Mechanical Energy of Fluid

泵是一種機械，用於增高（增強，增加）流體的機械能

Pump Head = Total Head Delivered by Pump (to Fluid)

(泵揚程) (泵把流體之「總頭」增高的量)

$$= \text{泵出水總頭 } H_e - \text{泵入水總頭 } H_i$$

若以符號 H_p 代表泵揚程

$$\text{則 } H_p = \left(\frac{P_e}{\gamma_e} + \frac{V_e^2}{2g} + Z_e \right) - \left(\frac{P_i}{\gamma_i} + \frac{V_i^2}{2g} + Z_i \right)$$

5. 離心泵原理

5.1 離心泵的原理就是「強制渦漩」(Forced Vortex)，如圖(5)之連環畫解說

A

A

B

B

C

C

D

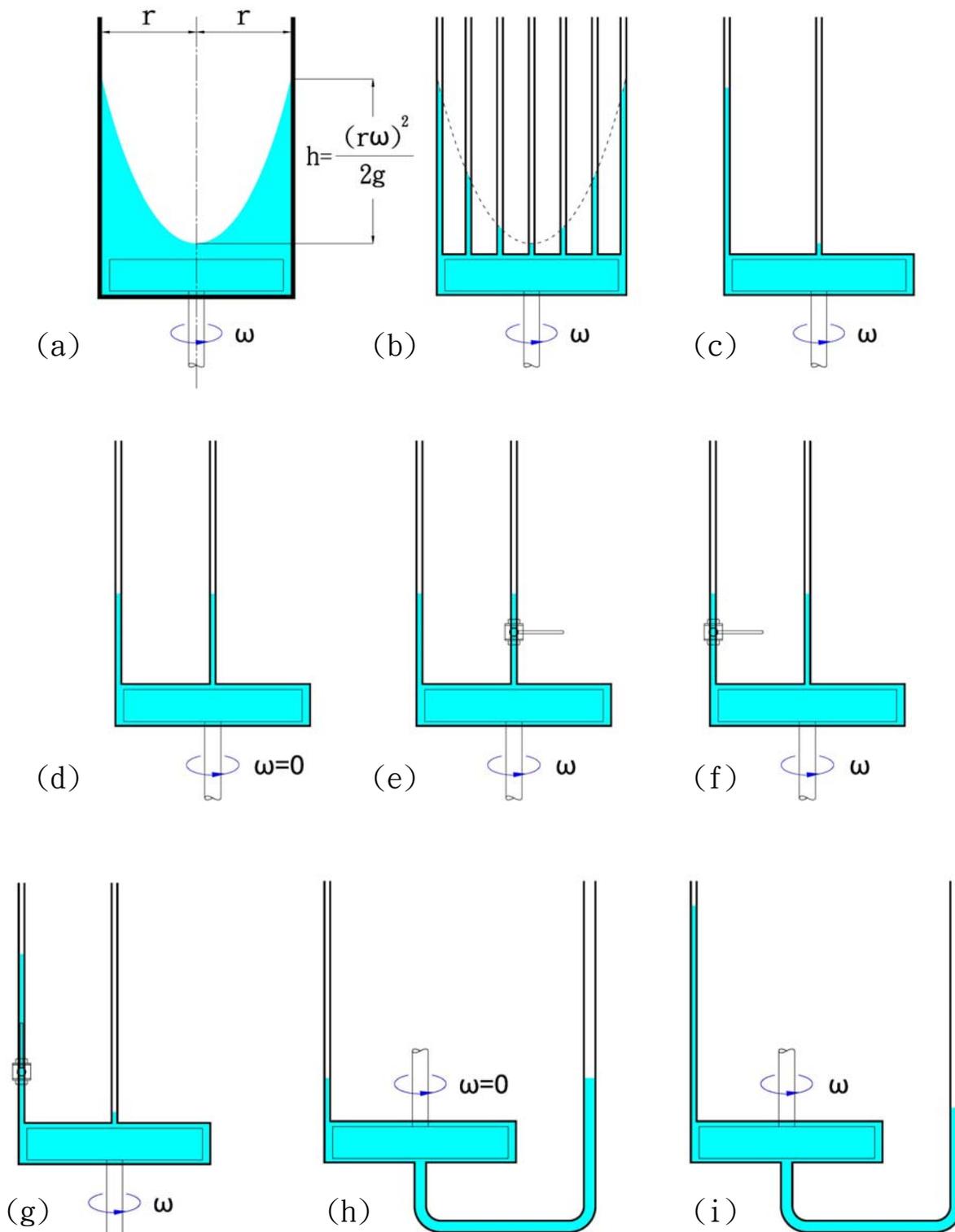
D

E

E

F

F



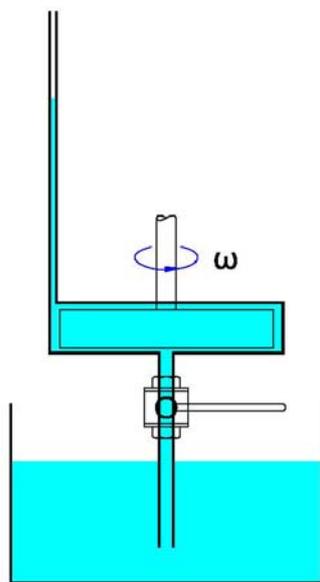
1

2

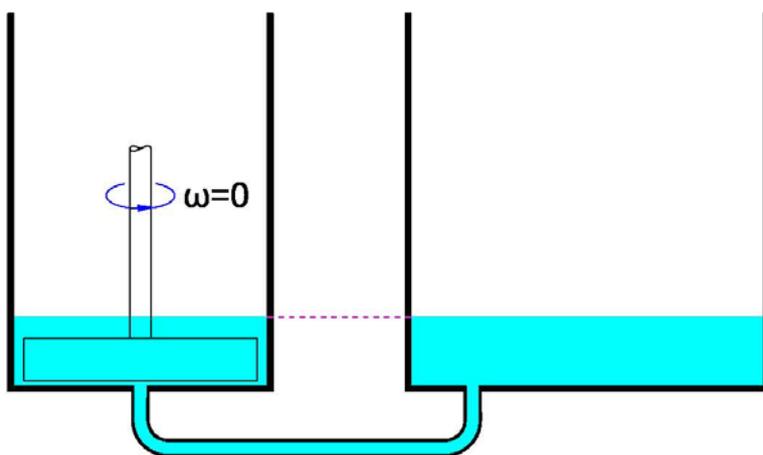
3

4

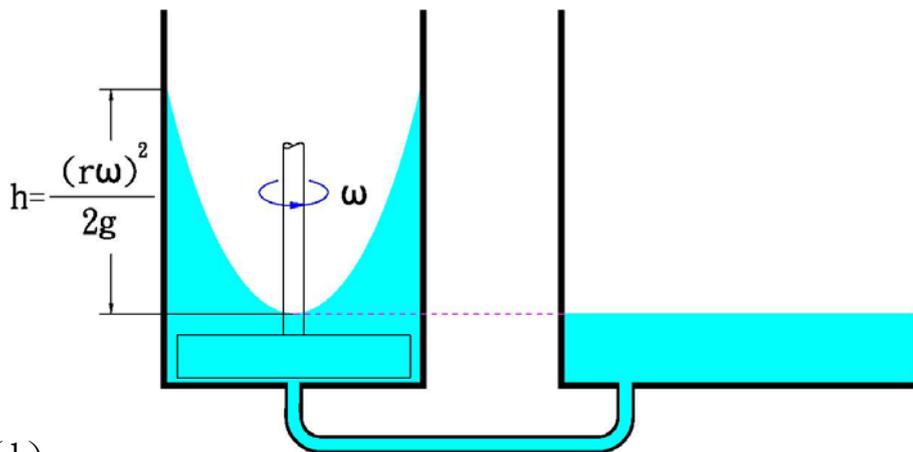
(j)



(k)



(l)

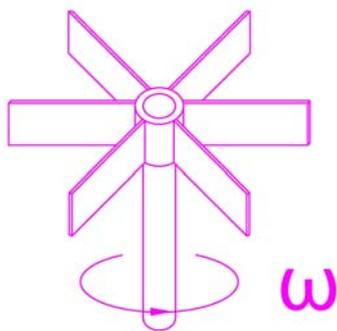


1

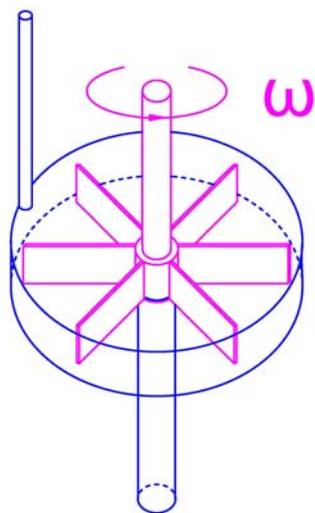
2

3

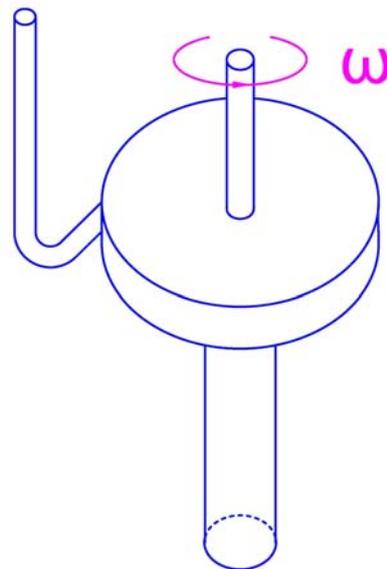
4



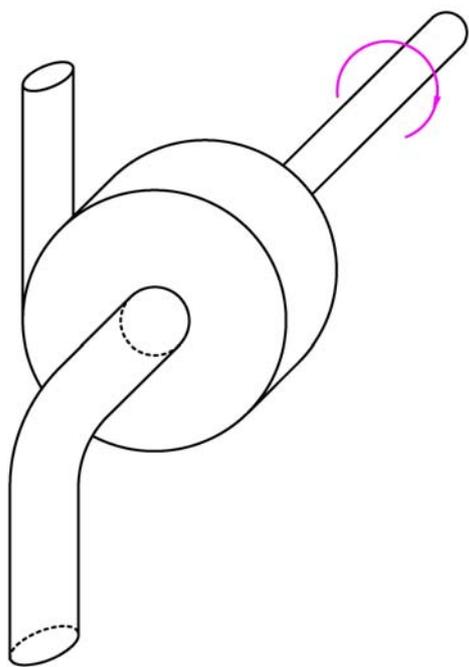
(m)



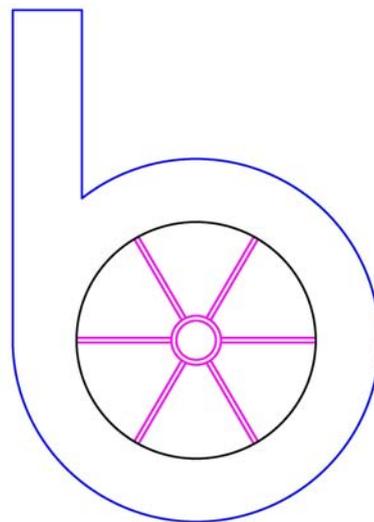
(n)



(o)



(p)



(q)

