

제4장 펌프의 기초지식과 응용

1. 펌프의 성능

1.1 일반성능

- 1) 펌프의 성능을 표시하는 수단으로서 성능곡선도가 있다. 펌프성능 측정방법은 KS B 6301에 규정되어 있다. 펌프의 성능곡선은 펌프의 규정 회전수(부하 변동에 따라서 다소는 변동이 생기지만 거의 일정하다.) 에서의 토출량과 전양정, 펌프효율, 소요동력 등의 관계를 나타내는 것으로 그림 2.1에 그 예를 나타내었다.
- 2) 횡축상의 임의의 토출량에서 올려 그린 수직선이 각 성능곡선과 만나는 점이 그 토출량에서의 전양정 A_1 , 펌프효율 B_1 , 소요동력 C_1 을 나타낸다.

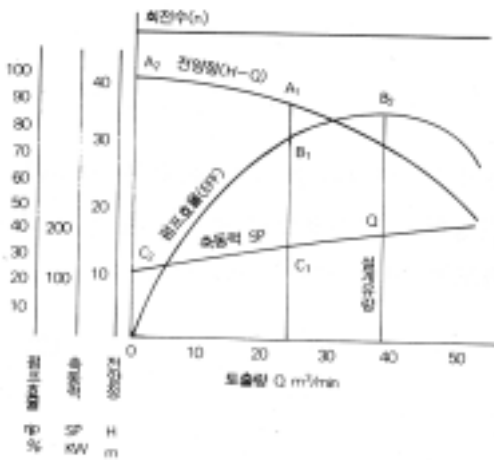


그림 2.1

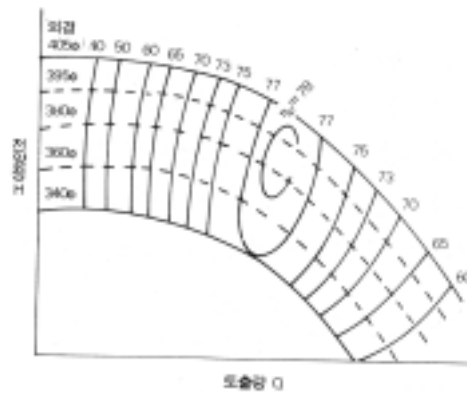


그림 2.2

그림에서 명확한 것은 토출량이 큰범위에서 운전되면 펌프가 낼 수 있는 전양정은 감소하고, 역으로 토출량이 0인 체절점에서는 거의 A_2 에 이르지만 펌프효율은 0으로 되며, 그때의 소요동력 C_2 는 유효한 펌프일이 아니라 대부분이 열로 낭비되어 버린다.

- 3) 펌프 효율은 설계유량 Q에서 최고값을 가지므로 그 부근에서 운전하는 것이 가장 합

리적이며, 터보형 펌프는 다음에 기술하는 과열현상, 과부하, 진동, 캐비테이션 등이 없는 광범위한 조건에서 사용이 가능하여야 한다.

4) 여기에서의 펌프효율은 펌프 전양정이 전부 유효하게 이용되는 경우의 값이므로 밸브 등에서 교축시켜 손실을 주면서 운전하는 실제의 이용 효율은 성능곡선의 값보다도 낮다.

5) 회전차의 외경 가공에 따른 펌프 곡선(H-Q곡선)을 변화시키면 엄밀한 의미에서 상사법칙의 적용이 곤란하며, 펌프효율도 약간 변화된다.

이와 같이 펌프의 H-Q곡선을 변화시킨 경우 각 H-Q곡선마다 같은 효율점을 연결하여서 등효율곡선을 그릴수가 있다. 그림 2.2는 그 일례이다.

1.2 비속도와 상사법칙

1) 비속도

a) 정 의

비속도는 회전차의 상사성 또는 펌프특성 및 형식결정 등을 논하는 경우에 이용되는 값이다. 회전차의 형상 치수등을 결정하는 기본요소는 펌프 전양정, 토출량, 회전수 3가지가 있고, 이들에 의하면 비속도는 다음식에서 구해진다.

$$\text{비속도 } N_s = \frac{n \times Q^{1/2}}{H^{3/4}}$$

여기에서, n : 펌프회전수 rpm

Q : 토출량 m³/min

H : 전양정 m

비속도는 “어떤 펌프의 최고 효율점에서의 수치에 의해 계산하는 값” 으로 정의 되면 그 점에서 벗어난 상태의 전양정 또는 토출량을 대입하여 구하여도 된다는 의미는 아니다. 단, 토출량에 대해서는 양흡입 펌프인 경우 토출량의 1/2이 되는 한쪽의 유량으로 계산하고, 전양정에 대하여는 단단펌프인 경우 회전차 1단당의 양정을 대입하여 계산하여야 한다.

(예) Q=14m³/min, H=100m

n=1750 rpm의 펌프인 경우
 편흡입 1단 펌프의 경우

$$Ns = \frac{1750 \times 14^{1/2}}{100^{3/4}} = \frac{1750 \times 3.74}{31.62} = 207$$

편흡입 2단 펌프의 경우

$$Ns = \frac{1750 \times 14^{1/2}}{50^{3/4}} = \frac{1750 \times 3.74}{18.80} = 348$$

양흡입 1단 펌프의 경우

$$Ns = \frac{1750 \times 7^{1/2}}{100^{3/4}} = \frac{1750 \times 2.65}{31.62} = 147$$

b) 수치계산

비속도 Ns는 무차원수가 아니므로 동일한 회전차에서도 전양정, 토출량, 회전수등의 단위에 따라 Ns의 값이 다르다. 보통은 m, m³/min, rpm 단위로 계산되지만, 그 외의 각 단위의 Ns 환산값은 표 2.1에 나타낸 바와 같다.

표 2.1 Ns의 환산표

Q	m/min	l/s	m/s	ft/min	US gal/min	Imp.gal/min
H	m	m	m	ft	ft	ft
n	rpm					
Ns	1	4.083	0.129	2.438	6.68	6.10
	0.245	1	0.0316	0.597	1.635	1.492
	7.746	31.6	1	18.82	51.50	47.20
	0.410	1.673	0.053	1	2.730	2.500
	0.15	0.611	0.09135	0.365	1	0.915
	0.164	0.670	0.0212	0.400	1.092	1

c) 비속도의 산출 선도

주어진 사양 (m, m³/min, rpm) 에서의 비속도 산출은 다음 산출선도에 의하여도 된다.

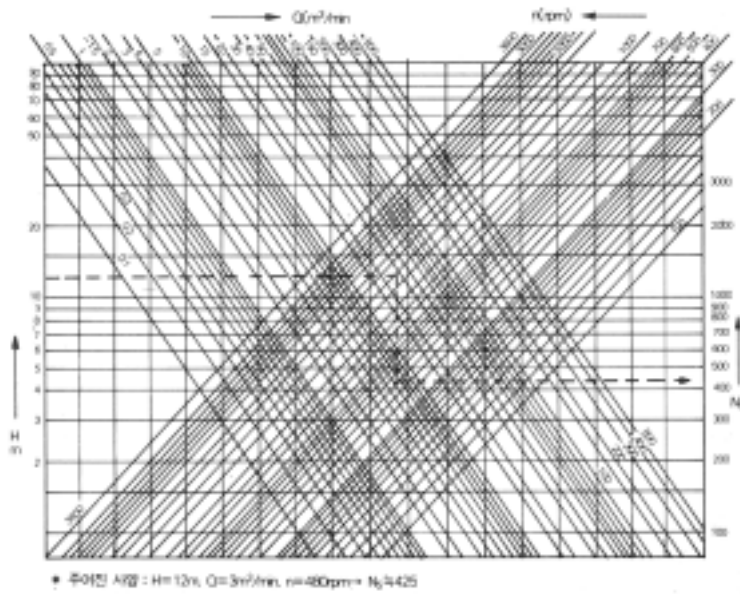


그림 2.3

d) 펌프의 형식과 비속도

비속도는 앞에서 언급한 바와 같이 세 개의 요소 (H , Q , n)에 의해 결정되고, N_s 가 정해지면서 이것에 해당하는 펌프의 형상은 대략 정하여진다고 보아도 된다. 일반적으로는 양정이 높고 토출량이 적은 펌프에서는 대체로 N_s 낮아지고, 반면에 양정이 낮고 토출량이 큰 펌프에서는 N_s 가 높게 된다. 또 토출량, 양정이 같아도 회전수가 다르면 N_s 가 달라져 회전수가 높을수록 N_s 가 높아진다. 근래에 들어 펌프 관련 설계, 제작 및 해석기술의 발달과 함께 고속 경량화의 추세에 따라 펌프형식에 따른 비속도의 추천범위도 다양하게 변하므로 펌프형식에 대응하는 비속도를 일관성 있게 추천하기는 곤란하지만 대체로 다음과 같이 나타낼 수 있다.

N_s	100	500	1000	1500	2000
펌프 형식	원 심				
	사 류				
					축 류

그림 2.4

2) 펌프의 상사법칙

a) 서로 기하학적으로 상사인 펌프라면 회전차 부근의 유선방향, 즉 속도 삼각형도 상사로 되어 두 개의 펌프의 성능과 회전수, 임펠라 지름과의 사이에 다음 관계가 성립한다.

$$\text{토출량비} \quad \frac{Q'}{Q} = \frac{n'}{n} \times \left(\frac{D'}{D}\right)^3 \quad (2. 2)$$

$$\text{전양정비} \quad \frac{H'}{H} = \left(\frac{n'}{n}\right)^2 \times \left(\frac{D'}{D}\right)^2 \quad (2. 3)$$

$$\text{동 력 비} \quad \frac{L'}{L} = \frac{Q' \times H' \times \eta_p}{Q \times H \times \eta_p'} = \left(\frac{n'}{n}\right)^3 \times \left(\frac{D'}{D}\right)^5 \times \left(\frac{\eta_p}{\eta_p'}\right) \quad (2. 4)$$

여기서, L : 소요동력

n : 펌프의 회전수

D : 대표치수 (예를들면 회전차 외경)

η_p : 펌프효율

b) 1개의 펌프를 다른 속도에서 운전시키는 경우

$D'/D=1$ 이고, $\eta_p'/\eta_p = 1$ 이라 하면 윗식은 다음과 같이 된다.

$$\text{토출량} \quad Q' = Q \times \left(\frac{n'}{n}\right) \quad (2. 5)$$

$$\text{전양정} \quad H' = H \times \left(\frac{n'}{n}\right)^2 \quad (2. 6)$$

$$\text{동 력} \quad L' = L \times \left(\frac{n'}{n}\right)^3 \quad (2. 7)$$

즉, Q, H, L의 대응점 Q', H', L'는 속도비의 1승, 2승 3승에 정비례하여 변화하고, 그림으로 표시하면 아래 그림에서와 같이 변화한다.

주) 펌프의 회전수 변화에 따라 기계손실의 비가 다르게 되지만 근사적으로 $\eta_p'/\eta_p = 1$ 이 성립된다.

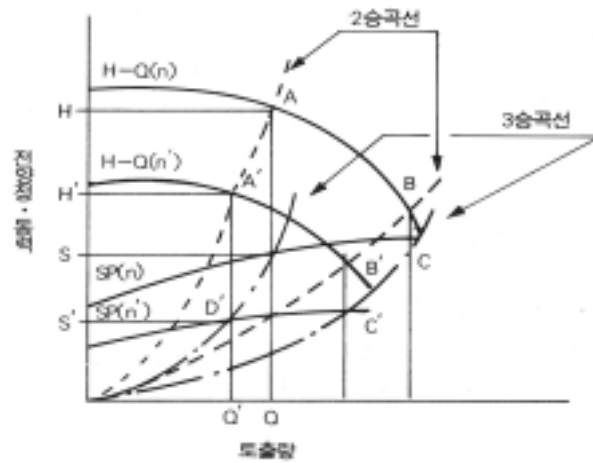


그림 2.5 회전수와 펌프 특성변화

3) 모형환산

a) 초대형 펌프, 공장시험이 곤란한 특수형상의 펌프 또는 시작연구의 경우 등에는 실물과 상사인 모형 펌프를 만들어 성능 시험을 행한 후 실물성능으로 환산하는 방법을 채택하고 있다. (일반적으로 청수, 해수 등을 취급하는 경우에 한하여 사용되고 있고, 펌프의 종류는 대형의 원심펌프, 사류펌프 및 축류펌프이고, 양수 발전용 펌프에는 적용하지 않는다.)

b) 그 방법에 대하여는 KS B 6325에 규정되어 있지만 그의 중요한 조건을 나타내면 다음과 같다.

가) Reynold수의 비 Re/Re_m 은 1 ~ 15의 범위에 있을 것.

나) 양정은 성능시험시 $H_m/H \geq 0.5$, 캐비테이션 시험시 $H_m/H \geq 0.8$ 로 하면 좋다.

다) 모형펌프의 회전차 최대경은 300mm이상으로 한다.

라) 모형펌프 및 실물펌프의 주요치수는 정해진 치수 허용차 내에 있어야 한다.

c) 성능의 환산

모형펌프에서 실물 펌프로의 성능환산은 다음식에 의한다.

$$\text{토출량 } Q_p = Q_m \times \left(\frac{n_p}{n_m}\right) \times \left(\frac{D_{2p}}{D_{2m}}\right)^3 \times \left(\frac{\gamma_p}{\gamma_m}\right)^{1/2} \quad (2. 8)$$

$$\text{전양정 } H_p = H_m \times \left(\frac{n_p}{n_m}\right)^2 \times \left(\frac{D_{2p}}{D_{2m}}\right)^2 \times \left(\frac{\gamma_p}{\gamma_m}\right)^{1/2} \quad (2. 9)$$

$$\text{동 력 } L_p = L_m \times \left(\frac{n_p}{n_m}\right)^3 \times \left(\frac{D_{2p}}{D_{2m}}\right)^5 \times \left(\frac{\gamma_p}{\gamma_m}\right) \quad (2. 10)$$

$$\text{효 율 } \eta_p = 1 - (1 - \eta_m) \times \left(\frac{D_{2m}}{D_{2p}}\right)^{1/5} \quad (2. 11)$$

- 여기서, Q_p : 실물펌프의 토출량 (m^3/min)
 Q_m : 모형펌프의 토출량 (m^3/min)
 H_p : 실물펌프의 양정 (m 또는 kgf/cm^2)
 H_m : 모형펌프의 양정 (m 또는 kgf/cm^2)
 L_p : 실물펌프의 축동력 (KW)
 L_m : 모형펌프의 축동력 (KW)
 n_p : 실물펌프의 회전수 (rpm)
 n_m : 모형펌프의 기준 회전수 (rpm)
 D_{2p} : 실물펌프의 회전차외경 (m)
 D_{2m} : 모형펌프의 회전차외경 (m)
 η_p : 실물펌프의 효율 (%)
 η_m : 모형펌프의 효율 (%)
 γ_p : 실물펌프 취급액의 단위 체적당 중량 (kgf/m^3)
 γ_m : 모형펌프 취급액의 단위 체적당 중량 (kgf/m^3)

1.3 펌프의 특성

비속도에 따라 펌프의 모양이 대략 정해진다는 것을 나타내고 있다. 펌프의 특성을 나타내는 데는 특성곡선이 사용된다. 이것은 횡축에 토출량, 종축에 전양정, 축동력, 펌프효율을 그림으로 나타낸 것이며 일반적으로는 일정회전수 하에서의 성능을 나타낸다. 이와 같이 표시하는 특성곡선의 현상이 N_s 에 따라 대략 정해지는 것이다. 일반적인 경향으로서는 N_s 가 높은 것은 토출량-전양정(체적양정)은 설계점의 전양정곡선의 구배가 가파르고 토출량이 0

일 때의 전양정(체절양정)은 설계점의 전양정에 비하여 대단히 높게된다 (그림 2.6(a)). 이것에 대해서 축동력 곡선은 N_s 가 낮을 경우는 토출량의 증가에 따라, 증가하나 N_s 가 높아지면 반대로 체절압에서 가장 크고 토출량의 증가에 따라서 축동력이 감소하는 경향으로 된다. (그림 2.6(b)) 또한, 토출량-효율곡선에 대해서는 N_s 가 낮을 때 어느정도 평탄한 현상이 되나 N_s 가 높아짐에 따라 곡선의 최고점 근처의 곡률반경이 작아져 토출량이 변화했을 때의 효율저하가 크게 된다. (그림 2.6(c)) 펌프의 선정에 있어서는 이러한 N_s 에 따른 특성 변화에 주의할 필요가 있다.

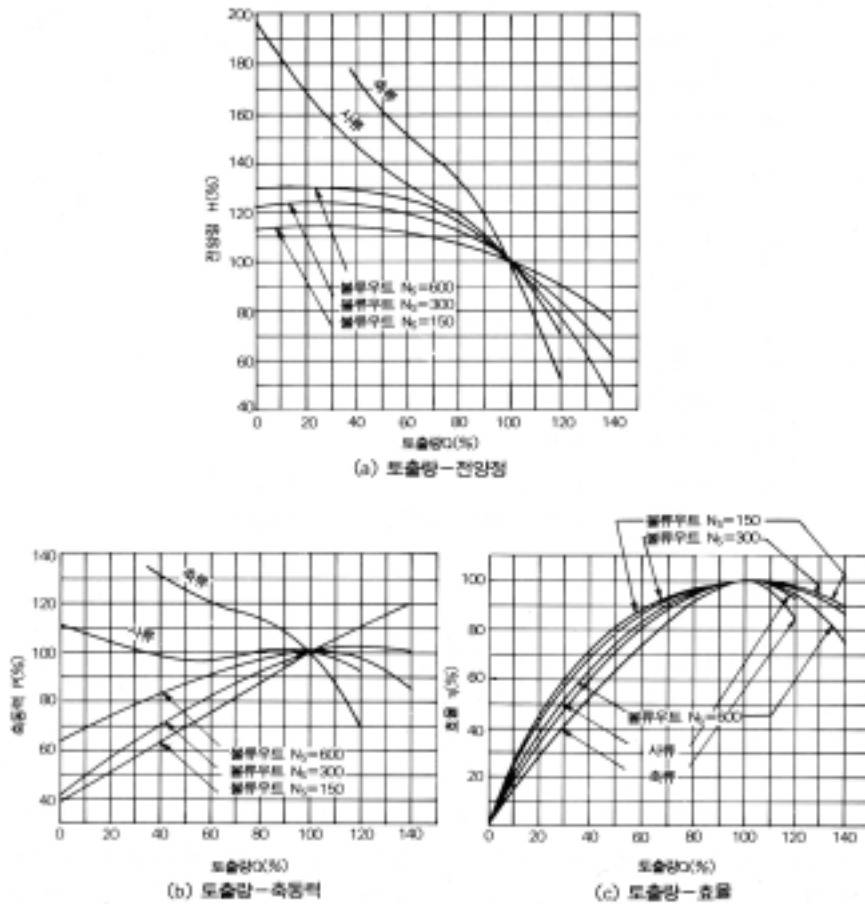


그림 2.6 각종펌프 개략 백분을 특성

1.4 회전수 변화와 펌프성능 변화

앞에서 언급한 1.2, 2), b)항에 나타낸 바와 같이 회전수를 변화시키면 펌프성능은 일정한 법칙에 따라서 변화한다. 펌프효율도 어느 정도 변화하지만 일반적으로 기준회전수의 $\pm 20\%$ 정도의 변동범위에서는 그 효율 변화는 미소한 것으로 무시하여도 좋다. 회전수가 n 에서 n' 로 변화하면 전양정 및 동력곡선은 그림 2.7, 2.8과 같이 (I), (II)에서 (I'), (II')로 변화하고, 회전수 n 의 경우의 특성곡선도 상의 상태점을 전양정 H , 토출량 Q , 소요동력 L 및 필요흡입 수두를 $NPSH_{re}$ 라고 하면 이것에 대응하는 n' 의 경우의 상태점 H' , Q' , L' 및 $NPSH_{re}'$ 는 펌프의 상사법칙에 의하여 다음과 같이 주어진다.

$$\text{토출량 } Q' = Q \times \left(\frac{n'}{n}\right) \quad (2. 5)$$

$$\text{전양정 } H' = H \times \left(\frac{n'}{n}\right)^2 \quad (2. 6)$$

$$\text{동 력 } L' = L \times \left(\frac{n'}{n}\right)^3 \quad (2. 7)$$

$$\text{필요흡입수두 } NPSH_{re}' = NPSH_{re} \times \left(\frac{n'}{n}\right)^2 \quad (2. 12)$$

이것들은 KS B 6301에도 규정되어 있으며, 최고 효율점 뿐만 아니라 성능곡선도 상의 어느 점에서도 적용할 수가 있다. 단, 회전수의 변동이 큰 경우에는 이 환산식이 다소 오차가 있으므로 주의하지 않으면 안된다.

