가변속장치를 이용한 동력절감

한전전력연구원
수화력발전연구소
책임연구원/공학박사
임익헌
Tel : (042)865-5385

부존자원이 없는 우리나라에서 에너지 절약을 위한 노력은 필수적이다. 특히 대단위 산업용 보일러나 화력발전소와 같이 대량의 에너지가 변환되는 곳에서는 이에 대한 시도가 더욱 중요하다고 할 수 있다. 발전소에서 사용하는 각종 송풍기, 펌프 들은 보일러 등의 부하변화에 따라 추종 운전을 하게 된다. 발전소용 보일러의 운전에 있어서 FDF(Forced Draft Fan : 압입통풍기, 이하 FDF)는 운전 성능 및 안정도에 큰 영향을 미치는 동시에 에너지 소비량이 많기 때문에 발전소 내 소비율의 큰 부분을 차지하고 있다. 발전소 송풍기의 유량제어에는 지금까지 Vane 개도 방식을 많이 사용하고 있으나 댐퍼 또는 베인에서의 스로틀 손실(Throttle Loss)이 발생하여 경 부하에서 효율이 급격히 떨어진다. 이러한 손실을 최소화해서 효율상승을 꾀하기 위하여 VFD(Variable Frequency Drive : 가변속 제어시스템, 이하 VFD)에 의한 유도전동기 속도를 가변해서 풍량을 제어하는 시스템을 채용하는 추세에 있다.

국내의 경우에도 소형 산업용 보일러의 경우에는 적용되기 시작하고 있으며 대용량 전력용 보일러의 중요 보조기기에의 적용이 시급한 시점에서 호남화력, 평택화력 등에서 VFD 시스템을 채용하기 시작했다. VFD의 적용은 에너지 절감을 위한 것이기 때문에 무엇보다도 먼저 경제성에 대한 검토가 우선되어야 한다. 즉 장치가 비교적 고가이기 때문에 시스템 교체 전에 부하대별 운전패턴에 따른 에너지 절감량을 산출하고 교체 VFD 시스템의 투자비를 고려하여야 한다. 또한 기존 발전소에 설치되는 경우에는 기존의 Vane 제어시스템과의 결합이 중요한 문제로 대두되며 기존 Vane 제어보다 성능 및 신뢰성이 개선되어야 한다.

평택화력과 호남화력의 경우 FDF(Forced Draft Fan : 압입통풍기, 이하 FDF) 출구의 공기량 제어를 입구측 Vane 제어 시스템으로 구성되어 있는 것을 VFD 제어 시스템으로 교체하였다. VFD 고장에 대비하여 고장시점 바로 직후에 VFD를 분리하고 정속도 베인운전으로 절체 되도록 시스템을 병렬운전이 가능하게 하였다. VFD 운전시에는 기존의 송풍기 입구측 Vane은 전개(90% 이상 열어둠)하여 두고 오직 전동기 속도제어에 의한 풍량 제어를 하는 방식이다. 기존의 FDF Vane 방식에서의 개폐 및 반응속도를 인버터의 가속/감속 시간을 전동기 및 팬의 관성모멘트를 고려하여 VFD 방식 제어 시의 풍량 조절의 대응이 가능하도록 하였다. 보일러 자동연소제어시스템(ABC : Automatic Boiler Control)의 공기량 제어 알고리즘 로직을 Vane 제어방식, 속도제어방식 모두 가능토록 해야 하고, 2가지 방식에서 방식 절환시 보일러 연소제어 불안정을 최소화 하도록 제어 로직을 설계해야 한다. 아래의 내용들은 가변속장치로 시스템을 교체하는데 있어서의 학술 이론적 배경과 고려해야할 기술적 사항들을 정리하였다.

1. 유도 전동기의 토오크 특성과 전압/주파수 일정제어

유도전동기를 가변속장치인 인버터로 제어할 때 원리적으로는 전동기에 공급되는 주파수를 변화시키면 속도가 변화되지만 그것만으로는 곤란하다. [그림

1]은 유도전동기의 등가회로이다. 발생 토오크 T는 2차 권선을 쇄교하는 Φ와 2차 전류 I_2의 곱에 비례한다. 한편 Φ는 자기포화가 없는 범위에서 여자전류 I_0에 비례한다. K_1, K_2, K_3를 비례상수라 하면

$$T=K_1 \Phi \cdot I_2,\ \Phi=K_2 I_0,$$
$$\therefore T=K_1 K_2 I_2 I_0 \quad \text{---------- (2-1)}$$

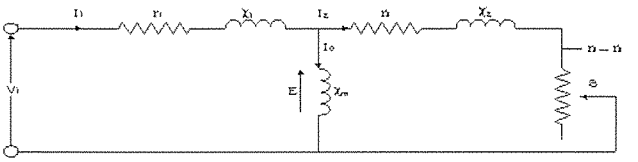
한편 I_0는 그림 1로부터 1차 권선전압 강하를 무시하면,

$$I_0=\frac{E}{X_m} \fallingdotseq \frac{V_1}{WL_m}=\frac{V_1}{2\pi f L_m}=K_3\frac{V_1}{f_m} \text{--- (2-2)}$$

L_m :여자인덕턴스

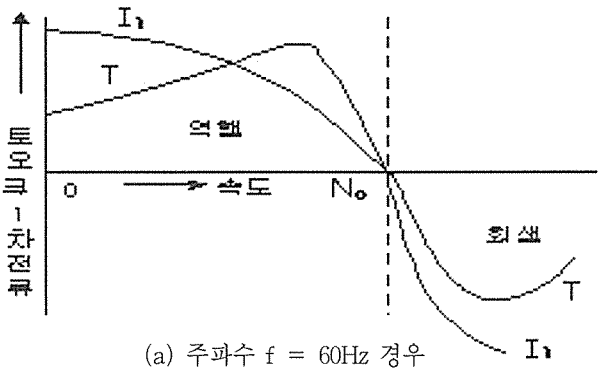
$$\therefore T=K_1 K_2 K_3 \frac{V_1}{f_m} \cdot I_2 \quad \text{---------- (2-2)}$$