1 2 3 4

臺灣熱流

臺灣熱流

A

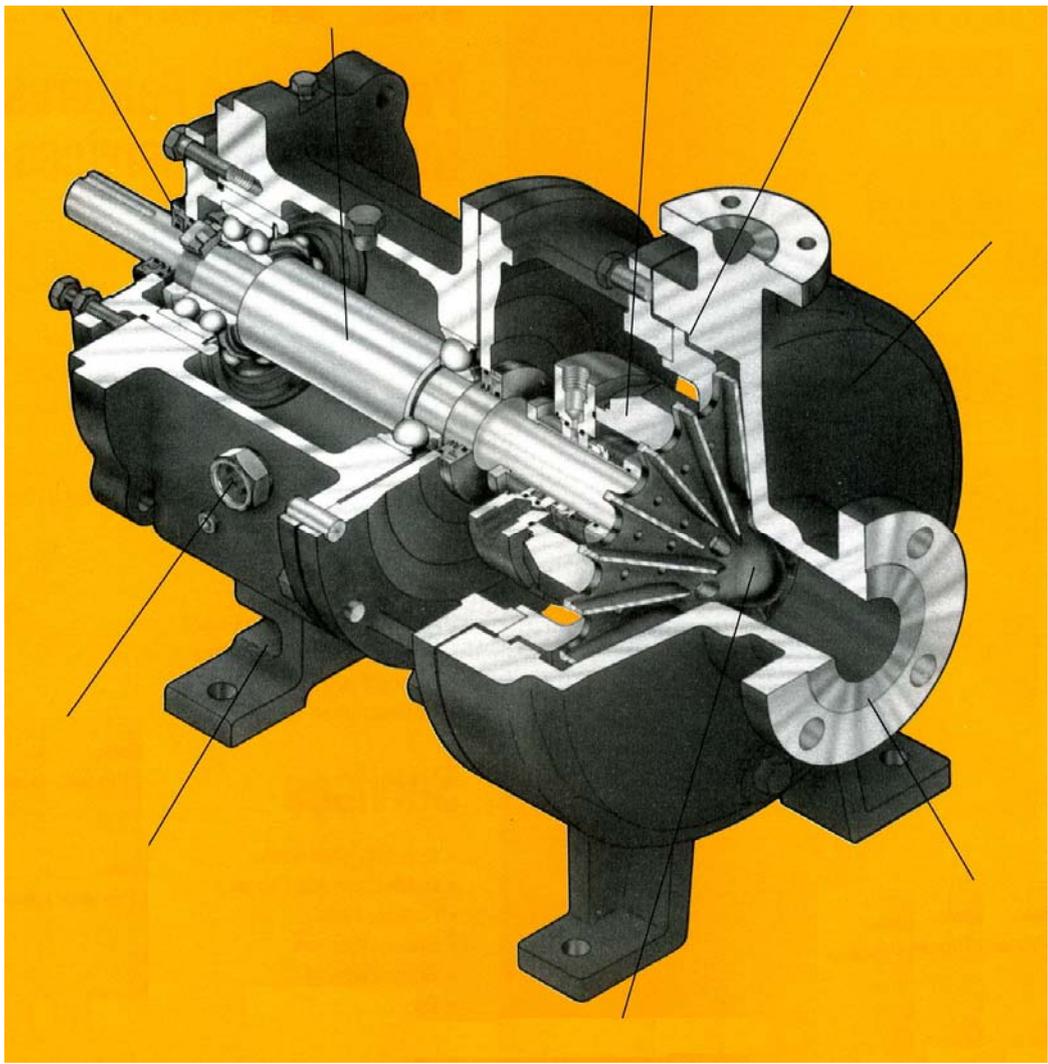
A

B

B

C

C



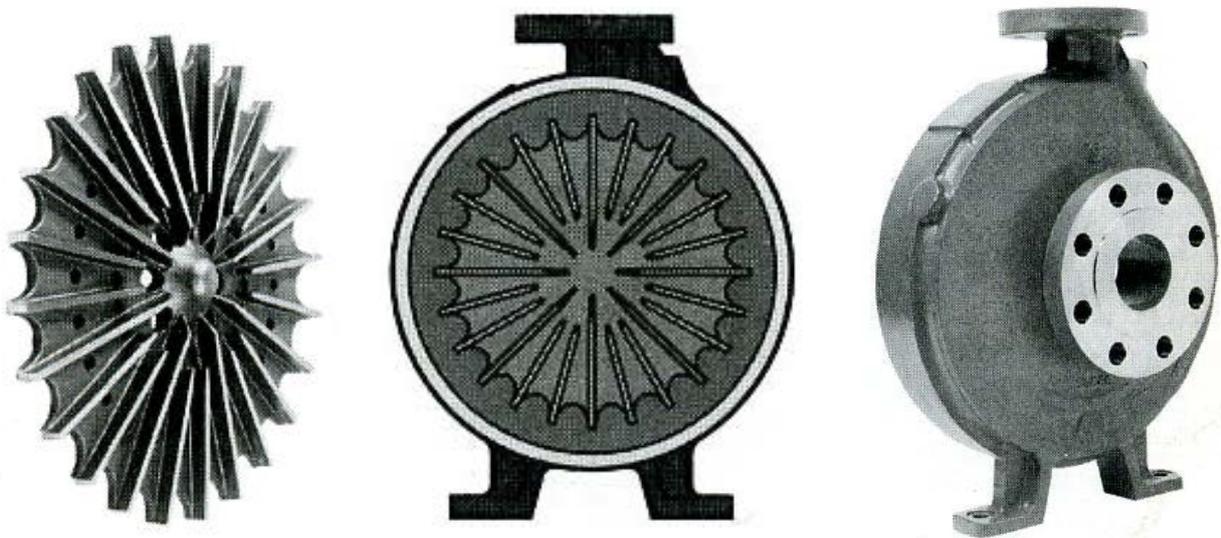
D

D

(r)

E

E



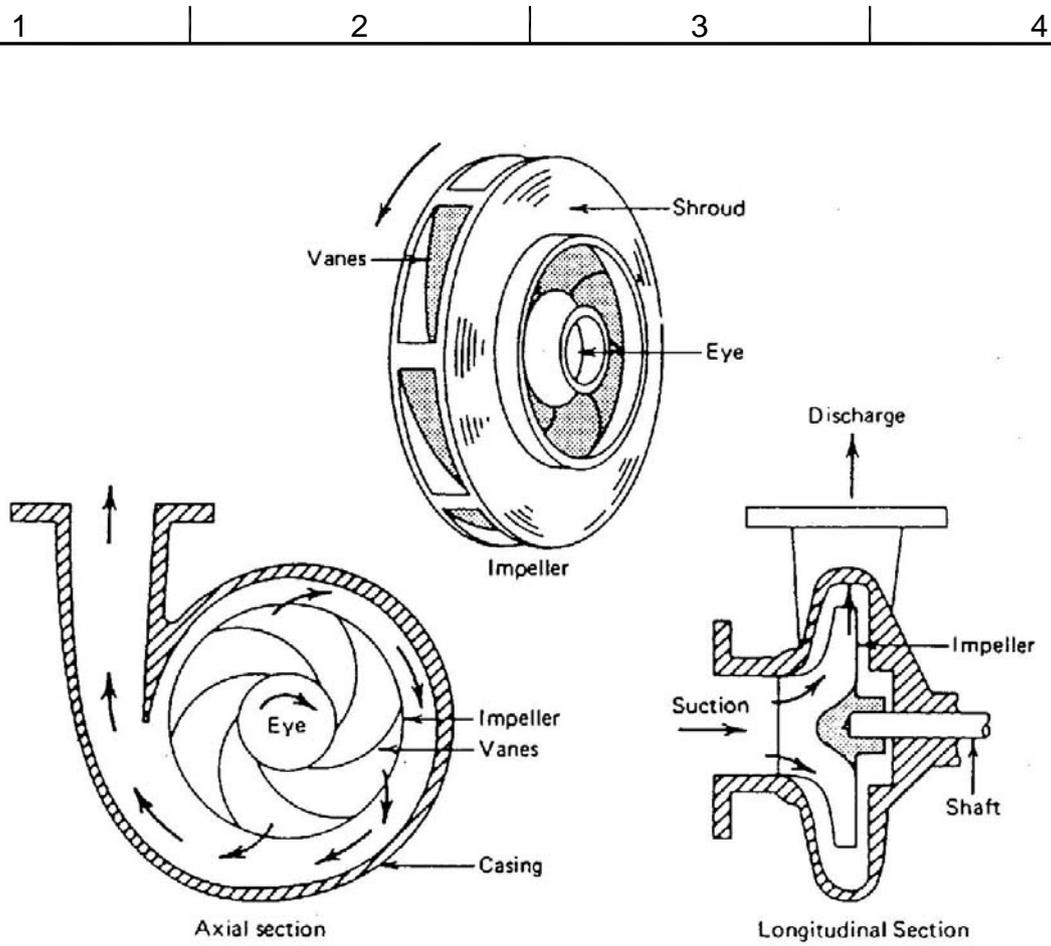
F

F

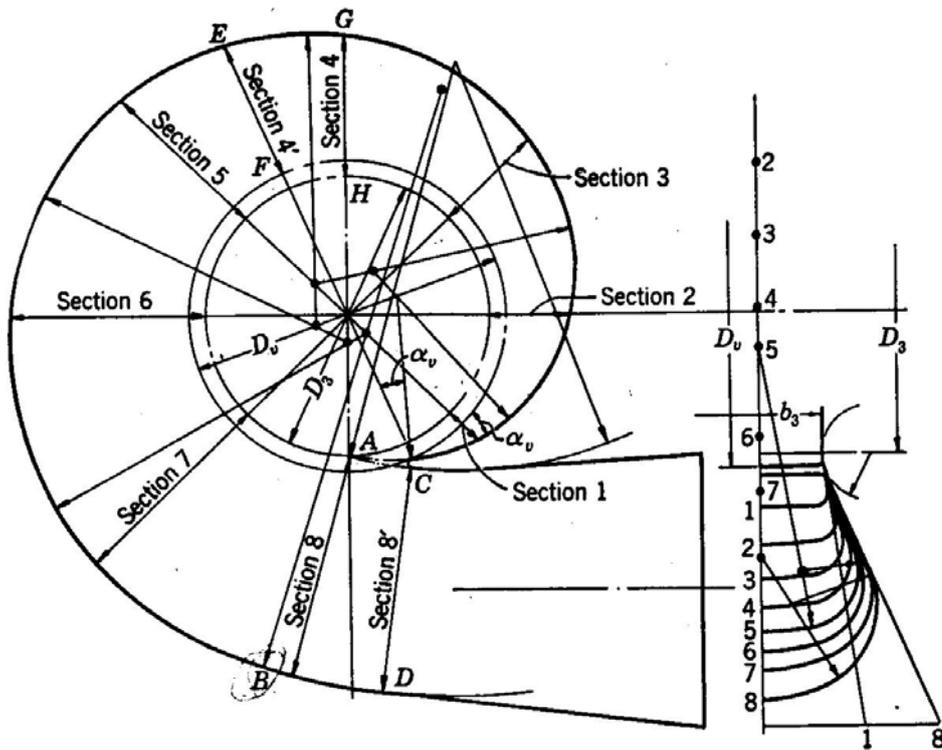
(s)

臺灣熱流

臺灣熱流



(t)



(u)

