



# 工場電力設備管理와 에너지 節減 ⑤

## 1.7 動力負荷에의 速度制御 適用

### 1.7.1 運轉流量은 어떻게 해서 정해지는가—運轉流量은 需要·供給의 관계에서 결정된다

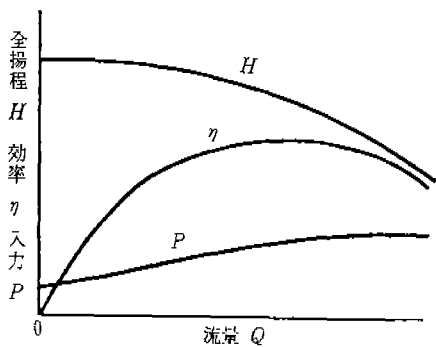
動力負荷로서 펌프를 예로 들어 速度制御 適用에 대해서 생각해 보기로 한다. 펌프는 液體(이하에서는 단순히 “물”(水)로 기술하도록 한다)을 보내는 機械이지만, 그 特性은 1次變量으로서 流量  $Q$ 를 취하여 流量이 變化했을 때 全揚程  $H$ (單位重量當의 “물”에 가해지는 에너지), 펌프에의 入力  $P$  및 効率  $\eta$ 가 어떻게 變化하는지로 표시하게 된다. 여기서는 우선 펌프의 運轉流量이 어떻게 해서 정해지는가에 대해서 기술한다.

앞에서 기술한 펌프의 特性, 다시 말하면 그림 1.58에 나타낸 바와 같이 橫軸에 流量  $Q$ 를 취하고 縱軸에 全揚程  $H$ , 入力  $P$  및 効率  $\eta$ 를 들어 나타낸 것이 펌프 固有의 特性이다. 이것에 대하여 펌프를 이용하여 물을 送水코자 하는 送水

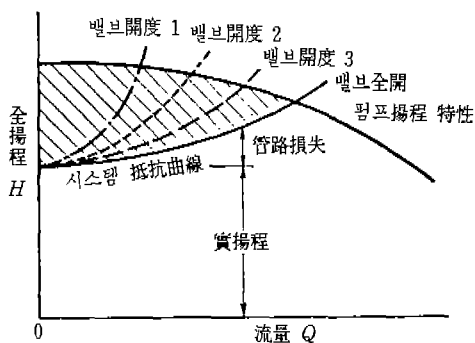
系측에서부터는 어떤 流量이 흐르도록 하기 위해서 所定の 揚程을 “물”에 가해야 하는데, 이로써 펌프에 요구되는 流量·揚程의 관계가 정해지게 된다. 전자의 펌프가 갖는 流量·全揚程 特性은 소위 “供給側”의 特性을 말하며 후자의 送水系의 流量·揚程 관계는 “需要側”의 特性으로서, 실제의 펌프는 이들 兩特性의 交叉點에서 運轉이 된다. 그림 1.59는 이것을 나타낸 것으로, 우측으로 기울어지는 曲線은 펌프가 갖는 流量·全揚程의 特性이고 우측으로 올라가는 포물선은 送水系에서 펌프에 대해 요구되는 特性으로, 이것을 통상 시스템 抵抗曲線 또는 단순히 抵抗曲線이라 부른다.

