



泵浦之選擇

胡燮和

本文內容着重於各式
 泵浦之比較及 NPSH 之
 意義與爲用。

煉廠常用的泵浦有離心式，往復式及迴旋式三種。茲將各式優劣點列舉如下：

(一)離心式之優點；(1)能直接聯結高速馬達與蒸汽輪(2)運動機件少(3)體積與重量小，價廉(4)運轉和順，液流平穩(5)能適應於挾帶泥砂之液體(6)壓送管如告阻塞，壓力最高不過關閉壓力(7)水錘之危險性小(8)變化多，可以用不同的設計，創造不同的特性，以配合不同的用途，不若往復式之千篇一律。劣點；(1)需要先充水(2)效率受液體粘度之影響太大(3)修理方面需要較高的機械製造水準。

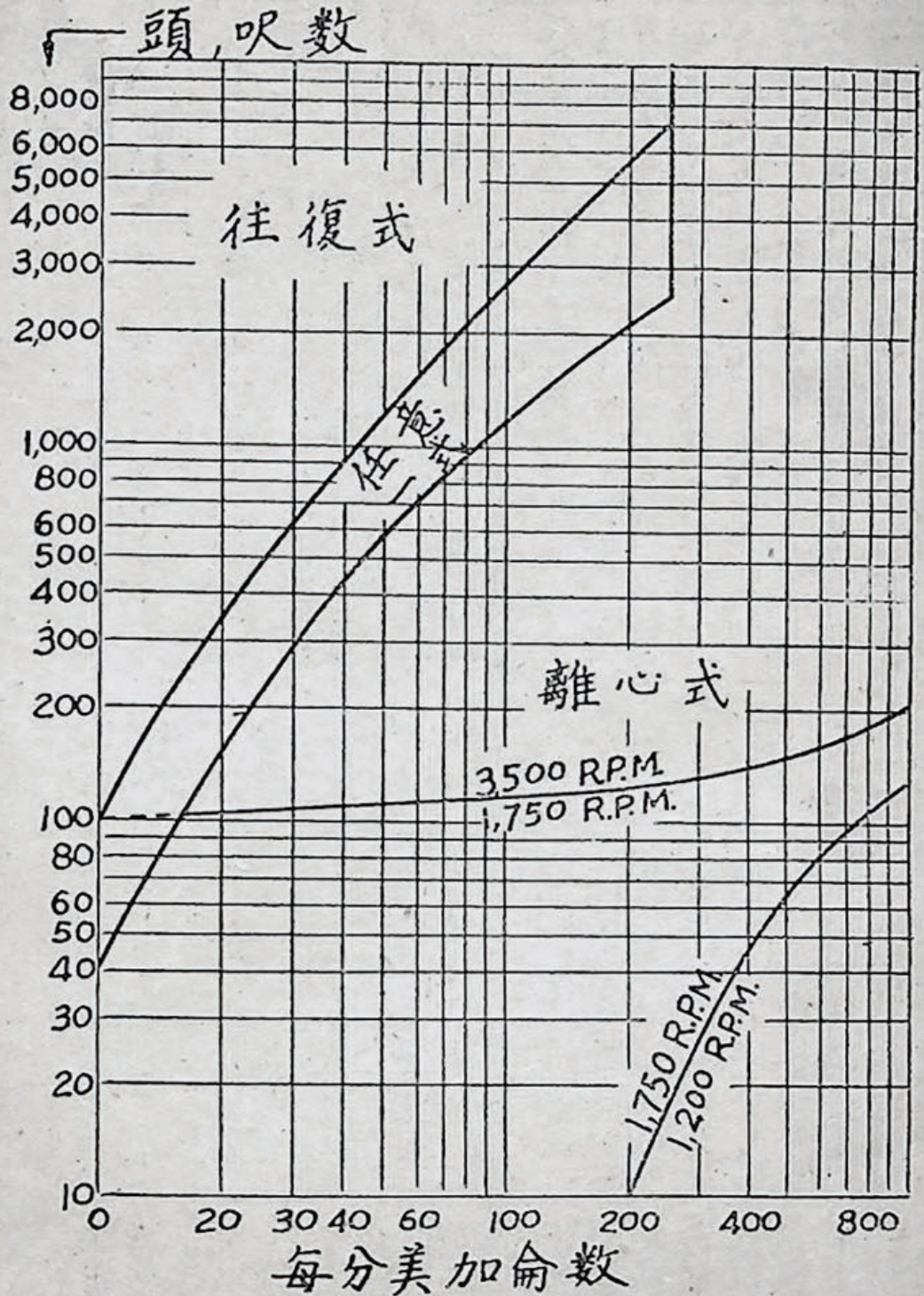
(二)往復式之優點；(1)效率較高，惟因離心式之進步，後者在有利的狀況下可及前者(2)構造結實，在操作及保養方面萬一不幸受到疏忽，其後果不像離心式之嚴重。(3)能泵送粘度甚高之半流體如油渣等(4)能自行先充水。劣點；液流起伏(2)流體中如含有雜質，不能容忍(3)體積及重量大，價貴。

(三)迴旋式之優點；(1)液流平穩(2)構造簡單，

體積小(3)與離心式同無進出凡而之弊(4)能自行先充水(5)效率受液體粘度的影響甚小。劣點；對於磨耗不能自動校正，用途限於潔淨而具有滑性之液體。

離心式在近二十年中無論在設計製造方面，在應用方面，都突飛猛晉，所以往復式幾乎縮進壓力高，流量小的領域內以及其他特殊目的，如計量泵浦。圖一爲離心式與往復式之應用範圍，其中有一重疊地帶，當取決於經濟及供應的條件。對於粘性流體，用離心式不太經濟。此點不難從常識推斷，蓋離心式係假手動能，機械轉速與液流速度均高，則摩擦損耗隨粘度而增加，所以流量及效率俱趨降落。迴旋式則反因粘性而內部漏損減少，所以最適用於粘性流體。