臺灣熱流

A

B

C

D

E

F

臺灣熱流

臺灣熱流

A

B

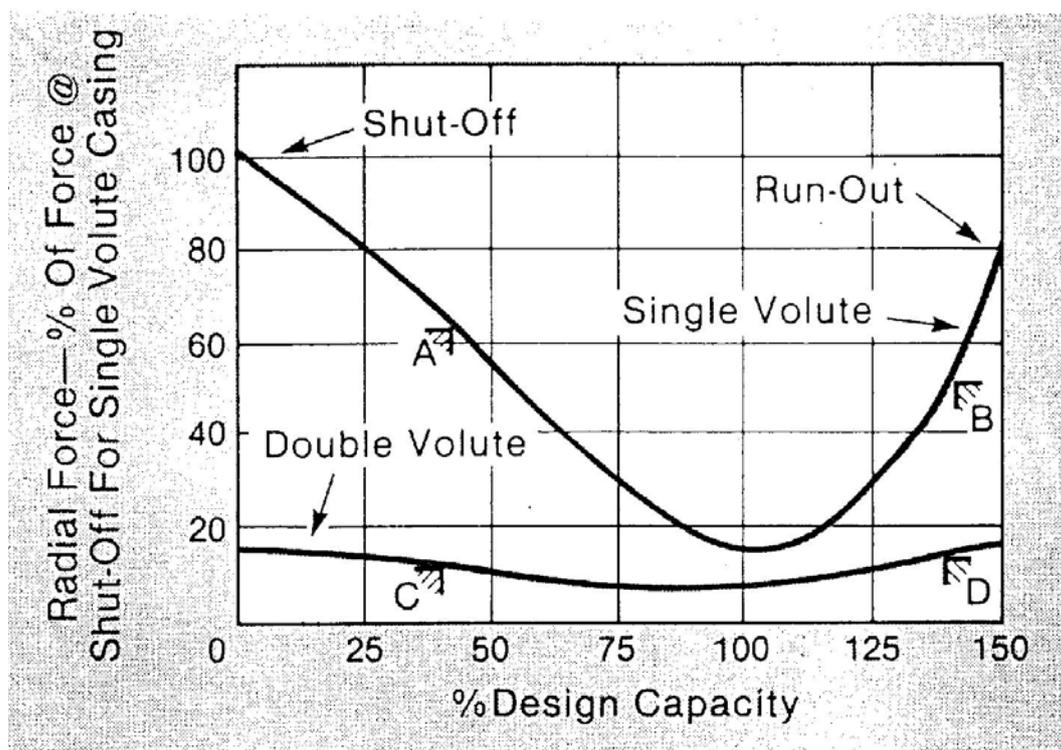
C

D

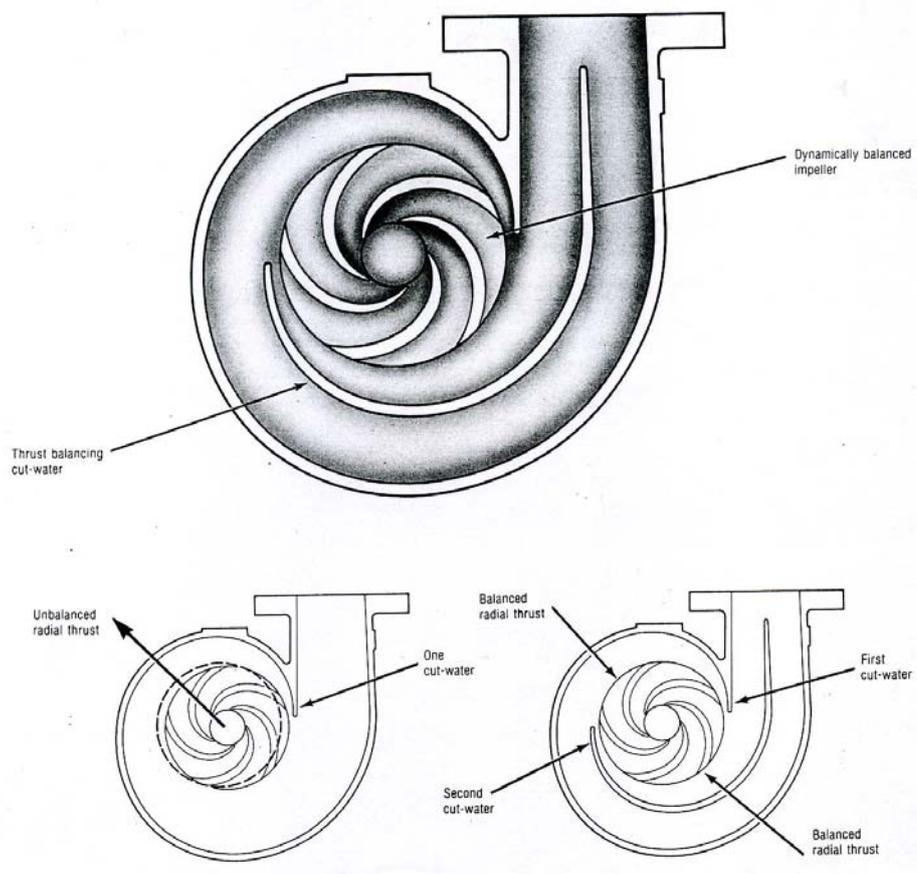
E

F

臺灣熱流

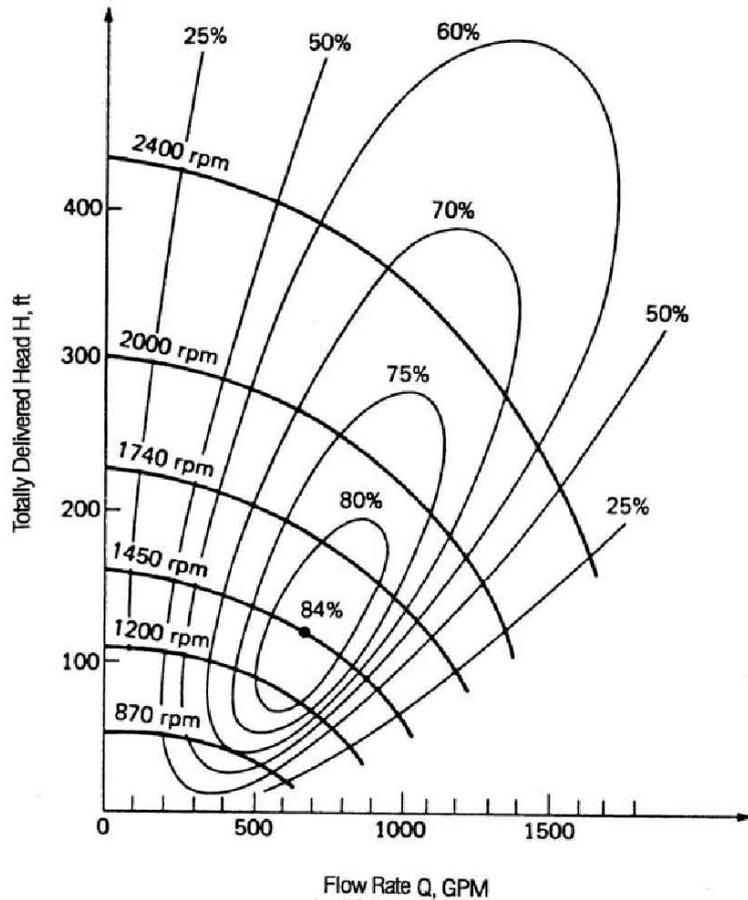
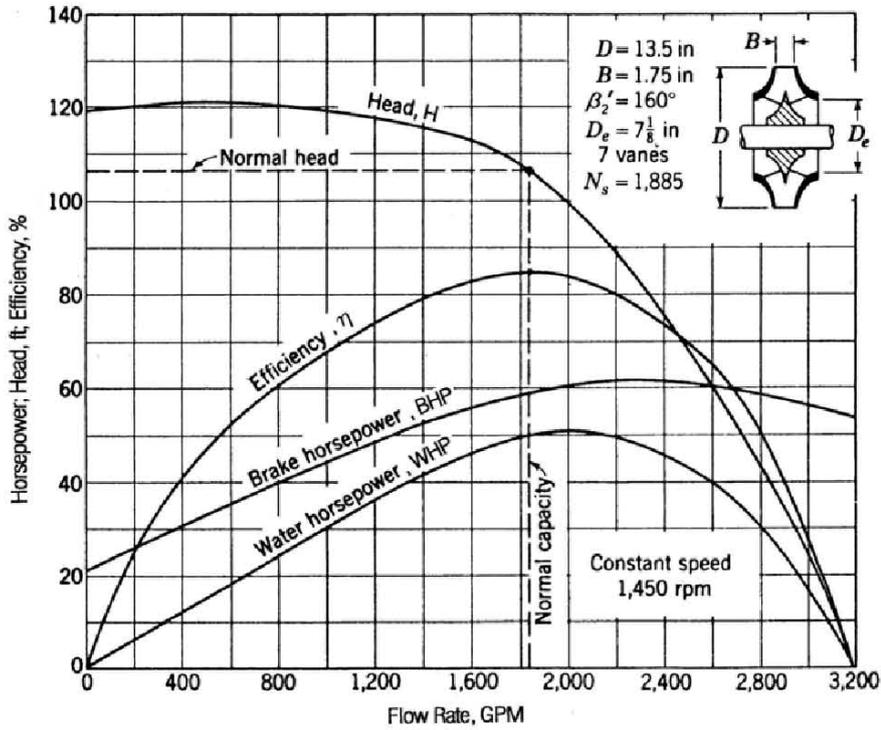


(v)



(w)

