

발전소 통풍계통의 가변속 적용 후 진동특성에 관한 연구 Study on Vibration Characteristics after Applying Variable Speed Control to Constant Speed Fans used in a Power Plant

조철환 · 송오섭 · 양경현 · 김계연 · 조성태 · 문현동

C. W. Cho, O. S. Song, K. H. Yang, G. Y. Kim, S. T. Cho and H. D. Moon

(접수일 : 2009년 9월 18일, 수정일 : 2009년 11월 09일, 채택확정 : 2009년 11월 16일)

Key Words : Forced Draft Fan(압입통풍기), Induced Draft Fan(유인통풍기), Variable Speed Operation(가변속 운전), Harmonic Resonance(조화공진), Campbell Diagram(캠벨선도)

Abstract : In this paper, vibration characteristics after applying variable speed control to fans with a rated speed used in a power plant are studied by performing experiments and analyzing finite element models. Then the campbell diagram is presented to verify the reason of the abnormal vibration measured from fan structure during variable operation of Forced Draft Fan & Induced Draft Fan.

According to results, it is found that amplitude of acceleration increases abruptly when a 2X harmonic component meets the natural frequency of fan rotor. Therefore it is very important thing that investigate exactly dynamic characteristics for the rotor at variable speed zone before applying variable speed control to a rotor with a rated speed.

1. 서 론

최근 석탄을 포함한 유가의 상승으로 인해 전력 생산단가의 상승이 지속되면서 자원 고갈에 대한 대비와 에너지 절약방안이 대두되고 있다. 그러한 측면에서 발전소와 같이 기존의 설비를 운영하는 입장에서는 연료비 상승으로 인한 손실을 줄이기 위해 설비의 효율을 높이는 방향으로 노력을 기울이고 있다.

현재 에너지산업 관련분야에서는 ESCO(Energy Service Company)사업이라는 것을 통해 에너지 절감을 위해 적극 노력하고 있는 추세이다. 이 사업은 운영 주체가 에너지 개선을 위한 대상설비의 공사비를 직접 투자하지 않고 에너지 전문기업이 공사를 직접 수행하고 향후 설비의 에너지 절감액을 통해 투자된 공사비용을 회수해 가는 제도이다.

발전소 설비의 효율개선의 한 일환으로 시도되고 있는 것이 발전소 통풍계통의 통풍기와 냉각수 순

환계통의 펌프에 대한 고정속도 제어에서 가변속 제어로 개선작업이다. 발전소내 자체 전기 소비용량의 상당부분을 차지하는 것이 각종 통풍기와 펌프류이다. 소요량에 따라서 속도를 가변속 제어함으로써 목적하는 적정량의 출력을 얻을 수 있으면서 특히 저속으로 운전하는 시간이 많으면 많을수록 전력비는 이에 3승에 비례하여 절약할 수 있기 때문에 에너지 절약 측면에서는 매우 긍정적인 면이 있다¹⁾. 그러나 기존 고정속도에서 사용되도록 설계된 설비에 사용자가 원하는 범위사이에서 가변속이 될 수 있도록 설비를 개선하면서 기계적인 문제가 발생하였다. 즉 회전속도의 변화가 구조물과 내부 회전체의 동특성에 영향을 미치게 되어 과도한 진동이 발생함으로써 내부 팬 블레이드 혹은 외부 지지물이나 구조물의 손상으로 대형 사고까지 발생시킨 사례가 나타나고 있다²⁾.

따라서 본 논문에서는 그러한 사례들의 일례로서 국내 특정 발전소를 대상으로 고정 속도로 사용되던 통풍계통(압입통풍기와 유인통풍기)의 효율을 최적화하기 위해 가변속 운전 상태로 개선한 후에 특정조건에서 발생하는 과도진동의 원인을 campbell 선도 작성과 검토를 통해 향후 설비개선에 활용하

조철환(책임저자) : 한국전력 전력연구원
E-mail : chcho@kepc.co.kr
송오섭 : 충남대학교 교수
양경현, 김계연, 조성태, 문현동 : 한국전력 전력연구원

고자 하였다.

