

기획시리즈／펌프

펌프의 기초 이론(Ⅱ)

글／손병진 〈공조냉동공학 회장·기계설비협의회 회장·공학박사·한양대교수〉



6. 펌프의 동력과 제손실

1 전양정 (total head or lift)

유체가 펌프를 통하여 단위 무게당 얻는 에너지를 전양정이라 말하고 보통 H 로 표기한다. 그림 7의 펌프 배관계의 흡수면 0과 송출면 3 사이에 에너지 방정식 식(3·8)을 적용하면

$$\frac{V_0^2}{2g} + \frac{P_0}{r} + Z_0 + H = \frac{V_2}{2g} + \frac{P_3}{r} + Z_3 + h_L \quad (6 \cdot 1)$$

와 같이 쓸 수 있다. 여기서 V_0, P_0, Z_0 는 각각 흡수면에서의 속도, 압력, 고도를 V_3, P_3, Z_3 는 각각 송출면에서의 값들이다. 또 h_L 은 펌프내에서 발생하는 손실을 제외한 배관계에서 발생하는 모든 손실을 나타낸다. 이 그림에서 $V_0=V_3\approx 0, P_0=P_3=P_{atm}, Z_3-Z_0=Z$ 이므로 식(6·1)로부터 전양정 H

$$H = Z + h_L \quad (6 \cdot 2)$$

을 얻는다. 식(6·2)는 유체가 흡수면으로부터 높이 Z 되는 송출면까지 송출이 되려면, 단위 중량당, 포텐셜에너지의 증가 $z[N \cdot m / N=m]$ 와 배관에서 손실되는 모든 손실에너지 h_L 을 펌프로부터 얻어야 한다는 것을 나타내고 있다. 그러므로 손실수두 h_L 은

$$h_L = \Delta H_{01} + \Delta H_{23} \quad (6 \cdot 3)$$

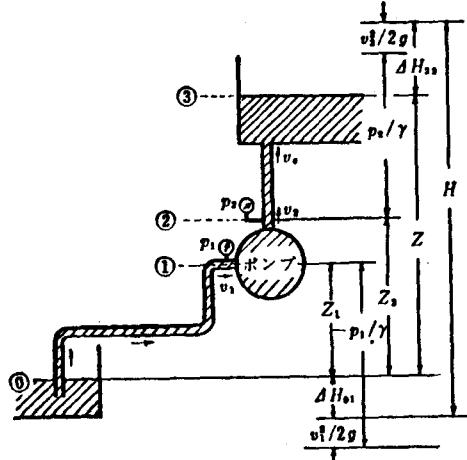
으로 구성된다. 여기서

ΔH_{01} =흡입관 측의 손실수두 : 관내 마찰손실, 푸드 밸브를 비롯한 모든 배관부품에서의 부차손실을 포함.

ΔH_{23} =송출관내의 손실수두 : 송출관내 마찰손실,

배관부품에서의 부차손실, 배기손실(排棄損失)을 포함한다.

배기손실은 그림에서 $V_e^2 / 2g$ 으로서, 송출탱크에 유입되는 운동에너지 $V_e^2 / 2g$ 를 의미하고, 이 에너지는 탱크내에서 와류를 일으켜 결국은 무용한 열에너지나 소리에너지로 변해 버리므로 기계적에너지의 손실이 된다.



〈그림 7〉 펌프 배관계통

2 수동력과 축동력

회전차를 통하여 유체가 펌프로부터 받아가지고 나가는 동력을 수동력(water horsepower)이라 말하고 L_w 로 표기한다. 펌프로부터 송출되는 유량을 $Q [m^3 / s]$, 전양정을 $H [N \cdot m / N=m]$, 유체의 밀도를 $P_r [kg / m^3]$, 비중량을 $r [N / m^3]$ 라고 하면

$$L_w = PEQ = PgHQ = rHQ [W] \quad (6 \cdot 4)$$

이다. 여기서 $E [J / kg]$ 는 단위질량당 펌프로부터 받는 에너지이다. 만일 동력을 마력으로 나타내려면

$$L_w = \frac{rHQ}{735} [\text{PS}] \quad (6 \cdot 5)$$

을 사용한다.

전동기나 원동기에 의하여 펌프를 운전하는데 필요한 동력을 축동력이라 말하고, 보통 L 로 표기한다.

축동력 L 에 대한 수동력 L_w 의 비를 펌프의 전효율(total efficiency or overall efficiency)이라 정의하고,

$$\eta = \frac{\text{수동력}}{\text{축동력}} = \frac{L_w}{L} \quad (6 \cdot 6)$$

와 같이 쓴다.