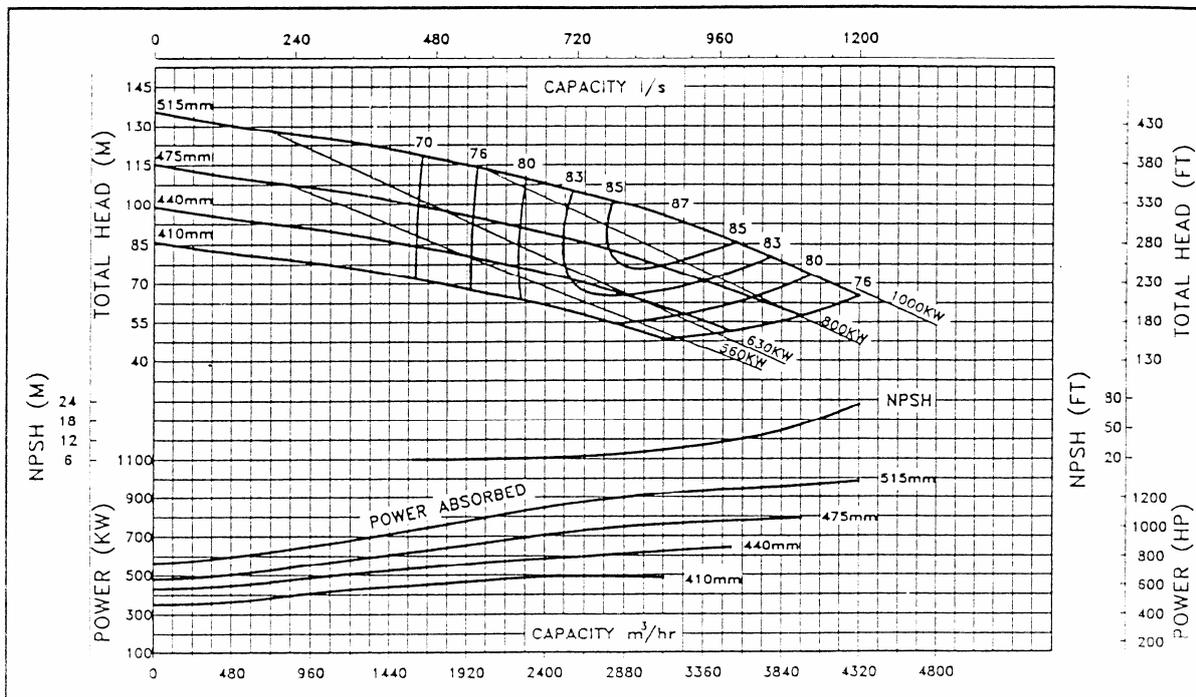
5.3 實驗的離心泵性能曲線



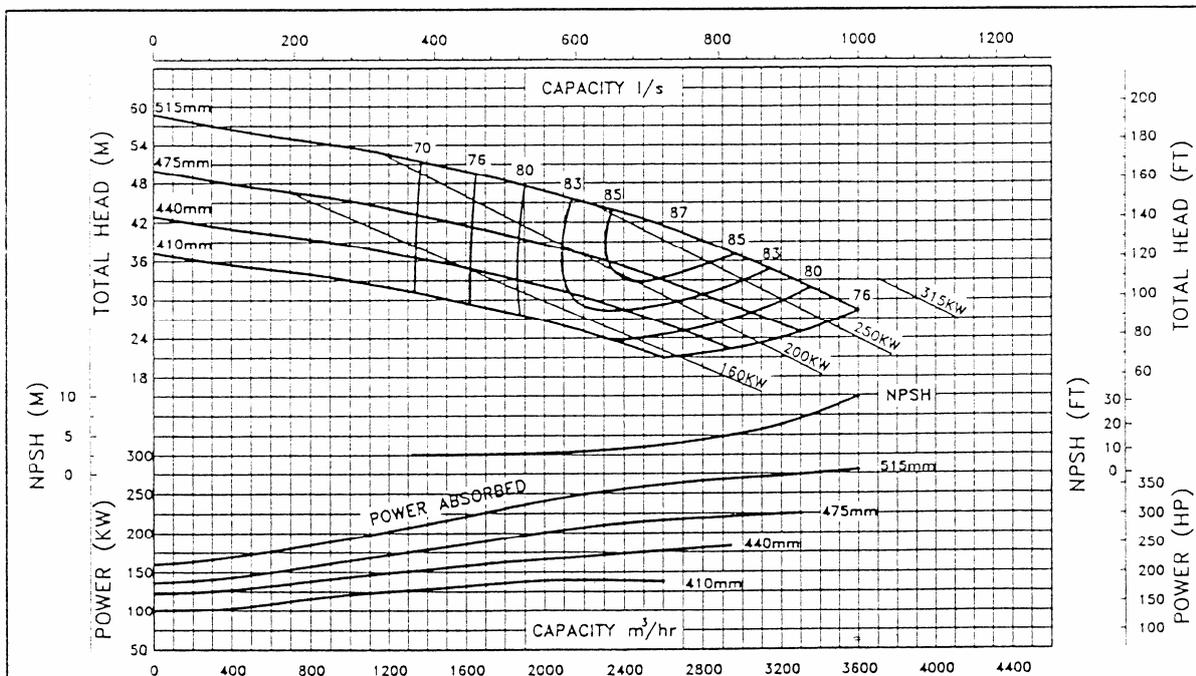
ACME PUMPS

SECTION 3.4.2 Pg 24

JULY 2002



Acme	TYPE		SIZE	RPM	IMP.REF	CURVE No.
	HVS	HVSS	400-300-500	1750	S	A6423



Acme	TYPE		SIZE	RPM	IMP.REF	CURVE No.
	HVS	HVSS	400-300-500	1150	S	A6623

A

A

B

B

C

C

D

D

E

E

F

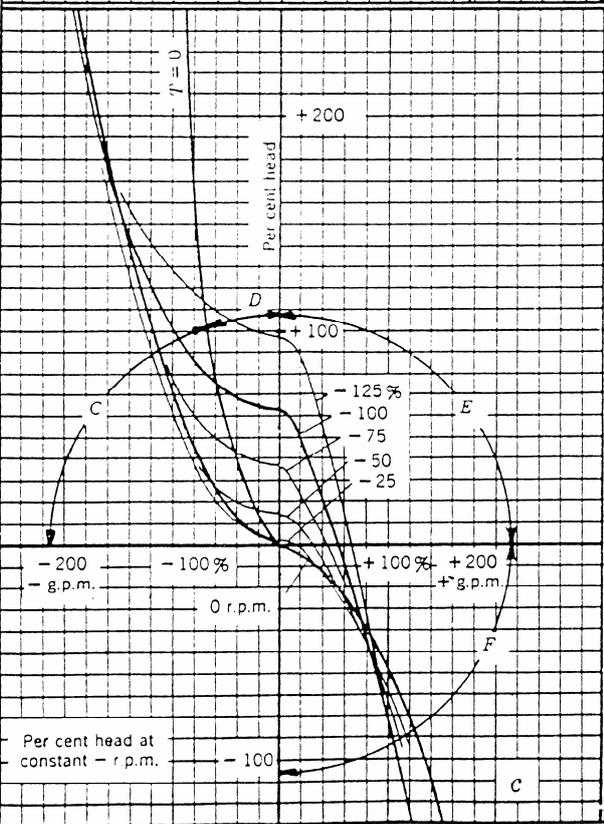
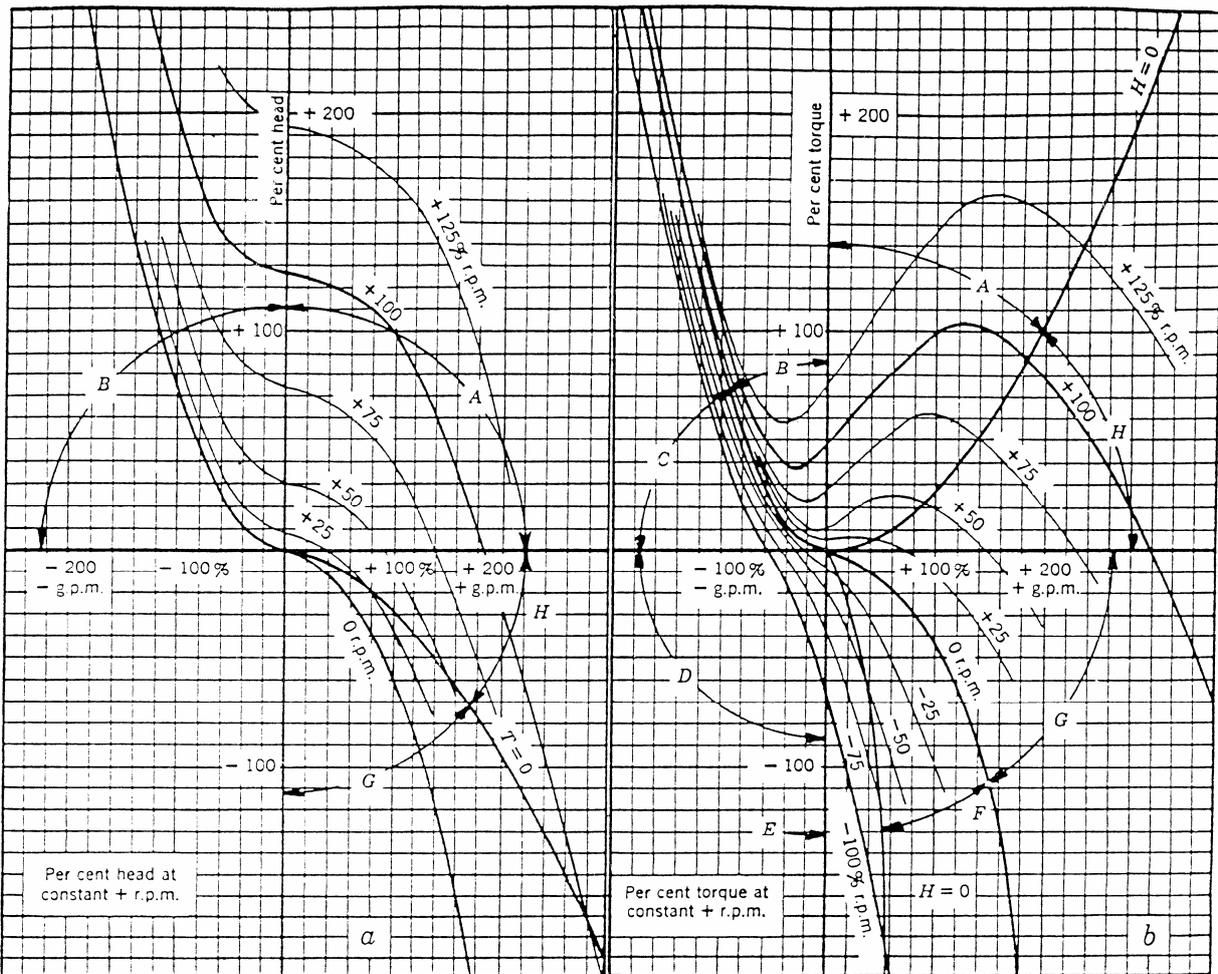
F

1

2

3

4



COMPLETE PUMP CHARACTERISTICS
 BASED ON DATA BY R. T. KNAPP
 ASME TRANS. NOV. 1937
 DOUBLE-SUCTION PUMP, $n_s = 1800$

Explanation of Terms

- A ----- Normal pump
- B ----- Energy dissipation
- C ----- Normal turbine
- D ----- Energy dissipation
- E ----- Reverse r.p.m. pump
- F ----- Energy dissipation
- G ----- Reverse flow turbine
- H ----- Energy dissipation
- + r.p.m. Normal pump
- r.p.m. Normal turbine
- + hp. Applied to shaft
- hp. Taken from shaft
- + T ----- $C \left(\frac{+hp.}{+r.p.m.} \right)$ or $C \left(\frac{-hp.}{-r.p.m.} \right)$
- T ----- $C \left(\frac{+hp.}{-r.p.m.} \right)$ or $C \left(\frac{-hp.}{+r.p.m.} \right)$