주) 유효흡입 수두에 대해서는 “2. 캐비테이션”을 참조할 것.

또한 이상의 사항은 펌프 자체의 성능환산을 나타내는 것으로 실제의 운전조건에 작용시켜 보면 그림 2.9와 같이 되고, System에서의 토출량은 관로 저항곡선과 펌프의 유량-양정곡선(H-Q곡선)과의 교점으로 결정되는 것으로, 처음에는 펌프성능(I)과 관로 저항곡선(III)과의 교점A(토출유량Q)에서 운전되지만, 회전수 변경에 의해 펌프성능이 (I')로 변화하면 성능상의 대응점은 A'(토출량 Q')로 되지만, 실제의 토출량은 관로 저항곡선(III)과 펌프성능(I')의 교점a(토출량 q)로 된다. 소요동력도 이것에 준하는 그림 2.7의 동력곡선 (II')상에서 토출량 q에 대한 값 b로 된다. 즉, 운전점에서의 토출량 또는 동력은 회전수비로 계산되며 대응 값보다도 현저히 변화된 값으로 된다.

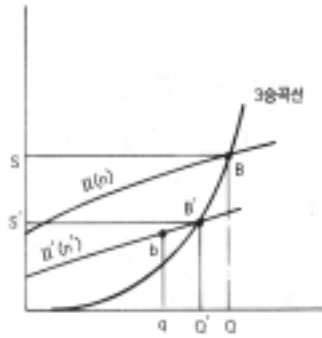


그림 2.7

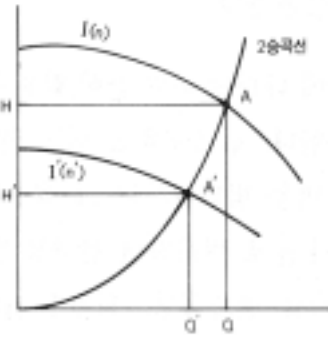


그림 2.8

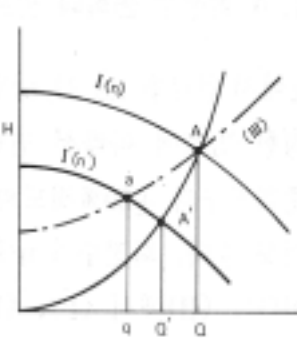


그림 2.9

1. 5 회전차 외경가공과 펌프 성능변화

현재 가지고 있는 펌프의 성능이 현장의 사정에 맞지 않아서 펌프성능을 줄일 필요가 있는 경우에는 전술한 바와 같이 펌프의 회전수를 내리면 펌프 성능을 변경하는 것이 가능하지만, 그 외의 방법으로서 회전수를 변화시키지 않고 회전차의 외경 가공에 의해서도 목적하는 바를 얻을 수 있다.

그러나 회전차 외경 가공시에 원주속도의 변화는 물론 잇의 간섭 길이, 회전차의 출구폭 뿐만 아니라 종종 출구각까지도 변화하므로 토출유량과 양정 감소의 결과는 회전차의 형상에 따라 다르다. 그러나 원래의 외경D를 새로운 외경 D'로 감소하여도 잇의 간섭범위가 적절하다면 (그림 2.10의 윗그림의 빗금친 부분으로 표시됨) 회전외경의 가공이 성능감소에 미치는 영향은 대강 추정할 수 있다. 그림 2.11에 나타난 바와 같이 회전차 현상은 D'/D의 최소값에 대단한 영향을 준다.

즉 비속도(N_s)가 작은 회전차는 펌프 효율이 거의 저하되지 않는 범위에서도 비교적 상당량을 가공할 수 있고, 반면에 비교적 비속도가 큰 회전차의 외경 가공은 효율 저하에 민감하게 영향을 준다. 또한 안내깃에 가지고 있는 펌프의 경우, 전술의 사항들은 회전차의 끝과 안내깃 사이에 틈새가 급격하게 증가하지 않는 경우에 유효하므로 보통 슈라우드는 원래의 치수대로 두고, 다만 회전차의 잇만을 가공하고, 안내깃이 없는 펌프인 경우는 슈라우드와 잇을 같이 가공한다.

여기서 회전차의 원래 외경이 D인 경우의 성능곡선을 (I)로 두고, 외경 D'로 가공하여 성능 (I')로 변경시킨다고 하면 성능(I')상의 상태점A'(토출량Q', 양정H')와의 관계는 가공전후의 속도 삼각형이 근사적으로 상사가 되어 회전차의 출구폭이 변하지 않았다고 가정한다면 다음 식과 같이 나타낼 수 있다.

$$\text{토출량 비 } \frac{Q}{Q'} \approx \left(\frac{D}{D'}\right)^2 \quad (2. 13)$$

$$\text{전양정 비 } \frac{H}{H'} \approx \left(\frac{D}{D'}\right)^2 \quad (2. 14)$$

즉, Q, H 모두 D의 2승에 비례하므로 대응점 A, A'를 연결하는 직선은 그림2.11에 나타낸 바와 같이 원점 O를 통과하게 된다. 그러나 실제로는 가공전후 회전차의 출구폭 및 출구 각도 중량 등에 변화가 있기 때문에 점차 현상의 상사성이 약해져서 윗식은 성립 되지 않게 되고, 또한 효율도 외경가공과 함께 저하하는 것이 보통이다.

반면에 축류펌프인 경우에는 회전차의 외경을 가공하여 사양의 감소효과를 얻을 수 없다. 만약 깎이 회전되도록 설계되었으면 깎을 회전시켜서 사양의 감소효과를 얻는다. 그리고, 사류펌프인 경우의 회전차 외경가공은 그림 2.10에서와 같이 원래 회전차의 입구와 출구끝을 연결한 선이 만나는 점P를 통과하도록 출구끝을 가공하는 것이 최선이다.

전술한 바와 같이 회전차 외경의 가공 결과는 회전차의 형상에 따라서 다양하게 변화하므로 모든 경우에 대하여 회전차 외경을 가공하기 전에 펌프 제작자의 조언을 받는 것이 필히 요구됨에 유의 하여야 한다.

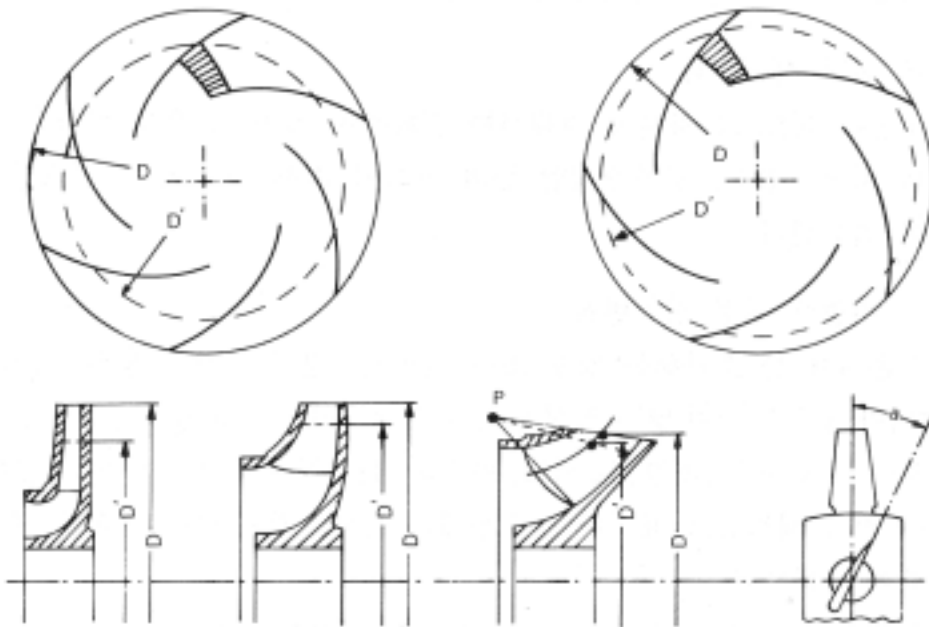


그림 2.10 회전차 외경 가공

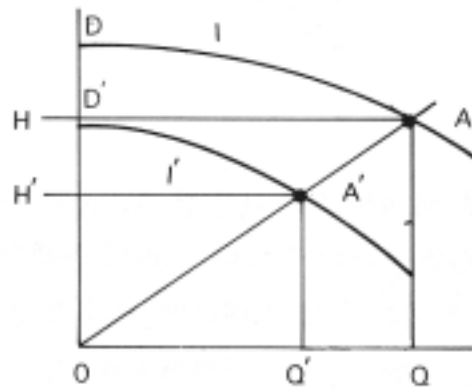


그림 2.11 외경가공과 성능변화

1. 6 특수액에 의한 펌프 성능변화

특수한 액체를 양수하는 경우의 펌프성능은 상온의 청수를 양수하는 경우에 비하여 성능이 현저하게 변화하는 것으로 알려져 있으며, KS B 6301 또는 KS B 6306에 이들에 대해 설명하고 있다. 펌프의 양액의 점도가 크거나 고형물을 함유하는 경우의 성능시험을 미리 그 펌프의 상온 청수에서의 성능제원을 정하여 청수로 시험하여도 된다. 펌프 성능에 영향을 미치는 요소는 양액의 비중, 점도, 함유고형물등이 있으며 실질 양액의 사양에서 청수의 사양으로서의 환산을 하기 위하여 이것들에 의한 저감율을 알 필요가 있다.

1) 온도에 의한 성능변화

펌프의 성능은 온도 그 자체에 의해서는 변화하지 않지만, 온도 변화의 영향을 받은 양액의 비중, 점도, 포화증기압 등의 변화에 의해 동력 또는 펌프성능, 흡입성능 등이 변화한다.

2) 양액의 비중에 의한 성능변화

양액이 수온 40. C를 초과하는 청수 또는 단위체적당의 중량이 상온청수와 다를 경우에, 양액이 청수와 같이 낮은점성을 가지는 액체라면 소요동력은 상온, 청수의 경우에 대하여 비중 배로 되고, 펌프의 H-Q곡선의 표시 단위가 전양정을 액주로, 토출량을 체적으로 표시하는 경우에는 불변이지만 다른 단위로 표시되는 경우에는 값이 변화한다.

$$\text{시방양액의 경우의 토출량 (m}^3\text{/min)} = \text{시험양액의 경우의 토출량 (m}^3\text{/min)}$$

$$\text{시방양액의 경우의 총양정 (m)} = \text{시험양액의 경우의 토출량 (m)}$$

$$\begin{aligned} \text{시방양액의 경우의 압력 (Kgf/cm}^2\text{)} &= \gamma/\gamma \times [\text{시험양액의 경우의 압력(Kgf/cm}^2\text{)}] \\ \text{(MPa)} &= \rho/\rho \times [\text{시험양액의 경우의 압력(MPa)}] \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{시방양액의 경우의 축동력 (KW)} &= \gamma/\gamma \times [\text{시험양액의 경우의 축동력(KW)}] \\ &= \rho/\rho \times [\text{시험양액의 경우의 축동력(KW)}] \end{aligned}$$

여기서 γ' : 시방양액의 단위체적당의 중량 (Kgf/l)

{ ρ' : 시방양액의 밀도 (Kg/m³)}

γ : 시험양액의 단위체적당의 중량 (Kgf/l)

{ ρ : 시험양액의 밀도 (Kg/m³)}

3) 고점성액에 의한 펌프성능변화

점성이 높은 액체를 취급하는 경우에는 회전차, 케이싱 등의 측벽에서의 유체마찰 등의 영향에 의해 청수를 취급하는 경우보다도 토출량 또는 전양정, 효율 등의 저하로 소요동력이 증대한다. 그러므로 취급액에서의 펌프사양이 정해졌을 경우 이 시방을 내기 위해 그 펌프를 청수로 운전했을 때의 사양, 즉 청수시 사양을 안다는 것은 펌프 선정상 필요하다. 점도에 따르는 토출량, 양정, 효율의 저감율을 나타낸 것이 그림 2.12이다.

a) 적용범위

펌프의 청수성능에서 기름 등 고점성액에서의 펌프 성능의 수정방법에 대하여 KS B 6306에 기술된 방법은 HI(American Hydraulic Institute) Standard상의 수정방법으로, 이것은 일반적인 원심펌프(Open 및 Close형)에 한하여 적용하며 사류펌프, 축류펌프 및 점도가 불균일한 액체에는 적용할 수 없다.

b) 수정방법

청수를 써서 운전했을 때의 사양 즉, 청수시 사양을 알기 위해서는 그림 2.12를 써서 토출량, 양정, 효율의 저감율 C_q, C_h, C_η 를 구하므로써 아래의 관계를 이용하여 각각의 사양에서의 관계를 알 수 있다.

가) 청수에서의 펌프 성능 곡선도에서 최고 효율점의 토출량을 Q_n 으로 하여 $0.6 \times Q_n, 0.8 \times Q_n, 1.0 \times Q_n, 1.2 \times Q_n$ 에 대하여 전양정 m , 펌프효율%를 그림 2.12에서 읽는다.(읽은 값을 Q_w, H_w, η_w 라 한다.

나) 그림 2.12에서 토출량 Q_n 의 경우의 전양정 H_n 및 동점조 sus 또는 Centistokes (cSt)로 수정계수 (C_q, C_h, C_η)를 읽는다.

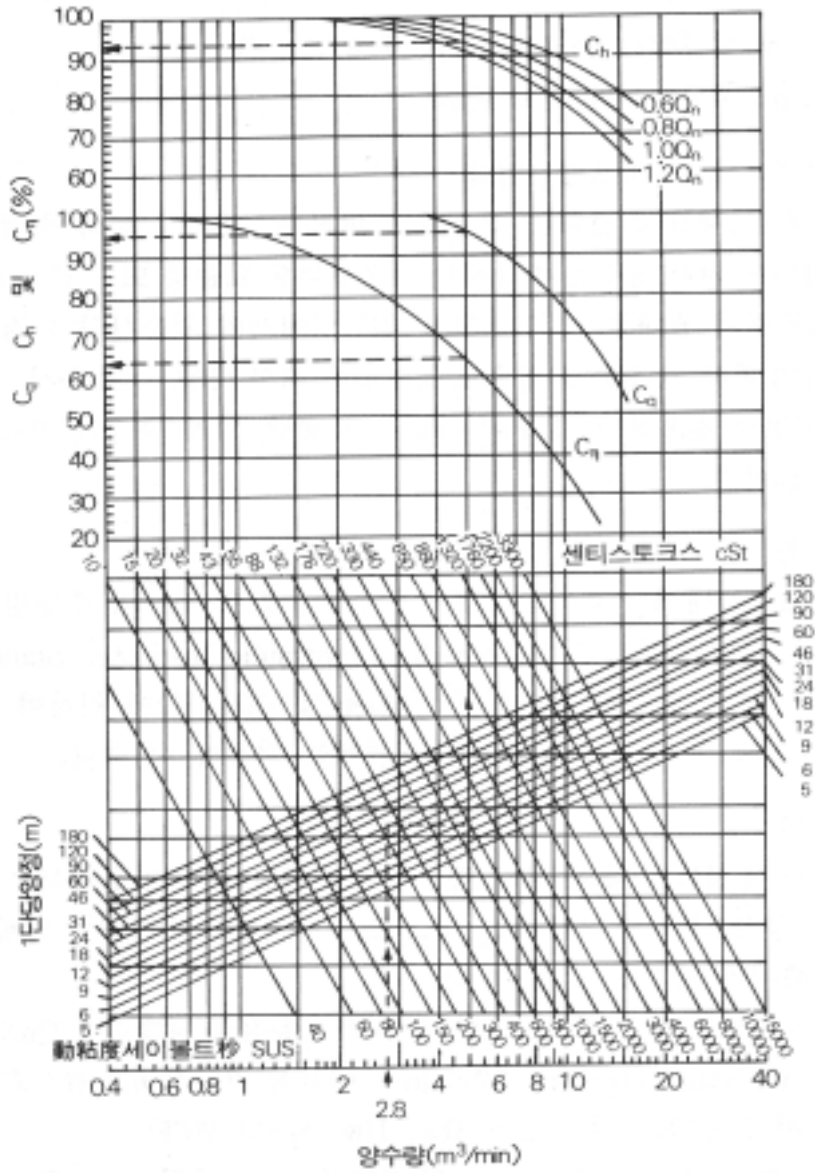
다) 수정토출량 : $Q_0 = Q_w \times C_q$ (m³/min)

수정전양정 : $H_0 = H_w \times C_h$ (m)

수정펌프효율 : $\eta_0 = \eta_w \times C_\eta$

수정축동력 : $L_0 = 0.163 \times \gamma_0 \times Q_0 \times H_0 / \eta_0$ (KW)