### 1.7.2 시스템 抵抗曲線

시스템 抵抗은 實揚程과 管路의 損失헤드(Head)로 된다. 實揚程이라고 하는 것은 최종적으로 “물”에 남는 單位重量當 에너지, 즉 헤드로

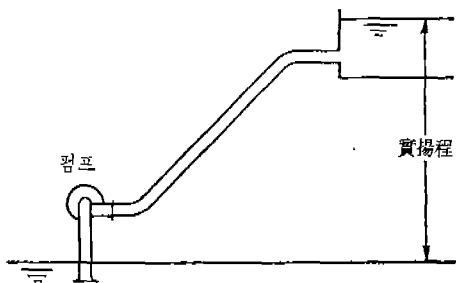


<그림 1.58> 펌프 특성



<그림 1.59> 시스템 저항곡선

서 그림 1.60에 일반적인 送水系를 나타내고 있다. 이 그림에서 표시하는 바와 같이 吸入측의 水槽 또는 연못과 吐出측 水槽 또는 연못간의 헤드



<그림 1.60> 送水系

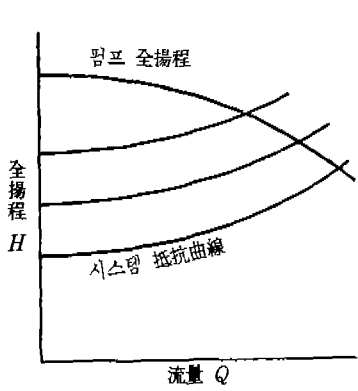
차를 말하며, 통상은 이들 兩水面의 높이의 차이이다. 吸入측과 吐出측의 水槽에는 大氣壓 이외의 壓力이 作用하고 있는 경우도 있다. 그와 같은 경우 그 壓力을 그 液柱로 나타낸 量, 다시 말하면 壓力헤드와 位置에너지 즉 位置헤드와의 합이 각각의 水槽內的 全헤드로서, 吐出측과 吸入측 水槽內的 물의 全헤드의 差가 實揚程이다.

한편, 管路의 損失헤드는 문자 그대로 吸入側의 水槽에서 吐出側 水槽에 이르기까지의 管路로서 “물”이 받는 損失헤드의 總合으로, 여기에는 吐出側 水槽에 吐出될 時的 “물”의 速度헤드도 포함된다.

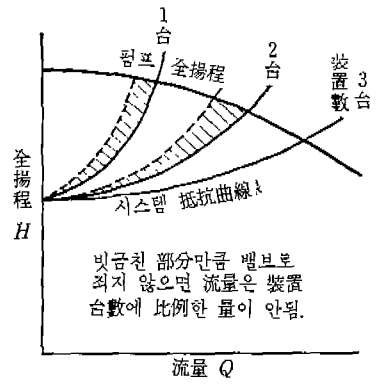
管路에 의한 損失헤드는 流速의 제곱에 比例하기 때문에, 流速을 작게 하면 損失헤드는 작아지고 펌프에 요구되는 揚程도 그만큼 작아지나, 동시에 配管徑이 커져 그 때문에 設備費가 많아지게 된다. 이와 같이 되어 대체적인 經濟流速이 정해지는데 통상 그것은 2~3m/s로 된다. 損失헤드가 流量의 제곱에 比例하므로 시스템 抵抗曲선은 그림 1.59에 표시된 바와 같이 우측으로 올라가는 포물선이 된다.

시스템 抵抗曲선은 하나의 送水系로서 항상 일정하게 限定되어 있지는 않다. 實揚程이 변화할 때도 있고 管路의 損失헤드가 변화하는 경우도 있다(그림 1.61 참조). 雨水의 排水펌프장에서는 配管이 매우 짧고 吸入과 吐出의 兩水面 높이의 差만이 變化하며, 더구나 이 경우에는 配管의 損失헤드는 대체적으로 작고 吸入과 吐出 兩水面 높이의 差, 즉 實揚程이 펌프에 요구되는 全헤드의 대부분이 되어 있어, 實揚程의 變化와 더불어 抵抗曲선은 上下로 平行移動한다(그림 1.61 (a)).

이것에 대하여 化學 플랜트에서는 操業度에 따라 送水해야 할 裝置數가 달라지게 되지만 각각의 裝置에 所定量을 送水하는데 필요한 壓力은 同一하다. 따라서 이 경우에는 實揚程은 변하지 않고 시스템 抵抗曲선의 管路損失에 의한 部分이 裝置數에 따라 流量軸方向으로 伸縮되는 것과 같은 變化를 보인다(그림 1.61 (b)).



(a) 實揚程이 變化하는 경우



(b) 管路損失이 變化하는 경우

<그림1·61> 시스템 抵抗曲線의 變化

### 1.7.3 流量制御는 어떻게 행해지는가

펌프의 運轉點이나 流量은 펌프의 全揚程特性과 시스템 抵抗曲線과의 交叉點에 의해 결정되나, 그 流量이 必要量 이상일 경우에는 어떻게 할 것인가. 그것은, 家庭의 水道에서 매일 실시하고 있는 바와 같이 밸브를 조이면 된다. 즉 밸브를 많이 조일수록 管路損失이 커지고, 시스템 抵抗曲線이 그림1·59에 표시하는 바와 같이 밸브 開度3에서 1로 작게 함에 따라 기울기가 큰 曲線이 되어 펌프 全揚程曲線과의 交叉點은 점차 流量이 적은 쪽으로 移動하도록 對應하고 있다.