Complete Pump Characteristics , Double Suction Pump ; $n_s=1800$

A

A

B

B

C

C

D

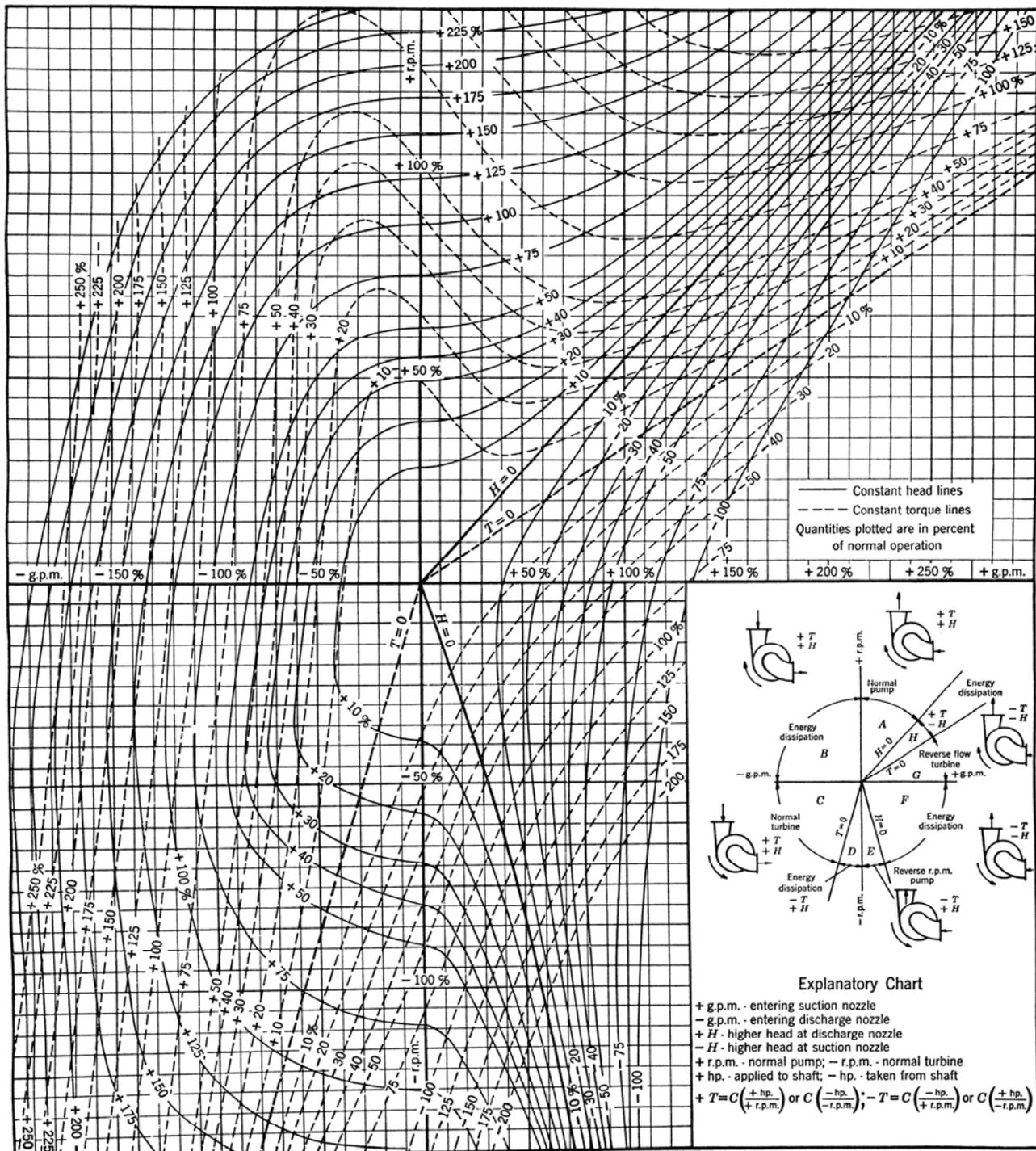
D

E

E

F

F



Complete Pump Characteristics , Double Suction Pump ; ns=1800

1

2

3

4

臺灣熱流

臺灣熱流

5.4 思考的離心泵性能曲線

A

A

B

B

C

C

D

D

E

E

F

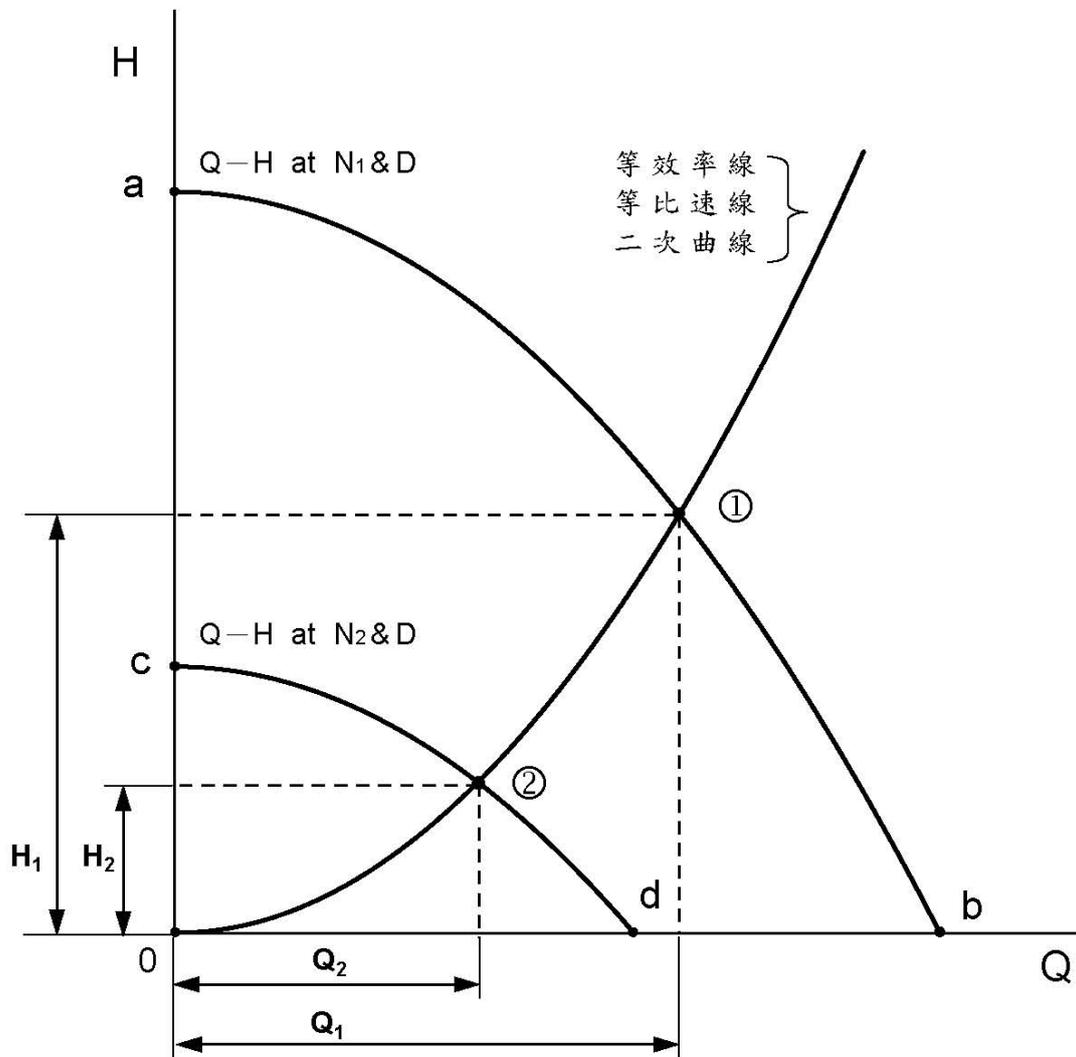
F

臺灣熱流

臺灣熱流

5.5 離心泵的相似定律

第1定律：同壹台泵，相同葉輪直徑，不同轉速的「定轉速性能曲線」之間的相似性



$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{N_1}{N_2}$$

$$\frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{N_1}{N_2}\right)^2 = \left(\frac{Q_1}{Q_2}\right)^2$$

$$\frac{BHP_1}{BHP_2} = \left(\frac{N_1}{N_2}\right)^3 = \left(\frac{Q_1}{Q_2}\right)^3$$

$$\frac{T_1}{T_2} = \left(\frac{N_1}{N_2}\right)^2$$

其中

N：葉輪轉速

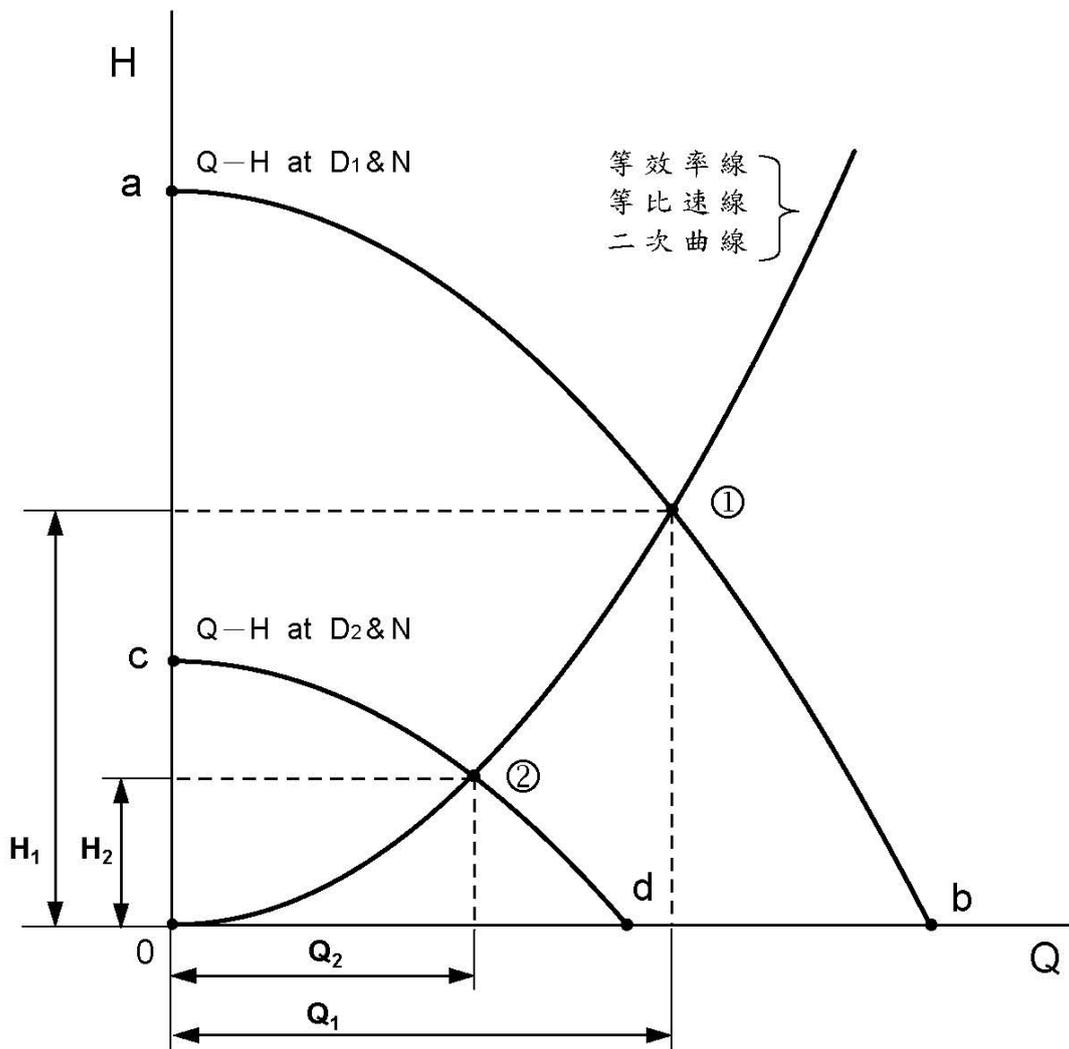
Q：泵流量率

H：泵揚程

T：葉輪扭矩

BHP：制動馬力

第 2 定律：同壹台泵，同轉速，不同葉輪直徑的「定轉速性能曲線」之間的相似性



$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{D_1}{D_2}$$

$$\frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^2 = \left(\frac{Q_1}{Q_2}\right)^2$$

$$\frac{BHP_1}{BHP_2} = \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^3 = \left(\frac{Q_1}{Q_2}\right)^3$$

$$\frac{T_1}{T_2} = \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^2$$

其中

- D：葉輪直徑
- Q：泵流量率
- H：泵揚程
- T：葉輪扭矩
- BHP：制動馬力

6. Energy Equation

6.1 能量守恆觀念

如圖 (6) 所示之流場，流體質點沿著流線流動，經過點①開始計時，時間 Δt 後，再經過點②。① \rightarrow ②過程中，有 Headloss h_L 發生，也有 Pump Head H_p 輸入。