여기서 γ_0 는 양액의 단위체적당 중량 (kgf/l)



a) 대용량 펌프용

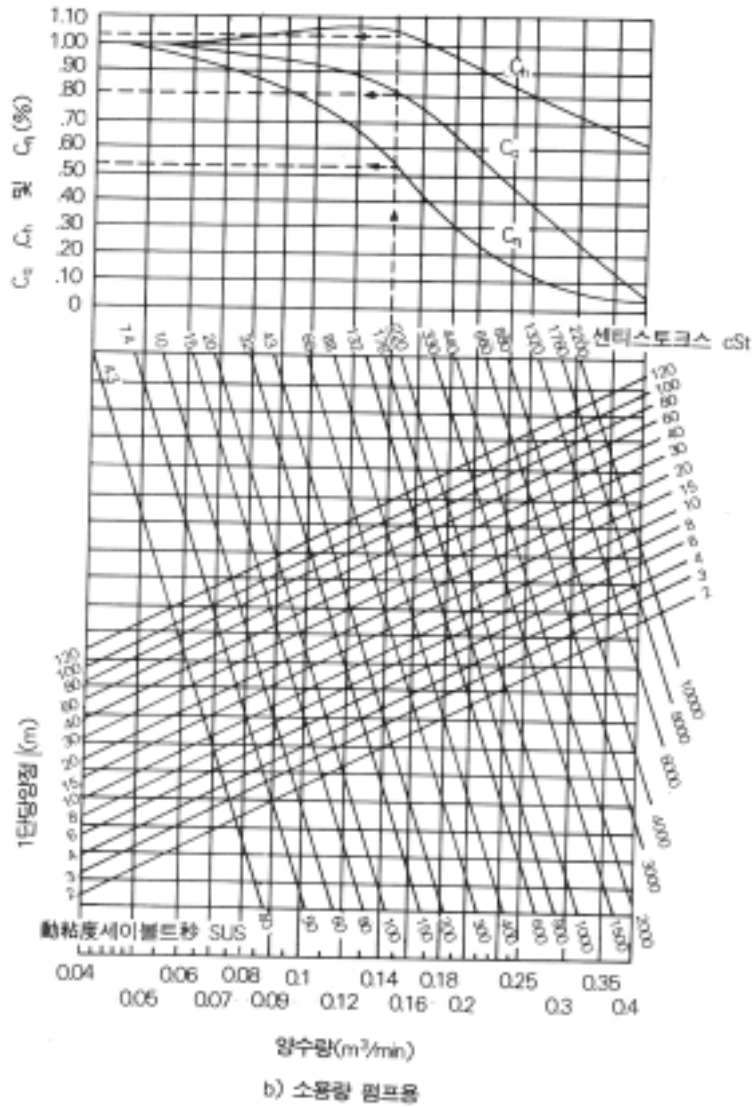


그림 2.12 점도에 따른 펌프 성능 저감을

4) Slurry에 의한 펌프 성능변화

a) 적용범위

청수에서의 펌프 성능에서 미세 Slurry의 양액을 취급하는 경우로의 펌프성능 수정 방법에 대하여 기술한다.

b) 수정방법

가) 입자의 크기가 100 이하의 경우 그림 2.13(1)에서 토출량 수정계수 A와 효율 수정계수 B를 읽는다.

나) 수정토출량 : $Q_o = Q_w \times A$ (m³/min)

수정양정 : $H_o = H_w$ (m)

수정효율 : $\eta_o = \eta_w \times B$ (%)

다) 입자의 크기가 100 이상의 경우 그림 2.13(2)에서 입자의 크기에 해당하는 양정 수정계수 A'와 효율수정 계수 B'를 읽는다.

라) 수정토출량 : $Q_o = Q_w$ (m³/min)

수정양정 : $H_o = H_w \times A'$ (m)

수정효율 : $\eta_o = \eta_w \times B'$ (%)

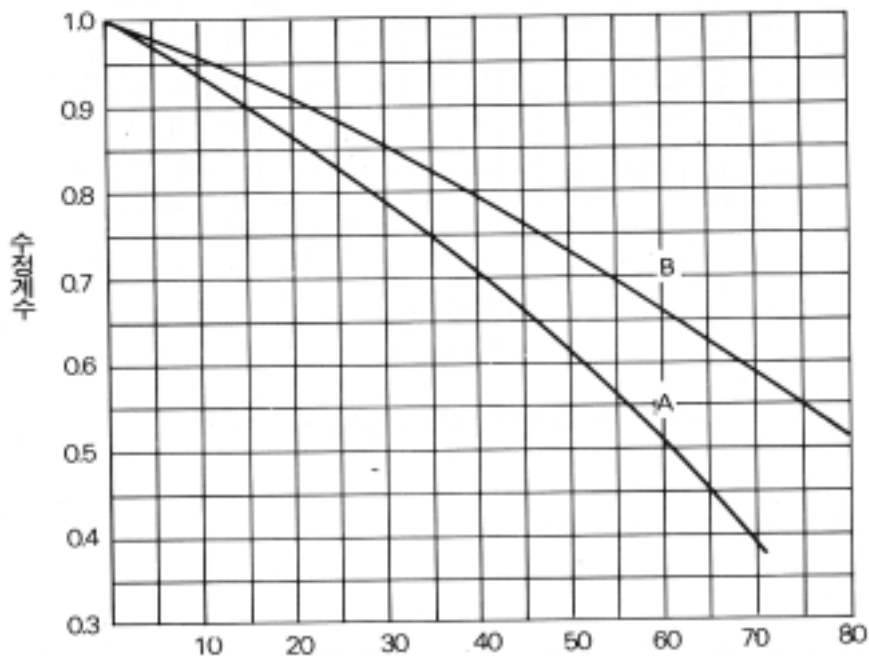
여기서 Q_w : 청수에서의 토출량 (m³/min)

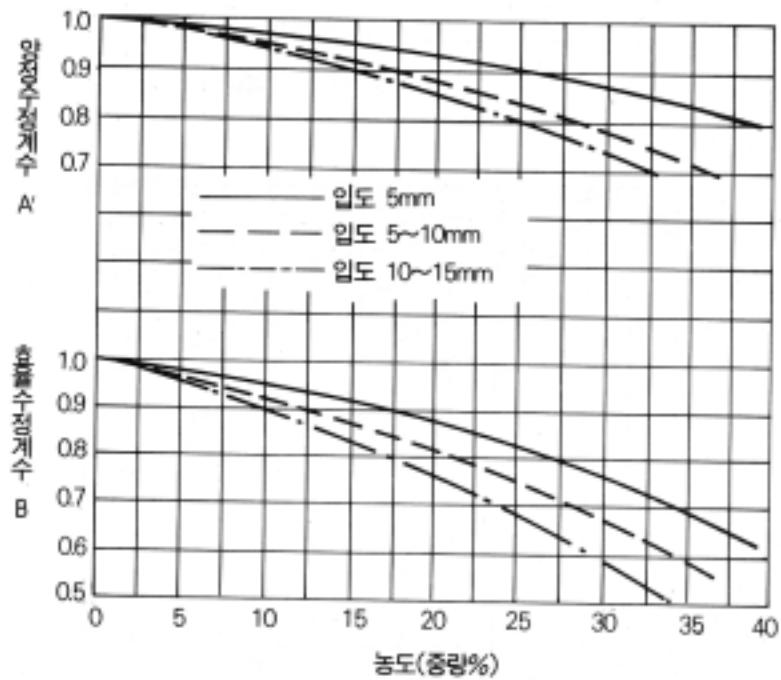
H_w : 청수에서의 양정 (m)

η_w : 청수에서의 효율 (%)

마) 수정축동력 : $L_o = 0.163 \times \gamma_o \times Q_o \times H_o / \eta_o$ (KW)

여기서 γ_o = Slurry 액의 단위체적당 중량 (kgf/l)





5) Pulp 액에 의한 펌프 성능변화

a) 적용범위

청수에서의 펌프성능에서 Pulp액에서의 펌프 성능으로서 수정방법에 대하여 기술한다.

b) 수정방법

가) 그림 2.14(1) 및 그림 2.14(2)에서 절대건농도 (BD%) 에서의 토출량에서의 토출량 및 양정의 수정계수 A를 읽는다.

나) 수정토출량 : $Q_o = Q_w \times A$ (m³/min)

수정양정 : $H_o = H_w \times A$ (m)

수정효율 : $\eta_o = \eta_w \times A^2$ (%)

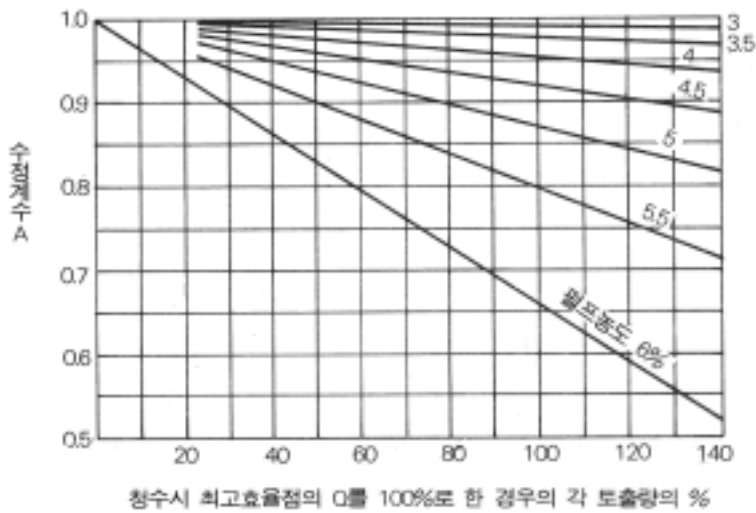
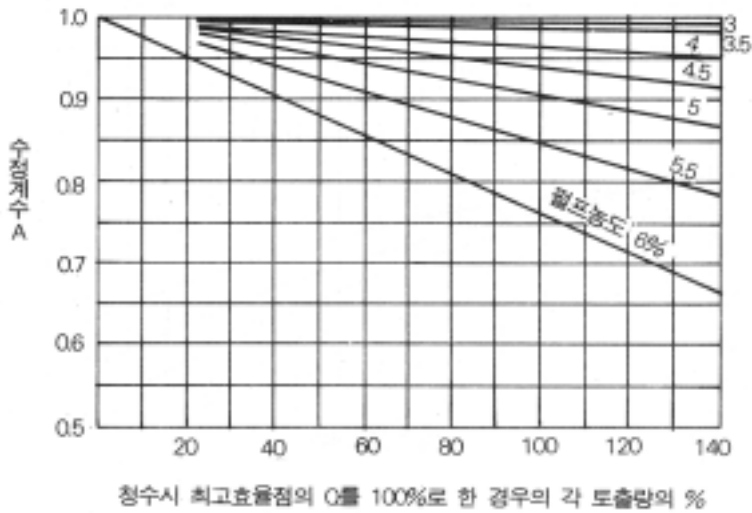
여기서 Q_w = 청수에서의 토출량 (m³/min)

H_w = 청수에서의 양정 (m)

η_w = 청수에서의 효율 (%)

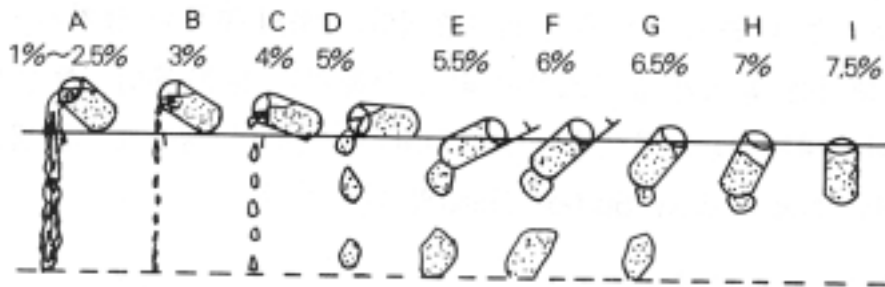
다) 수정 축동력 : $L_o = 0.163 \times \gamma_o \times Q_o \times H_o / \eta_o$ (KW)

여기서 $\gamma_o = \text{Plup}$ 액의 단위체적당 중량 (kgf/l)



라) Plup 의 농도판정

Plup의 농도판정에 대한 간이 방법으로 다음 그림 2.14(3) 과 같이 판정할 수 있다.



2. 캐비테이션

2.1 펌프의 캐비테이션

양액이 물인 경우 100. C가 되면 끓지만 이것은 1 기압의 압력하에서의 현상이며 압력이 저하하면 비등점은 100. C이하로 되며, 압력이 더욱 저하하면 나중에는 상온에서도 끓는 현상이 일어나게 된다. 이것은 액체에는 그 온도에서의 대응하는 포화 증기압이 존재하며 액체의 압력이 그 온도에 대응하는 포화 증기압 이하로 내려가 액체의 내부에서 증발하여 기포가 생기는 것이다.

펌프 내부에서도 흡상양정이 높거나, 유속의 급변 또는 와류의 발생, 유로에서의 장애 등에 의해 압력이 국부적으로 포화증기압 이하로 내려가 기포가 생성되는 현상이 일어날 수 있는데, 이 현상을 캐비테이션이라 한다. 펌프에서는 회전차 입구부분에서 발생하는 경향이 크고, 생성된 기포가 액체의 흐름에 따라 이동하여 고압부에 이르러 급격히 붕괴하는 현상이 되풀이 됨에 따라 펌프의 성능은 저하되고, 진동, 소음을 수반하고, 불안정한 상태를 나타내며 나중에는 양수 감소 또는 양수불능이 된다.

또한 캐비테이션이 오랜 시간동안 계속되면 기포가 터질 때 생기는 충격의 되풀이에 의해 재료의 손상이 발생된다. 이와 같이 캐비테이션의 발생은 펌프의 성능저하, 재료의 손상 등 해로운 영향이 있기 때문에 캐비테이션 발생이 방지되도록 흡입 조건의 결정에 각별한 주의가 필요하다.

2.2 흡입수두 (NPSH)

캐비테이션은 액체의 압력이 포화증기압 이하로 되면 생기는 것이므로 캐비테이션의 발생

을 막는다는 펌프내에서 포화증기압 이하의 부분이 생기지 않도록 하면된다. 이를 위해서는 펌프의 흡입조건에 따라 정해지는 유효 흡입수두(NPSHav) 및 흡입능력을 나타내는 필요 흡입수두(NPSHr)에 대하여 생각해 볼 필요가 있다.

여기서 NPSH는 Net Positive Suction Head의 약어이다.

1) 유효 흡입수두 (NPSHav)

펌프가 설치되어 사용될 때 펌프 그 자체와는 무관하게 흡입측의 배관 또는 System에 따라서 정하여지는 값으로 펌프 흡입구 중심까지 유입되어 들어오는 액체에 외부로부터 주어지는 압력을 절대압력으로 나타낸 값에서 그 온도에서의 액체의 포화 증기압을 뺀 것을 유효 NPSH 라 한다.

a) NPSHav의 계산식

$$NPSH_{av} = h_{sv} = P_s/\gamma - P_v/\gamma \pm h_s - fVs^2/2g \quad (2. 15)$$

여기서, h_{sv} : 유효흡입 헤드 (m)

P_s : 흡수면에 작용하는 압력 (kgf/m² abs)

P_v : 사용온도에서의 액체의 포화 증기압 (kgf/m² abs)

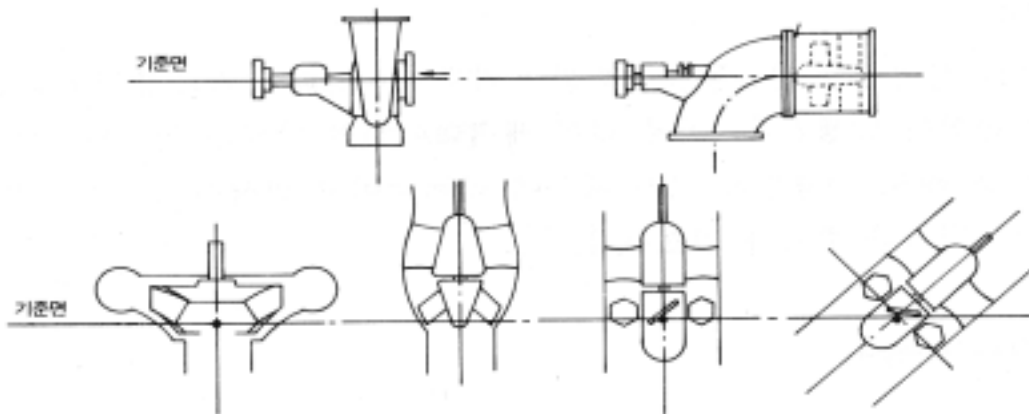
: 사용온도에서의 단위체적당의 중량 (kgf/m³)

h_s : 흡수면에서 펌프기준면(그림 2.15 참조)까지 높이 (m)

(흡상되면 음(-), 가압되면(+))

$fVs^2/2g$: 흡입측배관에서의 총손실 수두 (m)

식(2.15)에 의하면 NPSHav은 h_s 가 일정하다고 가정하면 토출량이 증가하거나, 흡입측의 배관 길이가 길어지는 만큼 작아져서 캐비테이션에 대한 위험도가 높아진다. 펌프의 기준면은 그림 2.15에 표시되어 있다.