로 된다. 즉 $\frac{V_1}{F}$를 일정히 하면 토오크는 2차 부하전류 I_2에 비례하기 때문에 직류 타여자 전동기와 같은 정 토오크 특성이 얻어지게 된다. [그림 2](a)는 정격주파수 60Hz때의 특성이다. [그림 2](b)는 주파수를 변화시키면서 V/F비를 일정히 유지할 때의 특성곡선으로 ①→②→③과 같이 변화하지만 그 곡선의 모양은 변화하지 않는다. 일반적으로 고주파수 영역에서는 1차 권선저항 $R_1 \ll WL_m$이기 때문에 1차 저항강하 I_1R_1의 영향을 무시할 수 있지만 저 주파수 운전영역에서는 I_1R_1의 영향을 무시할 수 없기 때문에 $\frac{V_1}{F_1}$이 일정하더라도 토오크는 감소한다. 이 때문에 정 토오크 부하의 용도에 사용할 경우는 저 주파수에서는 전압 강하 분을 보상해야 한다.

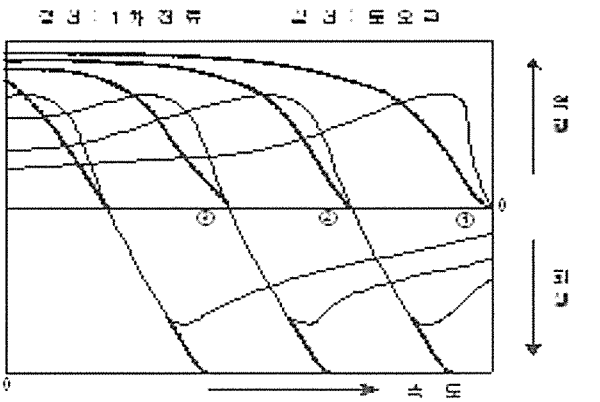


r_1, x_1[Ω] : 1차 권선저항, 리액턴스
r_2, x_2[Ω] : 1차 환산 2차 권선저항, 리액턴스
x_m[Ω] : 여자 리액턴스
V_1[V] : 단자 상전압
E[V] :유기전압,
I_1[A] : 1차전류
I_2[A] : 2차전류

[그림 1] 유도전동기의 등가회로



(a) 주파수 f = 60Hz 경우



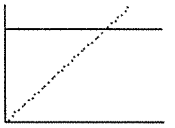
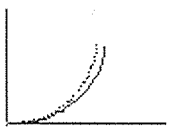
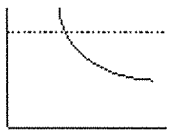
(b) 주파수 f를 변화하고 V/f 일정 제어할 경우

[그림 2] 3상 유도전동기의 특성

2. 전동기 부하 토오크 특성

횡축에 속도, 종축에 토오크로 하여 그린 것이 속도-토오크 특성곡선이고 이는 부하에 따라 다르며 표 1과 같이 정 토오크 부하, 저감 토오크 부하 그리고 정 출력 부하의 3종류로 나누어진다. 정 토오크 부하는 속도의 증감에 관계없이 토오크는 일정하고 출력은 속도에 비례하여 변화한다. 저감 토오크 특성에는 풍/수력 기계인 팬, 블로어, 펌프 등이 여기에 속하고 토오크는 속도의 2승에 비례하여 변화하고 축 동력은 3승에 비례하여 변화한다. 정 출력 특성은 정 장력 부하인 권취기 승강기 등이 이에 속하고 토오크는 속도에 반비례하고 출력은 속도의 변화에 관계없이 일정하다. 가변속장치의 응용은 어떤 부하에도 가능하나 동력절감과 관련하여 변동폭이 심한 부하, 공정설비의 증설 및 첨두부하에 대처하기 위하여 여유율을 크게 갖고 있는 경우나 과대 설계된 경우 또는 계절적 변화에 따른 운전조건의 변경이 요구되는 공정에 적합하며 부하 변동량을 갖는 2승 토오크 부하에서는 월등히 절약 폭이 커지며 고효율 운전이 된다.

[표 1] 전동기 부하 속도-토오크 특성

정 토오크 특성		- 토오크(T)는 일정 - 출력(P)는 속도에 비례 - $P \propto NT \propto N$	마찰부하, 중력부하(권상기, 압연기, 로울러 콘베아, 크레인)
저감 토오크 특성		- 토오크는 거의 속도의 2승에 비례 - 출력은 속도의 3승에 비례 - $P \propto NT \propto N^3$	유체부하 (송풍기, 펌프류, 콤프레샤)
정 출력 특성		- 토오크는 속도에 거의 반비례 - 출력은 일정 - $P \propto NT \propto N\frac{1}{N}$ = 일정	정 장력부하 (권취기, Spindle, 절삭공구)

주: 상기 표에서 실선은 토오크, 점선은 출력

3. 송풍기의 특성과 풍량 제어

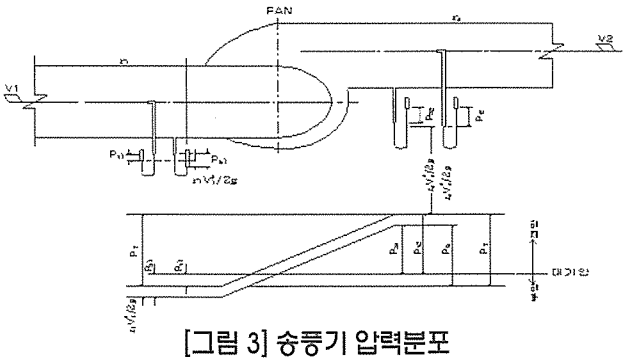
가. 송풍기의 특성

(1) 압력

압력에는 정압(Static Pressure)과 동압(Dynamic Pressure)이 있고 유체의 에너지 식은 식(3-1)과 같다.

$$\frac{V^2}{2g}+\frac{P}{r}+h=\text{일정} \quad \text{----------} \quad (3\text{-}1)$$

여기서 V는 유체의 속도, g는 중력가속도 9.8m/sec², r는 유체의 비중량, P는 압력, h는 기준면에서의 높이(양정)다. 식(3-1)을 다시 쓰면 ($rV^2/2g+P+rh=$일정)으로 된다. 여기서 $rV^2/2g$을 동압, P를 정압이라 한다. 동압은 운동에너지이고 P는 유체가 지나면서 물체의 표면에 미치는 압력이다. 전압(Total Pressure)은 동압과 정압의 합을 말한다. 송풍기자체의 전압과 정압은 [그림 3]을 참고로 다음과 같이 표시된다.