能量守恆觀念 —

在點①的總機械能 + 泵輸入機械能 - 機械能損耗 = 在點②的總機械能

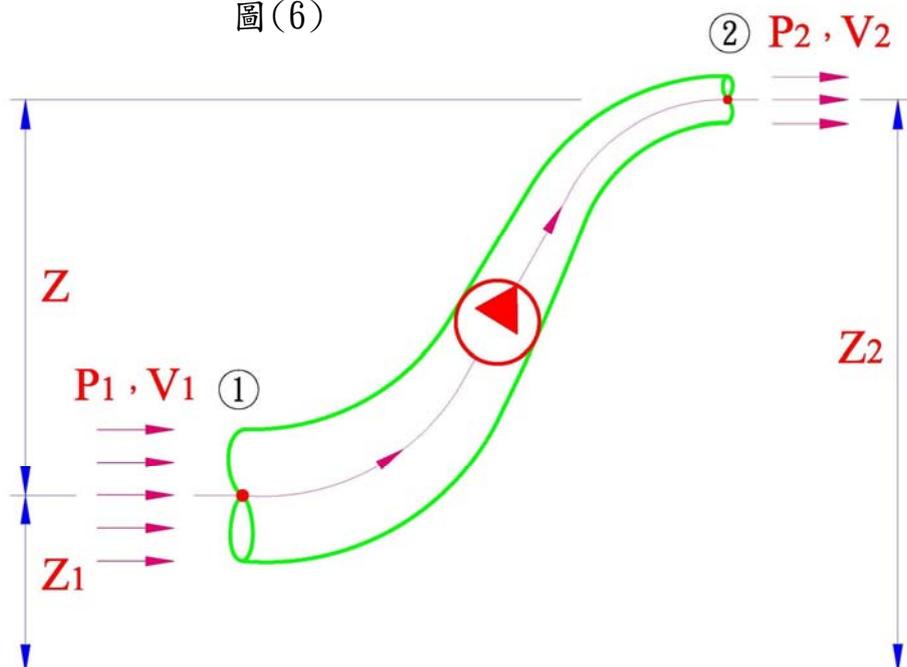
6.2 能量方程式

$$\left(\frac{P_1}{\gamma_1} + \frac{V_1^2}{2g} + Z_1 \right) + H_p - h_L = \left(\frac{P_2}{\gamma_2} + \frac{V_2^2}{2g} + Z_2 \right)$$

$$\text{或 } H_p = \left(\frac{P_2}{\gamma_2} + \frac{V_2^2}{2g} + Z_2 \right) - \left(\frac{P_1}{\gamma_1} + \frac{V_1^2}{2g} + Z_1 \right) + h_L$$

上兩式都稱為流體的能量方程式 (Energy Equation of Fluid)

圖(6)



6.3 能量方程式之口述觀念

(a) 細述

泵輸(注)入流體的機械能

= 流體機械能的增加量 +

流動在系統中流動所發生的機械能損耗

(b) 簡述

Pump Head = Increment of Mechanical Energy of the System +
Headloss happened in the System

6.4 System Head

習慣把「流體機械能的增加量 + 流體在系統中流動所發生的機械能損耗」命名(定義)為「System Head」, 則

$$\text{System Head} = \left(\frac{P_2}{\gamma_2} + \frac{V_2^2}{2g} + Z_2 \right) - \left(\frac{P_1}{\gamma_1} + \frac{V_1^2}{2g} + Z_1 \right) + h_L$$

其物理意義為

The Total Head (Total Mechanical Energy) required by the System to Drive the Flow from Point 1 (State 1) to Point 2 (State 2)。

令 System Head = H_s , 則

$$H_s = \left(\frac{P_2}{\gamma_2} + \frac{V_2^2}{2g} + Z_2 \right) - \left(\frac{P_1}{\gamma_1} + \frac{V_1^2}{2g} + Z_1 \right) + h_L$$

在亂流的流場中(In a Turbulent Flow Field) $h_s = R_t Q^2$, 其中 Q 為體積流量率, R_t 為全段管路之等效流阻。在不可壓縮流場中,

$$Q_1 = Q_2 = Q, \quad \gamma_1 = \gamma_2 = \gamma$$

故 $V_1 = \frac{Q}{A_1}$ $V_2 = \frac{Q}{A_2}$

則上式可以整理為

$$H_s = R_t Q^2 + \left(\frac{1}{2g A_2^2}\right) Q^2 - \left(\frac{1}{2g A_1^2}\right) Q^2 + \left(\frac{P_2 - P_1}{\gamma^2} + Z_2 - Z_1\right)$$
$$= R_t + \left(\frac{1}{2g A_2^2} - \frac{1}{2g A_1^2}\right) Q^2 + \left(\frac{P_2 - P_1}{\gamma^2} + Z_2 - Z_1\right)$$

令 $R = \left(R_t + \frac{1}{2g A_2^2} - \frac{1}{2g A_1^2}\right)$, R 與流量 Q 無關

令 $h_s = \frac{P_2 - P_1}{\gamma^2} + Z_2 - Z_1$, h_s 與流量 Q 無關, 代表「靜態頭」

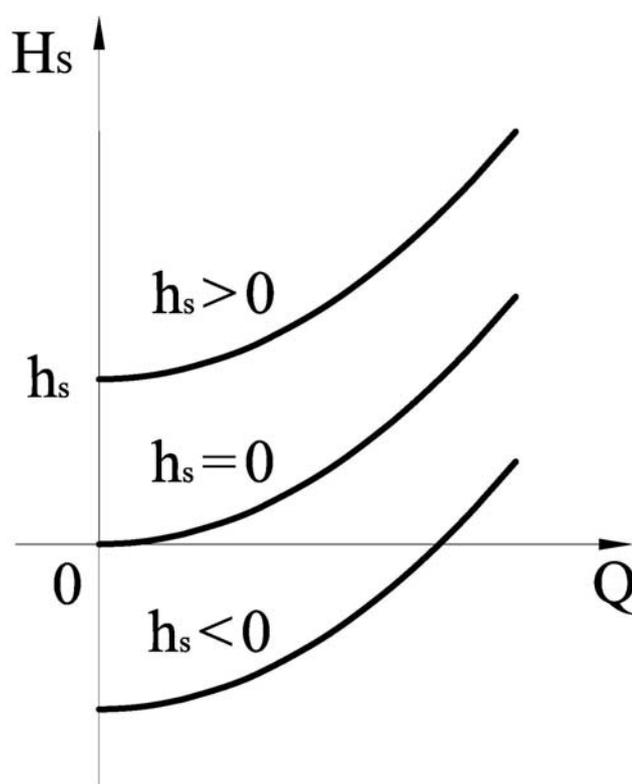
(Static Head)

則 $H_s = \text{Static Head} + R Q^2$

$$= h_s + R Q^2$$

System Head (H_s) 與流量 (Q) 的關係曲線如圖(7)

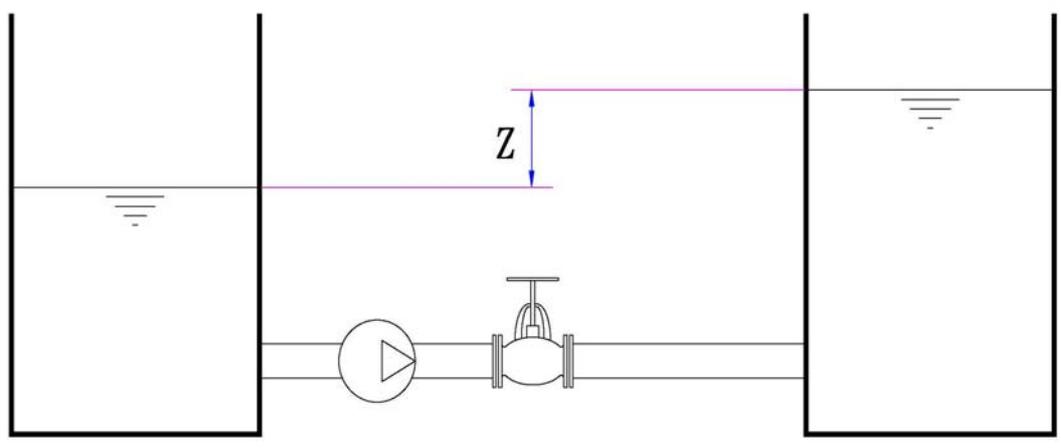
圖 (7)