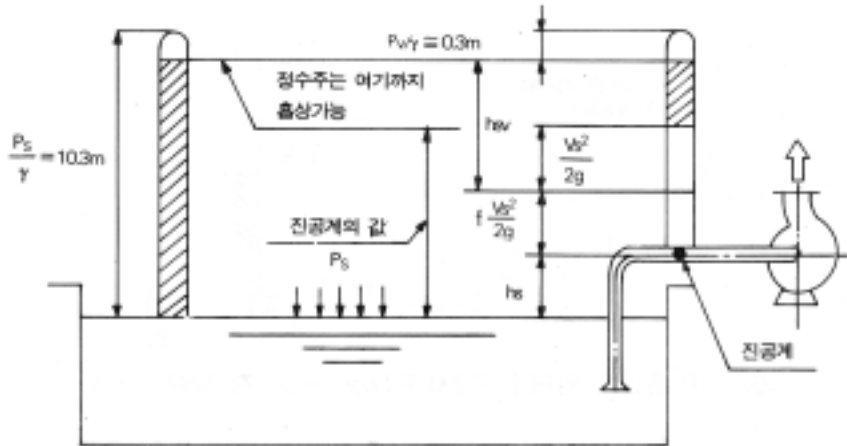


b) 흡수면에 대기압이 작용하는 경우의 NPSHav

표고 0부근의 상온의 물에서는 (2.15)식은 다음과 같은 식으로 표시된다.

$$NPSH_{av} \cong 10 - h_s - fVs^2/2g$$

(2. 16)



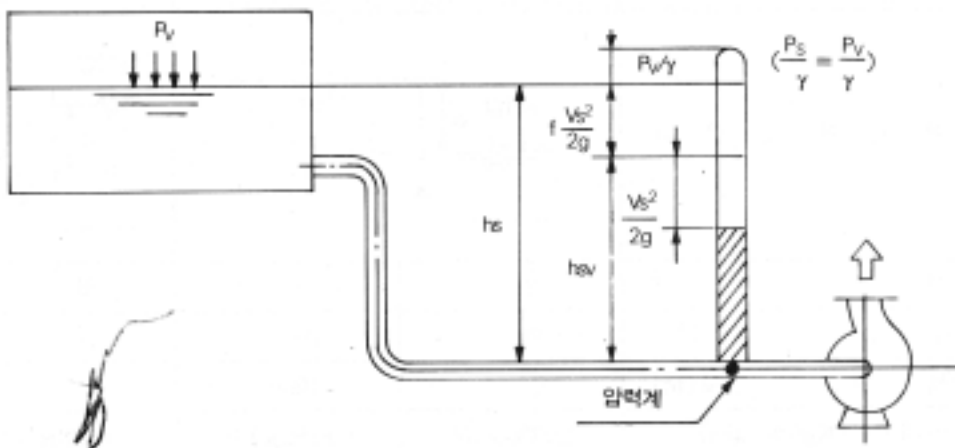
c) 흡입측이 밀폐수조인 경우의 NPSHav

가) 액면의 포화증기압 Pv가 작용하고 있을 때 (2.15)식은 다음과 같이 된다.

$$NPSH_{av} = h_s - fVs^2/2g$$

(2. 17)

단, hs는 반드시 압입되지 않으면 안된다.



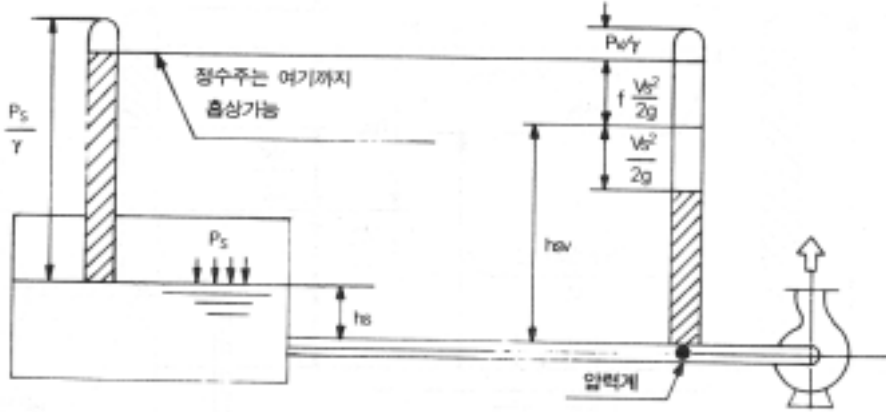
압력계의 읽음 $= (P_v + \gamma h_s) - P_a - \gamma(1+f) \times V_s^2/2g$

$h_{sv} = 1/\gamma \times \text{압력계의 읽음} + 1/\gamma \times (P_a - P_v) + V_s^2/2g$

나) 액면에 압력 $P_s(\text{kgf/m}^2 \text{ abs})$ 가 작용하고 있을 때 (2.15)식은 다음과 같이 된다.

$NPSH_{av} = 1/\gamma(P_s - P_v) + h_s - fV_s^2/2g$ (2. 18)

압력계의 읽음 $= (P_s + \gamma h_s) - P_a - \gamma(1+f) \times V_s^2/2g$



$h_{sv} = 1/\gamma \times \text{압력계의 읽음} + 1/\gamma \times (P_a - P_v) + V_s^2/2g$

주) $P_a =$ 펌프설치시점의 대기압 ($\text{kgf/m}^2 \text{ abs}$)

d) NPSH의 계산예

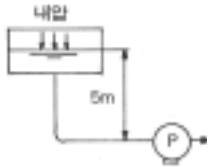
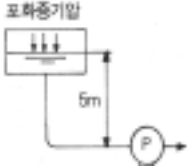
가) 흡수면에 대기압이 작용하는 경우

항 목	흡 상 의 경 우		가 압 의 경 우	
	평 지 대	고 지 대		
설 치				
조 건	액 체	물	물	물
	수 온(。 C)	20	20	20
	해 발 고 도 (m)	0	1000	0
	P_s 대기압 ($\text{kgf/m}^2 \text{ abs}$)	1.0330×10^4	0.9180×10^4	1.0330×10^4
	P_v 포화증기압($\text{kgf/m}^2 \text{ abs}$)	0.0238×10^4	0.0238×10^4	0.0238×10^4

표 계속

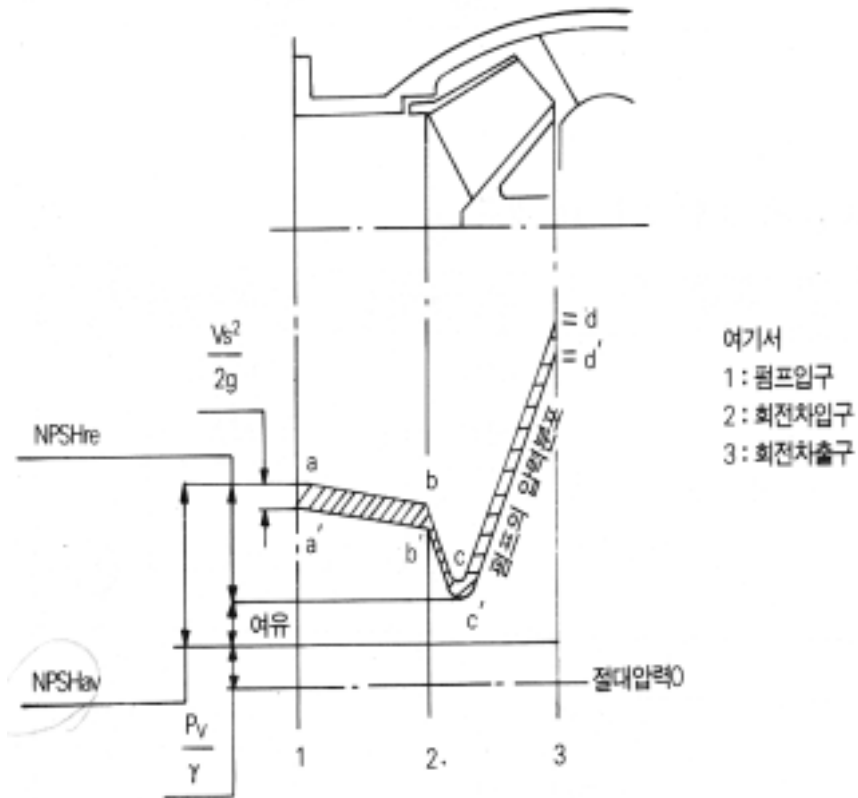
	항 목	흡 상 의 경 우		가 압 의 경 우
		평 지 대	고 지 대	
설 치	γ 단위체적당 중량 (Kgf/m ³)	998.2	998.2	998.2
	$\pm h_s$ 흡입헤드 (m)	-4	-4	+3
	$f V_s^2/2g$ 흡입관 총손실(m)	0.7	0.7	0.5
조 건	(2.15) 식에 의해	$h_{sv} = 10.35 - 0.24$ $- 4 - 0.7$ $= 5.41m$	$h_{sv} = 9.2 - 0.24$ $- 4 - 0.7$ $= 4.26m$	$h_{sv} = 10.35 - 0.24$ $+ 3 - 0.5$ $= 12.61m$
	$h_{sv} = \frac{P_s}{\gamma} - \frac{P_v}{\gamma} \pm h_s - f \frac{V_s^2}{2g}$			

나) 흡입측에 밀폐수조가 있는 경우

	항 목	내압작용의 경우	포화증기압 작용의 경우
설 치 조 건	펌 프 흡 입 상 태		
	액 체	물	뜨거운 물
	수 온 (。C)	20	120(포화상태)
	해 발 고 도(m)	0	0
	P_s 대기압 (kgf/m ² abs)	2.0000×10^4	2.0245×10^4
	P_v 포화증기압(kgf/m ² abs)	0.0238×10^4	2.0245×10^4
	단위체적당중량(kgf/m ³)	998.2	943.1
	$\pm h_s$ 흡입헤드 (m)	+5	+5
	$f V_s^2/2g$ 흡입관 총손실(m)	0.7	0.7
	계 산 값	(2.15) 식에 의해	$h_{sv} = 20.04 - 0.24$ $+ 5 - 0.7$ $= 24.46m$
$h_{sv} = \frac{P_s}{\gamma} - \frac{P_v}{\gamma} \pm h_s - f \frac{V_s^2}{2g}$			

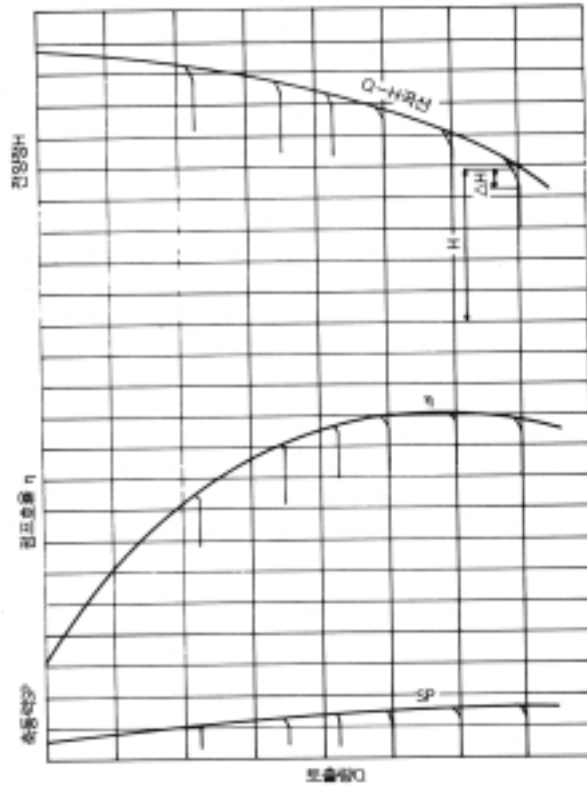
2) 필요 흡입수두(NPSHre)

회전차 입구 부근까지 유입 되어지는 액체는 회전차에서 가압되기 전에 일시적인 압력 강하가 발생하는데 이에 해당하는 수두를 필요 흡입수두(NPSHre)라 한다. 이때의 펌프 흡입측의 압력분포를 알아보면 그림 2.19와 같으며, NPSHre는 그림에서의 a-c'의 높이에 해당되며 이 값은 흡입비속도, Thoma의 캐비테이션 계수 또는 실험에서 구할 수 있다.



a) 실험에 의한 방법

그림 2.20에 나타난 바와 같이 펌프 운전시의 흡입 압력을 점차 내려가면서 각각의 토출량에 대한 펌프 전양정의 저하가 3% ($\Delta H/H=0.03$)가 되는 경우의 흡입조건에서 계산한다.



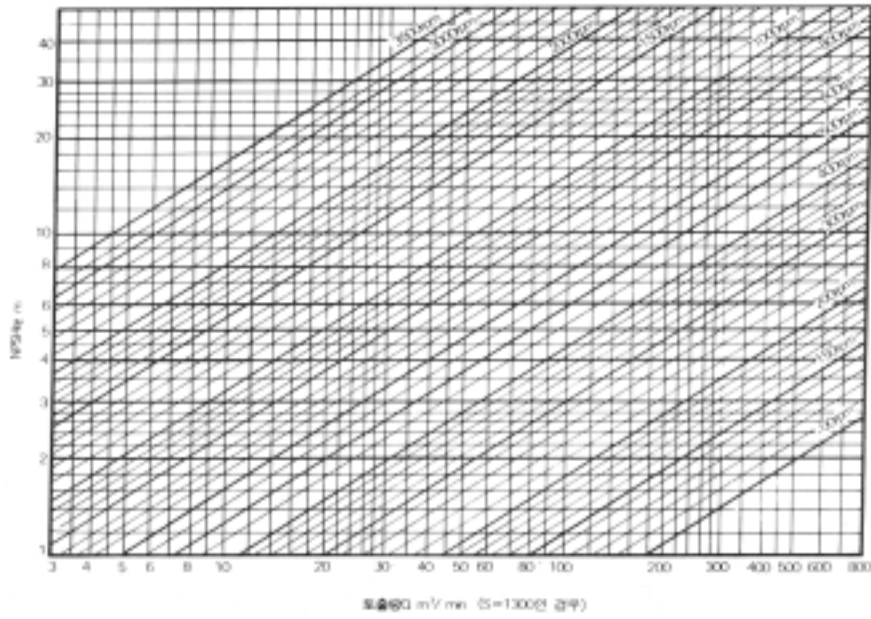
b) 계산에 의한 방법

가) 흡입비속도

NPSHre (H_{sv})는 회전차 입구에서의 감압량을 의미하며, 일종의 부의 양정으로 고려되는 값으로 H_{sv} 와 Q , n 과의 사이에는 다음식의 관계가 성립한다.

$$\text{흡입비속도 } S = Q^{1/2} / H_{sv}^{3/4} \times n \quad (2. 19)$$

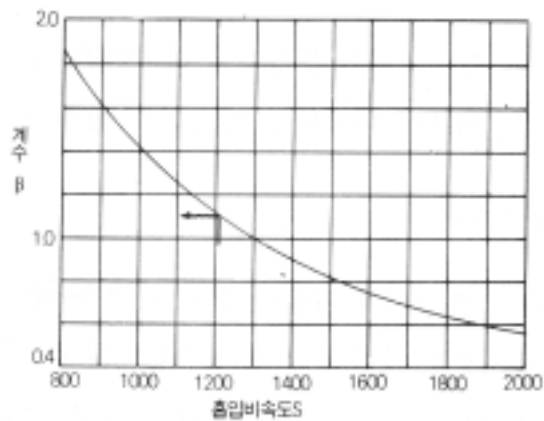
단, Q 는 최고 효율점의 토출량이며 양흡입 펌프인 경우에는 1/2을 잡는다. Q 를 m^3/min , H_{sv} 를 m , n 을 rpm 으로 나타냈을 때 일반설계를 한 펌프에서는 S 의 값은 N_s 에 무관하게 대략 1200 ~ 1300으로 채용함이 바람직하다. $S=1300$ 인 경우의 n 과 Q 에서 NPSHre를 구하는 선도를 그림 2.21에 나타내었다.



특수설계시, 즉 $S=1300$ 이외의 경우의 $NPSH_{re}$ 는 그림 2.22상의 계수를 곱하여 다음과 같이 구할 수 있다.

$$NPSH_{re}' = \beta \times NPSH_{re} \tag{2. 20}$$

- 여기서 $NPSH_{re}'$: 구하고자 하는 필요 유효흡입 수두
- $NPSH_{re}$: 흡입비속도 $S=1300$ 의 경우의 유효흡입 수두
- β : 필요 유효흡입 수두환산 계수

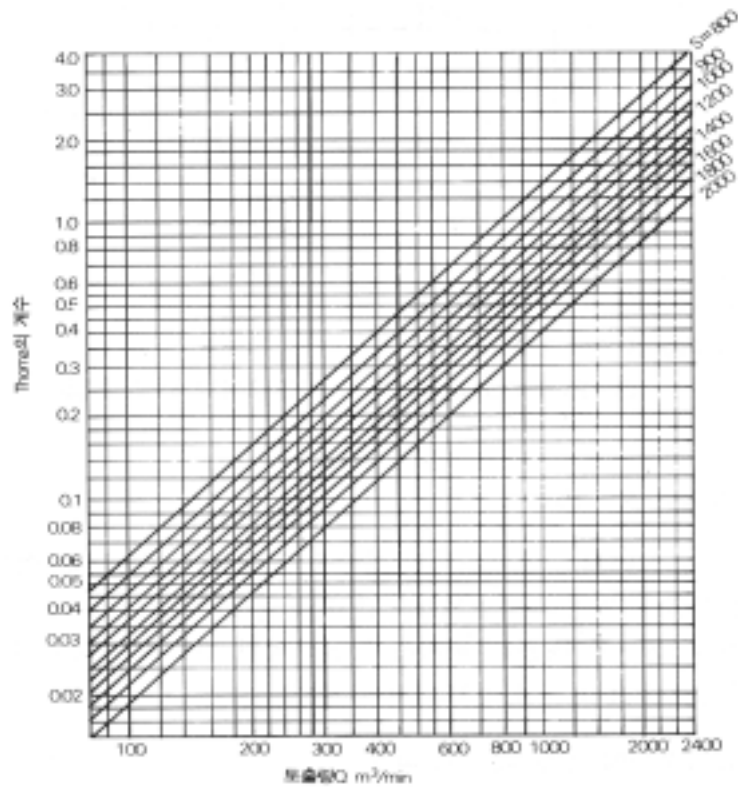


나) 캐비테이션 계수

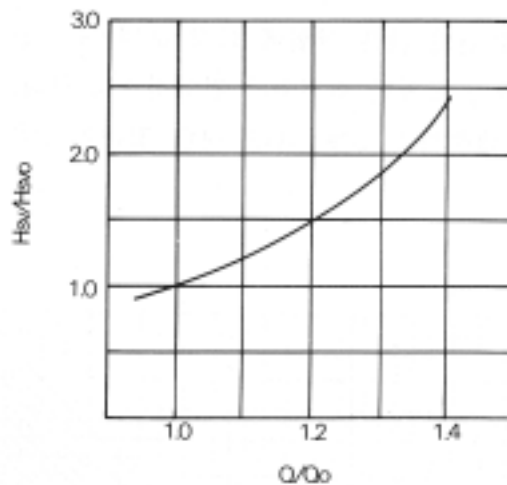
NPSH_{re}를 대략 검토하기 위한 또 하나의 방법은 다음에 표시하는 캐비테이션계수 (또는 Thoma 계수)가 있다. 펌프 전양정을 H, 그 점의 필요 흡입수두를 H_{sv}로 표시하면 Thoma 계수(σ)는 다음과 같이 된다.

$$\sigma = H_{sv}/H = NPSH_{re}/H \quad (2. 21)$$

여기서 캐비테이션 계수 σ 의 값은 실험에 의해 구해지는 값이다. 단, 다만 펌프의 경우에는 첫째단 회전차의 전양정으로 한다. 그러나 σ 의 값은 일반적인 설계인 경우에 대하여는 S에 의해 대략 정해지는데 그림 2.23과 같이 된다.