[그림 3] 송풍기 압력분포

- 전압 = 송풍기 토출구의 전압의 차

  전압 $= P_{t2}-P_{t1}=(P_{s2}-P_{s1})+(P_{d2}-P_{d1})$ --(3-2)
- 정압 = 전압에서 토출구 동압을 뺀것

  정압 $= P_{t2}-P_{t1}-P_{d2}=P_{s2}-P_{s1}-P_d$ ----(3-3)

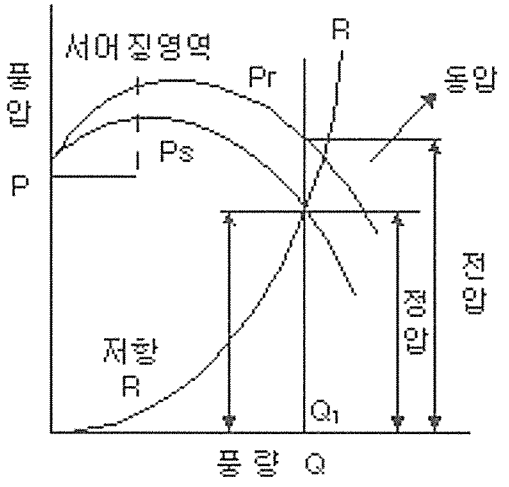
이 식에서 편의상 정압을 P_s, 동압을 $P_d=rV^2/2g$, 전압을 P_t라고 하였다. 여기서 P_{s1}은 부의 값이 되고 그 외는 정의 값이 된다. 또한 송풍기의 흡입구, 토출구 어느 쪽이 대기에 개방되어 있는 경우는 그곳의 정압은 영(0)으로 한다.

(2) 송풍 저항

관로에 송풍하는 경우 관로 내에서의 저항을 받는다. 이 저항에는 풍속과는 무관한 정적 저항과 풍속(관로가 일정한 경우는 풍량)의 2승에 비례하는 동적 저항이 있다. 송풍을 행하기 위해서는 이 저항을 이길 압력이 필요하고 이 압력을 정압이라 한다. 압력손실이라고 하는 것은 송풍저항과 동일한 의미이고 관내에서의 손실과 장애물에 의한 손실이 있다.

(3) 송풍량

송풍기의 풍량은 토출 풍량을 흡입상태로 환산한 것을 말하고 m^3/min, m^3/h로 표시한다. [그림 4]에 있어서 r을 관로저항, P를 송풍기 압력이라 하면 이 송풍기로 송풍할 수 있는 풍량은 관로 저항과 정압이 동일한 점 즉 R곡선과 P_s곡선의 교점 Q_1으로 된다.



[그림 4] 풍량과 압력의 관계

(4) 공기동력

공기동력은 절대압으로 계산한 압력비(P_{S2}/P_{S1})에 따라 다르다.

(가) 압력비 1.03이하

$$LT=\frac{QP_T}{6120}[KW] \quad \text{---------- (3-4)}$$

(나) 압력비 1.03 ~ 1.07

$$LT=\frac{Q}{6120}[(P_{s2}-P_{s1})[1-(\frac{P_{s2}-P_{s1}}{2kP_{s1}})](P_{d2}-P_{d1})[KW]$$

---------- (3-5)

(다) 압력비 1.07이상

$$LT=\frac{K}{K-1}\cdot\frac{QP_T}{6120}[(\frac{P_2}{P_1})^{\frac{K-1}{K}}-1]$$

$$=\frac{K}{K-1}\cdot\frac{r\cdot Q}{6120}RT[(\frac{P_2}{P_1})^{\frac{K-1}{K}}-1][KW] \quad \text{---(3-6)}$$

여기서

Q : 흡입 상태로 환산한 공기량(m^3/min)

K : 단열계수로 공기의 경우 1.4

P_1 : 흡입 절대 전압(mmAgabs)

P_2 : 토출 절대 전압(mmAgabs)

R : 공기의 가스정수로 29.46kg · m/degK

T : 흡입온도(°K)

약 2%의 오차를 허용할 경우는 압력비 1.03이하의 식을 사용하여도 무방하다.

(5) 송풍기 축 동력과 전동기 출력

축 동력(L)은 공기동력을 송풍기의 효율(η_F)로 나눈 것이고 전동기 출력(L_M)은 축 동력에 여유율(1.05~1.15)을 가한 것이다.