2. 통풍팬의 진동해석

2.1 대상설비의 개요

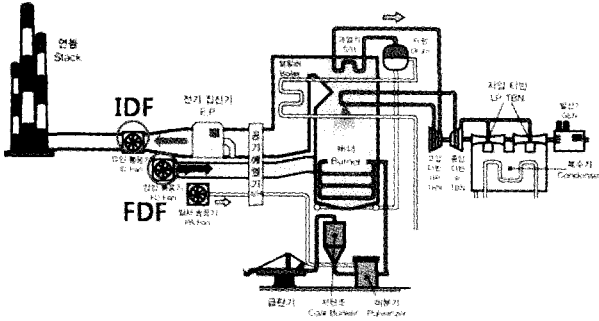


Fig. 1 Principles of FDF & IDF

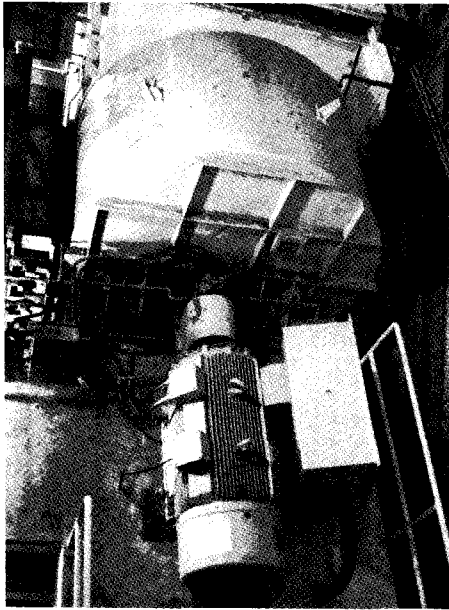


Fig. 2 Configuration of a FDF

시험 대상설비는 발전소에서 주요 통풍계통을 위해 사용되는 압입통풍기(FDF; Force Draft Fan)와 유인통풍기(IDF; Induced Draft Fan)이다(Fig. 1). 구조상 한 호기당 각각의 통풍기가 전동기에 연결된 상태로 2대씩 설치되어 있다.

압입통풍기는 보일러(순수한 물을 가열하여 증기를 생성)로 석탄이나 중유 등의 연료가 공기와 혼합되면서 가열될 수 있도록 공기를 불어넣어 주는 역할을 한다(Fig. 2).

압입통풍기와 유사하게 구성된 유인통풍기는 보일러 내부에서 연소된 공기가 증기를 만드는 역할을 끝내고 연돌을 통해 원활하게 배출될 수 있도록

내부 공기를 흡입하는 역할을 하게 된다.

압입통풍기와 유인통풍기에 대한 기술적인 사양을 Table 1과 Table 2에 표시하였다. 기술적 사양에서 알 수 있듯이 기본적으로 정속운전에 맞춰 설계 제작된 설비이지만 발전소 부하에 따른 소요 공기량의 조절을 위해 통풍기의 속도를 조절함으로써 장기적으로 소내 전력소비를 절감하는 효과를 얻고자 통풍기 운전방식을 가변속이 가능하도록 개조하였다. 그러자 특정 운전속도에 도달하면 통풍기 회전체를 지지하는 베어링에서 진동상승 현상이 발견되었다.

Table 1 Technical Specification of FDF

Type	Centrifugal	Material	
Type of Driver	Electrical Motor	Blade	Highten Steel
Fan Speed	1180 RPM	Center Plate	SS400
Max. Temp.	60 °C	Side Plate	SC450
BRG. Type	Roller	Impeller Hub	Highten Steel
Rotor Diameter	1730 mm	Shaft	SM45C
Blade Thickness	from 3.2mm to 4.5mm	Weight	
No. of Blades	10	Rotor	1,100kg
Hub Diameter	750 mm	Housing	6,760kg
Hub Thickness	180 mm	Total Weight	12,450kg

Table 2 Technical Specification of IDF

Type	Centrifugal	Material	
Type of Driver	Electrical Motor	Blade	SS400
Fan Speed	880 RPM	Center Plate	SS400
Max. Temp.	200 °C	Side Plate	SS400
BRG. Type	Roller	Impeller Hub	SC450
Rotor Diameter	2085 mm	Shaft	SM45C
Blade Thickness	3.2mm	Weight	
No. of Blades	11 X 2	Rotor	2,270kg
Hub Diameter	650 mm	Housing	12,600kg
Hub Thickness	305 mm	Total Weight	15,700kg

2.2 진동 측정

대상 통풍기에 대한 진동 측정은 초기 운전속도에서 속도를 서서히 높여 최고 운전속도에 도달할 때까지 통풍기와 전동기측 모든 베어링 케이싱에서 가속도의 크기로 측정되었다. 측정 결과 통풍기 케이싱의 커플링측(Fig. 3)의 수평(horizontal)방향(Fig. 4)으로 진동상태가 가장 뚜렷하게 나타나고 있어 그 결과를 Table 3과 4에 제시하였다.