이상은 모두가 펌프의 최고효율점에 대해서 성립되는 관계이다. 사용점이 펌프의 최고 효율점에서 벗어나게되면 유입각과 깃 각도가 달라지는 한편 유량이 큰쪽에서의 흐름 속도도 빨라져 깃 입구에서의 압력강하는 심해진다. 이 때문에 효율최고점에서 대유량 범위에 걸쳐 사용할 때는 특히 이점에 대해서 검토할 필요가 있다. 유량에 따른 필요 흡입수두의 변화는 설계에 따라 상당히 틀리나 개략 검토하기 위해서는 그림 2.24를 쓰면 된다.



여기서

Q_0 : 최고효율점에서의 유량

H_{sv0} : 최고효율점에서의 NPSH_{re}

그림 2.24 최고효율점에서 대유량시의 필요 흡입수두

다) 특수펌프의 NPSH_{re}

앞에서 기술한 NPSH_{re}는 일반적인 청수용 펌프등에 이용되는 실험값으로 Non-Clog형 또는 자흡식 등의 특수펌프에서는 더욱 큰 NPSH_{re}가 요구됨에 유의하여야 한다. 그러므로 상기의 내용은 계획시의 일반적인 검토에 사용되어야 하고, 상세 검토시는 제작자와 협의하여 검토되어야 한다.

3) 유효 흡입수두에 영향을 주는 요소

유효 흡입수두는 앞에서 설명한 바와 같이, 대기압(수면에 작용하는 압력), 포화 증기압,

흡입양정에 따라 정해지거나 이 값들은 여러 가지 영향을 받아 다양하게 변하므로 주의하여야 한다.

a) 양액의 온도

수온에 따라 액체의 포화증기압이 변하므로 유효 흡입수두는 변한다. 특히 고온인 경우에는 이것이 대단히 높아지므로 주의하여야 한다. 대표적인 액체의 온도와 액체의 포화증기압의 관계는 그림 2.25에 표시한바와 같다

b) 액질

취급액에 따라 그림 2.25에 나타낸 바와 같이 포화증기압이 변하므로 특수액을 취급하는 경우는 이 값에 따라 유효 흡입수두를 정한다.

c) 흡수면에 작용하는 압력

이것은 유효 흡입수두에 직접 영향을 준다. 흡수면이 밀폐 탱크내에 있을때는 대기압 대신에 탱크내의 수면에 작용하는 압력을 쓴다. 또한 대기압 및 포화 온도는 펌프가 설치되어 있는 고도에 따라서 변하게 되므로 유의하여야 한다. 그림 2.26은 고도와 표준 대기압 및 물의 포화 온도와의 관계를 표시한다.

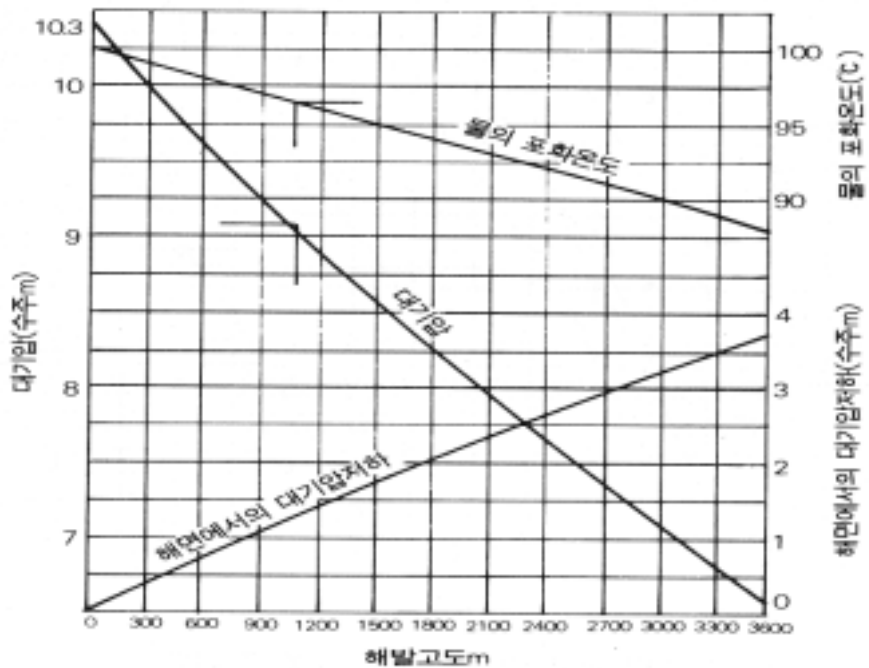
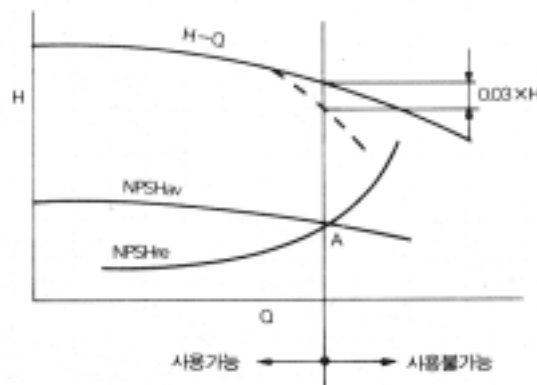


그림 2.26 해발높이와 대기압 및 포화온도

2. 3 캐비테이션이 발생하지 않는 조건

1) 캐비테이션의 발생없이 펌프를 안전하게 운전하기 위하여는 펌프 입구 직전에서의 전압력을 액체의 포화증기압 보다도 $[NPSH_{re} \times (1+a)]$ 에 상당하는 압력이상으로 높일 필요가 있으므로, 운전범위내에서 항상 $[NPSH_{av} > NPSH_{re}(1+a)]$ 의 관계를 유지 하여야만 한다. 일반적으로 a의 값으로 $a \geq 0.3$ (단, $NPSH_{re} \times 0.3 \geq 0.5m$)를 채용하는 것이 바람직하다.

2) 예를 들면 볼류트 펌프 성능곡선에서 일반적으로 토출량의 증가와 함께 펌프의 $NPSH_{re}$ 도 증가하나 역으로 System에서 결정되는 $NPSH_{av}$ 은 감소한다. 그러므로 그림 2.27에 나타낸 바와 같이 두 개의 NPSH 곡선이 A점에서 교차하게 되고, 교점 A에서 좌측이 사용 가능한 범위이고, 우측이 캐비테이션 발생 때문에 성능은 점선과 같이 저하하여 사용 불가능하게 되는 범위이다.



주) 펌프에 따라서는 부분유량 범위에서 $NPSH_{re}$ 가 증가하는 경우도 있다.

2. 4 탄화수소 화합물의 흡입수두 보정

탄화수소 화합물을 취급하는 경우, 펌프의 $NPSH_{re}$ 의 값은 청수(냉수)를 대상으로 한 경우의 값보다 작게 되므로 이를 보정하여야 한다. 참고로 HIS(Hydraulic Institute Standards 1975년판)의 $NPSH_{re}$ 의 보정량을 그림 2.28에 나타내었다. 단, 운용상 이 $NPSH_{re}$ 의 보정량은 청수(냉수)인 경우의 $NPSH_{re}$ 의 1/2 이내로 한정하는 것으로 HIS에 기록되어 있음에 유의해야 한다. 이해를 돕기 위하여 다음 두가지 예를 들어 보정을 실시해 보기로 하자.

1) 적용예 1

- a) 청수를 대상으로 한 경우 펌프의 NPSHre 값을 임의로 5m로 잡는다.
- b) 펌프가 온도 -10. C의 Propane을 양액으로 운전되고 있다면 이 경우의 양액의 증기 압은 3.5kgf/cm² abs(점 A)가 된다.
- c) 온도 -10. C 와 Propane 의 파선과의 교점 A에서 NPSHre의 보정량 B는 1.7m가 된다.
- d) 그러므로 수정후의 NPSHre는 청수인 경우의 NPSHre에서 -10. C의 Pro-pane의 NPSHre 보정량을 공제하여 수정한 NPSHre는 5-1.7= 3.3m로 한다.

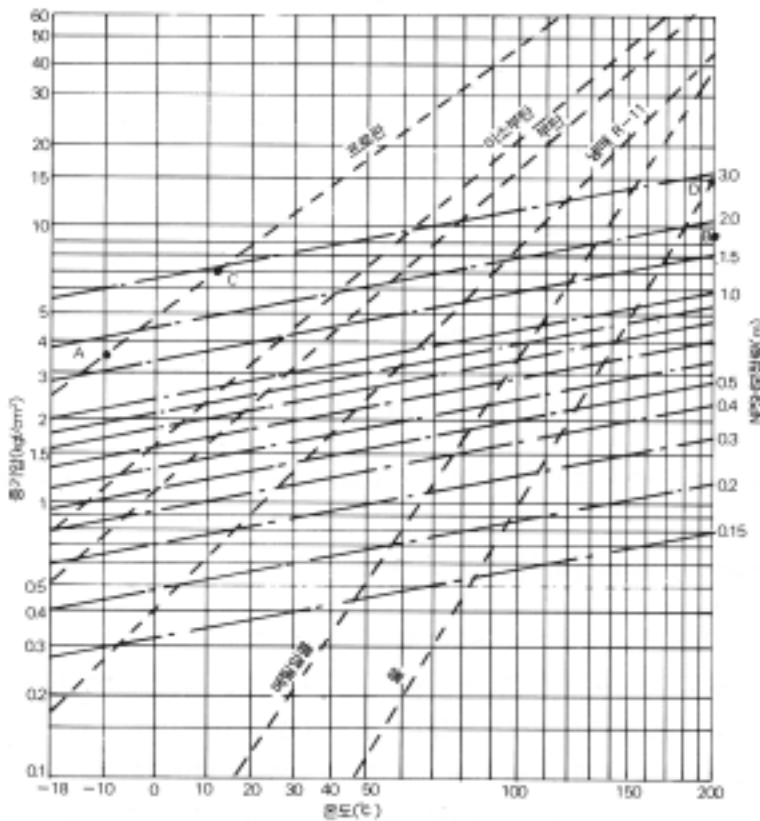


그림 2.28 탄화수소의 NPSH 보정량

2) 적용예 2

- a) 상기와 같은 펌프로 온도 12.8. C 의 Propane를 취급한다면, 이 경우의 Pro-pane의 증기압은 7.0kgf/cm^2 abs(교점 C)가 된다.
- b) 온도 12.8. C와 Propane의 파선과의 교점 C에서 NPSHre 보정량 D는 2.9m가 되고, 이보정량(2.9m)은 앞에서 기술한 청수인 경우의 NPSHre(5m)의 1/2보다 크므로 보정량의 한계를 2.5m로 한정하여야 한다.
- c) 그러므로 수정후의 NPSHre는 청수인 경우의 NPSHre에서 보정량의 한계인 2.5m를 공제하여 NPSHre는 $5-2.5=2.5\text{m}$ 가 된다.

2. 5 흡입조건 개선을 위한 대책

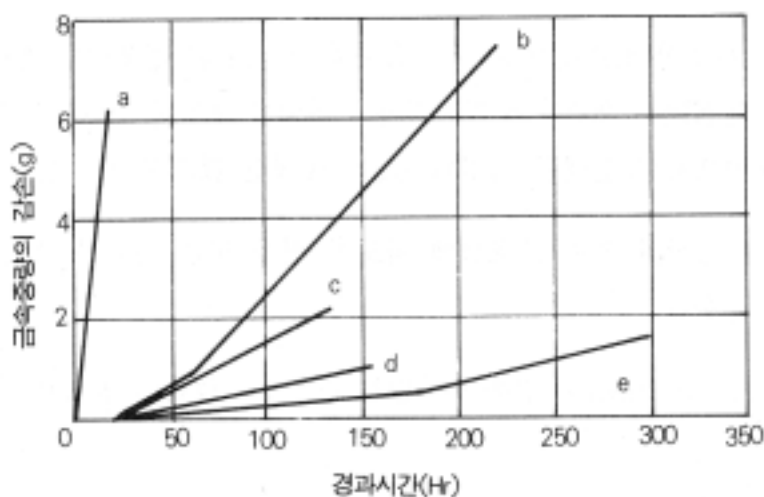
펌프의 설비계획 및 사용시 캐비테이션을 방지하기 위하여는 다음과 같은 것을 고려할 필요가 있다.

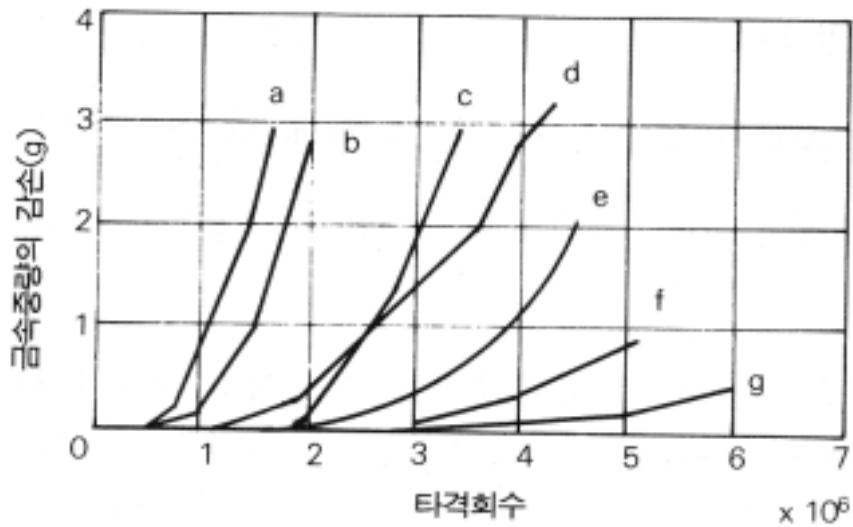
- 1) 펌프의 설치위치를 가능한 한 낮게 하고, 흡입손실수두를 최소로 하기 위하여 흡입관을 가능한 한 짧게 하고, 관내 유속을 작게하여 가능한 한 NPSHav를 충분히 크게 한다.
- 2) $\text{NPSHav} \geq 1.3 \times \text{NPSHre}$ 가 되도록 한다.
- 3) 횡축 또는 사축인 펌프에서 회전차 입구의 직경이 큰 경우에는 캐비테이션의 발생 위치와 NPSH 계산상의 기준면과의 차이를 보정하여야 하므로 NPSHav에서(근사적으로) 흡입배관 직경의 1/2을 공제한 값으로 계산한다.
- 4) 흡입수조의 형상과 치수는 흐름에 과도한 편류 또는 와류가 생기지 않도록 계획하여야 한다.
- 5) 편흡입 펌프로 NPSHre가 만족되지 않는 경우에는 양흡입 펌프로 하는 경우도 있다.
- 6) 대용량펌프 또는 흡상이 불가능한 펌프는 흡수면보다 펌프를 낮게 설치하거나, 입축펌프로 선택하여 회전차의 위치를 낮게하고, Booster펌프를 이용하여 흡입조건을 개선한다.

- 7) 펌프의 흡입측 밸브에서는 절대로 유량조절을 해서는 안된다.
- 8) 펌프의 전양정에 과대한 여유를 주면 사용 상태에서는 지방 양정보다 낮은 과대 토출량의 범위에서 운전되게 되어 캐비테이션 성능이 나쁜점에서 운전되게 되므로 전양정의 결정에 있어서는 실시에 적합하도록 계획한다.
- 9) 계획 토출량 보다 현저하게 벗어나는 운전은 피해야 한다. 양정변화가 큰 경우에는 저양정 영역에서의 NPSH_{re}가 크게 되므로 캐비테이션에 주의하여야 한다.
- 10) 외적조건으로 보아 도저히 캐비테이션을 피할수 없을 때에는 임펠러의 재질을 캐비테이션 피식에 대하여 강한 재질을 택한다.
- 11) 이미 캐비테이션이 생긴 펌프에 대해서는 소량의 공기를 흡입측에 넣어서 소음과 진동을 적게 할 수도 있다.

2. 6 캐비테이션 피식에 강한 재료

펌프의 내부에 캐비테이션이 생기면 기포가 터지는 근처의 표면에 무수한 구멍이 생겨 나중에는 재료를 훼손시킨다. 이것을 피식이라 하며, 기포가 터질 때 생기는 충격압에 따른다고 풀이되고 있다.





괴식의 정도는 재질에 따라 다르며 심한 것과 비교적 작은 것이 있다. 따라서 캐비테이션을 피할 수 없는 경우에는 괴식에 강한 재료를 써서 손상을 줄이는 것이 바람직하다. 펌프용 재료로서 특히 내 캐비테이션성을 고려할 필요가 있을 때에는 18-8 스테인레스강, 13Cr 스테인레스강 등이 사용된다.

그림 2.29에 캐비테이션에 따른 각종 금속의 소모감량을 조사한 것을 표시한다. 또 그림 2.30은 물의 체트를 재질이 다른 각종의 시험편에 뿜어서 감손량을 조사한 것을 표시한다. 기타 금속재료의 캐비테이션에 대한 내식성 순위는 3장의 금속재료의 내식성 순위표 참조한다.

3. 서어징 (Surging)

3.1 서어징 현상

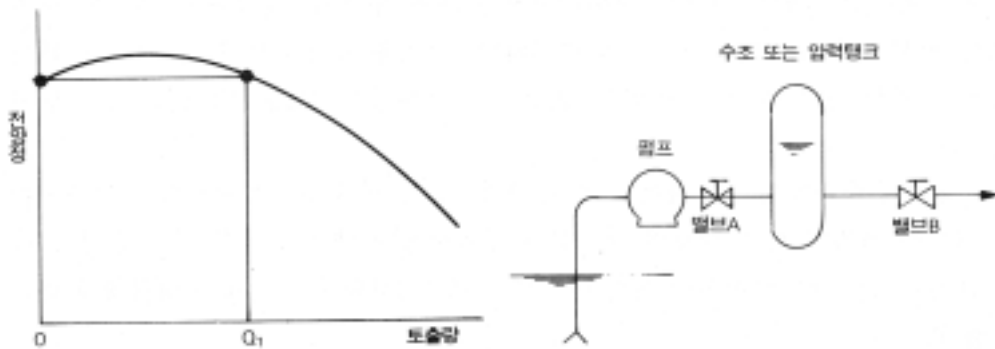
서어징 현상으로는 펌프 운전중에 압력계의 눈금이 어떤 주기를 가지고 큰 진폭으로 흔들림과 동시에 토출량도 어떤 범위에서 주기적인 변동이 발생되고, 흡입 및 토출 배관의 주기적인 진동과 소음을 수반하게 된다.

3.2 서어징의 발생조건

서어징은 다음의 조건이 동시에 갖추어졌을 때에 한하여 발생한다.