$L=L_T/\eta_F(KW)$ ---------- (3-7)

$L_M=(1.05\sim1.15)L(KW)$ ---------- (3-8)(a)

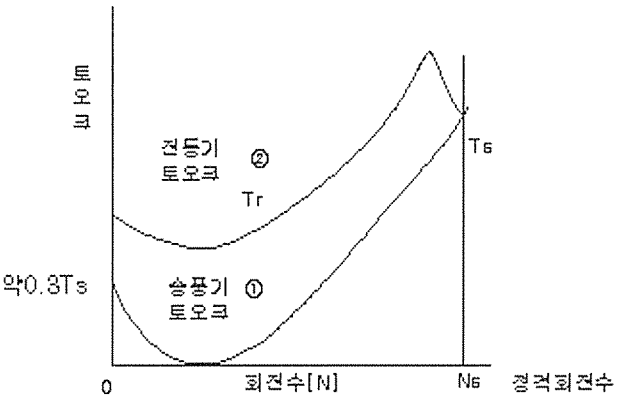
$L_{M1}=L_M/\eta M)(KW)$ ---------- (3-8)(b)

(6) 송풍기 토오크

송풍기 토오크 곡선은 회전수의 2승에 비례한다. 이 곡선은 [그림 5]에 보인다. 이를 식으로 표시하면

$$LT=974\cdot\frac{L_0}{K_0}(\frac{N}{N_0})^2=T_0(\frac{N}{N_0})^2(kg\text{-}m) \quad \text{---(3-9)}$$

는 정격속도(rpm), L_0는 정격속도에서의 축 동력(KW), T_0는 정격속도에서의 토오크(kg-m)이다. 이론적으로는 속도 영(0) 일때의 토오크는 영이지만 정지 마찰력이 있기 때문에 [그림 5]와 같은 곡선으로 된다.



[그림 5] 토오크 곡선

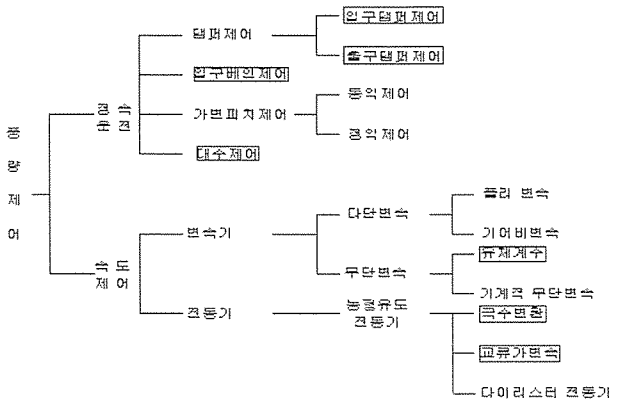
나. 송풍기 풍량제어

송풍기 풍량제어는 크게 나누어서 구동장치의 회전수를 일정히 하고 송풍기 측에서 제어하는 정속운전과 구동장치의 회전수를 변화시키는 속도제어로 표 2와 같이 분류한다. 여기서는 발전보일러용 송풍기에 일반적으로 채용하는 댐퍼제어법과 베인제어법 그리고 관심의 대상인 속도 제어법에 대하여 알아본다.

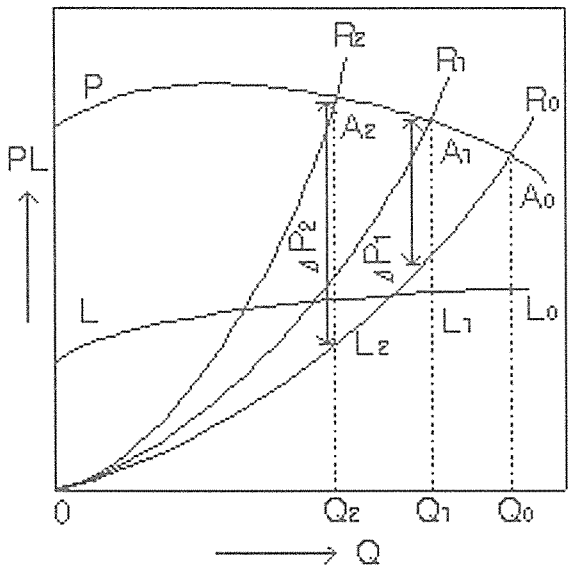
(1) 토출 댐퍼제어

토출구에 설치된 토출 댐퍼개도에 의하여 풍량제어를 행하는 방법으로 [그림 6]에 보이는 바와 같이 토출댐퍼의 개도를 조절하여 공기저항을 변화시켜 풍량을 조절한다. 댐퍼의 저항이 손실로 되기 때문에