7. 離心泵與系統管路的互動

A

A



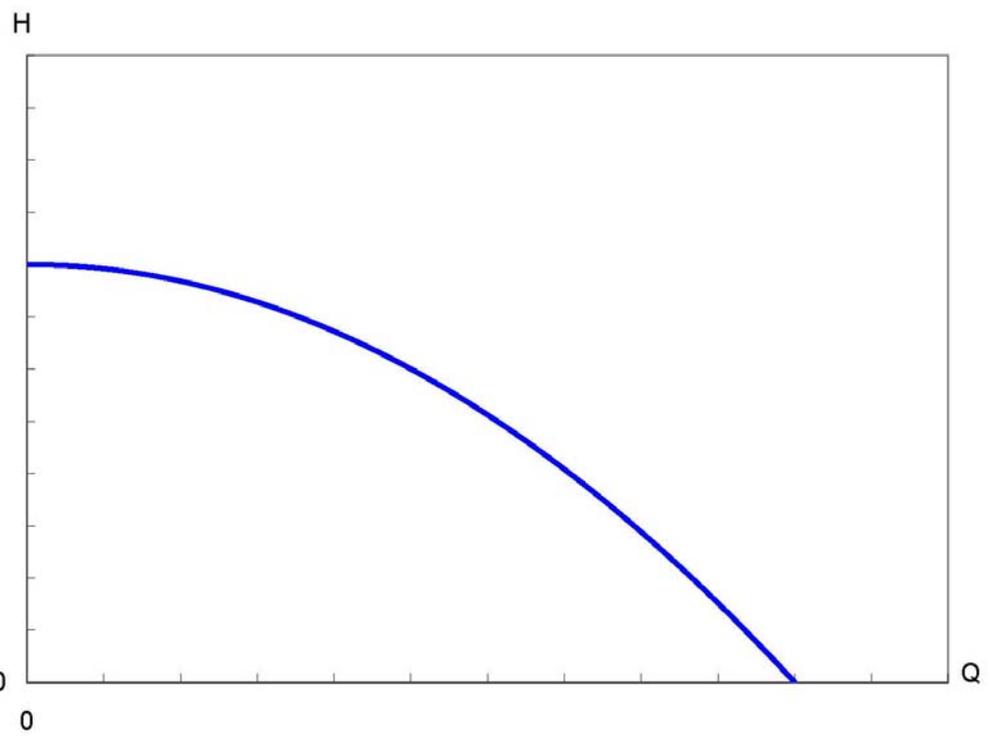
B

B

管路系統

C

C



D

D

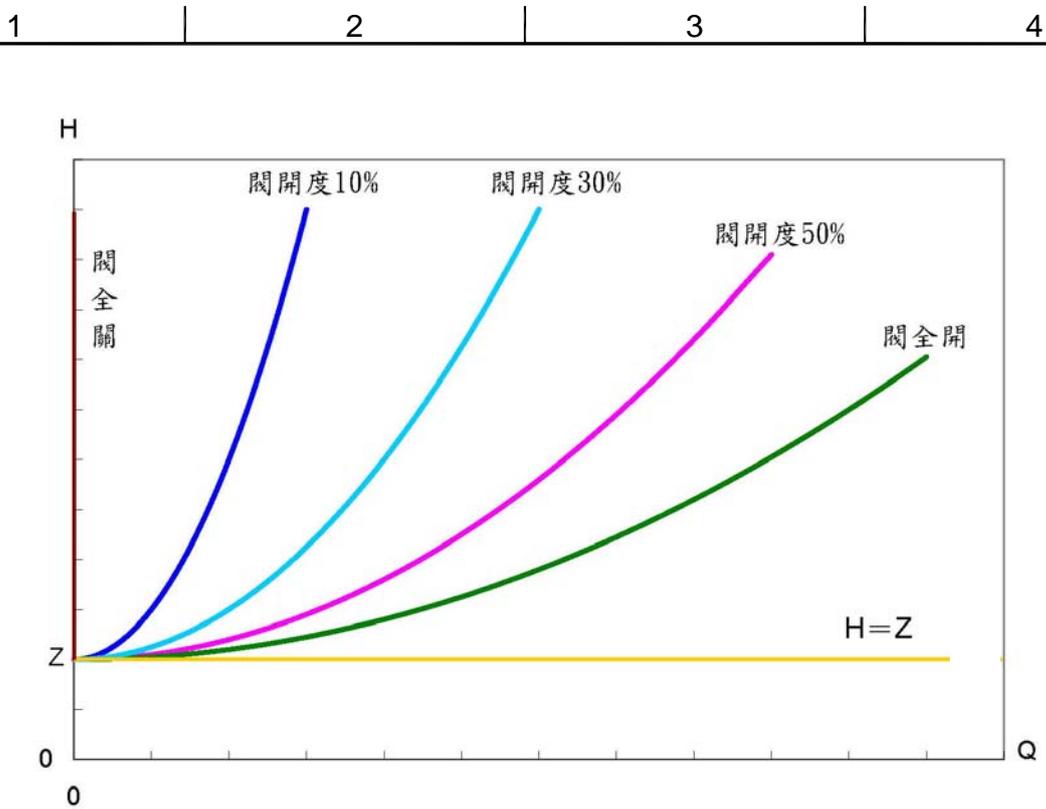
E

E

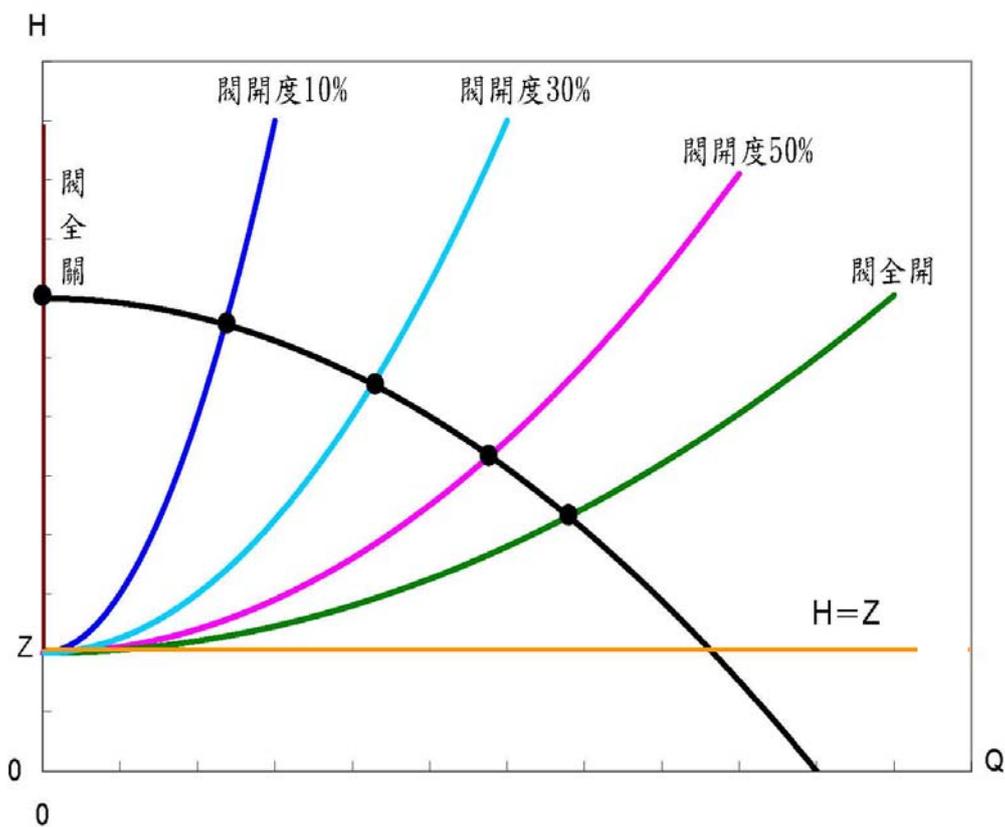
離心泵之「定轉速性能曲線」

F

F



系統管路之性能曲線



離心泵與系統管路的互動

8. 離心泵的並聯與串聯

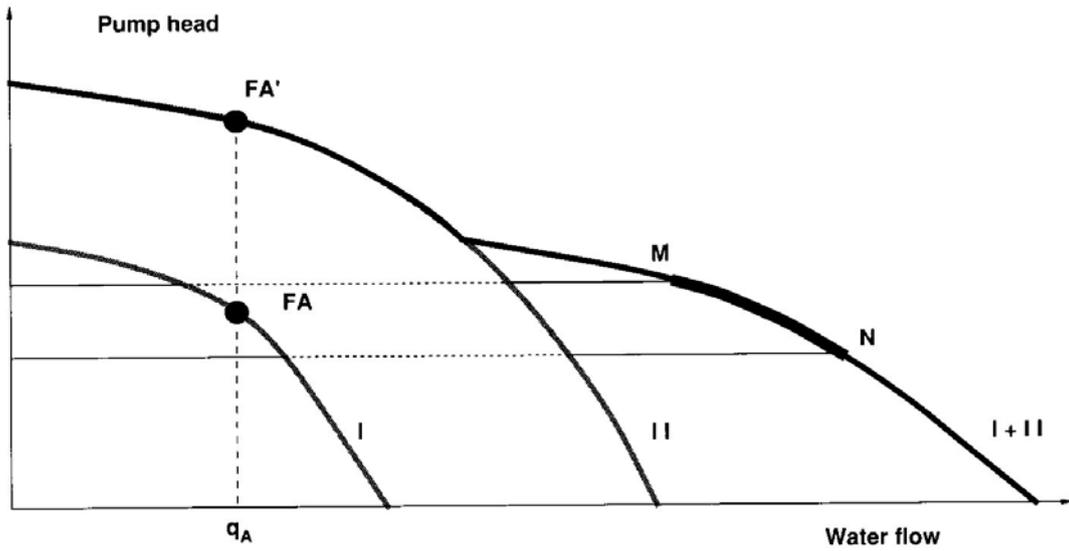


Fig 1.20. Putting different pumps in parallel.

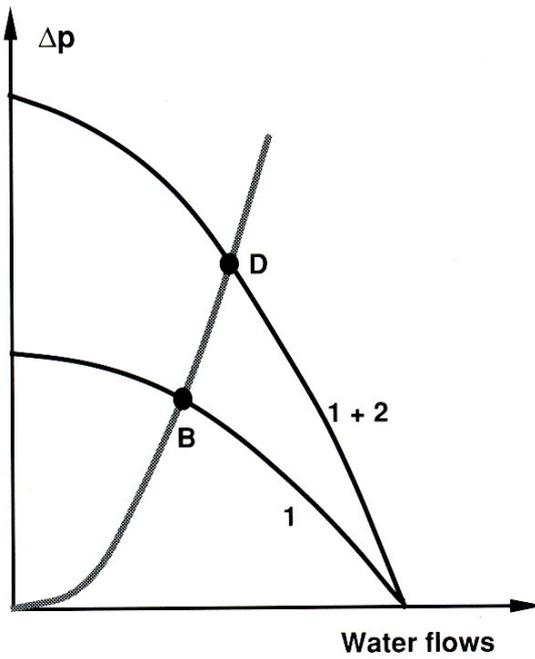


Fig 1.21. Identical pumps in series.

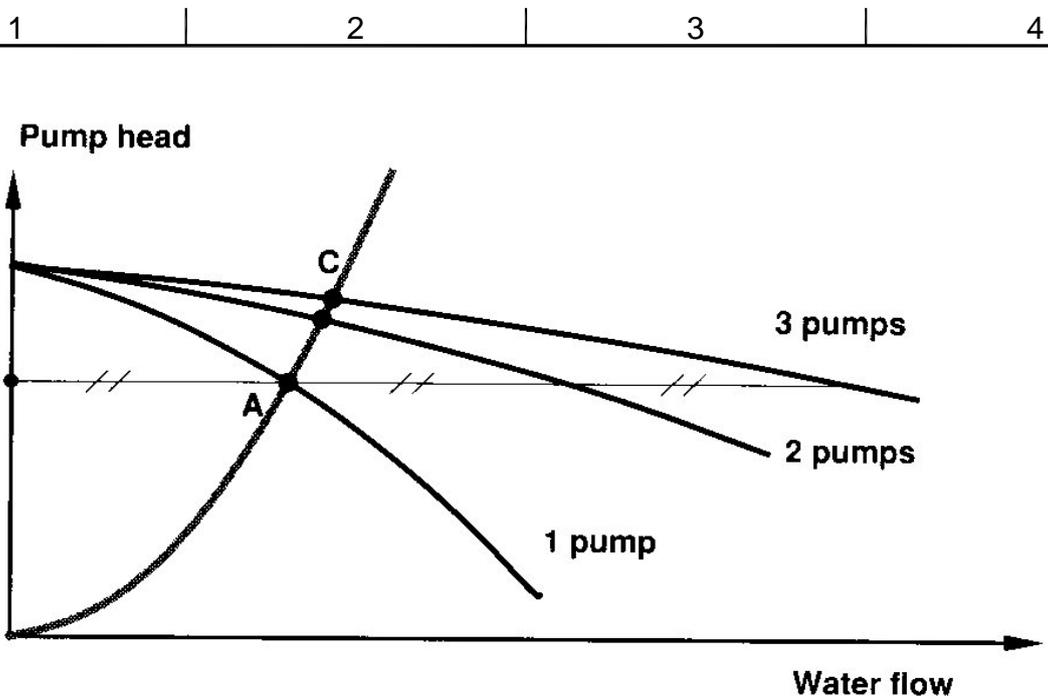


Fig 1.15. Characteristic resulting from three identical pumps in parallel.