泵浦正像人一樣，各具特性，如應用得當，可發揮最高效能。選擇泵浦不外兩種情形，一爲完全新設，一爲就原有泵浦系統，或經若干修改後，置換一新機。無論新舊必先將整個泵浦系統繪出，包括自泵浦上游起點，(恒定壓力點)到下游終點(恒定壓力點)之配管，設備及管制儀器等。然後逐步考慮並決定一應設計及操作狀況，更須預料操作上



圖一 泵浦選擇表

一切可能之變化範圍。如此則不難根據所開出之需要，選擇一最合適之泵浦，使之在最高效率下工作。茲將選擇泵浦應作之各項考慮及設計數字分述如下。

(1) 流量 (Capacity)。煉油工業中常用單位為每分美加侖，GPM，與每日美桶。液體體積隨溫度而變，泵浦流量係相當於液體在進泵溫度下之體積。除計算正常流量外，尚須估計流量之範圍即最大與最小流量。如範圍太大，蒸汽輪泵浦可調節轉速，尚可應付，馬達泵浦則全靠凡而調節，流量過少時，內部往往發熱，操作頗有問題。一般如最小流量低於 20—30% 正常流量，必須設立循環管路，普通泵浦的設計流量係根據最大流量而非正常流量。

(1) 進口狀況 (Suction Condition)。習慣上常稱泵浦吸水。實則此種吸法與電磁吸力或地心吸力不同。流體所以能克服一切阻力進入泵浦，是因有吸力量在推動。此種力量的來源有三；(1) 大氣壓力 (2) 液源之液位高於泵浦 (3) 其他泵浦機械例如程序操作中容器內之壓力超過液體蒸汽壓力，輸油管之中間泵浦，泵浦串聯操作等。正因為流體之入泵浦，完全要依靠外力，所以泵浦之工作性最受進口狀