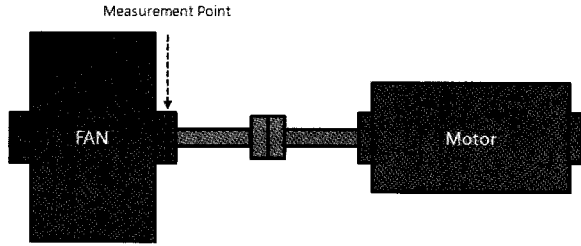


Fig. 3 Measurement point on FDF system

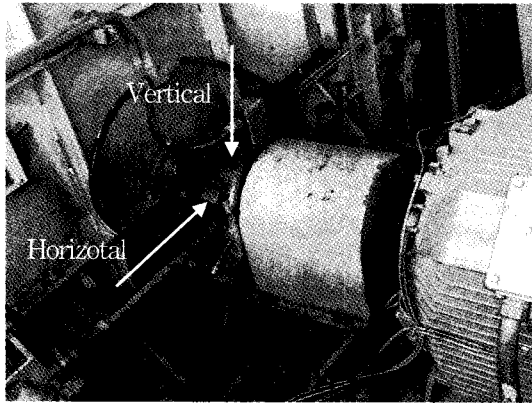


Fig. 4 Measurement Directions on FDF bearing casing

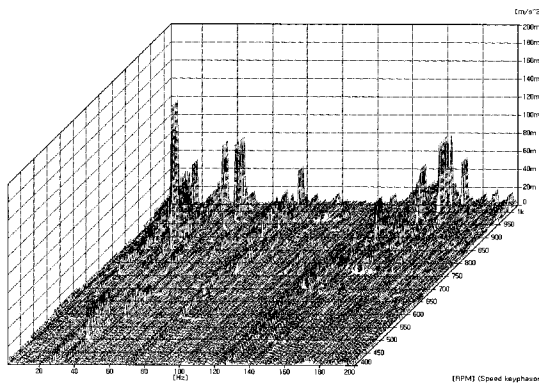


Fig. 5 Vibration according to speed variation of FDF A

Table 4 Dominant vibration of IDFs

IDF A		IDF B	
(RPM)	(mm/s ²)	(RPM)	(mm/s ²)
320~340	26.4 (21.75Hz)	325~330	19.2 (22Hz)
425~450	51.5 (21.75Hz)	435~455	35.2 (22Hz)
620~705	105 (21.75Hz)	630~685	81.7 (22Hz)
710~725	10.2 (24Hz)	705~715	30.2 (23.75Hz)

Fig. 5는 FDF A를 저속에서 최고속까지 변속운전되는 상태에서 진동 측정결과를 보여주고 있다. 특정속도에 진입하면 정상속도보다 높아지는 경향을 보이고 있다. 이러한 현상을 Table 3과 4로 정리하였다.

일반적으로 회전기계의 진동평가를 위해서는 정속운전의 경우에 축이나 베어링 케이싱을 통해 측정되는 진동상태를 평가하게 된다. 그러나 본 연구의 경우 변속 과정에서 진동이 측정되기 때문에 대상설비에 대한 절대적인 평가기준을 찾기가 매우 어렵다. 그럼에도 불구하고 압입통풍기의 경우 950RPM 이상의 구간에 진입할 경우 축진동이 300 μm(peak to peak)를 초과하여 나타날 정도로 심각한 진동상태를 보이는 경우도 나타났다. 또한 특정지점을 통과하면 진동상태가 안정되는 현상을 보이고 있다.

설비의 기계적인 정비요인이나 내부 유동에 기인한 특이 소음이 발생하지 않음에도 불구하고 이렇게 특정영역에서 진동이 발생하고 있는 현상을 규명하기 위해 다음 단계로 회전체에 대한 동특성 분석을 수행하였다.