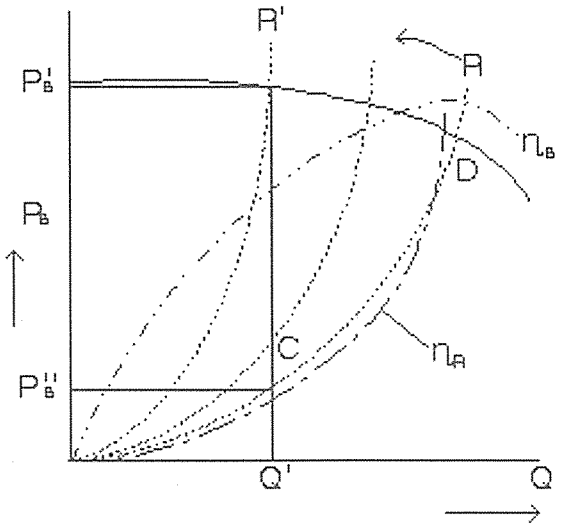
[표 2] 풍량 제어 분류



※ □는 많이 사용하고 있는 방법

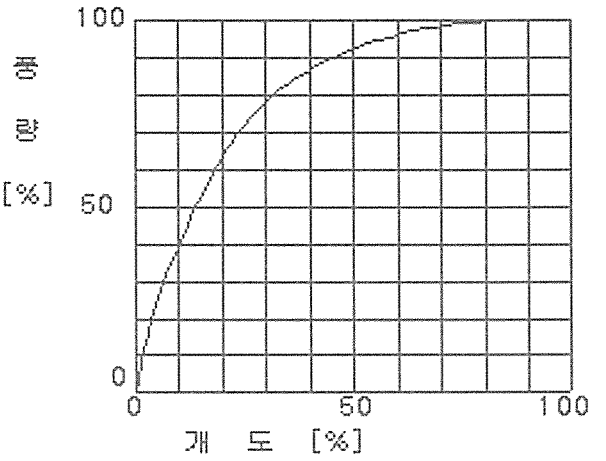


[그림 6] 토출댐퍼 성능설명도

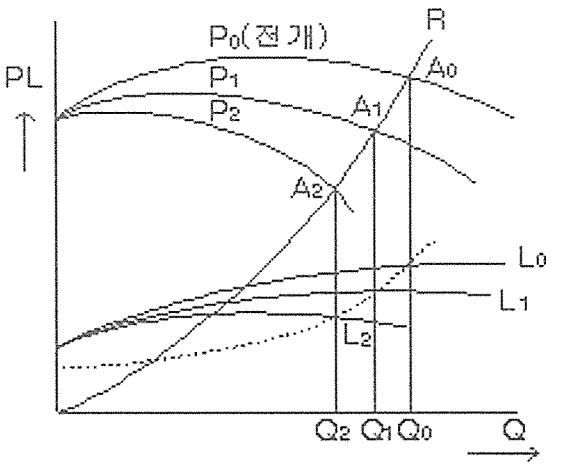


[그림 7] 정압효율(η_S)과 운전효율(η_R)

이 방법은 풍량 제어 기법으로는 가장 간단하지만 동력측면에서는 비경제적인 방법이다. 또한 송풍기의 동작점은 전개시의 압력곡선을 따라 변화하기 때문에 저 풍량 영역에서 불안정 영역이 있어 저 풍량영역까지 연속 운전하는 것은 진동 발생 원인으로 되어 좋지 않다. [그림 7]은 정압효율(η_S)과 운전효율(η_R)을 보인다.



[그림 8] 댐퍼, 베인개도와 풍량



[그림 9] 입구댐퍼의 성능설명도

(2) 입구 댐퍼제어

송풍기 흡입 측에 설치된 입구 댐퍼개도에 의하여 풍량을 제어하는 방법으로서 [그림 9]와 같이 입구댐퍼에 의한 개도조절로 인해서 흡입 측의 압력은 하강하여 부압으로 된다. 이 방법은 흡입기류에 팬 날개의 회전과 동일방향의 선회작용을 줄 수 있기 때문에 출구댐퍼제어보다는 제어특성, 제어효율이 좋고 댐퍼개도를 줄임으로써 팬 동작 점은 저항 곡선을 이동하

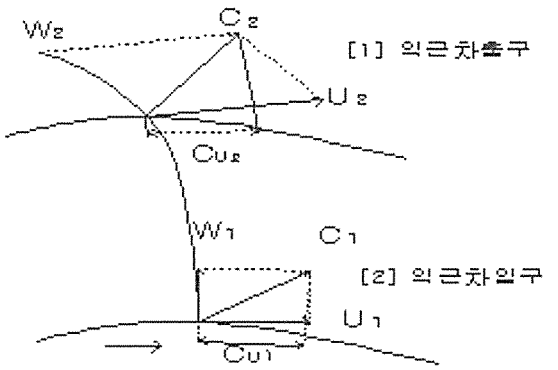
여 우측 하향 곡선이 되기 때문에 서어징 영역이 줄어들어 저 풍량 영역까지 연속 운전할 수 있다.

(3) 베인 제어

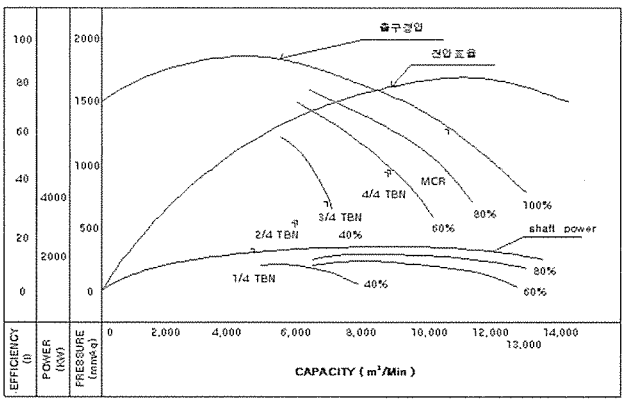
팬 날개의 흡입구 측에 8~16매의 방사상의 가동익을 장치하고 그 각도를 동시에 변화시킴으로써 팬 날개 입구의 절대속도의 선회량을 변화시켜 풍압, 풍량을 제어하는 방법으로 [그림 10]의 속도선도를 사용하여 그 제어원리를 다음과 같이 설명한다. Euler의 기초식에 따라 팬 날개로부터 기체에 주어지는 이론수두 P_{thoo}는 (3-10)식으로 표시되지만 입구 베인에 의하여 팬 날개의 회전방향과 동일한 방향으로 선회를 주면 절대속도의 원주방향성분 C_{U1}이 크게 되어 P_{thoo}가 감소하여 동력도 감소한다.

$$P_{thoo} = \frac{r}{g} \cdot (U_2cu_2 - U_2cu_1) \quad \text{----------(3-10)}$$

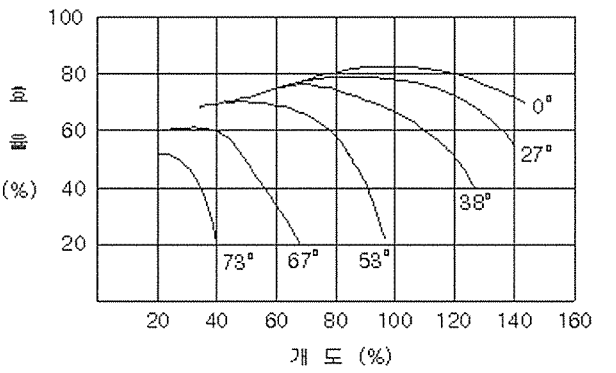
U : 팬 날개의 원주 속도(m/S)
C : 유체의 절대속도(m/S)
W : 유체의 상대속도(m/S)
Cu : 절대속도의 원주방향성분(m/S)



[그림 10] 후향식 팬 날개 입구, 출구에서의 속도선도



[그림 11] P화력 FDF(압입송풍기) 특성곡선



[그림 12] 베인 개도별 효율곡선

장점으로써 토출댐퍼, 입구댐퍼 제어방식 보다도 제어특성, 제어효율이 좋고 또한 베인개도를 줄이면 우하향 곡선으로 변화되고 팬의 동작점은 저항곡선을 따라 이동하기 때문에 저 풍량 영역까지 연속운전 할 수 있다.