6 · 3 제손실과 효율

펌프내에서 발생하는 손실은 수력손실(hydraulic loss), 누설손실(leakage loss), 기계손실(mechanical loss)로 대별된다. 회전차와 케이싱 사이에서 유체의 점성으로 생기는 원판마찰손실은 보통 기계손실에 포함시켜 생각한다.

a. 수력손실

유체가 펌프를 통과할 때, 회전차가 유체에 준에너지를 전부 받아가지고 펌프 송출구를 통하여 흘러나가는 것이 아니고, 일부는 수력학적 손실로 버리고, 나머지 에너지 만을 송출한다. 이와같이 펌프 흡입구로부터 송출구에 이르는 유로 전체에 걸쳐 생기는 수력학적 손실을 수력손실이라 말한다.

수력손실은 펌프내 전유로에 걸쳐 생기는 마찰손실, 구부러진 부분이나 단면 변화가 생기는 곳에서의 부차손실, 회전차 유입구와 출구에서의 충돌 손실 등으로 이루어진다. 이 손실은 펌프성능에 큰 영향을 주는 인자이다.

지금 회전차가 유체에 주는 단위중량당 에너지를 H_{th} , 펌프내에서의 수력손실을 ΔH_h 라고 하면

$$H = H_{th} - H_h \quad (6 \cdot 7)$$

의 관계가 성립하고, H_{th} 에 대한 H 의 비를 수력효율(hydraulic efficiency)라 정의한다. 수력효율을 η_h 로 표기하면

$$\eta_h = \frac{\text{전양정}}{\text{이론양정}}$$

= 펌프로부터 유체가 받아가지고 나가는 에너지
회전차가 유체에 주는 에너지

$$= \frac{H_{th} - \Delta H_h}{H_{th}} = \frac{H}{H_{th}} \quad (6 \cdot 8)$$

와 같이 쓸 수 있고, 보통 수력효율은 0.80~0.96의 범위이다.

b. 누설손실

회전차를 통과한 유체는 전부 펌프 출구로 송출되는 것이 아니고, 그중 일부는 외부로 누설되든가, 케이싱과 회전차 사이를 통하여 회전차 흡입구(유입구)로 역류한다. 이와같이 외부로 누설되든가, 역류되는 유량이 회전차로부터 받는 에너지를 누설손실이라 부른다. 이 누설 유량을 ΔQ 로 표기하면, 회전차를 통하여 흐르는 유량은 $Q + \Delta Q$ 가 된다. 이 유량 $Q + \Delta Q$ 가 회전차를 통과할 때 회전차로부터 받는 동력은 $rH_{th}(Q + \Delta Q)$ 이고, 실제로 펌프 송출구를 통하여 흘러나가는 유량 Q 에 주는 동력은 $rH_{th}Q$ 이므로, 회전차가 ΔQ 에 준 동력 $rH_{th}\Delta Q$ 는 에너지의 손실이 된다.

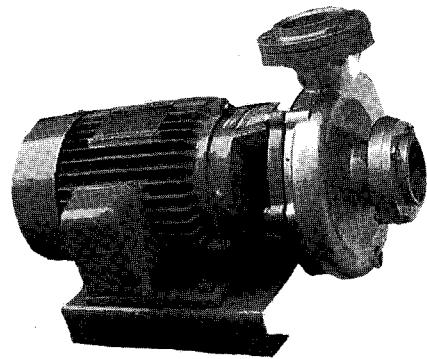
회전차가 유체에 준 에너지에 대한 송출 유체에 준 에너지의 비를 체적효율(volumetric efficiency)이라 말한다. 체적효율을 η_v 로 표기하면

$$\begin{aligned} \eta_v &= \frac{\text{송출 유체에 준 에너지}}{\text{회전차가 유체에 준 에너지}} \\ &= \frac{rH_{th}Q}{rH_{th}(Q + \Delta Q)} \\ &= \frac{Q}{Q + \Delta Q} \end{aligned} \quad (6 \cdot 9)$$

이다. 체적효율은 보통 0.90~0.95의 값을 갖는다.

c. 기계손실

원동기에 의하여 가해진 에너지는 전부가 유체에 전달되는 것이 아니고, 일부는 기계적 마찰로 손실되고 나머지 에너지가 유체에 전달된다. 기계적 마



찰로 생기는 손실을 기계손실이라 말하고, 기계손실은 베어링, 패킹상자, 커우플링에서 생기는 마찰손실과 원판마찰손실로 이루어진다.