- 1) 펌프의 H-Q곡선이 그림 2.31과 같이 오른쪽 위로 향하는 산형 구배특성을 가지고 있다.
- 2) 펌프의 토출 관로가 길고, 배관 중간에 수조 또는 기체상태의 부분(공기가 피어 있는 부분)이 존재 한다. (그림 2.32 참조)
- 3) 기체상태가 있는 부분의 하류측 밸브 B에서 토출량을 조절한다.
- 4) 토출량 Q_1 이하의 범위에서 운전한다.

즉, 펌프가 산형 구배특성을 가져도 상기의 조건 중에서 어느 하나의 조건이 만족되지 않아도 서어징은 발생하지 않는다. 예를들면 펌프의 직후 밸브 A만으로 유량을 조절하는 경우에는 서어징이 발생하지 않는다.



3.3 서어징의 방지법

- 1) 펌프의 H-Q 곡선이 오른쪽 하향 구배특성을 가진 펌프를 채용한다.
- 2) 유량 조절밸브의 위치를 펌프 토출측 직후에 위치시킨다. (밸브 A로 조정한다.)

- 3) 바이패스관을 사용하여 운전점이 펌프의 H-Q 곡선이 오른쪽 하향 구배 특성 범위에 있도록 한다.
- 4) 배관중에 수조 또는 기체 상태인 부분이 존재하지 않도록 배관한다.

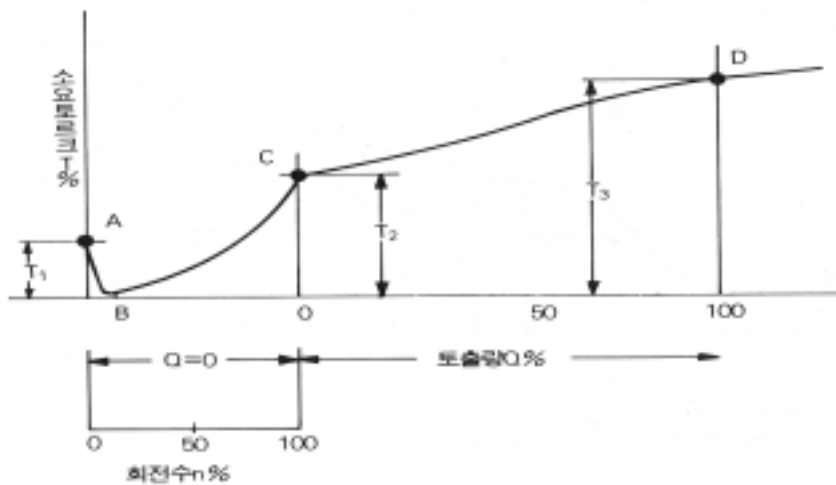
4. 펌프 기동 토크(Torque) 특성

일반적으로 원심펌프의 체절축동력 비는 1보다 작기 때문에 토출측 밸브를 전폐한 상태에서 기동한다. 그러나 축류펌프는 체절축동력 비가 1보다 훨씬 크기 때문에 토출측 밸브는 전개 또는 토출측 밸브를 설치하지 않고 체크밸브나 관끝의 역류방지 밸브만의 자연적인 개방으로 기동시킨다.

4.1 토출측 밸브의 전폐기동

토출측 밸브가 전폐되어 있는 경우, 펌프가 정지 상태에서 정규 회전수에 도달할 때 까지의 소요 동력은 회전수의 약 3승에 비례해서 증가하고, 정격 회전수에 도달되면 펌프의 체절 축동력과 일치한다.

한편, 소요 토크는 회전수의 약 2승에 비례해서 증가하여 체절점에서 체절 축동력에 대응되는 체절 소요토크(T_2) C점과 일치한다. (그림 2.33 참조)



펌프를 기동하기 위해서는 베어링의 저항이나 패킹의 조임에 따른 정지 마찰 토크와 회전체의 관성(회전차내에 포함된 물의 중량도 포함)을 이겨낼 수 있는 토크가 필요하다. 이 토크는 회전하기 시작할 때에만 필요하고, 그 값(T_1)은 정격토크 (T_3)의 10~30% 정도이지만 일단 회전하기 시작하면 그림에 나타난 바와 같이 급격히 감소하고, 그 이후는 거의 수력 토크의 특성에 따라 상승한다. C점 이후의 토크는 토출측 밸브를 점차적으로 열면 펌프의 축동력곡선에 상당하는 토크 곡선C→D로 변화하여 기동할 때의 토크 변화는 A→B→C→D가 된다.

4. 2 토출측 밸브 개방 기동

일반적인 원심 펌프에서 만약 토출측 밸브가 전폐된 상태라면 앞에서 설명한 바와 같이 펌프 가속중의 토크는 그림 2.34의 ABC에 따라 증가하지만, 기동전에 이미 밸브가 열려져 있으면 관로 저항곡선과의 관계에서 부분 속도 n' 부터 송수가 시작되고, 100% 속도로 되면 정격유량이 흐르기 때문에 소요 토크 T_3 로 된다.

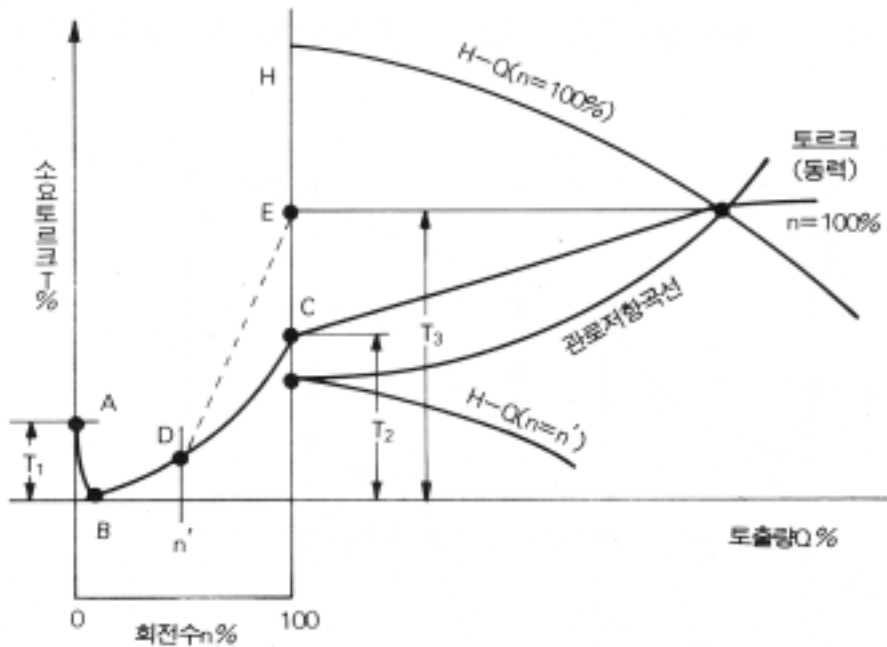


그림 2.34 토출측 밸브 전개시의 토크

따라서 기동 토크 곡선은 회전수 n' 에서 굴곡점 D가 생겨 ABCD와 같은 경로를 거치기 때문에 원동기에 걸리는 기동 과도기의 부담이 다르게 된다. 그림 2.34에서는 일반적인 원심펌프의 예를 나타내기 위해 밸브 개방 기동을 함으로써 전폐 기동보다도 원동기의 부담이 커지는 것처럼 나타나 있지만, 축류펌프에서는 정격 송수중의 토크 T_3 가 정격속도일 때, 체절부근에서의 소요토크 T_2 보다도 작기 때문에 밸브를 전개한 상태로 기동하는 편이 원동기의 부담을 줄인다. 그림 2.35는 축류펌프의 예를 나타낸 것으로 기동시에는 A→B→D→E의 순으로 변화 한다.

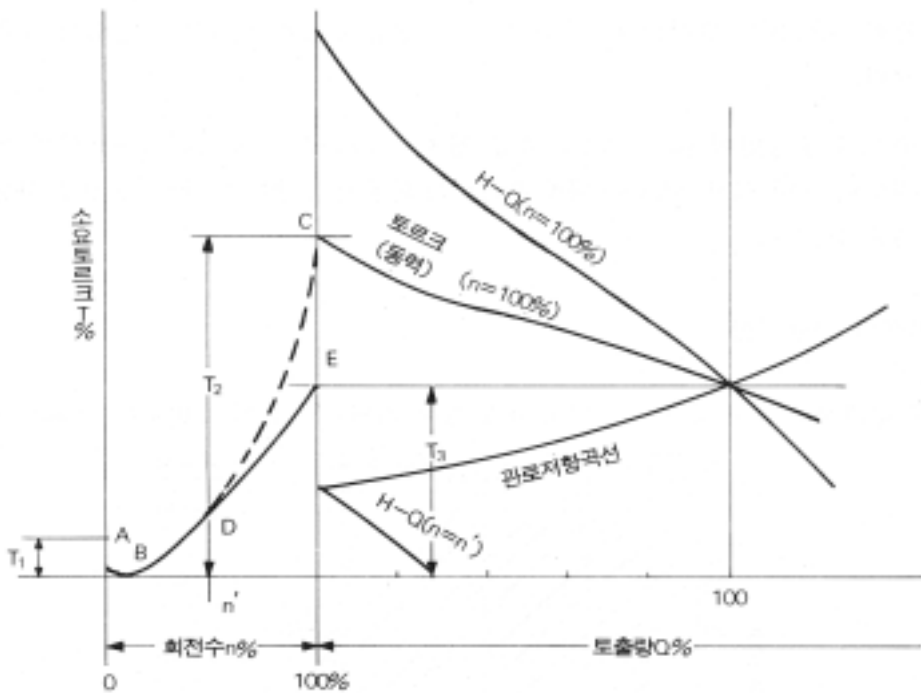


그림 2.35 축류펌프의 기동토크 특성

4. 3 기동토크의 문제점

- 1) 펌프를 순조롭게 기동시키려면 앞에서 설명한 바와 같이 펌프의 소요 토크보다 상회하는 토크를 펌프에 가해야 한다. 즉, 충분한 가속토크를 낼 수 있는 전동기를 써야 하고 부족기동 시간이 길어지므로 원동기의 발열이나 파손이 일어나는 중대한 문제로 발전한다.

- 2) 일반적으로 전동기에 직입기동하는 경우의 가속 토크 충분히 잡지만 Y- Δ 기동이나 감전압 기동 등에서는 시동시에서 운전시로 전환시킬 때 모터 토크와 펌프 토크가 비슷해지기 때문에 토크 전류값을 주의해서 검토하여야 한다.
- 3) 디젤기관의 기동 토크 특성은 기관 형식에 따라 다르지만 특히 직결 구동의 경우는 GD^2 가 큰 펌프 등에서는 기동지체가 될 가능성이 있기 때문에 충분한 검토를 요한다. 자동원심 클러치, 유체카프링 등을 상용하여 디젤기관이 충분한 토크를 발휘할 수 있는 속도로 상승시켜서 연결하는 방법이 바람직하다.
- 4) 펌프의 흡입상이 높은 경우, 축봉 장치나 스러스트 베어링 등에 의한 마찰저항이 특히 크게 되므로, 때에 따라서는 원동기 용량을 한단계 큰 것을 사용할 필요가 있다.

5. 펌프의 과열현상

펌프 운전시의 구동 동력은 양액의 유효 일과 기계손실 등에 소비되는 것 외에 크든작든간

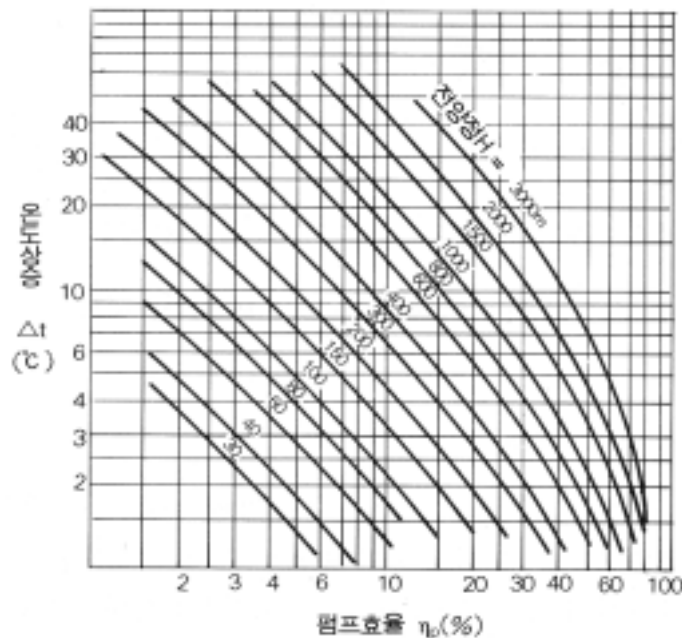


그림 2.36 수온상승선도

에 양액을 가열시키는데도 소비된다. 펌프의 토출량이 0 또는 극소의 상태에서 운전하면 펌프 효율이 현저히 저하되고, 원동기에서 나오는 동력의 대부분은 열로 되어 수온이 상승한다.

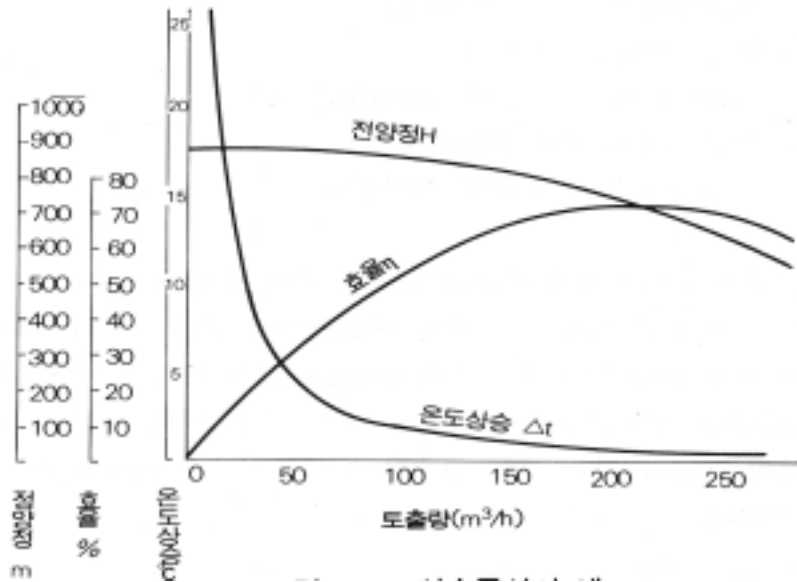


그림 2.37 상승곡선의 예

그림 2.37에 나타나 있는 바와 같이 토출량이 일정한 값으로 증가하면 온도상승 비율이 급격히 감소함을 알 수 있다. 또한 그림 2.36에 나타나 있는 바와 같이 전양정에 비례하여 커짐을 알 수 있다. 그러나 동일한 압력이라 하더라도 회전수가 증가하면 펌프가 작아지게 되어서 온도 상승이 커지게 되므로 고속 고압 펌프에서는 온도 상승이 문제로 되는 수가 많다. 이런 현상에 의해 심한 열변형이 발생될 뿐만 아니라 증기를 발생시켜 캐비테이션이나 내부 습동 부분이 타서 고착되는 원인이 되므로 고온수를 취급하는, 동력이 크고, 토출량이 작은(예를 들면 보일러 급수용) 펌프에서는 특별히 주의하여야만 한다.

5. 1 온도 상승의 계산식(일본 수력기계공학 편람에 따름)

펌프에서는 취급액이 물인 경우에는 펌프 외부로 누수가 전혀 없는 경우의 온도상승 Δt 는 다음식으로 주어진다.

$$\Delta t(^{\circ}\text{C}) = \frac{A \times (1 - \eta_p) \times H}{\eta_p \times C} = \frac{1 - \eta_p}{427 \times \eta_p} \times H \quad (2.22)$$

여기서 η_p : 사용량 Q에서의 펌프효율

H : 토출량 Q에서의 전양정(m)

C : 비열 (1kcal/kg. C)

A : 1/427 = 일의 열당량 (kcal/kg·m)

Δt : 토출량 Q에서의 온도상승 (C)

통상 $\Delta t < 10 \sim 15$ °C로 제한한다.

이 온도 상승은 펌프의 전양정에 비례하여 크게 되며, 또한 동일 양정의 펌프에서도 고속으로 되는 만큼 펌프는 소형으로 되어 방열면적이 감소하여 조건이 나쁘게 되어서 온도 상승이 크게 된다. 더구나 축추력 Balance 장치를 가지는 펌프에서는 Balance 장치에서의 Return수를 급수조로 회수시키는 경우 그 Return수에 의한 방열과 Balance 장치에서의 감압에 의한 온도상승을 고려하면 Return수의 온도상승 Δt 는 다음 식으로 표시된다.

$$\Delta t = \left[\frac{H}{427} \times \frac{1 - \eta_p}{\eta_p} \times \frac{Q_e}{Q + Q_e} \right] + \frac{H}{427} \quad (2.23)$$

Q : 사용유량 t/h

Q_e : Return유량(Balance장치에서의 방유량) t/h

Δt , η_p , H는 앞에서 서술한 식에서와 동일

여기에서 위의 제1항은 펌프 내부에서의 온도상승, 제2항은 Balance장치에서의 감압에 의한 온도상승을 나타낸다. 이러한 이유 때문에 Balance장치에서의 액체의 증발을 막기 위하여는 펌프 흡입구 액온에 Δt 를 가산하고, 또한 약간의 여유치를 가산한 양액의 온도에 대한 포화증기압 이상의 압력을 Balance장치의 실내에서 유지될 수 있도록 하여야 한다.

5. 2 캐비테이션의 영향

축추력 Balance 장치로부터 Return수를 펌프 흡입구로 회수시키는 다단터어빈 펌프 등에서는 토출량이 극단적으로 감소하면 Return수의 온도도 상승하기 때문에 흡입구에서 섞인

후의 양액의 포화 증기압도 높게 되어 흡입측에 캐비테이션 발생이 쉽게 되므로 유효 흡입

수두를 충분히 크게 잡아야만 한다.

$$\Delta t = \frac{H}{427} \times \left[\frac{1-n\rho}{n\rho} + \frac{Qe}{Q+Qe} \right] \quad (2. 24)$$

$$T_1 = \frac{Q \times T_0 + Qe \times (T_0 + \Delta t)}{Q + Qe} \quad (2. 25)$$

여기서, T_1 은 Return 수가 흡입구에서 섞인 후의 양액의 온도 (。C)

T_0 는 Return 수가 섞이기 전의 흡입구에서 양액의 온도 (。C)

그러므로 캐비테이션의 영향에 대해서는 앞에서 서술한 T_1 에 대한 문제의 해결 및 흡입구에서의 액체의 증발을 방지하여야 한다. 즉, 흡입압력 > T_1 에 해당하는 포화증기압 \pm NPSHre, 흡입압력 > ($T_0 + \Delta t$)에 해당하는 포화 증기압 이라는 두 조건을 만족시켜야 한다.