況之影響，自屬理所當然。茲將進口狀況需要計算之兩項物理數字說明如下。

(A) 進口頭 (Suction Head)，指液流在進口法蘭處所擁有之能頭，即壓頭，位頭與速頭之代數和，以泵浦中心線為基線。在圖 11 中

H_a = 液源面上之壓錶壓頭，以被泵液體之相稱高度英尺表之

Z_a = 液源高出泵浦中心線之鉛距，低於中心線者為負數，英尺

H_1 = 液源面至泵浦進口法蘭之損頭，英尺，最大流量時

H_N = 壓力錶安置於進口法蘭面上所示之壓頭，英尺

C = 進口法蘭面高出泵軸中心線之鉛距，英尺，低於中心線者為負數

H_s = 壓力錶安置於泵軸中心線上所示之壓頭，英尺

N = 液流速度 (進口法蘭)，每秒英尺
應用伯那里式，進口頭

$$H_{ST} = H_a + Z_a - H_1 \quad (1)$$

$$\text{或} \quad H_{ST} = H_N + C + \frac{v^2}{2g} \quad (2)$$

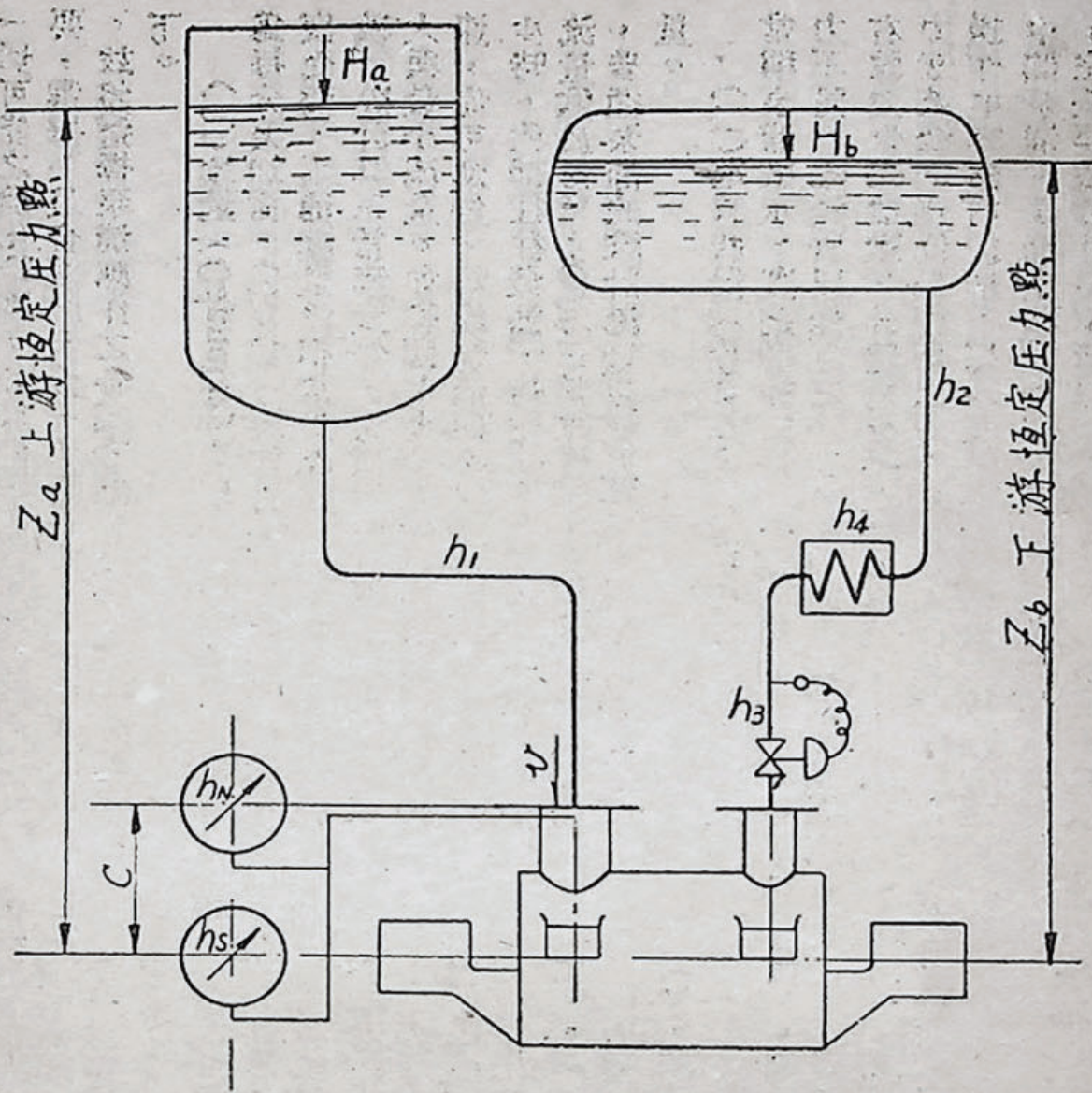


圖 二

這裡 g 為重力加速度 (每秒每秒 32.2 呎)。在公式 (2) 中 H_z 與 C 均隨進口法蘭之部位而變異，但 $H_z + C$ 應永遠不變。圖二所示為 Top Suction，如為 End Suction (進口法蘭與泵軸同中心)，則壓頭變為 $H_z + C$ 而位頭消失，兩者之和仍為 $H_z + C$ 。所以在實用上不如將壓頭與位頭合併為一個物理數字，較為簡便。在圖一中，顯然

$$H_s = H_z + C$$

所以
$$H_{sr} = H_s + \frac{v^2}{2g} \quad (3)$$

由於 NPSH 之定義，大多利用 (3) 式，不幸 H_s 之名詞甚為混亂，有稱之為進口頭者，最易與上述之 H_{sr} 相混，亦有稱為動力進口頭 (Dynamic Suction Head) 或靜力頭 (Static Head) 者，後者又易與 Z_a 相混。所以與其用含糊之名詞不如直叙其意義， H_s 者是進口法蘭上之壓銀

壓頭，量壓點為法蘭中心，壓力錶則位置於泵軸中心線上。

(B) NPSH (Net Positive Suction Head)

是泵浦進口頭 H_{st} 減去流體在進泵溫度下之蒸汽壓頭，英尺。其物理意義即為推送流體自泵浦進口法蘭開始至送上葉輪為止之能力。在一個泵浦系統中，系統供給推送力，稱為系統 NPSH，而泵浦需要推送力，一定的流量，需要一定的最小推送力，稱為泵浦 NPSH。如果系統 NPSH 不夠所需，泵浦即發生空洞作用 (Cavitation)。所以設計泵浦系統 NPSH 必須儘量擡高，高於泵浦 NPSH 並保持相當距離，以適應操作狀況之變化。

系統 NPSH 之公式

設 H_v = 液體在進泵溫度下之蒸氣壓頭，英尺

按定義 $NPSH = H_{st} - H_v$

應用式(1) $NPSH = H_a + Z_a - H_1 - H_v$ (4)

如液源在密閉容器內沸騰，

則 $H_a = H_v$

$NPSH = Z_a - H_1$

H_1 因與管壁糙率有關，祇能做到一個大概估計，對於泵浦系統之設計已够準確，但如為測定泵浦之

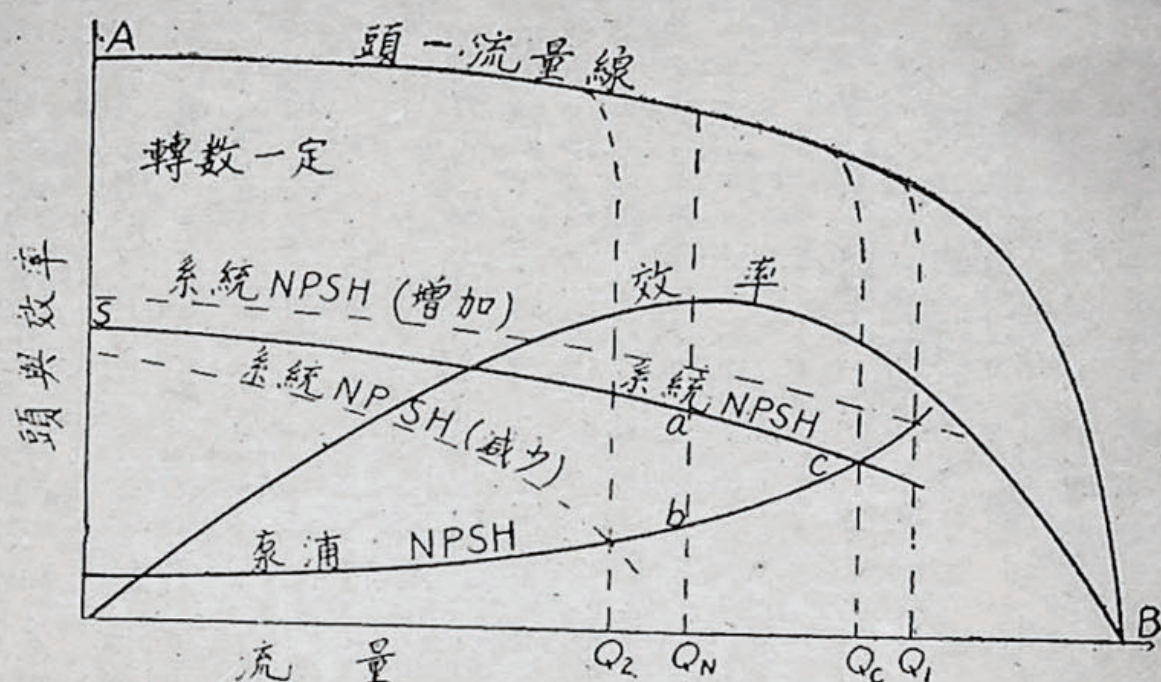
NPSH，則用局部量出法較為可靠。

應用公式(3) $NPSH = H_a - H_v + \frac{v^2}{2g}$ (5)