기계손실을 ΔL_m 이라 표기라면 회전차가 유체에 줄 수 있는 에너지 $L_{th} = L - \Delta L_m$ 이고,

$$\eta_m = \frac{L_{th}}{L} = \frac{L - \Delta L_m}{L} \quad (6 \cdot 10)$$

을 기계효율(mechanical efficiency)이라 말한다. 또

$$L_{th} = L - \Delta L_m = r(Q + \Delta Q)H_{th} \quad (6 \cdot 11)$$

이므로 η_m 은 다음 식으로 표시할 수도 있다.

$$\eta_m = \frac{r(Q + \Delta Q)H_{th}}{L} \quad (6 \cdot 12)$$

전효율 η 와 η_m , η_v , η_m 사이의 관계는

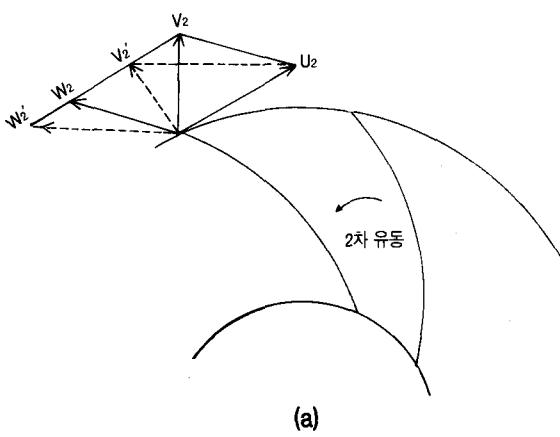
$$\begin{aligned} \eta &= \frac{L_w}{L} = \frac{rQH}{L} \\ &= \frac{H}{H_{th}} \frac{Q}{Q + \Delta Q} \frac{L}{\frac{r(Q + \Delta Q)H_{th}}{L}} \\ &= \eta_v \eta_m \end{aligned} \quad (6 \cdot 13)$$

가 성립한다.

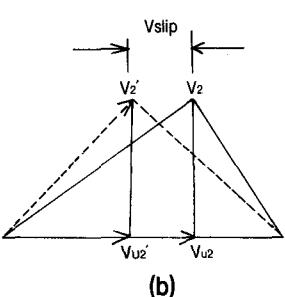
d. 미끄럼과 미끄럼 계수

전호의 제 5 절에서 오일러의 터어빈 방정식을 유도할 때, 회전차 내의 모든 유동을 회전차 깃을 따

르는 유동(회전차 내의 모든 유선이 깃과 같은 모양의 유동)으로 가정하고 속도 삼각형을 그려 해석하였다. 그러나 이러한 유동은 두께를 무시할 수 있는 무한이 많은 깃이 있을 때 가능하다. 실제로는 유한개의 깃을 가지므로, 콜리올리 힘에 의한 2차 유동이 발생하여 실제 속도 삼각형은 <그림8>의 점선과 같이 된다. 그림(b)는 깃 무한대에 대한 속도 삼각형



(a)



(b)

<그림 8> 2차유동과 미끄럼 속도

과 유한깃에 대한 속도삼각형을 표시하였고, V_{slip} 은 2차 유동으로 생기는 출구 절대속도의 미끄럼속도이다. $\alpha_1=90^\circ$ 인 경우 식 (5·1)을 적용하면

$$H_{th\infty} = \frac{E}{g} = \frac{1}{g} U_2 V U_2 \quad (6 \cdot 14)$$

깃 유한한 경우

$$H_{th} = \frac{1}{g} U_2 V U_2 \quad (6 \cdot 15)$$

이므로 2차 유동으로 인하여 에너지 전달의 감소 $H_{th\infty} - H_{th}$ 를 가져온다. 즉,

$$H_{th\infty} - H_{th} = \frac{U_2}{g} (V_{u2} - V_{u2}') = \frac{U_2}{g} V_{slip} \quad (6 \cdot 16)$$

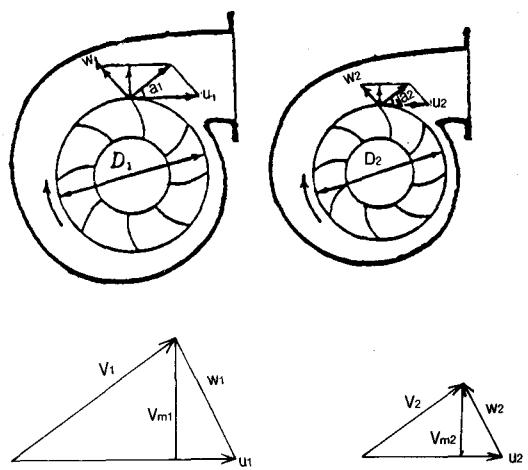
펌프에서

$$\mu = \frac{H_{th}}{H_{th\infty}} = 1 - \frac{U_2 V_{slip}}{g H_{th\infty}} \quad (6 \cdot 17)$$

를 미끄럼 계수(slip coefficient)라 말하고, 보통 0.95이상의 값을 갖는다.