[그림 11]은 P화력 FDF의 특성곡선을 나타낸 것이다. 또한 [그림 12]는 개도변화에 따른 일반적인 효율곡선을 나타낸 것이다. [표 3]는 Y화력 FDF용 베인 제어시의 효율을 나타낸 것이다.

[표 3] Y화력 FDF 베인 효율

부하(%)	25	50	80	100	110	설계
풍량(m^3/s)	11	20.6	31.4	38.9	42.6	47.2
효율(%)	5.3	19	43	63	74	82
축동력(kW)	87.5	126	181	231	261	310

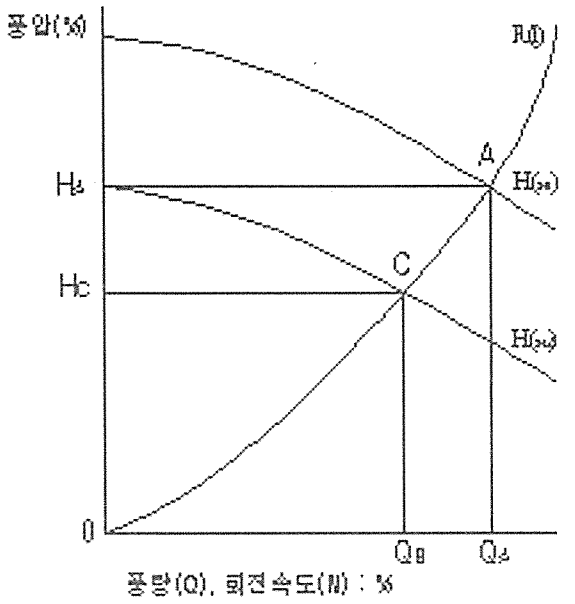
(4)속도제어

송풍기의 속도를 변화시키면 각각의 속도에 대한 송풍기의 특성곡선이 얻어진다. 이때 속도를 변화시킴에 따라 풍량, 풍압 및 축동력의 변화는 관로저항곡선이 일정하다고 하면 다음 법칙을 따른다.

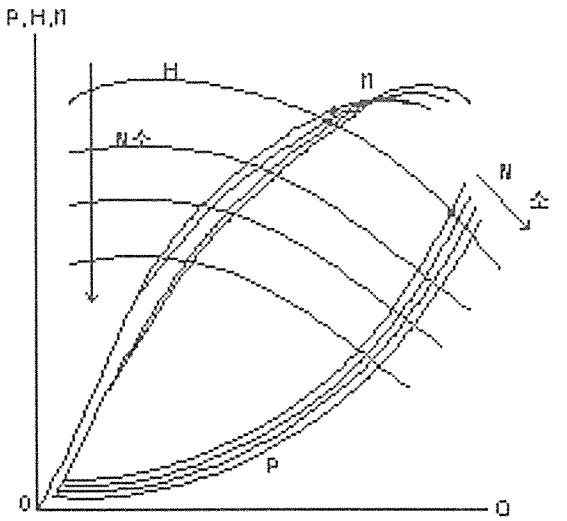
풍량 = $P \propto N$, 풍압 = $P \propto N^2$,
축동력 = $L \propto QP \propto N^3$ ---------- (3-11)

송풍기는 [그림 13]과 같이 회전속도에 의해서 결정되는 압력곡선과 저항곡선이 만나는 점이 동작점이 되고 이때의 풍량을 송풍하게 된다. 속도제어에 의한 풍량 제어 방법은 가장 경제적이고 저 풍량 영역까지

연속운전이 가능하다. [그림 14]는 속도제어에 따른 효율의 변화를 보인다. 풍량제어 방식의 각각에서 알 수 있는 바와 같이 속도제어를 제외하고는 저 풍량에서 효율의 급격한 감소를 보인다. 다만 속도제어에서만 풍량의 변화에 따라 효율곡선이 평행이동하고 있어 효율은 거의 일정하다.



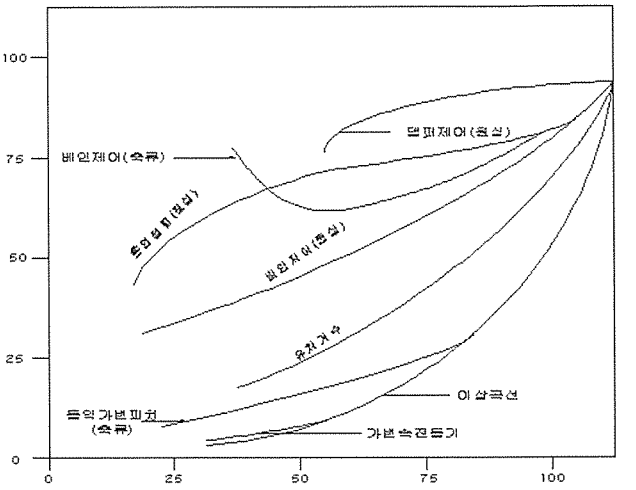
[그림 13] 속도제어시 풍압곡선과 동작점



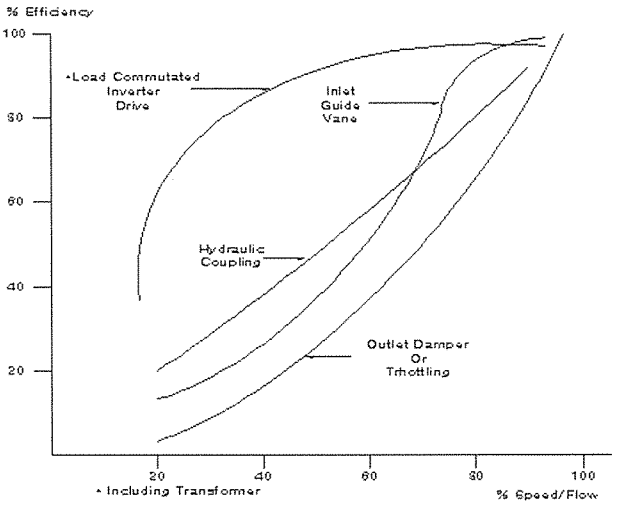
[그림 14] 속도제어에 따른 효율변화

다. 제어방식별 입력

[그림 15]는 송풍기 풍량 제어 방법별 입력특성 곡선을 보이고 [그림 16]은 풍량 변화에 대한 효율곡선을 보인다.