從上式可知 NPSH 包括兩部份；第二部份為速頭，一定流量入泵，須具一定速度，是為必需條件。第一部份為克服所有自進口法蘭至葉輪之摩擦，亂動，亂撞等損耗及準備為葉輪打擊所需之壓頭，是為充分條件。

圖三表示空洞作用對於泵浦工作性之影響。泵浦 NPSH 曲線係指示每一定流量所需要的最小 NPSH，與泵浦其他工作性曲線相類，亦係由製造廠供給，從實驗做出者。泵浦 NPSH 隨流量而拋物線上升。曲線 SC 表示一合適之泵浦系統，在正常流量 Q_n 時，系統 NPSH 尚超出泵浦最低要求 ab 呎數。設若現在將流量增加，系統線因引液管損頭， H_1 增加而降落，同時泵浦線上升，最後流量到達 Q_c 時，終因流體在葉道內壓力降至蒸汽壓力而發生汽泡，引起下述三現象，統稱為空洞作用；

- (1) 泵浦震動，發生噪音。
- (2) 頭，效率，軸馬力 (圖上未示出) 俱直線下降。
- (3) 葉子表面被打得斑斑點點。



圖三 空洞作用對於泵浦工性之影響

Q_c 稱為泵浦在該系統中之切斷流量 (Cut-off Capacity)。

如現在更改系統

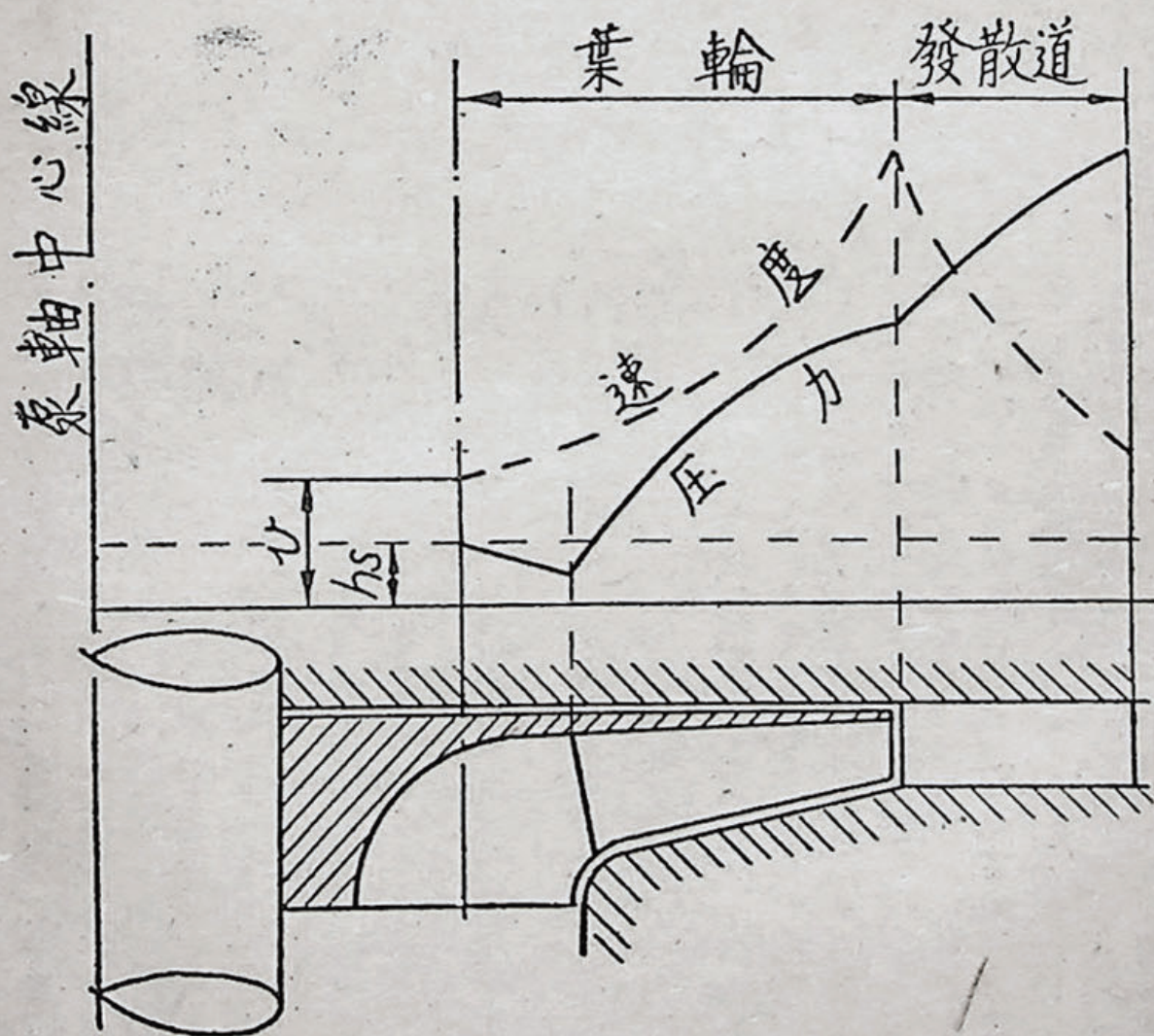
(1) 增加 NPSH (如將 Z_a 提高或減少吸水高 Z_a)，兩曲線交點沿泵浦線上升，切斷流量增加至 Q_1 ，曲線 AB 代表 NPSH 永遠不成問題時之頭—流量曲線。

(2) 減少 NPSH (如將 Z_a 減低或增加吸水高 Z_a)，交點沿泵浦線下降，切斷流量減為 Q_2 ，甚至不到正常流量，即在切斷。由此可知空洞作用對於泵浦流量之影響。