7. 상사율 (similarity)

두 펌프가 있을 때 대응하는 치수의 비가 일정하고(기하학적 상사), 펌프내의 유선이 기하학적으로 상사(운동학적 상사)하고, 또 대응하는 점에 작용하는 모든 협의 비가 일정(역학적 상사)할 때 두 펌프는 상사율이 성립한다고 말한다. 두 펌프가 상사할 때 회전차는 기하학적으로 상사해야 하고 또 유선이 상사해야 하므로, 두 펌프에 대한 속도 삼각형이 닮은 꼴을 이루어야 한다. <그림 9>는 상사한 두 펌프와 속도삼각형을 표시하여 놓았다.



<그림 9> 상사와 두 펌프의 속도 삼각형

a. 유량에 관한 상사율

두 펌프의 유량(최대 효율 조건에서)을 각각 Q_1, Q_2 , 유도 단면적을 A_1, A_2 라고 하고, 절대속도의 반 경방향성분을 각각 V_{m1}, V_{m2} 라고 하면

$$Q_1 = A_1 V_{m1} \quad Q_2 = A_2 V_{m2}$$

각 회전차의 주속도를 각각 U_1, U_2 라고 하면 상사 삼각형의 성질로 부터

$$\frac{V_{m1}}{V_{m2}} = \frac{U_1}{U_2} = \frac{Q_1 / A_1}{Q_2 / A_2} \quad (7 \cdot 1)$$

이 식을 정리하면

$$\frac{Q_1}{A_1 U_1} = \frac{Q_2}{A_2 U_2} \quad (7 \cdot 2)$$

식(7·2)는 두 펌프가 상사하려면 무차원수 $\phi = Q / AU$ 가 같아야 한다는 것을 말해주고 있다.

$$\phi = \frac{Q}{AU} \quad (7 \cdot 3)$$

을 유량계수라 말한다. 기하학적 상사로 부터

$$\frac{A_1}{A_2} = \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^2$$

또 N 을 분당 회전수라 하면

$$\frac{U_1}{U_2} = \frac{\pi D_1 N_1 / 60}{\pi D_2 N_2 / 60} = \frac{D_1 N_1}{D_2 N_2}$$

이므로 유량에 관한 상사율은

$$\frac{Q_1}{D_1^3 N_1^2} = \frac{Q_2}{D_2^3 N_2^2} \quad (7 \cdot 4)$$

와 같이도 쓸 수 있다. 식(7·4)가 보다 널리 사용된다.

b. 전양정에 관한 상사율

상사한 두 펌프는 무차원수인 미끄럼 계수, μ 와 수력효율 η 가 같으므로

$$\frac{H_1}{H_2} = \frac{\eta_1 H_{th1}}{\eta_2 H_{th2}} = \frac{\mu H_{thoo1}}{\mu H_{thoo2}} =$$

$$\frac{(1/g)U_1 V_{u1}}{(1/g)U_2 V_{u2}} \quad (7 \cdot 5)$$

또 운동학적 상사로 부터

$$\frac{U_1}{U_2} = \frac{V_{u1}}{V_{u2}} \quad (7 \cdot 6)$$

식(7·6)의 관계를 식(7·5)에 대입하고 정리하면

$$\frac{H_1}{U_1^2 / 2g} = \frac{H_2}{U_2^2 / 2g} \quad (7 \cdot 7)$$

이 성립한다. 식(7·7)은 두 펌프가 상사하려면 무차원수

$$\Psi = \frac{H}{U^2 / 2g} \quad (7 \cdot 8)$$

가 같아야 한다는 것을 말해준다. Ψ 를 압력계수라 말한다. $u = \pi DN / 60$ 의 관계를 적용하면 전양정에 관한 상사율 식(7·7)은

$$\frac{H_1}{D_1^2 N_1^2} = \frac{H_2}{D_2^2 N_2^2} \quad (7 \cdot 9)$$

와 같이 쓸 수 있다.