원래, 밸브는 全開로 사용하는 것이 에너지面에서 가장 좋으며, 그 경우 流量이 減少하면 管路損失은 그 供給에 比例하여 減少하게 된다. 이때 펌프에 요구되는 全揚程도 各流量에 있어서는 예를 들면 그림1·59의 밸브 全開時의 시스템 抵抗曲線으로 표시되는 크기만 있으면 괜찮게 되어 있다. 그러나 펌프의 全揚程曲線이 이 抵抗曲線과 완전히 같다면, 그들의 交叉點으로 정하는 運轉點이 결정되지 않고, 安定되고 그리고 나중에는 一定한 流量에서의 運轉이 不可能하게 되므로 바람직하지 못하게 된다.

한편, 펌프는 流體의으로 그림1·59에 표시한

바와 같이 우측으로 기울어지는 全揚程特性을 나타내고 있어, 밸브 全開流量 이하의 流量에서 運轉하고자 하면, 그림1·59에서 빗금으로 표시한 部分만을 밸브로 조임으로써 비로소 그것이 달성되게 된다. 결국, 그 部分만큼 펌프가 쓸데없이 에너지를 “물”에 주고 있는 결과가 되어, 어떻게 이들 流量으로 펌프가 높은 效率에서 運轉되고 있어도 그 높은 效率은 빗금친 部分의 比率만큼 削引되어 實效率은 낮아지게 된다.

이와 같은 사정 때문에, 펌프의 安定과 一定한 流量에서의 運轉을 확보하면서 實效率 또는 運轉效率을 올리기 위하여 펌프의 速度를 制御하고자 하는 생각이 일어나게 된 것이다. 또는 달리 표현한다면, 밸브를 죄어서 그림1·59의 빗금친 部分만을 流量制御할 경우에는, 밸브를 조이지 말고 그 대신 펌프의 速度를 制御함으로써 所定의 流量을 얻게 된다는 것이다. 따라서 밸브로 流量을 制御하지 않는 경우라면 펌프의 速度制御는 아무런 의미도 없는 것이 된다.

그림1·61 (a)에서 雨水 排水의 경우를 예로 들었으나, 이 경우에는 될 수 있는 한 排水를 많이 해야 하므로 밸브를 이용한 流量 制御는 생각할 수가 없기 때문에 펌프의 速度制御는 생각할 수가 없다. 그렇지만 그림1·61 (b)의 경우에는 稼

動되는 裝置의 數에 따라 펌프 流量이 變化하지만, 그 때에 流量은 稼動되는 裝置數에 比例하도록 해야 하며 그러기 위해서는 餘分の 펌프 全揚程을 밸브로 조이지 않으면 안된다. 裝置의 시스템 抵抗曲線은 稼動되는 裝置의 數에 比例하고 水平軸方向으로 2배~3배 늘어나지만, 펌프의 全揚程曲線은 우측으로 기울어지고 거의가 포물선을 이루고 있기 때문에 그들의 交叉點에서 정해지는 각각의 경우에 流量은 稼動되는 裝置의 數에 比例하며 變化하지 않는다.

이 때문에 그림 1·61 (b)에서 빗금으로 표시한 부분만큼 밸브를 죄일 필요가 있으며, 이 경우 밸브로 쓸데없는 에너지를 없애는 대신에 펌프의 速度制御를 실시하는 의미가 있게 된다.

#### 1·7·4 回轉數에 의한 펌프特性的 變化

供給側의 펌프特性은 回轉하는 回轉部(날개바퀴)에 의해 정해지기 때문에 그 回轉數에 따라 變化한다. 즉 2개의 回轉數  $n_1$  및  $n_2$  일 때의 서로 닮은 回轉部內의 흐름裝置(예를 들어 最高效率點流量)일 때의 流量  $Q_1$  과  $Q_2$ , 入力  $P_1$  과  $P_2$ , 그리고 效率  $\eta_1$  과  $\eta_2$  의 사이에는

$$\begin{aligned} Q_1/Q_2 &= n_1/n_2, \\ H_1/H_2 &= (n_1/n_2)^2, \\ P_1/P_2 &= (n_1/n_2)^3, \\ \eta_1 &= \eta_2 \end{aligned}$$

의 관계가 성립한다.