5. 3 과열방지 대책

펌프의 토출량을 교축하면 온도 상승이 점점 커져서 결국은 허용최고온도를 초과하기에 이른다. 이를 방지하기 위하여 허용 최소 토출량 이하로 되면 토출측의 Relief장치를 열어서 펌프의 토출수를 흡입탱크로 되돌릴 필요가 있는데 이 장치는 펌프와 토출 슬루우스 밸브와의 사이에 설치하여야 한다.

1) 상시 Relief 장치

일반적으로, 펌프 토출압력이 50kgf/cm² 이하에 사용된다. 이 장치는 펌프가 통상다량 토출하여 수온상승의 염려가 없는 경우에도 항상 저압부로 Relief Return을 계속 하므로 무효 동력이켜서 저효율 운전이 되는 문제가 있으나 장치는 단순하다. (펌프 용량에 Relief량을 가산하여야 한다.)

2) 자동 Relief밸브 부착 Check 밸브를 사용하는 방법

일반적으로 펌프 토출압력이 140kgf/cm² 이하에 사용된다. 이 장치는 펌프의 정상 운전중에는 Relief 라인이 폐쇄되고, 허용최소토출량 이하로 되면 자동적으로 밸브가 움직여 Relief라인을 열어서 Relief수를 방출한다. 이 Relief 라인의 개폐는 펌프 토출량에 따라서 자동적으로 행해지는 것이다.

3) 유량을 검출하여 Relief 밸브를 작동시키는 방법

저항곡선이 R과의 교점이 A가 운전점이다. 사용후의 경년변화에 의해 배관에 녹이 발생하면 관로저항곡선이 R'로 되고 운전점도 B로 이동하여 토출량은 감소하게 된다. 위와 같은 것을 예방하기위하여 R'인 관로저항에도 소요토출량 Q를 확보할 수 있도록 펌프 성능에 미리 여유를 주어 점선으로 표시한 바와 같은 H-Q곡선으로 잡는 것이 필요하다.(단, 성에너지의 관점에서 과도한 여유는 피하여야 한다.) 단, 이 경우 토출밸브가 전개된 경우의 초기 운전은 C로 이동하여 과도하게 토출되므로 밸브제어를 실시하여야 한다.

2) 실양정이 변하는 경우

그림 2.39와 같이 실양정이 변동하면 밸브의 개도가 일정한 경우에도 관로저항곡선이 상·하로 팽팽 이동하므로 토출량이나 펌프 효율이 변하는 점에서 운전된다. 실양정이 변동하는 것은 배수 펌프등에서 많이 볼수 있으며, 고효율 범위에서 운전하기 위하여는 실양정 변동하는것은 배수 펌프등에서 많이 볼수 있으며, 고효율 범위에서 운전하기 위하여는 실양정 변동폭과 빈도를 고려하여 계획시에 펌프 최고효율점의 위치를 선정하여야 한다.

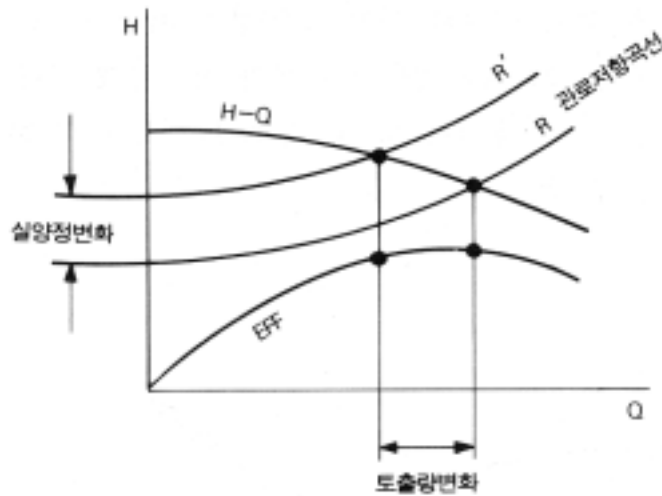


그림 2.39 실양정 변동

3) 밸브제어

토출밸브 개도를 조절하는 것으로 관로저항곡선을 인위적으로 변화시켜서 토출량을 조절하는 수가 있다.(그림2.40 참조) 단, 밸브를 완전히 열었을 때의 교점 A가 System에서 얻을 수 있는 최대 유량을 표시한다.

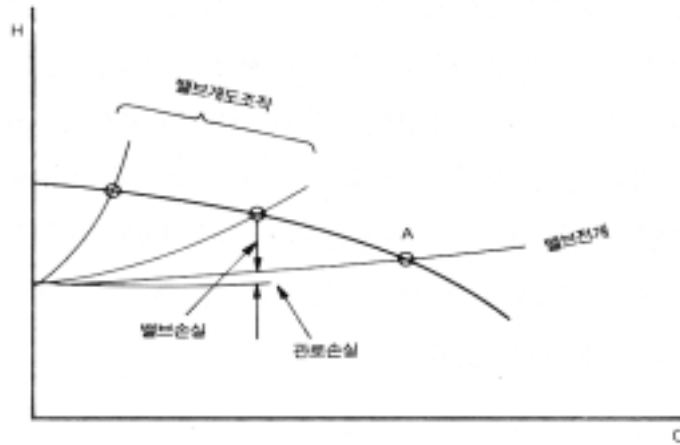


그림 2.40 토출밸브제어

4) 속도제어

펌프의 회전수를 조정하는 경우에는 펌프성능곡선상의 Q , H 가 회전수의 비의 1승, 2승에 비례하여 변한다는 것은 이미 펌프의 상사법칙{(12,2)}에 서술한 바 있고, H - Q 선상의 각 점의 궤적은 2차 곡선을 따라서 변하고 원점 0에서 끝난다.(그림 2.41참조) 그렇지만 운전점은 펌프특성과 어떤 실양정을 가진 관로 저항곡선과의 교점으로 표시되므로 앞에서 말한 1승, 2승의 관계가 어긋나게 된다. 그림 2.41에서 속도제어에 따라 H - Q 성능과의 대응점은 A_1 A_2 A_3 로 표시되나 펌프의 운전점은 저항곡선과의 교점 A_1 B_2 B_3 로 된다.

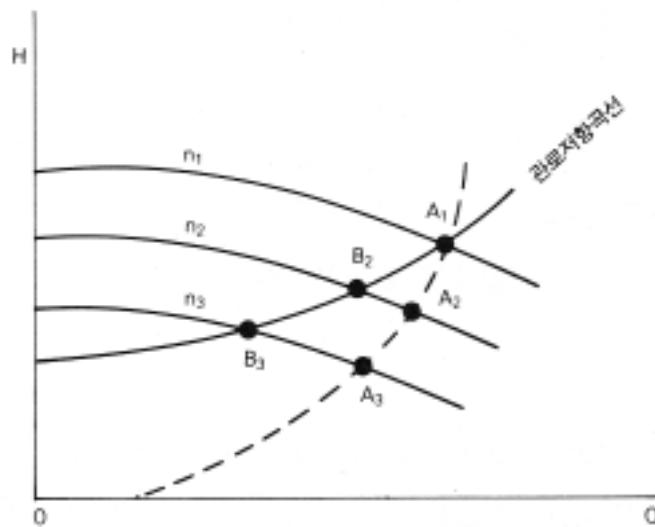


그림 2.41 속도제어

5) H-Q곡선 구배의 영향

- 최고효율점의 전양정에 비하여 $Q=0$ (체절)의 전양정이 비교적 높은 특성(급구배 특성)의 펌프는 평탄한 구배 특성의 펌프에 비하여 양정이 변동(관로저항의 변동)하여도 토출량의 변화 ΔQ 는 작다. (그림 2.42)
- 실양정이 거의 변화하지 않는 System(예를들어 보일러 급수나 관개용 등)에서는 펌프특성이 급구배인 펌프보다도 평탄한 펌프로 하는 편이 유량 조절을 하는 토출밸브가 부담하는 압력도 작게되고, 관의 내압도도 작게 되는 잇점이 있다.
- 속도제어에 의해 유량 조절을 행하는 경우에는 펌프 특성이 급구배인 편이 평탄한 펌프보다도 정도가 좋고 안정한 조절을 할 수 있다.

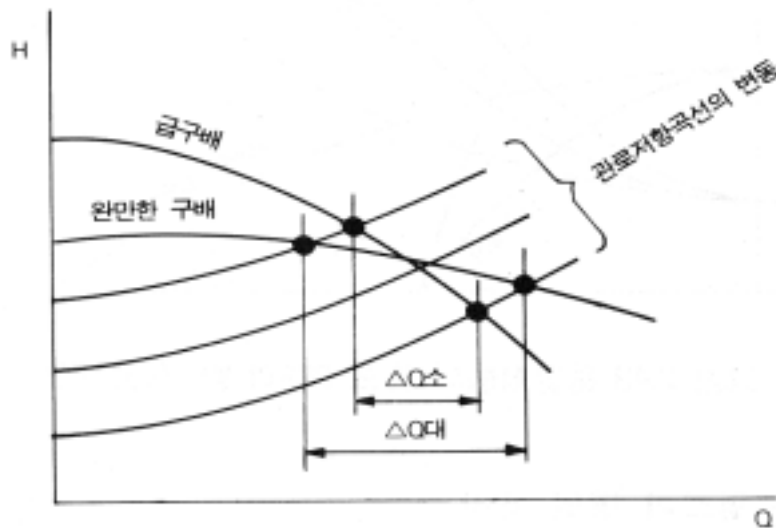


그림 2.42 H-Q 곡선 구배의 영향

6. 2 병렬, 직렬 운전

1) 병렬, 직렬 운전의 선정 조건

2대 이상의 펌프를 이용하여 토출량을 증가시키는 경우에 병렬, 직렬의 어느쪽이 유리한가는 저항곡선의 양상에 따라 정한다. 그림 2.43에 의해 알 수 있는 바와 같이 병렬, 직렬의 한계점은 병렬, 직렬, 연합특성의 교점 a로 된다. 관로저항곡선이 a점을 통과하는 R_2 보다 낮은 R_1 과 같은 경우는 병렬 운전하는 편이 직렬운전보다도 전체적으로 토출량이 크다. 또한 관

로저항곡선이 R_2 보다 높은 R_3 와 같은 경우는 직렬 운전하는 편이 병렬 운전 보다도 토출량이 크게 된다. 실양정의 변동을 포함하여 양정이 넓은 범위로 변화하는 System에서는 2대의 펌프를 조합시켜서 병렬, 직렬 어느 쪽으로 하더라도 안전하고도 경제적으로 운전하기 위하여는 복합 운전에서 각각의 펌프가 어떤 상황에서 운전되는지, 그 효율과 동력은 어떠한지는 물론 캐비테이션 발생에 대하여도 검토하여야만 한다.

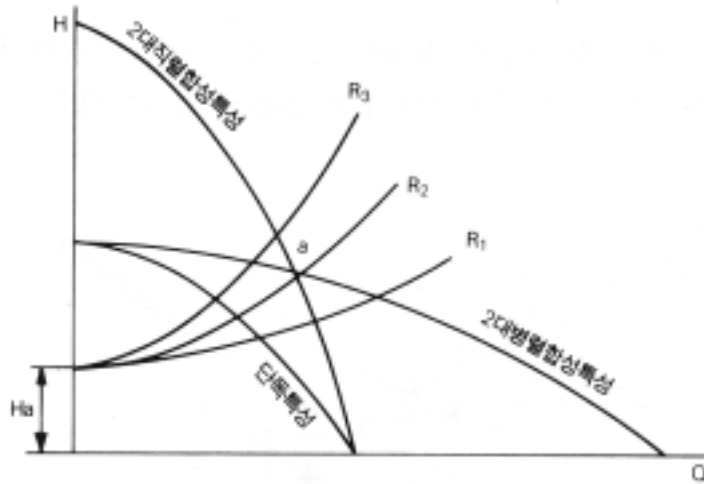


그림 2.43 동일성능의 펌프 2대의 병.직렬운전

2) 성능이 같은 펌프의 병렬 운전

여러대의 펌프가 공동으로 송수 본관에 접속하여 병렬 운전하는 경우에는 그림 2.44와 같이 각 펌프의 동일 양정에 대응하는 토출량을 더하여 펌프 전체 대수의 합성 H-Q 곡선을 구할수가 있다.

이 합성 곡선에서 전체의 운전점은 2대 합성의 경우는 B_1 이고, 3대 합성의 경우는 C_1 이 되며, 그것에 대한 각 펌프마다의 운전점 B_2 ,또는 C_2 를 그림상에서 구한다. 그림에 의해 밝혀진 바와 같이 관로저항곡선이 일정한 경우에는 각각의 펌프 운전점은 운전 대수에 따라서 $A \rightarrow B_2 \rightarrow C_2$ 로 변한다는 것을 알 수 있다. 펌프 합성 성능의 토출량은 각각의 성능을 단순히 대수 배하면 되지만 합성 운전점의 토출량의 1대의 운전시 대수 배하여서는 안되며, 오히려 대수가 증가함에 따라 토출량의 증가는 $a > b > c$ 로 작아진다. 이 경향은 관로 저항곡선이 그림 2.45와 같이 급격하게 오른쪽 위로 올라가는 구배이고, 펌프의 H-Q곡선이 평탄한 구배를 가지는 경우 더욱 현저하다.

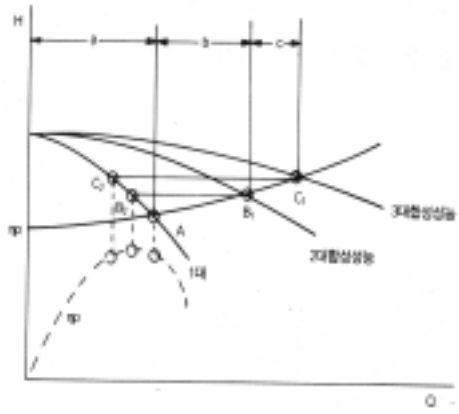


그림 2.44

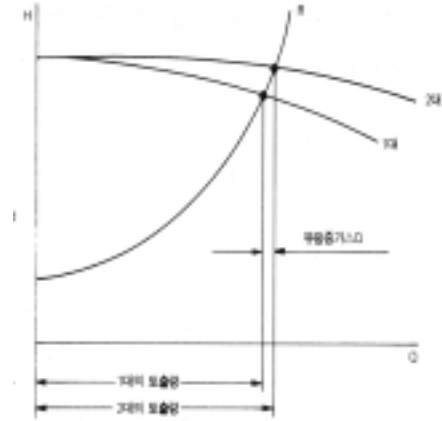


그림 2.45

3) 용량이 다른 펌프의 병렬 운전

그림 2.46에서 합성 운전점 A에서 그은 수평선이 크고 작은 각각의 단독 펌프 성능과 만나

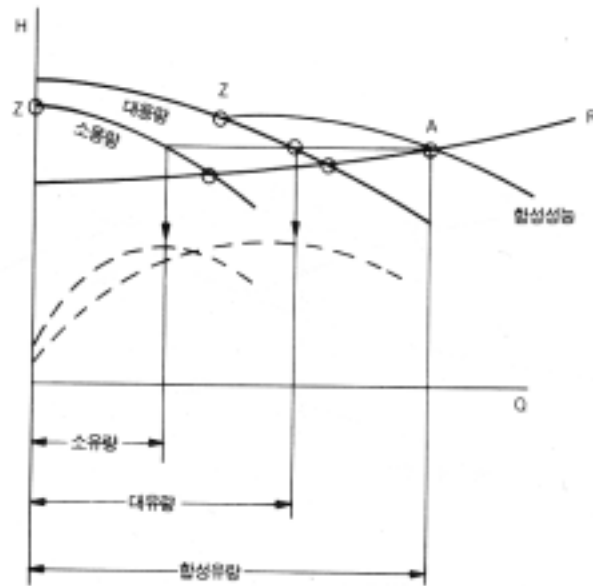


그림 2.46

는 점이 각 펌프 개개의 운전점이 되고, 합성 운전점 A의 양정이 소용량 펌프의 최고 양정 Z보다도 낮은 경우에는 두 펌프로 공히 양수 가능하다. 단, 그림 2.47과 같이 합류후 토출밸브 S에서 유량 조절을 행하는 경우에는 밸브를 서서히 닫으면 관로저항곡선이 지나치게 서게 되어 운전점 A의 양정이 Z보다 높게 되므로 소용량 펌프는 양정이 부족하게 되어 송수 불가능하게 된다. 이와 같은 경우에는 대용량 펌프만을 운전하고, 토출밸브 T₂ 에서 제어함이 좋다.

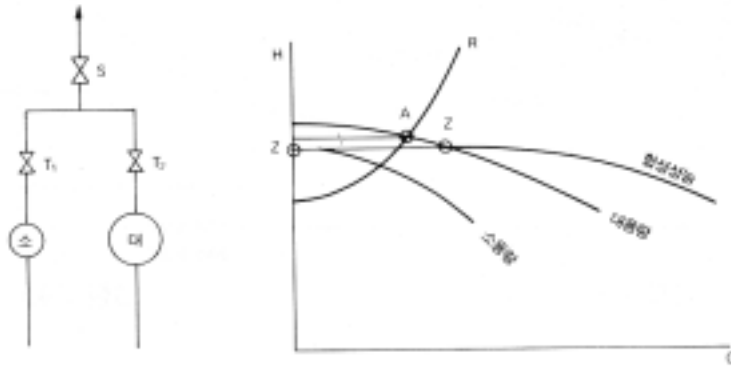


그림 2.47

4) 원심 펌프와 왕복동 펌프의 병렬 운전

왕복동 펌프의 H-Q곡선은 종좌표 축에 평행하므로 왕복동 펌프와 원심 펌프가 병렬로

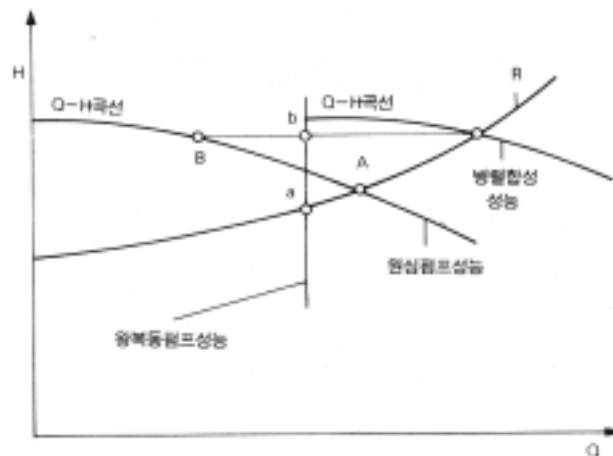


그림 2.48

운전될 때는 그림 2.48에 표시되어 있는 방법으로 운전점을 찾을 수 있다. 즉, 원심펌프는 단독 운전의 운전점 A에서 병렬 운전시의 운전점 B로 바뀌고, 왕복동 펌프는 단독운전시 운전점 a에서 병렬 운전시의 운전점 b로 바뀌어서 각각 운전되게 된다.