c. 축동력에 관한 상사율

두 펌프의 효율은

$$\eta_1 = \frac{r_1 Q_1 H_1}{L_1} \quad \eta_2 = \frac{r_2 Q_2 H_2}{L_2} \quad (7 \cdot 10)$$

두 펌프가 상사하려면 무차원 수인 효율이 같아야 하므로 $\eta_1 = \eta_2$, 따라서

$$\frac{L_1}{r_1 H_1 Q_1} = \frac{L_2}{r_2 H_2 Q_2} \quad (7 \cdot 11)$$

또 식(7·2)와 식(7·7)과 연립시켜 H와 Q를 소거하면

$$\frac{L_1}{A_1 r_1 U_1^3 / 2g} = \frac{L_2}{A_2 r_2 U_2^3 / 2g} \quad (7 \cdot 12)$$

가 성립한다. 식(7·12)는 두 펌프가 상사하려면 무차원수

$$\nu = \frac{L}{ArU^3 / 2g} \quad (7 \cdot 13)$$

가 같아야 한다는 것을 말해주고 있다.

$$\frac{A_1}{A_2} = \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^2 \quad \frac{U_1}{U_2} = \frac{D_1 N_1}{D_2 N_2}$$

의 관계를 식(7·12)에 적용하면 널리 사용되는 축동력에 관한 상사를

$$\frac{L_1}{r_1 D_1^5 N_1^3} = \frac{L_2}{r_2 D_2^5 N_2^3} \quad (7 \cdot 14)$$

을 얻는다.

d. 비속도(비교회전도)

두 펌프가 상사하려면 식(7·4), 식(7·9) 및 식(7·14)의 관계가 만족되어야 한다. 그러나 펌프의 성능을 나타내는 주요 파라미터는 회전수(각속도) N, 유량 Q, 양정 H이므로 식(7·4)와 식(7·9)로 충분하다. 그런데 두개의 관계를 가지고 상사펌프의 특성을 표시하는 것 보다는 이들 두식을 묶어 하나의 무차원수로 표시하는 것이 편리하다. 상사한 펌프의 특성은 그 크기에는 무관하므로, 식(7·4)와 식(7·9)를 연립시켜 D_1 / D_2 를 소거하면 관계

$$N_1 \frac{Q_1^{1/4}}{H_1^{1/4}} = N_2 \frac{Q_2^{1/4}}{H_2^{1/4}} \quad (7 \cdot 15)$$

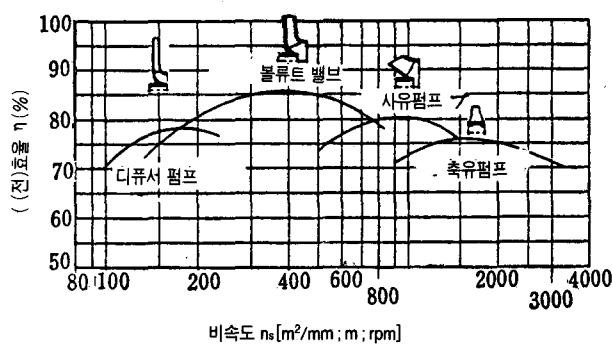
를 얻는다. 식(7·15)는 두 펌프가 상사하려면 무차원수

$$n_s = N \frac{Q^{1/4}}{H^{1/4}} \quad (7 \cdot 16)$$

가 같아야 한다는 것을 말해준다. 무차원수 n_s 를 비속도 또는 비교회전도라 말하고, 펌프의 구조를 대표하는 기준으로 사용된다. 고양전 소유량의 원심형펌프는 n_s 값이 작고, 저양정 대유량의 축류형 펌프의 n_s 는 큰 값을 갖는다.

식(7·16)으로 정의되는 비속도는 N을 회전속도의 단위 rad / s, Q를 m³ / s, H를 단위질량당의 에너지 N · m / kg의 단위를 사용할 때 무차원수가 되나, 펌프 특성을 나타낼 때, 보통 N은 rpm, Q를 m³ / min, H는 m의 단위를 사용하므로, 이를 단위로 사용할 때에는 무차원 수로 나타나지 않는다. 그러므로 비속도를 표시할 때 반드시 사용한 단위를 표시하여야 한다. 예를 들면 ns(m³ / min ; m ; rpm) 또는 ns(m³/s ; m ; rpm)와 같이 표시한다.

한 펌프에 대한 비속도는 유량변화에 따라 무수한 값을 취할 수 있다. 그러므로, 한 펌프를 대표하는 비속도는 성능곡선 상의 최고효율점에서의 값을택한다. 또 양흡입 펌프에 대해서는 Q 대신 Q/2를, 다단 펌프(단수 Z)에 대해서는 H 대신 H/Z를 사용한다. 그럼 10에 비속도와 펌프형의 관계를 소개하였다.