이것은 다음과 같이 생각하면 理解하기 쉬운 것이다. 즉, 流量  $Q$  는 流速에 比例하고 流速은 回轉部 圓周速度에 比例하므로, 따라서 流量  $Q$  는 回轉數  $n$  에 比例하게 된다. 全揚程  $H$  는, 그 일부를 回轉部로부터 運動에너지 또는 速度헤드 ( $v^2/2g$ ,  $v$ : 速度,  $g$ : 重力의 加速度)로서 주어지는 것에서 알 수 있듯이 流速 즉 回轉部 圓周速度의 제곱에 比例하기 때문에 결국 全揚程  $H$  는 回轉數  $n$  의 제곱에 比例하는 것이 된다. 또 入力  $P$  는 流量  $Q$  와 全揚程  $H$  와의 積에 比例하므로,

결국 回轉數  $n$  의 제곱에 比例하는 것이 된다 (한편, 回轉數가 변하여도 통상 펌프效率은 變化하지 않기 때문에 여기서는 兩回轉數에서 同一한 것으로 했음).

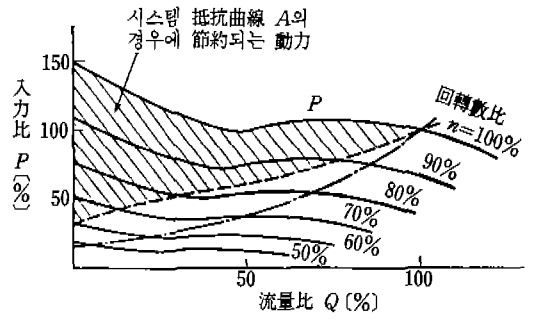
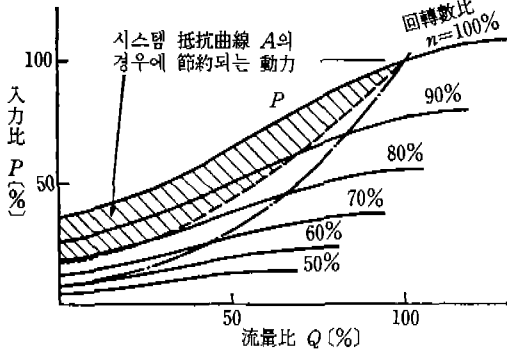
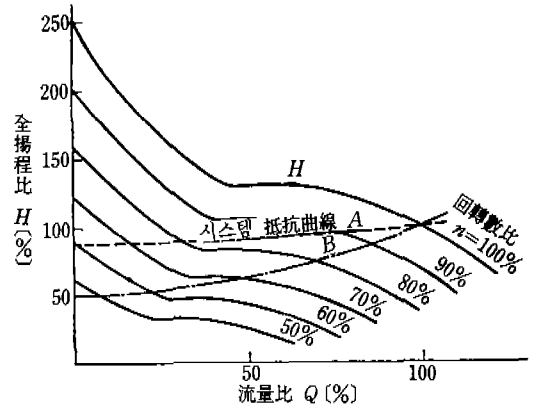
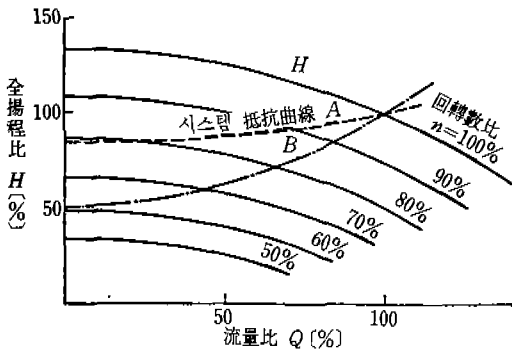
상기의 관계에서 回轉數가 변한 경우의 펌프特性的 變化를 그림 1·62와 같이 표시할 수 있다. 그림에서 流量, 全揚程 그리고 入力は 規程回轉數에서의 最高效率點에 있어서 각각의 값에 대한 比  $Q$ ,  $H$  및  $P$  (%)로 표시하였다.