[그림 15] 제어방식별 풍량에 대한 입력



[그림 16] 제어방식별 풍량에 대한 효율

4. 교류 가변속 장치의 적용기술

가. 동력 절감 원리

댐퍼제어와 가변속 제어에 따른 송풍기의 동력 절감 원리를 수식을 통하여 알아보면 [그림 17]에서 풍량에 대한 소요동력의 차를 비교하기 위하여 우선 [그림 17]의 B점에 대한 동력을 구해보면 식(4-1)과 같다.

$$L_B = KQ_BP_B/\eta \quad \text{---------- (4-1)}$$
$$= KQ_BP_C(\text{순수 일의 양}) + KQ_BP_D(\text{댐퍼 손실})$$
$$+ KQ_B(P_C+P_D)(1/\eta-1)(\text{송풍기 손실})$$

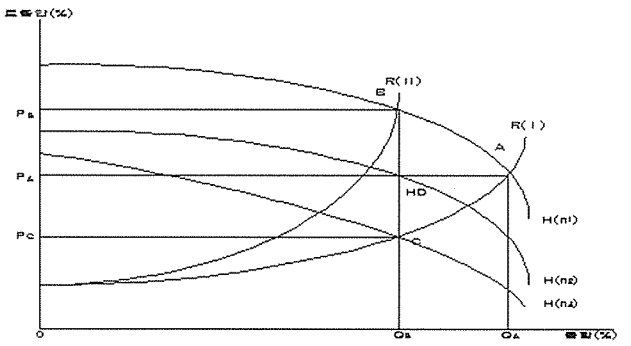
속도제어일 경우는 동일한 유량 Q_B에 대한 C점의

동력을 계산해보면 식(4-2)와 같다.

$$L_C = KQ_BP_C/\eta \quad \text{---------- (4-2)}$$
$$= KQ_BP_C(\text{순수 일의 양}) + KQ_BP_C(1/\eta-1)(\text{송풍기 손실})$$

댐퍼 제어일 경우와 가변속 제어일 경우의 소요동력차가 곧 절감할 수 있는 크기가 되므로 차동력 L_D를 구하면 식(4-3)과 같다.

$$L_D = L_B - L_C = KQ_BP_D/\eta \quad \text{----------(4-3)}$$



[그림 17] 제어별 팬 특성곡선

나. 교류 가변속 장치 장단점

(1) 장점

- Soft Start/Soft Stop, 전원용량 감소, 동력절감, 소음감소
- 기동/정지의 시간당 제한이 없음, 제어의 정밀성, 구동장치 마모감소

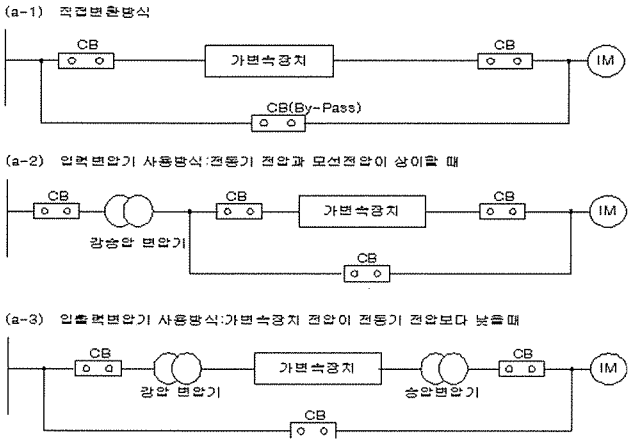
(2) 단점

- 자연 공진점에서의 진동문제, 고조파 노이즈 문제, 축 토오크 맥동문제
- 축수 윤활, 전류형에서의 전류(Commutation) 서어징 문제, 냉각력 저하

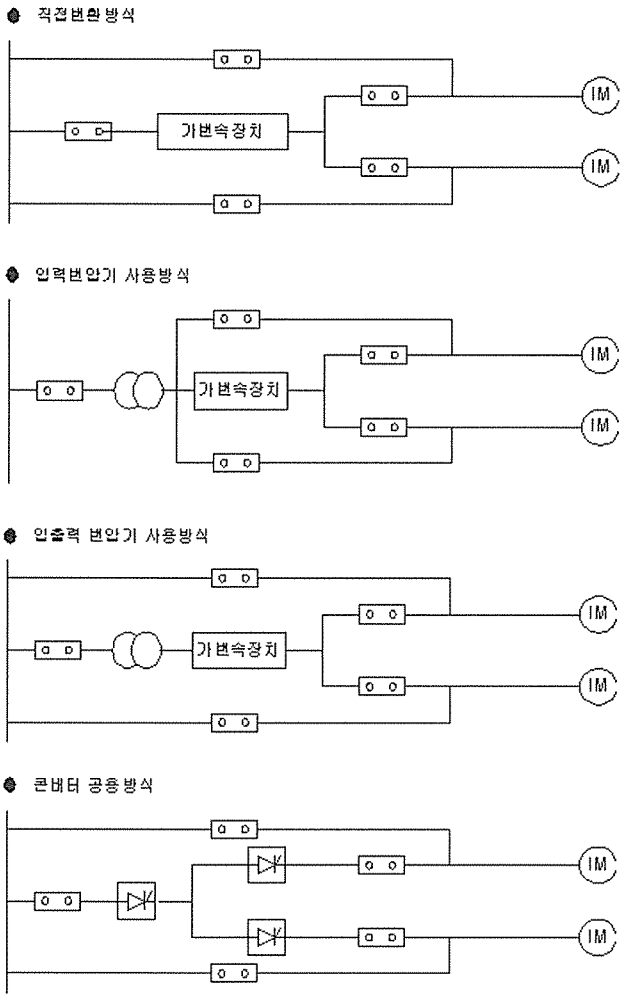
다. 적용방식

교류 가변속장치의 적용방식을 그림으로 보이면 [그림 18]과 같다.