〈그림 10〉 비속도와 펌프 형상

8. 깃각이 펌프 성능에 미치는 영향

회전차 요소 중에 펌프 성능을 크게 좌우하는 것 이 회전차 안지름과 바깥지름에서의 깃각 β_1 과 β_2 이다. 회전차 안지름에서 유체는 실제로 반경 방향으로 유입되므로 $\alpha_1 = 90^\circ$ 가 된다. 따라서 입구의 속도삼각형으로 부터

$$\text{Tan} \beta_1 = \frac{V_1}{U_1} \quad (8 \cdot 1)$$

가 된다. β_1 은 설계점에서 대략 이 식을 만족하게끔 택한다. $\alpha_1 = 90^\circ$ 에 대하여 오일러 방정식으로 부터 이론 양정은

$$H_{th\infty} = \frac{1}{g} U_2 V_2 U_2 \alpha_2$$

속도삼각형으로 부터 $V_2 U_2 \alpha_2 = U_2 - V_{m2} U_2 \beta_2$ 이므로, 이 관계를 대입하면

$$H_{th\infty} = \frac{U_2}{g} (U_2 - V_{m2} \cot \beta_2)$$

A_2 를 V_{m2} 에 수식한 회전차의 송출면적이라면 $V_{m2} = Q / A_2$ 이므로

$$H_{th\infty} = \frac{U_2}{g} \left(U_2 - \frac{\cot \beta_2}{A_2} Q \right) \quad (8 \cdot 2)$$

회전수가 일정($U_2 =$ 일정)할 때, $H_{th\infty}$ 의 값은 β_2 의 값에 따라 유량 Q 의 변화와 함께 다음과 같이 변한다.

(1) $\beta_2 > 90^\circ : \cot \beta_2 < 0, H_{th\infty}$ 는 유량 증가에 따라 증가.

(2) $\beta_2 = 90^\circ : \cot \beta_2 = 0, H_{th\infty}$ 는 유량에 관계없이 일정.

(3) $\beta_2 < 90^\circ : \cot \beta_2 > 0, H_{th\infty}$ 는 유량증가에 따라 감소.

동일 크기의 펌프에 대하여도, 깃각 β_2 를 크게

할수록 전양정을 유량증가와 함께 증대시킬 수 있어 바람직한 구조라고 생각할 수 있겠으나, 실제로 β_2 를 증가시키면 회전차 출구 절대속도 V_2 가 증대되어, 와형실에서 포집류와 합류할 때 충돌손실이 증가한다. 이로 인하여 회전차 출구에서 유체가 갖는 운동에너지가 와형실에서 압력에너지로 변할 때 손실도 증가하여 펌프 효율이 저하된다. stepanoff은 그의 실험으로부터 효율이 좋은 실용적인 깃각 범위를

$$\beta_2 = 17^\circ 30' \sim 27^\circ 30'$$

로 얻어내었다.

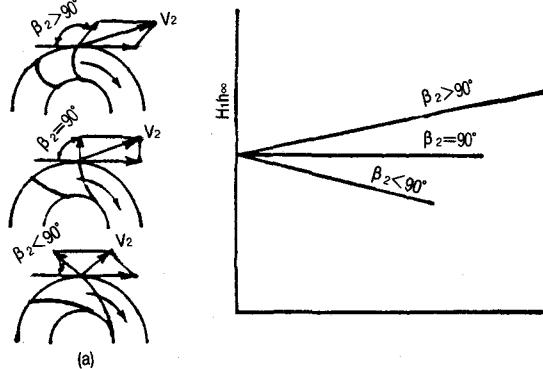


그림 11) 깃각 β_2 와 전양정 사이의 관계

9. 펌프의 공동현상과 NPSH

펌프에 있어서 회전차 입구 부근에서 국부적으로 압력이 저하하여, 포화증기압에 가까워지면, 액체의 증발이 개시되고 액체 속에 용해되어 있던 가스가 석출되어, 액체 속에 미세한 기포가 발생하고, 이를 기포가 결합되어 급격히 크게 성장하는 현상이 일어난다. 이러한 현상을 공동현상(cavitation)이라 말한다. 공동현상으로 발생한 기포는 하류측으로 흘러 압력이 높은 영역으로 흘러들어가면 점차 압축되어 급격히 소멸된다.