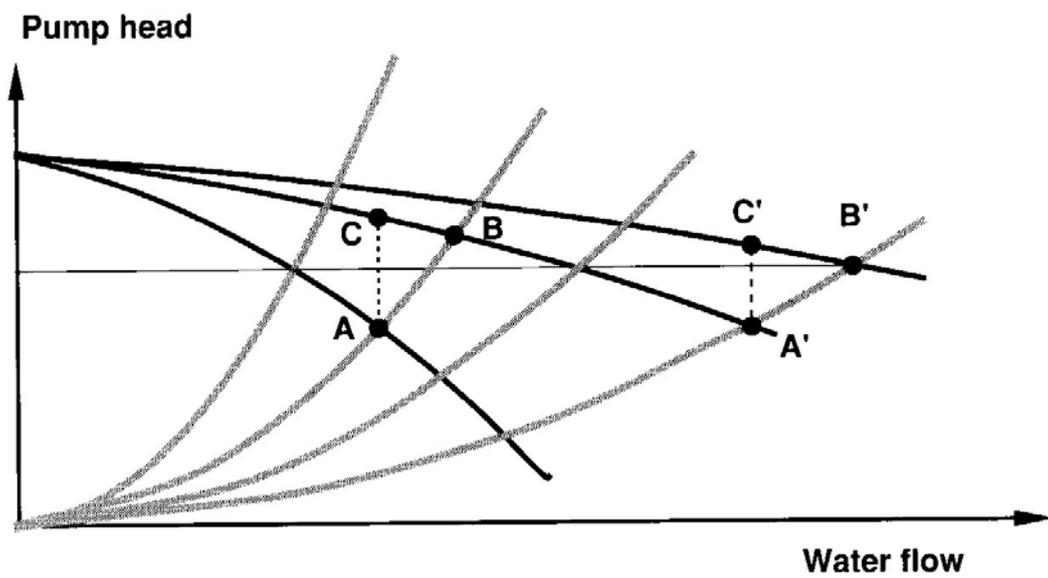


Fig 1.16. Control of pumps in parallel.

A

A

B

B

C

C

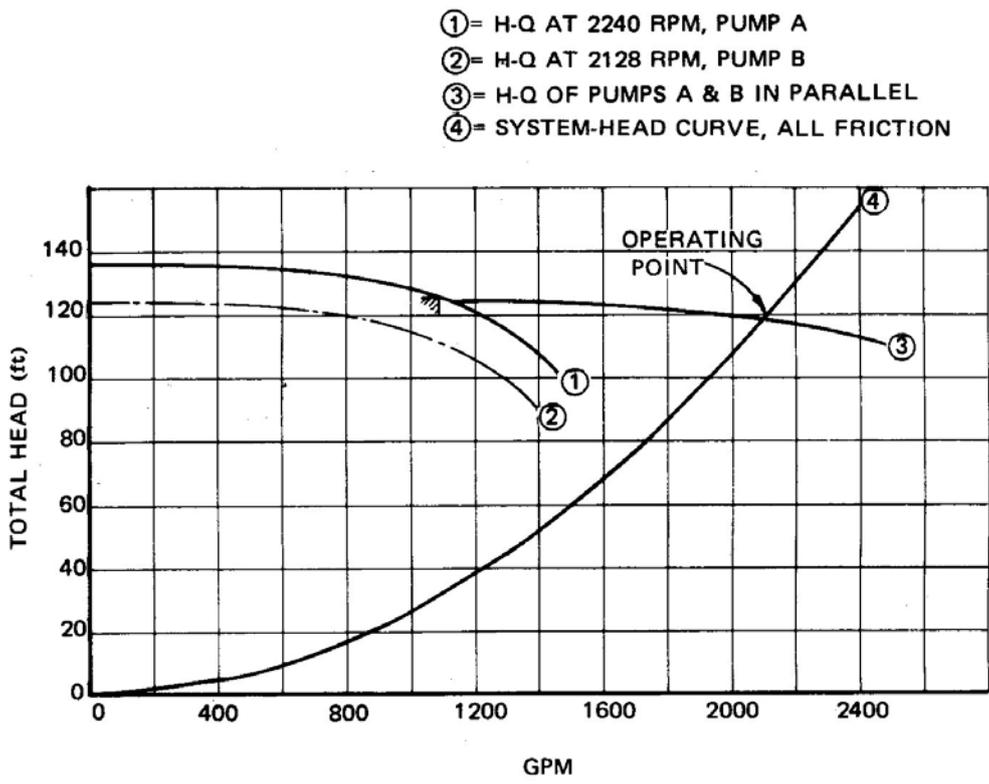


Fig. 1.61 To construct the combined head-capacity curve for two pumps in parallel, the individual capacities of each pump are added at various total heads.

D

D

E

E

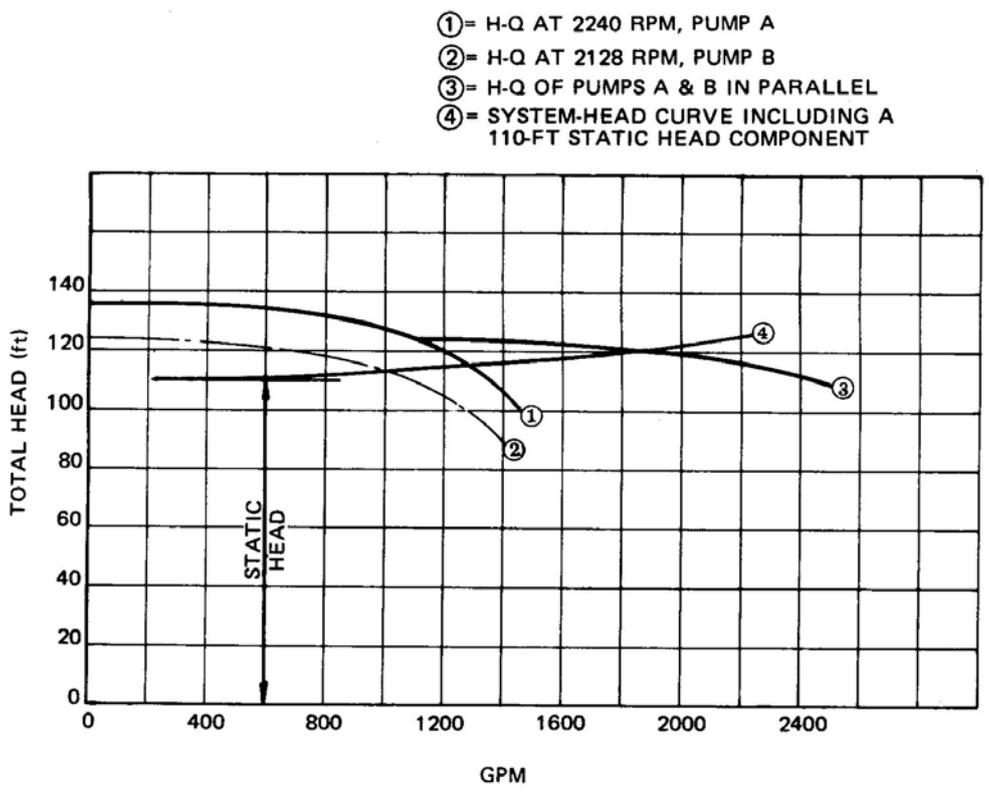


Fig. 1.62 Performance of the two pumps from Fig. 1.61 operating in a system where the static head is 110 ft.

F

F

A

A

B

B

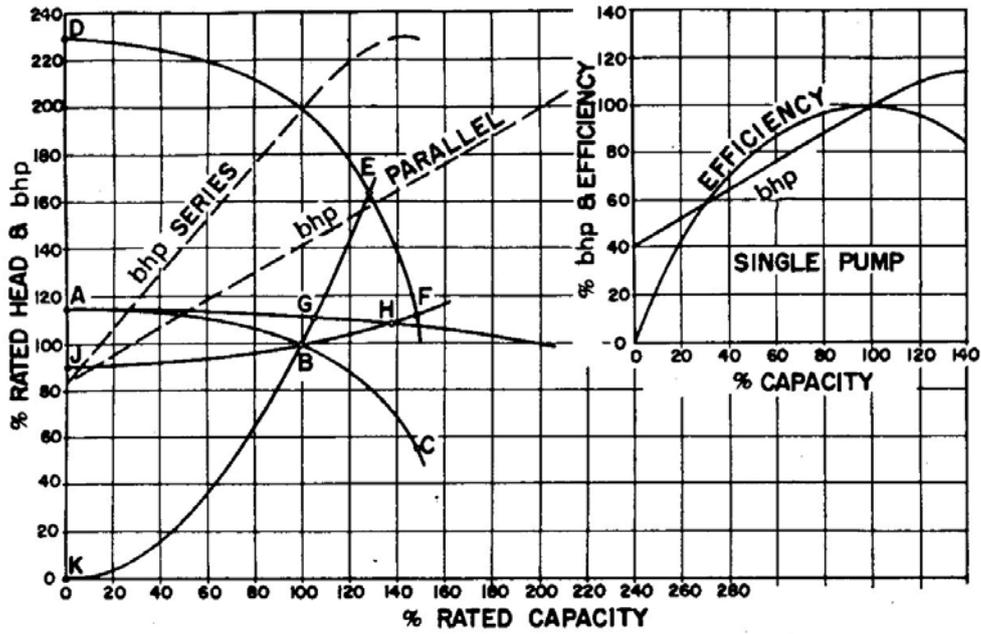


Fig. 1.57 Series and parallel operation of pumps with flat head-capacity curves.

C

C

D

D

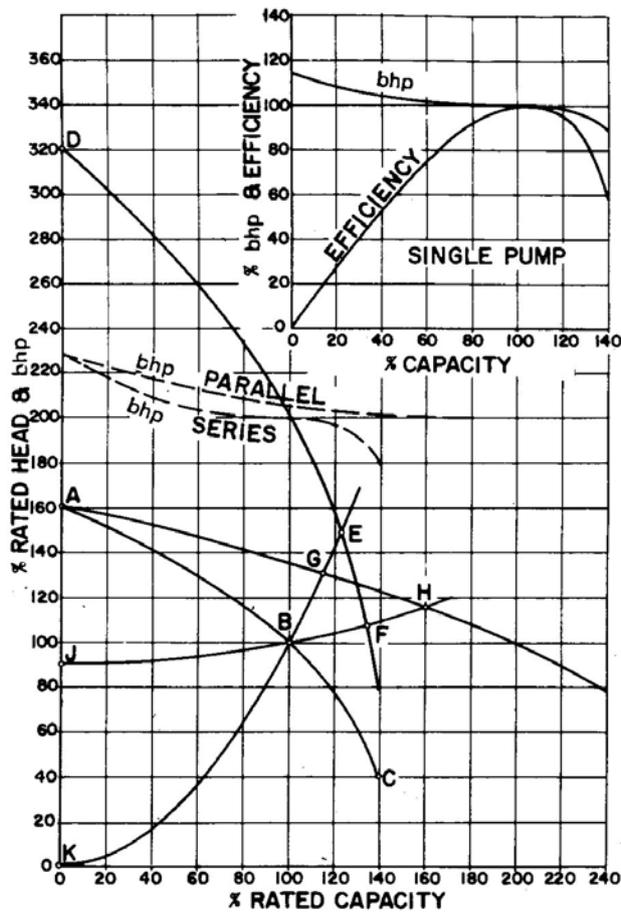


Fig. 1.58 Series and parallel operation of pumps with steep head-capacity curves.

E

E

F

F

Taiwan  *Technologies, Inc.*

臺灣熱流科技股份有限公司

台北市內湖區內湖路2段179巷51號

電話：+ 886 2 2792 6898 電郵：fluxtek@ms21.hinet.net

傳真：+ 886 2 2792 6060 網址：www.fluxtek.com.tw

China  *Technologies, Ltd.*

崑山熱流設備系統有限公司

崑山市花園路國際藝術村228號106室

電話：+ 86 512 5782 7898 電郵：fluxsystem@vip.sina.com

傳真：+ 86 512 5782 7889 網址：www.fluxtek.cn