#### 1·7·5 回轉數가 변했을 때 펌프의 運轉流量은 어떻게 變化하는가

一定한 시스템 抵抗曲線에 대해서도 펌프 回轉數를 變化시키면 그 때의 펌프 運轉點이나 流量은 回轉數에 대응한 全揚程曲線과 시스템 抵抗曲線과의 交叉點에 의해 나타내게 되어, 그림 1·62에 표시하는 바와 같이 變化한다.

그림 1·62 (a)는 펌프 比速度  $n_s$  가 작고 아울러 流量·全揚程 曲線의 傾斜가 작은 경우이며, 한편 그림 (b)는  $n_s$  가 크며 同曲線의 傾斜가 큰 경우를 나타내고 있다. 각각의 그림에서, 시스템 抵抗曲線은 2개가 相異할 경우, 즉 管路抵抗이 實揚程에 비해 작을 경우와 큰 경우를 나타내고 있다. 이들 그림에서는 각각의 回轉數에서의 入力曲線도 나타내어, 각 시스템 抵抗曲線에 대한 回轉數制御를 했을 때의 運轉點을 연결한 曲線도 모두 표시하였다. 따라서  $n=100\%$  일 때의 入力曲線과 각 回轉數에서의 運轉點을 연결한 入力曲線과의 差(그림 1·62에서는 시스템 抵抗曲線 A에 대한 曲線과의 差의 領域을 빗금으로 표시) 만큼 回轉數制御에 의해 入力を 節約시킬 수가 있다.

그림 1·62에서 알 수 있듯이 回轉數制御에 의해 節約할 수 있는 入力は 비교적 크며, 그림 1·59에서 빗금으로 표시한 領域, 즉 밸브로 효과 없게 하지 않으면 안될 領域의 크기에 대응하여, 이 領域이 클수록 入力の 節約이 커지는 것을 알 수 있다.



(a) 比速度  $n_s$  가 작을 경우

(b) 比速度  $n_s$  가 클 경우

<그림 1·62> 回轉數를 變化시켰을 때의 펌프 特性

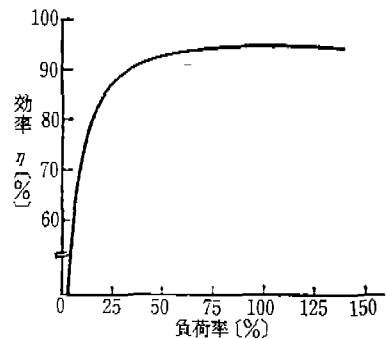
### 1·7·6 節約되는 電氣動力은 割引된다

그림 1·62에서 알 수 있는 바와 같이 밸브를 켜어 流量制御를 실시하고 있는 경우, 그것에 대신하여 펌프의 回轉數制御를 실시하면 현저한 動力節約을 할 수 있으나, 그림 1·62에 표시된 빗금친 部分의 面積만큼 그대로 節約이 되는 것은 아니다.

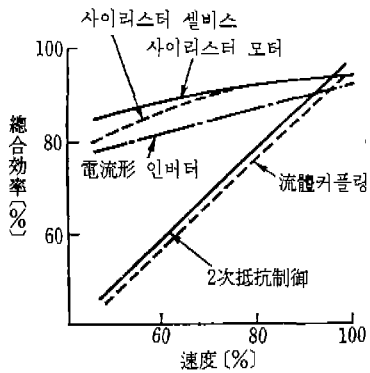
주의하지 않으면 안될 것은, 그림 1·62에 나타난 入力은 펌프 入力, 결국은 모터 出力이라는 것, 그리고 모터 效率는 一定하지 않으며, 그 回轉數(速度) 制御를 했을 경우 負荷率에 의해서도 달라지게 되나 部分負荷에서는 일반적으로 定格負荷時보다 效率가 상당히 低下하는 것이다. 그 때문에 動力節約에 임해서 고려해야 하는 모터 入力에 있어서 그 節約量을 생각해 보면, 경우에 따라

서는 그다지 큰 節約은 되지 않는 경우가 있다.