펌프의 회전차내에 공동현성이 발생하면

(1) 회전차 내의 유동이 난류화 되어 펌프의 양정,

효율, 축동력의 급격한 저하.

- (2) 소음과 진동이 격렬해져, 경우에 따라서는 펌프 운전이 불가능한 상태로 된다.
- (3) 공동현상 상태에서 장시간 운전하면 기포가 소멸되는 부위에서 벽면 재료의 손상과 괴식이 발생한다.

이상과 같이 펌프에 공동 현상이 발생하면 성능 저하는 물론, 경우에 따라서는 운전중에 중대한 고장이 발생할 염려도 있다. 이러한 관점에서 펌프를 설치할 때에는 펌프 회전차내에 국부적으로 압력이 포화증기압 이하로 떨어지지 않게끔 충분히 검토할 필요가 있다. 이를 위하여 펌프를 설치할 때에는 최저압력점에서의 압력이 공동 현상이 발생하는 얼마나 만큼의 여유를 갖느냐 하는 것을 검토하여야 한다. 이 여유압력을 정미 흡입수두(net positive suction head, NPSH)라 말한다. 정미흡입수두는 유효흡입수두(available net positive suction head)와 필요정미흡입수두(required net positive suction head)로 나눌 수 있다.

필요흡입수두가 유효흡입수두 보다 클 때 공동현상이 발생한다. 흡입면에 걸리는 압력을 $P = P_w$, 속도 $V = 0$, 위치 $Z = 0$ 이라 하고, 흡수면으로부터 Z_s 의 높이에 있는 펌프 흡입구의 압력을 P_s , 속도를 V_s 라고 하면, 흡입면과 펌프 입구 사이의 에너지 방정식은

$$\frac{P_w}{\gamma} = \frac{P_s}{\gamma} + \frac{V_s^2}{2g} + Z_s + \Delta H_s \quad (10 \cdot 1)$$

와 같이 쓸 수 있다. 여기서 ΔH_s 는 흡입관 내에서의 손실수두이다.

흡입구에서의 전압을 P_t 라고 하면

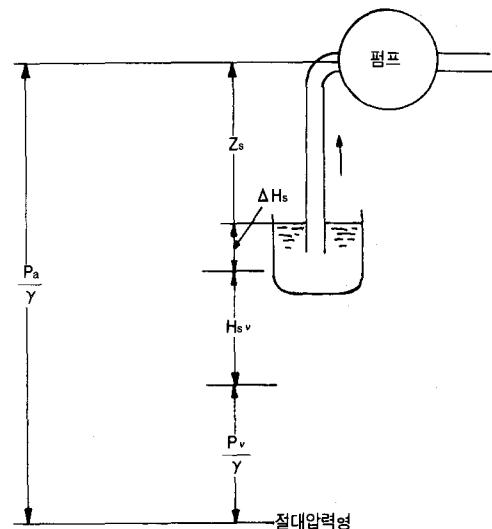
$$\frac{P_t}{\gamma} = \frac{P_s'}{\gamma} + \frac{V_s^2}{2g} = \frac{P_w}{\gamma} - (Z_s + \Delta H_s) \quad (10 \cdot 2)$$

만일 P_t 가 유체의 포화증기압 P_v 보다 크면 공동현상이 발생하지 않고 운전할 수 있다. 이 차 h_{sv}

$$h_{sv} = \frac{1}{\gamma} (P_t - P_s) = \frac{P_w}{\gamma} - (Z_s + \Delta H_s) - \frac{P_v}{\gamma} \quad (10 \cdot 3)$$

를 유효흡입수두라 말하고, 이 압력은 공동현상이 발생될 때까지의 여유압력이다. 따라서 이 값이 크면 클수록 안전하게 운전할 수 있다. 그런데 펌프에서 공동현상은 펌프 흡입구에서 발생하는 것이 아니고 회전차 입구부근의 깃 배면에서 발생한다. 그러므로 이 여유 압력은 최소한 입구로부터 배면까지 유체가 흘러들어가는 사이에 손실되는 손실수두와 흡입구의 동압을 합한 압력보다는 커야한다. 이 한계 NPSH

$$H_{sv} = \frac{V_s^2}{2g} + \lambda_1 \frac{V_s^2}{2g} + \lambda_2 \frac{W_1^2}{2g} \quad (10 \cdot 4)$$



〈그림 12〉 NPSH의 정의

는 공동현상이 발생하지 않기 위한 최소한의 값으로서 필요정미흡입수두라 말한다. 그러므로 h_{sv} 가 H_{sv} 보다 클 때 안전운전이 가능하고, $\Delta H_{sv} = h_{sv} - H_{sv}$ 는 어느 운전 상태에서 공동현상없이 안정하게 운전할 수 있는 NPSH의 여유분이다.