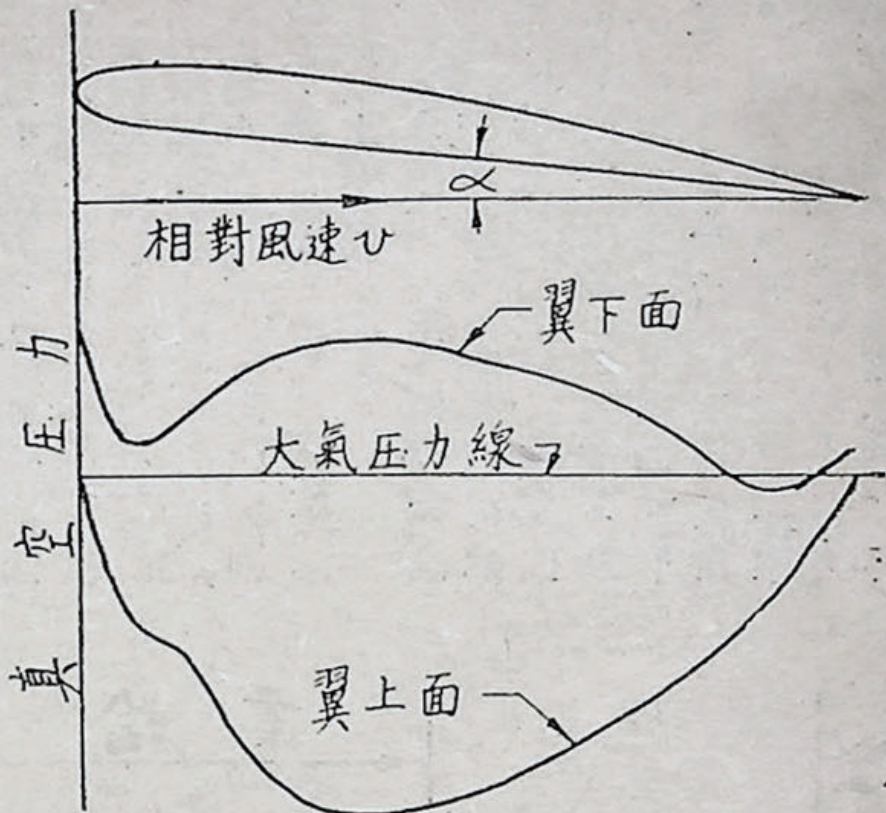
為解釋空洞作用諸現象，請看圖四所示液流在葉道內之壓力變化。由於離心作用，泵浦大部份的壓力係在葉輪內產生，壓力隨半徑距離而增加。液流在葉道內的壓力並不平均，(指同一半徑距離，即弧周上各點)，圖示壓力係平均壓力。液流的葉輪眼圈口上之壓力，如不計進口法蘭至此點之損頭 (通常很小)，應為 H_s ，同時流速仍為 v (一般設計較進口法蘭之流速略高) 現在假設 H_s 如此迫近蒸汽壓頭，當液流被葉尖打擊後在葉尖部份之壓頭降至蒸汽壓頭 (見圖六)，於是汽泡立即發生。但當液流挾汽泡進入高壓區時汽泡又突然崩潰。在液流與葉面之間，原有汽泡作坐墊，今坐墊頓失，液

流自然撞擊葉面，發生水錘作用，局部壓力（一公厘大小之點）高至三百大氣壓以上，頻率亦至少每秒600—1000次，所以泵浦震動，發生噪音，葉面被打得斑斑點點（高壓區——遠離葉尖之部份）。液流在葉道中的壓力既已降至無可再低的蒸汽壓力，亦就是說與外界的压力差已達到頂點，系統已無再多的能力來推動再多的流量，所以流量到此為止，不再增加，同時因汽泡發生，頭，效率及軸馬力當然降落，此為上述之第三現象。

為求出空洞作用開始時之狀況，先得研究液流登上葉輪後之局部壓力降低。所謂局部壓力降低是以眼圈前的進口壓頭 H_0 為基準。最主要原因是所謂動力壓低 (Dynamic Depression)，亦稱機翼作用。在圖五中，氣流被飛機機翼衝擊後，翼上面部份真空，翼下面壓力增高，兩面的壓力差產生昇力，昇



圖四 液流在葉輪及發散道內之速度與壓力變化



圖五 機翼上下兩面之壓力分佈

力等於上下兩曲線所包圍之面積。如用公式表示。

$$\text{昇力} = \delta \frac{\rho}{g} \frac{v^2}{2} F$$

δ = 係數，因翼切面形狀及衝角 α 而定
 F = 翼面積

現在在圖六中，液流被葉尖衝擊，其情形與機翼衝

擊氣流相似。葉尖部份衝擊液流之面壓力增高，其反面壓力降低相當於機翼上面之部份真空。粗糙的說機翼上面部份真空與昇力成正比，應用此例
 假設 w = 液流相對於葉尖的速度

則局部壓力降低， $\Delta H_1 = C_1 \frac{w^2}{2g}$

局部壓力降低之次要原因為葉面上之摩擦損耗，蓋板 (Shroud) 曲線不能迎合液流之急彎而引起之亂動，凡此皆與 $\frac{w^2}{2g}$ 成正比，可與主因合併，即

局部壓力降低， $\Delta H = C \frac{w^2}{2g}$

空洞作用之開始，是因為局部壓力降至蒸汽壓力

即 $H_s = H_v + \Delta H = H_v + C \frac{w^2}{2g}$

所以泵浦 NPSH = $\frac{v^2}{2g} + C \frac{w^2}{2g}$ (6)