그림 1·63에 3相誘導電動機의 出力에 대한 效率의 變化를 나타내었으나, 그림에서 알 수 있듯이 出力이 定格値에서부터 작아짐에 따라 效率은



<그림 1·63> 三相誘導電動機의 效率



<그림 1·64> 속도制御方式의 效率 比較

서서히 低下하게 되며, 50% 出力이 될 때까지는 그다지 큰 低下는 없다. 그러나 25% 出力 이하에서는 현저하게 低下하며 15% 出力에서는 定格値의 약 85%가 된다.

한편, 속도制御를 위해서 各種 變換裝置가 사용

되며, 그들 速度에 대한 效率(물론 이들 效率도 負荷率에 의해 變化하지만, 平均的인 것으로 표시)은 그림 1·64에 표시하는 바와 같이 된다. 사이리스터 變換器를 사용하는 경우는 비교적 넓은 範圍에서 높은 效率를 나타내지만, 流體 커플링 및 2次抵抗制御法에서는 速度 減少에 거의 比例하며 效率도 低下한다.

그림 1·62 (a)의 시스템 抵抗曲線 A의 경우를 예로 생각하면, 流量이 30%일 때 밸브로 制御하면 入力은 100% 流量時의 入力  $P_0$ 의 약 49%가 되지만, 속도制御를 하는 경우는 약 81%의 速度에서 충분하며, 그 때의 入力은  $P_0$ 의 약 29%가 된다. 속도制御를 2次抵抗에 의해서 한다고 하면 그의 81% 速度에서의 效率는 100% 流量時의 效率  $\eta_0$ 의 약 72%로서, 한편 誘導電動機의 49% 負荷에서의 效率는  $\eta_0$ 의 약 98%이다. 따라서 이 경우, 펌프의 消費動力은  $P_0$ 의  $(49-29)=20\%$ 의 節約이 可能하게 되지만, Motor 入力을 考慮했을 경

<主要國의 에너지 生産量, 소비량(1990년 기준)>

(백만톤)

국가	구분	총생산량	총소비량	對前年증감	自給率 (%)	人口 1인 소비량(kg)	수입량	수출량	인 구
① 미	국	2102.2	248.7	-0.7%	84.7	9958	588.1	131.1	2억 4920 만
② 구 소 련		2356.8	1931.3	0.6%	122.0	6092	23.9	380.3	2억 8860 만
③ 중 국		1001.8	922.2	+2.2%	108.6	812	7.7	61.0	11억 3570 만
④ 일 본		47.6	512.1	+4.2%	9.3	4148	507.1	11.5	1억 2435 만
⑤ 구 서 독		145.5	341.7	+3.4%	42.6	5572	230.9	26.1	6132 만
⑥ 영 국		278.7	286.5	-0.8%	97.3	4988	115.5	103.2	5744 만
⑦ 캐 나 다		364.5	272.0	-4.7%	134.0	10255	62.2	151.3	2652 만
⑧ 인 도		240.2	264.9	+3.3%	90.7	311	44.5	0.6	8억 5200 만
⑨ 프 랑 스		66.8	222.7	+1.6%	30.0	3966	191.8	25.4	5616 만
⑩ 이 태 리		32.2	209.9	-3.6%	15.3	3676	207.7	26.8	5708 만
⑪ 멕 시 코		256.9	155.3	+3.1%	165.4	1753	8.2	101.4	8858 만
⑫ 폴 란 드		140.5	142.9	-17.3%	98.3	3718	35.0	27.5	3840 만
⑬ 호 주		212.2	127.1	+5.8%	167.0	7530	19.2	100.0	1687 만
⑭ 동 독		87.9	115.6	-7.1%	76.0	7515	46.1	11.1	1625 만
⑮ 브라 질		80.1	115.1	-1.3%	69.6	766	57.9	5.7	1억 5030 만
⑯ 화		92.9	107.8	+9.3%	86.2	7210	133.5	109.7	1495 만
⑰ 남아프리카		133.7	106.2	+0.5%	125.9	2596	22.5	43.0	4090 만
⑱ 한 국		18.3	105.9	+13.2%	17.3	2474	102.5	4.9	4280 만
세 계 합 계		10875.5	10285.4	+0.1%		1932	3515.7	3525.1	53억 2300 만

우 모터의 效率低下 때문에

$$(0.49/0.98 - 0.29/0.72) = 0.097$$

결국 100% 流量時的 모터入力の 약 10%만큼 節約시키는 것이 된다.