필요정미흡입수두는 펌프 입구 부근에서 생기는 손실수두와 관계하므로 펌프 구조, 즉 비속도 ns 와 밀접한 관계를 갖는다. Thoma는 필요 NPSH와 전 양정의 비를 Thoma의 캐비테이션이라 정의하고

$$H_s = \lambda H \quad (10 \cdot 5)$$

캐비테이션 계수 λ 는

편흡입 펌프에서 : $\lambda = 7.88 \times 10^{-5} ns^{4.3}$

양흡입 펌프에서 : $\lambda = 5.0 \times 10^{-5} ns^{4.3}$ (10 · 6)
의 관계를 얻었다. 여기서 ns 는 [m^3/min ; m ; rpm]로 측정한 값이다.

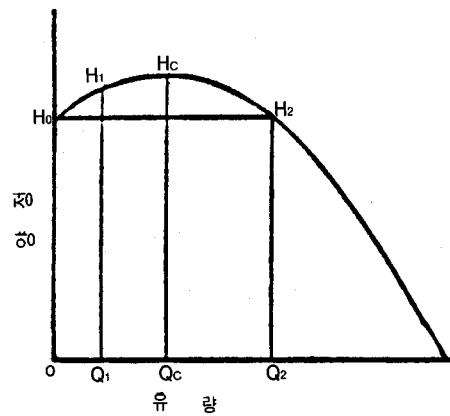
11. 펌프의 서어징

펌프 운전시 벨브의 급폐쇄, 전원의 단절로 인한 펌프 회전속도 변화 등으로 유량의 변화가 생길 때 국부적으로 압력파가 발생하고, 이 압력파는 음속으로 전파한다. 이와같이 유량의 급변에 따라 생기는 관내 압력 변동현상을 수격현상(water hammering)이라 말한다. 수격현상이 발생하면 고압력이 발생하여 배관을 파열시키든가 저압력의 발생으로 수주분리(water column separation)가 발생하여 배관을 주그려트리든가 하는 사고가 일어난다. 이러한 현상에서 배관계를 보호하기 위하여, 고압발생 부위에 안전밸브를 달아, 고압발생시 물을 바이패스 시키든가, 저압 발생 부위에 서어지탱크나 공기조를 설치한다. 서어지탱크나 공기조를 설치하였을 때, 펌프의 양정특성이 산형특성일 때 주기적으로 유량변동이 생긴다. 이러한 현상을 서어징(surging)이라 말한다.

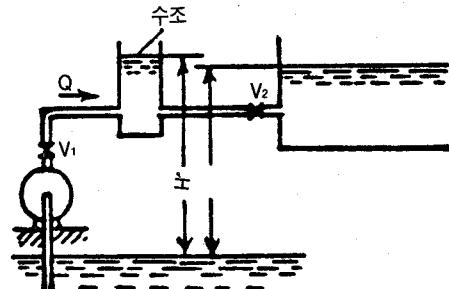
지금 그림 13(a)의 특성을 갖는 펌프를 사용하여 유량 Q_1 에서 정상운전을 하는 펌프계를 생각해 본다. 어떤 외란을 받아 수조높이가 높아지면 펌프는 물을 송출하지 못하고 $Q=0$ 이 된다. 이로 인하여 수조 높이가 H_s 에 해당하는 높이까지 하강하면, 펌프는 특성곡선을 따라 Q_1 까지 유량을 증가시키지

못하고 H_s 와 같은수두 H_s 에 해당하는 유량 Q_2 로 급격히 증가한다. 유량의 증가로 수조높이가 높아지면서, 특선곡선을 따라 유량감소를 일으키면서 Q_2 의 유량에 도달한다. Q_2 는 아직도 소요되는 유량 Q_1 보다 크므로 수조 높이가 계속해서 증가하고, 다시 유량은 0으로 되어 버린다. 이러한 현상이 반복될 때 서어징이 발생한다.

서어징은 수조나 공기조가 있는 배관계에서 산형특성의 펌프를 사용하여 우향상승특성(그림에서 Q_c 보다 작은 유량) 구역에서 운전할 때 발생하기 쉽다. 그러므로 서어징을 막으려면 유향하강특성 구역(Q_c 보다 큰 유량에서)에서 운전하는 것이 바람직하다.



(a)



(b)

〈그림 13〉 서어징 현상