기설 발전소의 보조기에 적용할 경우 기존의 차단기는 일반적으로 전원의 ON-OFF 기능만을 수행토록 하고 전동기의 기동, 정지는 교류 가변속장치의 입출력 차단기와 바이패스 차단기에 의해 수행한다.



[그림 18] (a) 가변속장치 적용방식(1:1 결합)



[그림 18] (b) 가변속 적용방식 (1:N결합)

라. 교류 가변속 장치 용량 선정

교류 가변속장치의 용량은 전력변환 주 소자가 반

도체 소자이므로 반도체 소자의 전류용량에 영향을 받으므로 일반적으로 (KVA)단위로 식(4-4)과 같이 표시한다.

$$\text{용량(KVA)} = \sqrt{3} \times \text{최대출력전압} \times \text{전기출력전류(A)} \times 10^{-3} \quad \text{---------- (4-4)}$$

전동기의 정격용량과 여유율을 고려하여 교류 가변속장치의 용량을 선정할 수 있으나 송풍기나 펌프가 과대 설계되어 실계통 운전시 정격보다 훨씬 낮은 부하로 운전될 때는 이를 고려하여 작은 용량의 교류 가변속 장치를 선정할 수 있다. 또한 1:N 방식으로 교류 가변속 장치 1대로 N대의 전동기를 구동할 경우는 식(4-5)를 사용할 수 있으나 이 또한 과대 용량일 때는 적절히 고려하여 선정할 필요가 있다.

$$P_N = \sqrt{3} \cdot V_N \cdot I_N \cdot N \cdot K \cdot 10^{-3} \quad \text{---------- (4-5)}$$

V_N : 최고 주파수에서의 전동기 전압(V)
I_N : 최고 주파수에서의 정격전류(A)
N : 전동기 총 운전 대수
K : 여유율(1.1)

마. 고조파 영향 검토

교류 가변속 장치에서 발생하는 고조파로 인하여 전력용 콘덴서의 가열, 발전기 단부 발열 등의 나쁜 영향을 미치므로 사전에 이를 검토하여 고조파 관리 기준 이하일 경우는 문제가 없으나 이상일 때는 이에 대한 대책을 강구하여야 한다. [표 4-5]은 각종 고조파 관리 기준이다. 그러나 최신기술인 Cascaded H-Bridge 사용하는 인버터의 경우에는 고조파 발생을 무시 할 수 있다.

[표 4] 허용 고조파 전류

고조파차수	5	7	11	13	17	19	23	25
허용치(A)	10.6	5.0	2.6	2.2	1.8	1.7	1.8	1.9

[표 5] 허용 고조파 전압

계통 종별	각 차수 고조파 전압 함유율	비 고
154KV이상	0.5%이하	전압 종합 왜형률 약1.0%이하
66KV이하	1.0%이하	전압 종합 왜형률 약 3%이하

5. 경제성 검토

경제성 검토는 가장 중요한 부분 중의 하나라고 볼 수 있다. 우선 년간 운전곡선(Operating Profile)을 작성한 뒤 각 운전 점에 대한 제어별 입력차를 계산하여 년간 절감량과 절감액을 계산하여 투자 회수 기간을 산정하여 투자의 타당성을 검토하여야 한다. 기설 전동기일 경우는 현재의 제어 방법 대신 속도제어로 교체할 경우의 절감량과 교류 가변속 제어장치의 투자비를 비교해서 검토하고 신규 설비일 경우는 교류 가변속 제어 장치비용에서의 기존방식의 비용을 뺀것을 투자비로 계산하여 검토하여야 한다. 이 경우 기존의 제어방식은 병설하지 않는다.

6. 기타 검토 사항

기존의 제어방식과의 결합문제, 각종 차단기 및 부속설비의 시퀀스 제어와 관련된 결합문제 등이 심도 있게 검토되어야 한다.

과부하 내량은 송풍기, 펌프와 같은 저감 토오크 부하인 경우 120% 1분, 정 토오크 부하일 경우는 150% 1분이 통상 사용되는 값이다. 교류 가변속 장치는 대용량일 경우 상당한 설치공간을 차지하므로 이를 고려하여야 하고 옥외 설치형이 있으므로 옥내 공간이 없는 경우는 이를 활용할 수 있다. 볼 베어링일 경우는 구리스 윤활을 하므로 특별한 문제가 없으나 슬리브 베어링으로 오일 윤활을 할 경우는 운전속도에 따라 윤활성의 문제가 없는지 검토하여 대책을 강구해야 한다. 공진으로 인한 진동문제, 축토오크 맥동, 냉각 능력 저하 등에 대해서도 사전검토를 행하여 적용 시점에서 문제가 발생되지 않도록 하여야 한다.

이러한 검토내용을 바탕으로 하여 교류 가변속장치의 시스템을 구상하고 기본능력을 확정한다. 컨버터, 인버터 펄스 수, 바이패스 설치여부, 동기절환 기능 부여 여부, 회생제동 또는 Dynamic Braking, 고장진단 기능, 각종설비의 호환성, 운전보수의 편의성과 안전성을 고려하여 구매사양을 작성하고 이를 기준으로 구매, 설치, 시운전을 거쳐 운전상태를 평가하여야 한다.