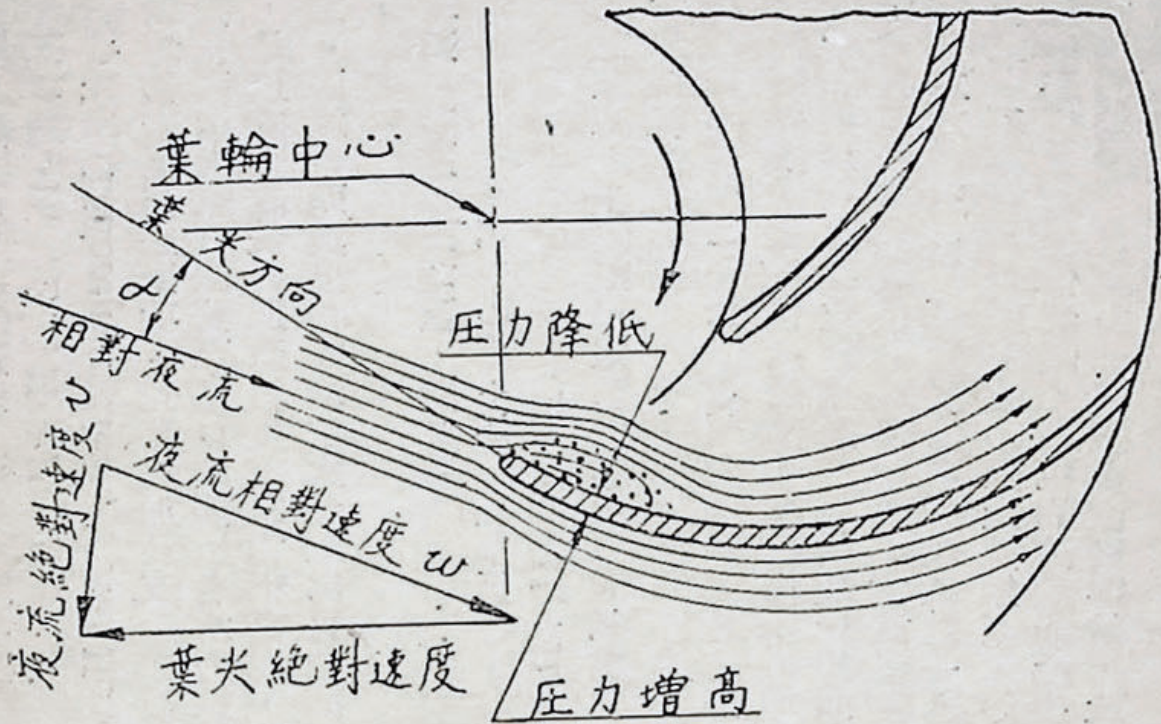
或是，當 $H_a + Z_a - H_1 - H_v = \frac{v^2}{2g} + C \frac{w^2}{2g}$ (7)

空洞作用即開始。

從(6)(7)兩式可得結論如下...

(1) 係數 C 與葉輪內面的光滑度有關，愈光滑 C

圖六 液流進入葉輪之速度三角形及動力壓低



愈小，泵浦 NPSH 小。

(2) 係數 C 與葉尖方向，(見圖六)，葉尖形狀，葉組數量，蓋盤 (Shroud) 的曲度有關，水力設計上乘之泵浦需要 NPSH 小。

(3) 高速泵浦，葉尖速度大，液流相對於葉尖的速度 v 大，但 w 太大，局部壓力降低大，容易發生空洞作用。為抑低 v 又必須增加液流絕對速度 v ，如此 NPSH 增加。例如鍋爐熱水泵浦，GPM = 1,000，壓力 = 500 psi，溫度 212°F，如 RPM = 1750，則需要 NPSH 10 呎，如 RPM = 3550 則 NPSH 需要 28 呎。

(4) 引液管損頭 H_1 必須減低至最小。

(6) 液體溫度必須最低，溫度低， H_v 低

(6) Z_a 如在泵浦中心線之上，必須最大，如在泵浦中心線之下，必須最小。

(三) 出口頭 (Discharge Head) 為下游恒定壓力點之能頭加上自出口法蘭至該恒定壓力點之全部損頭，包括配管，設備及管制儀器等。看圖二，下游恒定壓力點之速頭為零，壓頭為 H_b (壓錶) 位頭為 Z_b ，又設

H_2 = 壓送管線損頭，最大流量時

H_3 = 經管制儀器之損頭，最大流量時

H_4 = 經熱交換器之損頭，最大流量時

所以 出口頭 = $H_b + Z_b + H_2 + H_3 + H_1$

(四) 差頭 (Differential Head, Total Head)

。差頭者代表泵浦之出功，是泵浦加於液流之能而不包括為抵消自進口法蘭至出口法蘭所有水力損耗之能，是以被泵液體在進泵溫度下之相稱高度，英尺表之。因進口頭與出口頭均依次在進出口法蘭上量出，

所以 差頭 = 出口頭 - 進口頭

$$= H_b - H_a + Z_b - Z_a +$$

$$(H_1 + H_2 + H_3 + H_4)$$

為簡明計假定上下游兩恒定壓力點均為大氣壓力，壓送管無損耗，則

$$\text{差頭} - H_1 = Z_b - Z_a$$

所以泵浦的差頭，雖不包括泵浦本身的損頭，却包括引液管的損耗。以一定的差頭，如引液管損頭小，液流可昇至較高的液位。此係對水平式泵浦而言，如為直立式，則 H_1 算作泵浦本身損耗之一部份，在上式中不存在。差頭與液體的比重無關，如不計粘度的影響，對任何液體，一定的流量能產生一定而相等的差頭，差壓力則與比重直接連繫，比重係相當於進泵溫度：

$$\text{差壓力 (psi)} = \frac{\text{差頭 (英尺)} \times \text{比重}}{2.31}$$

(五) 每分轉數 RPM。現在泵浦的最大流量及其相當差頭（以下稱頭）已經決定，轉速完全取決於葉輪之特性速 (Specific Speed)。特性速者乃代表葉輪之工作性與幾何形狀 (Proportions) 之尺碼，同一特性速而大小不同之一堆葉輪具有相似的工作性與相似的幾何形狀，特性速並不代表葉輪之實在大小。