이 “節約의 割引”은 速度의 低減이 심할수록 뚜렷하며, 流量이 더욱 큰 경우에는 그다지 割引이 되는 일은 없으나, 시스템 抵抗曲線의 傾斜가 크기 때문에 速度低減이 커지거나(그림1·62 (a) 및 (b)의 시스템 抵抗曲線 B의 경우), 혹은 全揚程曲線의 우측 기울기 勾配가 크기 때문에 速度低減이 심한 경우(그림1·62 (b)의 경우)에는 이 割引은 현저하게 된다.

물론, 사이리스터 變換器를 사용하여 速度를 制御하는 것이라면, 이와 같은 速度低減에 수반하는 效率低下가 작기 때문에 앞에 나타낸 정도의 “節約의 割引”은 생기지 않는다.

### 1·7·7 結論—펌프 速度制御의 可否

이상으로 펌프의 速度制御의 可否에 관해서 종합해 보면, 실제로 그것을 採用하고자 하는 경우에는 다음과 같은 여러 가지 點에 대해 注意를 기울여야 할 것이다.

#### (1) 어떠한 運轉을 할 것인가

우선 大前提로서 밸브를 사용하여 流量制御가 실시되고 있는 경우가 아니면, 펌프의 速度制御를 할 의미가 없다. 밸브는 流體가 갖고 있는 에너지를 죽이는 裝置로, 밸브로 에너지를 없애는 대신에 流體에 주어지는 에너지를 없애는 것이 펌프의 速度制御이기 때문이다.

다음에 어떠한 流量으로 어떠한 時間的比率로 펌프가 運轉될 것인가가 문제로서, 거의가 定格運轉으로 밸브를 사용하여 流量制御를 행하는 것이 대부분의 시간이라면, 速度制御의 필요는 없다. 밸브를 사용하여 없애고 있는 流體에너지의 總量, 즉

$$(\text{밸브 되는 壓力}) \times (\text{流量}) \times (\text{時間})$$

의 積分値에 주목해야 할 것이며, 그것이 클수록 펌프의 速度制御의 의미는 커진다.

#### (2) 變速裝置의 選定—低速에서는 裝置效率이 低下한다

變速裝置 또는 可變速모터에 관해서 상세하게 준비하지 못했으나, 여러 종류의 裝置가 있으며 각기의 得失이 있다. 사이리스터 變換器를 사용하는 경우는 넓은 速度範圍에 걸쳐 高效率이 얻어짐으로써 低速度에서도 그다지 效率이 低下하지 않으나 價格이 비싸다. 한편 可變速流體 커플링, 2次抵抗制御에 의한 경우 등에 있어서는 速度가 낮아짐에 따라 效率이 현저하게 低下하지만, 價格은 그만큼 비싸지지는 않는다. 어떠한 變速裝置를 고르는가는, 節約이 可能하다고 예상되는 動力의 量과의 관계인 바, 그러기 위해서는 어느 정도의 追加費用이 허락되는지에 의해 결정된다.

#### (3) 動力의 節約量은 割引이 된다

그림1·62에 표시된 바와 같이 펌프의 速度制御에 의해 현저한 動力의 節約이 可能하지만, 펌프의 特性曲線에서 얻어지는 것 만큼의 節約은 불가능하며, 速度低減에 수반되는 모터의 效率低下에 의해 모터入力は 그림1·62에 나타낸 理論的인 節約可能量 정도까지는 실질적으로 節約이 안된다. 1次電壓制御, 2次抵抗制御, 可變速流體 커플링, 過電流形 커플링 등에 있어서는 이 割引은 뚜렷하다.

그러나 速度制御를 채용함으로써 動力이 상당히 節約된다는 것에 유의해야 한다.

速度制御의 채용에 임해서는, 流量의 制御範圍, 곧 速度의 制御範圍, 變速裝置의 速度에 의한 效率의 變化, 그리고 變速裝置의 價格을 綜合하여 검토할 필요가 있을 것이다.

<연재 끝>