Table 3 Dominant vibration of FDFs

FDF A		FDF B	
(RPM)	(mm/s ²)	(RPM)	(mm/s ²)
486~570	37.4 (34.25Hz)	-	-
821~915	159 (29Hz)	756~915	215 (29Hz)
957~991	47.6 (16.5Hz) 84.7 (49Hz)	940~980	30.1 (31.5Hz) 84.7 (46.25Hz)
1010~1030	47.2 (17.25Hz) 70 (34.25Hz)	995~1030	16.3 (16.88Hz) 43.4 (33.75Hz)

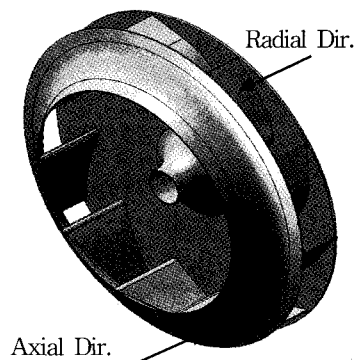


Fig. 6 Measurement Points and Directions FDF Rotor

2.3 통풍기 블레이드의 고유진동수 측정

통풍기의 내부의 회전체에 대한 구조적인 모습을 Fig. 6과 7에 제시하였다. 압입통풍기는 양면 plate 사이에 특정각도로 블레이드가 고정된 모습이고, 유인통풍기는 중간 plate를 기준으로 양면 plate 사이에 블레이드가 고정된 형태이다.

블레이드를 포함한 측면 plate의 동특성을 분석하기 위해 압입통풍기 2대와 유인통풍기 2대에 대하여 각각의 고유진동수를 측정하였다. Fig. 6과 7에 고유진동수 측정시 위치와 방향을 표시하였다.

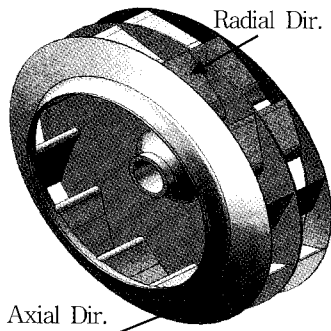


Fig. 7 Measurement Points and Directions of IDF Rotor

Table 5 Natural Frequencies of FDFs

	Measurement Dir.	Natural Frequencies
#A	Radial	24Hz, 39.25Hz
	Axial	23.25Hz, 34.75Hz
#B	Radial	22.75Hz, 38.5Hz
	Axial	21.75Hz, 34Hz

Table 6 Natural Frequencies of IDFs

	Measurement Dir.	Natural Frequencies
#A	Radial	22.5Hz
	Axial	13Hz, 21Hz
#B	Radial	22.25Hz
	Axial	13.25Hz, 21.5Hz

Table 5와 6은 통풍기 회전체 구조물에서 측정된 고유진동수를 보여주고 있다. 정지된 상태의 고유진동수는 회전이 시작되면 속도의 증감에 따라 원심력의 영향으로 변화가 있을 것으로 판단된다. 측정을 통해 파악된 고유진동수는 유한요소 해석의 경

계조건의 수립을 위해 사용된다.

3. 유한요소 해석

본 연구에서 통풍기 회전체에 대한 가변속 상태에서의 진동요인을 살펴보기 위해서는 유용한 유한요소 모델을 수립하여 수치해석을 수행함으로써 회전 속도 변화에 따른 회전체의 고유진동수 변화를 현장시험을 통해 얻은 데이터와의 비교를 통해 확인할 수 있다.

일반적으로 블레이드 회전체에 대한 유한요소 모델의 수치해석은 각각의 블레이드 beam요소와 등가질량, 관성요소, 베어링 요소 및 재질로부터 주어지는 강성요소, 불균형적 가진요소 등을 조합하여 다음의 방정식으로부터 수행된다.

$$[M]\{\ddot{q}\} + ([C] + [G])\{\dot{q}\} + [K]\{q\} = \{q\}z \quad (1)$$

여기서, [M], [C], [G], [K]는 각각 관성, 감쇠, 자이로스코픽, 강성행렬을, 그리고 {q}와 {Q}는 일반화된 변위와 외력벡터를 나타낸다³⁾.

그러나 본 연구에서는 정지상태에서 단순한 회전 상태의 동적 특성의 변화만을 고려하게 되므로 베어링 요소와 불균형적 가진요소에 대한 항은 제외되었다.