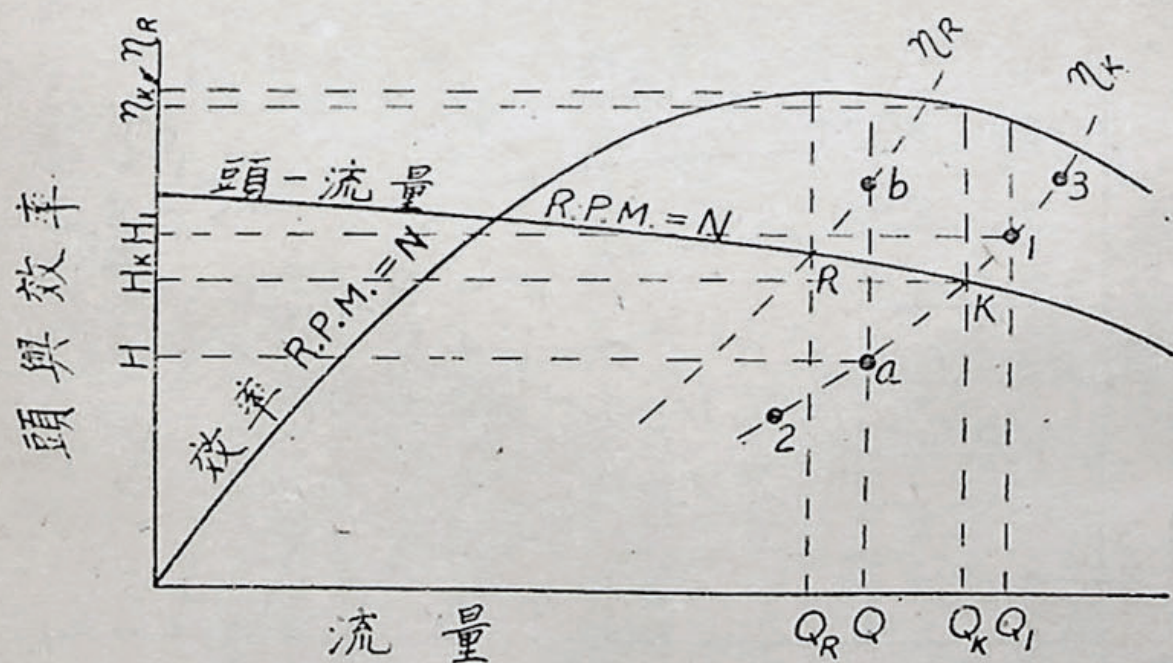
$$\text{特性速 } ns = \frac{\text{RPM} \sqrt{Q}}{H^{3/4}}$$

Q 與 H 依次代表葉輪工作性最高效率點之流量與頭。從上式知 (1) 對於既定的一點 Q 與 H ，RPM 隨 ns 同增減 (2) 設 RPM 為一定， Q 小， H 大， ns 小，葉輪徑大而寬小； Q 大， H 小， ns 大，葉輪徑小而寬大。介於這兩個極端情形，葉輪的形狀可用特性速的範圍來劃分：(a) 輻射式 (Radial) $ns = 500 - 1,000$ ，工業上用之泵浦多屬此式 (b) 法蘭西斯式 (Francis) $ns = 1,500 - 4,000$ (c) 混流式 (Mixed Flow) $ns = 4,000 - 10,000$ (d) 螺旋槳式 (Propeller) $ns = 10,000 - 15,000$ 。

對於既定的一點 Q 與 H 而言，可用不少特性速。泵浦設計者選擇特性速係參酌下述各相互衝突之

情形：(1)為泵浦效率着想，有一效率最高之特性速
 (2)特性速高，泵浦與發動機價低(3)馬達轉速一定等
 級(4)特性速高，NPSH需要大，又受進口狀況之
 限制。如用戶為欲利用現成之發動機而指定 RPM
 ，特性速即被釘死，泵浦設計者大為省事。

在實用上除非因用途大而特殊，泵浦須予定造
 外，一般工業用者，製造廠為減低成本早就根據需
 要，備好各種標準尺寸之葉輪，祇不過從中挑選而
 已。但有時不一定能恰到好處，補救之法有二；(1)
 改變轉速(2)將葉輪外徑車小。蒸汽輪或引擎帶動者
 ，改變轉速甚易，馬達帶動者，則祇可選出一只頭較
 高之葉輪而車小其外徑。改變之幅度依照下述六條
 泵浦相似定律(Affinity Law)在被選葉輪之工作性
 線上求出；(1)流量與轉速成正比(2)頭與轉速之平方
 成正比，(3)淨馬力其轉速之立方成正比(4)流量與葉
 輪外徑成正比(5)頭與葉輪外徑之平方成正比(6)淨馬
 力與葉輪外徑之立方成正比。此六條定律係建立在
 一個共同假定上，即效率不變，所以轉速與葉輪外
 徑的改變，當限於某一幅度以內。圖七為一被選葉
 輪之工作性線，a代表現在的設計點(最大流量及
 其相當差頭，落在頭線)之下，即葉輪的頭太高。
 為使配合需要，可減低轉速或車小葉輪。其法取任