5) 불안정 성능의 병렬 운전

펌프 특성이 산형으로 불안정한 경우에도 관로 저항곡선과 단 1점에서 만나는 경우에는 안정하게 운전할 수 있다. 예를 들면 그림 2.49와 같이 관로저항곡선 R_1 아래에서 1대가 단독 운전중 이라면 운전점 A에서 안정하게 운전 가능하다. 그러나 두 번째 펌프가 추가 기동하는 경우, A점은 펌프의 체절 양정 C보다 높기 때문에 Check 밸브를 열리게 하는 능력이 없어 병렬 송수가 불가능하게 되어서 두 번째 펌프는 무송수 운전된다. 만약, 관로저항곡선이 R_2 라면 첫 번째 펌프의 운전점 B는 체절 양정보다도 낮으므로 두 번째 펌프는 완전하게 병렬운전 가능하다.

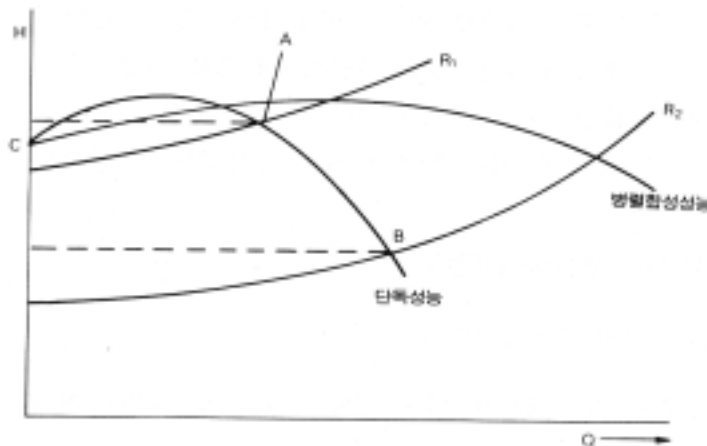


그림 2.49

6) 크고 작은 2대의 펌프의 직렬 운전

그림 2.50에 나타낸 바와 같이 용량이 크고 작은 2대의 펌프의 합성 직렬성능은 각각의 단독성능의 전양정을 합하여 구하면 된다. 관로 저항곡선 R_1 에서의 합성 운전점은 A로 되고, 각 펌프의 운전점은 B, C로 표시된다. 또한 관로 저항 곡선 R_2 가 Z보다도 낮으면 합성 운전점은 A'로 되나 작은 펌프의 운전점 C'가 음의 양정이기 때문에, 저항으로 작용하므로

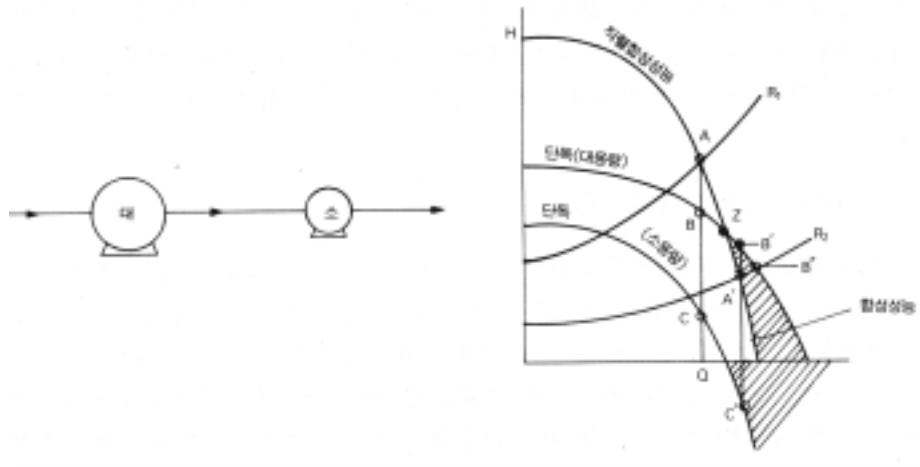


그림 2.50

큰 펌프1대만을 운전하는 편이 발생 양정이 B"로 많게 된다. 용량이 다른 펌프의 직렬운전 시에는 펌프를 반드시 작은 펌프의 첫째단 입구측으로 가압되도록 할 필요가 있으며 이것을 역으로 배치하면 큰 펌프의 입구측에서 캐비테이션이 발생한다.

6. 3 배관의 분지, 합류와 운전점

1) 저항이 다른 직렬 관로로의 송수

그림 2.51은 펌프 P에서 저항이 다른 관로를 직렬로 배관하여 높이 H_a 로 송수하는 경우이다.

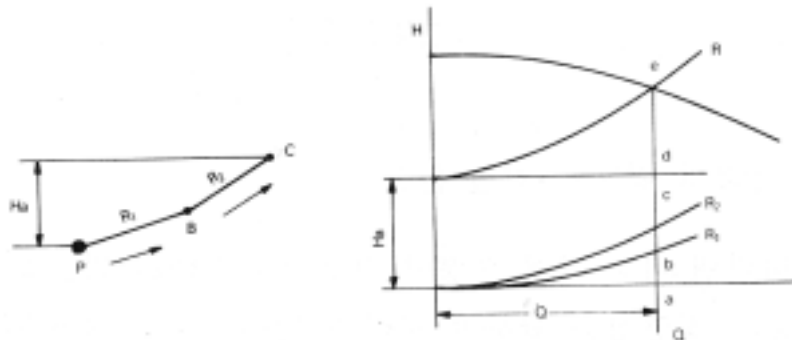


그림 2.51

두 개의 관로 저항을 R_1, R_2 로 하면 R_1 및 R_2 를 종 좌표축으로 합하여 배관계의 저항 곡선 R 을 얻는다. 즉 $ab+ac=de$ 로 된다. 그러므로 저항곡선 R 과 양정곡선과의 교점 e 가 펌프의 운전점이 된다.

2) 분지관으로의 송수

a) 실양정 0에서 저항이 다른 병렬 분지관으로의 송수

그림 2.52는 펌프 P 에서 분지되어 B, C 두 지점으로 송수하는 경우로 실양정이 0인 경우이다. R_1 을 PB 간의 관로저항, R_2 를 PC 간의 관로저항이라 하면 펌프에 대한 합성 저항 곡선 R 은 R_1, R_2 를 동일 양정에서 횡좌표축으로 합한 것이다. 즉 $ab+ac=ad$ 로 된다. 이 저항 곡선 R 양정곡선과의 교점 d 가 펌프의 운전점으로 되고, 펌프의 토출량이 Q 인 경우 Q_1 과 Q_2 가 각각의 관로를 흐르는 유량으로 된다.

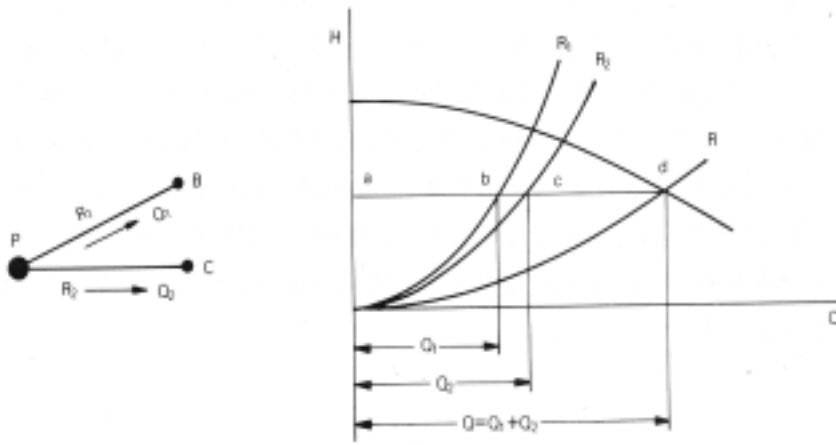


그림 2.52

b) 실양정 및 저항이 다른 병렬 분지관으로의 송수

그림 2.53은 펌프 P 에서 분지하여 B, C 두 지점으로 송수하는데 각각의 관로토출 높이가 Ha_1, Ha_2 이고, R_1 을 PB 간의 관로저항, R_2 를 PC 간의 관로 저항이라 하면, R_1, R_2 를 횡좌표축으로 더한 것이 연합저항 곡선 R 로 되고, 이것과 펌프의 양정곡선과의 교점 a 가 펌프 운전점으로 되며, 펌프의 토출량이 Q 인 경우, Q_1 과 Q_2 가 각각의 관로를 흐르는 유량이 된다.

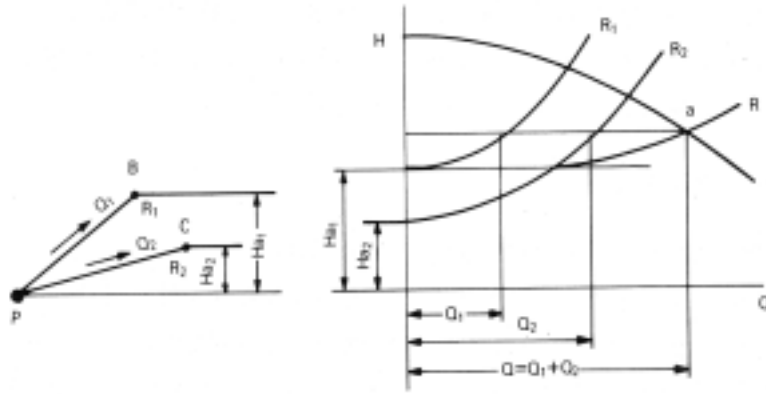


그림 2.53

c) 한 개의 관로를 도중에서 분지하는 병렬 관로로의 송수

그림 2.54는 펌프 P보다 H_{a1} 만큼 높은 B를 경유하여, 높이 H_{a2} 인 C점, 높이 H_{a3} 인 D 점 두 지점으로 송수하는 경우를 표시하며, 송수관로 저항은 PB간을 R_1 , BC간을 R_2 , BD 간을 R_3 로 하는 경우, B점에서의 펌프 특성곡선은 처음의 특성곡선 A에서 R_1 과 H_{a1} 간의 차를 뺀 곡선 A'로 된다. 다음에 BC, BD간의 연합 저항곡선 R을 구하여, 이것과 곡선 A'와의 교점 a'가 펌프의 토출량 Q로 되며, 그 교점에서 수평으로 직선을 그어, 각각의 관로저항 곡선 R_2 , R_3 와의 교점이 각각의 관로 C, D에 송수되는 유량 Q_2 와 Q_3 를 나타낸다.

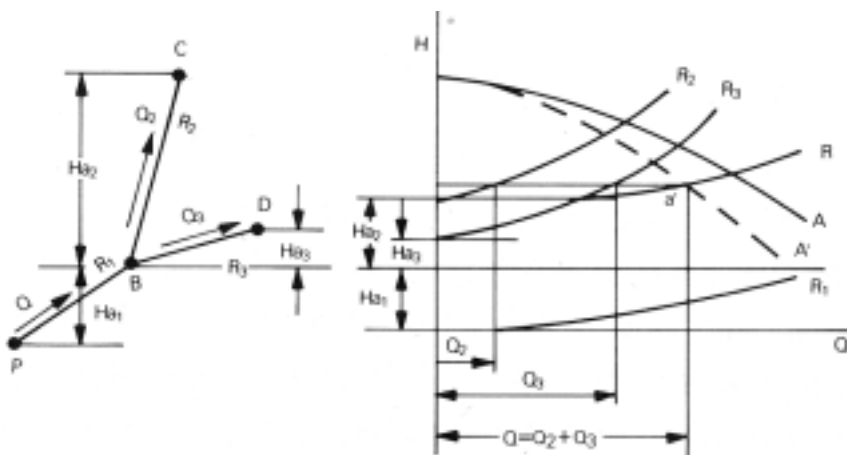


그림 2.54

d) 관로의 일정량을 뽑아내는 경우

그림 2.55는 펌프 P에서 말단 C에 이르는 송수관의 도중 B에서 Q_3 인 일정량을 뽑아 내는 경우로 실양정이 0인 경우에 대하여 서술하여 본다. PB간의 관로저항을 R_1 , BC간의 관로저항을 R_2 인 관로저항곡선은 횡좌표 축에서 Q_3 인 유량의위치 K를 원점으로 하는 곡선이 된다. 이 R_1 과 R_2 두개의 관로저항을 합성하면 연합저항곡선 R이 얻어지고, 이것과 펌프의 특성 곡선과의 교점 a가 펌프의 운전점으로 된다.

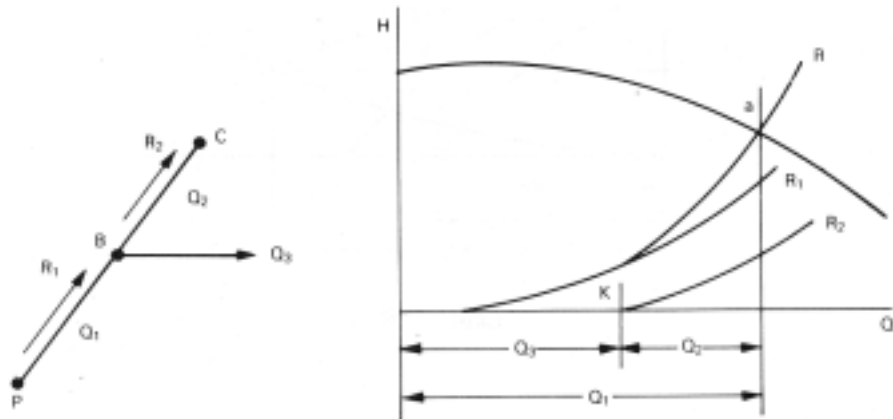


그림 2.55

3) 두지점에서 한지점으로 합류하는 관로로의 송수

그림 2.56은 A, B두개의 펌프장에서 각각의 저항 R_1 , R_2 인 송수관을 통하여 C점에서 합류하여 저항 R_3 인 합류관을 통하여 D에 송수하는 것으로 한다. 이 경우 AC, BC간은 펌프는 단독 운전되고 CD 간만이 펌프가 병렬운전 되므로 A와 B의 펌프 특성을 C점에서의 특성으로 변환시켜서 고려하면 된다. C점에서의 A펌프의 특성은, 그 특성 곡선 A에서 R_1 을 뺀 곡선 A'로된다. 같은 방법으로 B펌프의 C점에서의 특성은 B'로 된다. 여기에서 이두개의 변환특성 A' 및 B'를 가지는 2대의 펌프가 C점에서 D점으로 병렬 운전하는 것으로 생각하면 된다. 즉 A'+B'의 병렬 연합 특성 E를 그리고, 저항 R_3 와의 교점 a를 구하면 두대의 펌프의합계유량 Q_3 로 된다. 이 교점에서 수평선을 그어서 각 펌프의 토출 유량 Q_1 및 Q_2 를 얻는다. 이 그림은 A, B, C, D점을 모두 동일 레벨에 있는 것으로 고려하였으나 만약 각각의 지점에 고지가 있다면 실양정은 저항곡선에 가산하여 표시하면 된다.

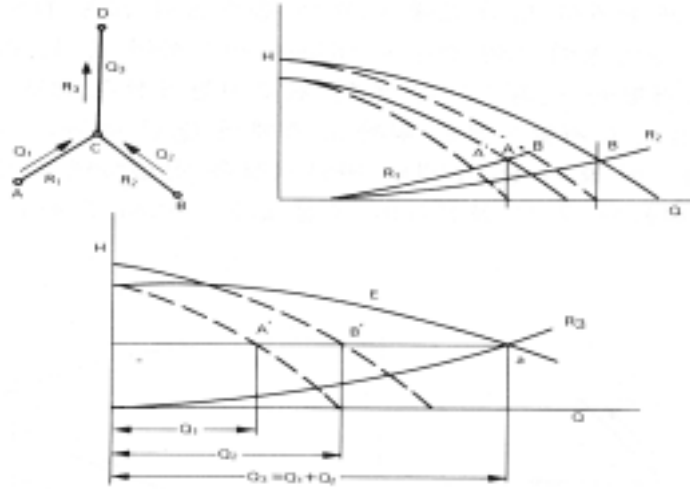


그림 2.56

4) 정격의 운전에 대한 이해

a) 펌프의 운전에서 토출 밸브를 전부 열어서 펌프가 발생시키는 H-Q에너지를 완전히 활용하는 것이 실효율이 가장 높은 운전이다. 일반적으로 복수 대의 펌프의 병렬 계통에서는 유량 부하가 증가하여도 가능한 한 소수의 펌프로 꾸려나가므로써 외관상으로는 펌프 효율이 낮은점에서 운전 되더라도 총 동력은 작다.

b) 이와같이 토출 밸브를 완전히 열어서 운전하는 경우에는 각각의 펌프는 종종 정격점을 초과한 최대 토출량 상태에서 운전되기 때문에 다음의 문제를 발생시킬 수가 있다.

가) 캐비테이션이 일어나기 쉽고, 그 때문에 소음을 발생하며, 극단적인 경우에는 송수 불가능하다.

나) 비속도가 작은 펌프에서는 원동기에 과부하가 걸린다.

c) 운전을 단독 또는 병렬운전 등 변화시킬 때에 생기는 운전점의 추이는 H-Q곡선과 관로저항곡선의 구배 여하에 따라 현저하게 양상이 변하므로 각각의 계획에 대하여 검토하여야만한다.

d) 병렬운전시의 토출량은 펌프 가동 대수배로는 되지 않으며, 오히려 가동대수를 증가할수록 1대당의 토출량은 감소하여, 물의 단위량당의 송수단위 원가는 증가하게 된다.

그러므로 송수 본관내의 유량이 계절에 따라서 큰폭으로 변화하고, 더욱이 각각이 장기간 계속되는 계통에서는 고효율 운전을 하기 위하여 소유량시에 한하여 전용인 저양정 펌프군과 대유량시 전용인 고양정 펌프군으로 나누어 설치하여, 부하에 따라서 사용하는 것이 가장

합리적인 방법이다.

e) 고양정 펌프를 정격상태 보다도 현저히 작은 유량에서 운전하면 레디얼스러스트에 의해 주축이나 베어링의 손상이 발생하고, 회전차,케이싱의 이상 침식이나 과열등이 발생된다.