圖七. 更改轉速與葉輪外徑之求法

意點 Q_1 。

應用相似定律

$$H_1 = H \frac{Q_1^2}{Q^2}$$

得點 1。同法得點 2 與 3，連點 a 與 1 2 3 成一曲線，在曲線與頭線的交點，K 上讀出 Q_K ，如此

如改變轉速，新 $RPM = \frac{Q}{Q_K} N$

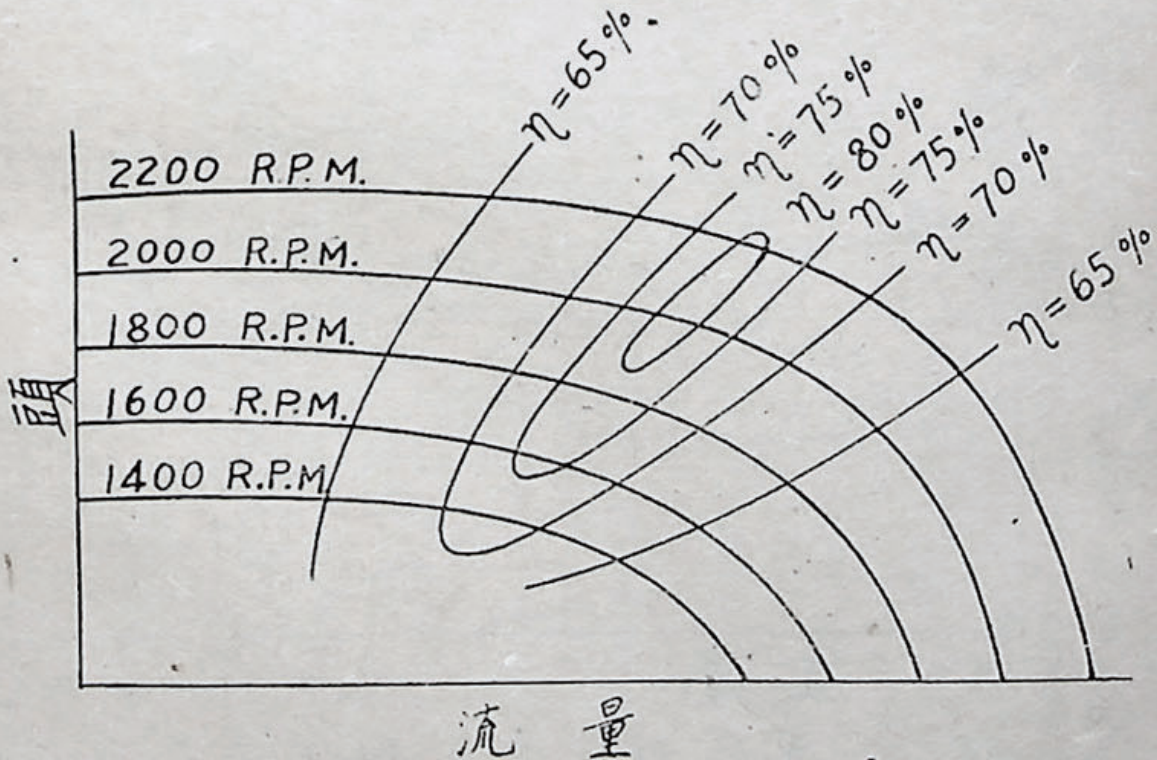
如車小葉輪，新葉速外徑 = $\frac{Q}{Q_K} \times$ 葉輪原來外徑

如設計點為 b，落在頭線之上，即葉輪的頭不夠。葉輪外徑能小而不能大，唯有提高轉速一法。同法得交點 R，

$$\text{新 RPM} = \frac{Q}{Q_R} N$$

曲線 sk 與 bR 稱為等效率曲線 (Iso Efficiency Curve)，因線上各點全從相似定律求出，而相似律已先假定效率不變，所以點 a 的效率等於點 K，即 η_R ，點 R 等於 η_a 。圖八表示某一葉輪在不同轉速之下之工作性，事實上僅須試出一個轉速(如 2000)的頭線與效率線，即可從相似定律推算其他轉速之工作性。自圖可知，欲維持較高效率 (80%)，轉速能變的範圍相當小，自 1850—2250。

(十六) 淨馬力 (Brake Horse Power) 為泵浦



圖八 葉輪在不同轉速下之工作性

之入功，液馬力為出功。

$$\text{液馬力} = \frac{QH \times \text{比重}}{3960}$$

$$\text{淨馬力} = \frac{\text{液馬力}}{\text{效率}}$$

如泵浦熱油，比重原是相當於正常進泵溫度，但在到達正常操作狀況以前溫度較低，比重較高，淨馬力的需要增加。工業上泵浦多屬低特性速，流量愈大，淨馬力愈大，如壓送管壓力突降，流量大增，除非因進口狀況告緊而自動節制，否則馬達載荷加重。再者泵浦內部之磨耗與腐蝕與使用時日俱增，內部漏損增加，無形中增加泵浦流量，馬達載荷又加重。粗槩言之，馬達之實有載荷應超過上式所算出百分之三十，實用上變化多端，不可能一概而論，祇供一大概之參考而已。

(七)液體之溫度。泵浦之流量與系統 NPSH

係按正常溫度計算，但在煉油操作中可能有一最高溫度，此最高溫度必須列出，使製造選用構成材料與盤更涵之設計。溫度增高，系統 NPSH 降低，在設計上系統 NPSH 必須超出泵浦的最低要求，並保有若干安全距離，原為適應操作狀況之變化者！應採用多少距離，自頭包括最高溫度之考慮在內。

(八)液體之粘度。對於離心泵浦，流體之粘度

最有影響。如以為標準，泵送粘性流體，工作性大有變化。如以一定之流量為準，頭與效率降低，軸馬力增加。泵浦之工作性係以水為對象，用於粘性流體頭加以修正。

(九)液體之腐蝕性。泵浦內部用何種合金，用多少加厚，皆視液體之腐蝕性程度而定。

(十)液體之含砂量。泵浦內部設計加以適當特殊化，可以適應含砂流體，如耐磨材料，橡膠填襯，磨擦圈與磨擦板之可以更新，及開式葉輪等。

參 考 文 獻

1. Church: Centrifugal Pumps and Blowers, 1950.
2. Stepanoff: Centrifugal and Axial Flow Pumps. 1948.
3. Kristal and Annett: Pumps, 1940.
4. Robert L. Jacks, "The Pump for the Job," Engineering Reference Section, The Oil and Gas Journal, Vol 52, No. 8-No. 18
5. A. E. Harnsburger, "The Application of Centrifugal Pumps," Petroleum Refiner, January, 1951.