3.1 유한요소 모델의 수립

통풍기의 회전체 부분에 대한 유한요소 모델을 Fig. 8과 9와 같이 생성하였다. 적용된 유한요소 모델은 shell63 요소와 solid45 요소를 적용하였으며, 각 element와 node의 수는 Table 7, 8과 같다.

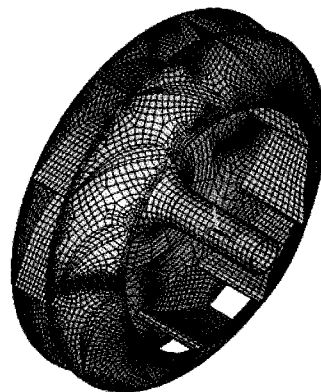


Fig. 7 Measurement Points and Directions of IDF Rotor

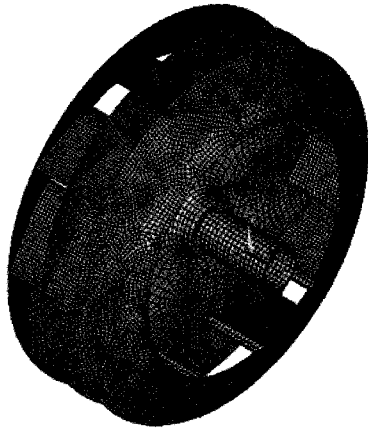


Fig. 8 Measurement Points and Directions of IDF Rotor

Table 7 The finite element number applied for FDF rotor

	Element No.	Node No.
Shell Element	10,239	10,982
Solid Element	8,956	13,180
Total No.	19,195	22,684

Table 8 The finite element number applied for IDF rotor

	Element No.	Node No.
Shell Element	21,044	20,343
Solid Element	25,056	37,687
Total No.	46,100	54,699

3.2 모드해석

통풍기의 정상가동시 내부 설계온도는 압입통풍기가 약 60°C이고, 유인통풍기는 약 100°C를 약간 상회하는 상태이다. 유한요소 모델 해석에 있어 온도 상승의 영향을 고려할 때 재료의 물성치 변화가 모드해석 결과에 영향을 미치지 않을 정도의 온도 변화이기 때문에 온도는 상온과 동일한 조건으로 간주하였다.

먼저 정지상태의 통풍기 회전체 유한요소 모델의 해석을 통해 각 모드별 고유진동수를 얻었다(Fig. 9, 10). 그 결과 가운데 압입통풍기와 유인통풍기 모두 진동 모드가 20Hz대에서 측면 plate의 shell 모드와 블레이드의 beam 모드가 연동되어 나타나고 있는 것을 알 수 있다. 앞서 고유진동수 측정결과에서도 axial과 radial 방향에서 거의 유사하게 각각 20Hz 주변의 고유진동수가 나타났다. 이것은 통풍기 회전

체의 기하학적인 특성에서 기인되는 것으로 판단된다. 또한 압입통풍기의 세번째 진동모드와 유인통풍기의 첫번째 모드도 측정결과와 해석결과에서 매우 유사하게 나타나고 있음을 확인할 수 있다.

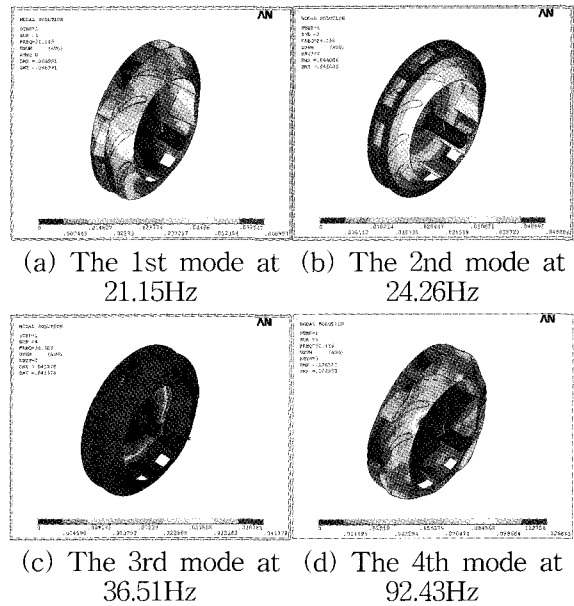


Fig. 9 Mode shapes of FDF model

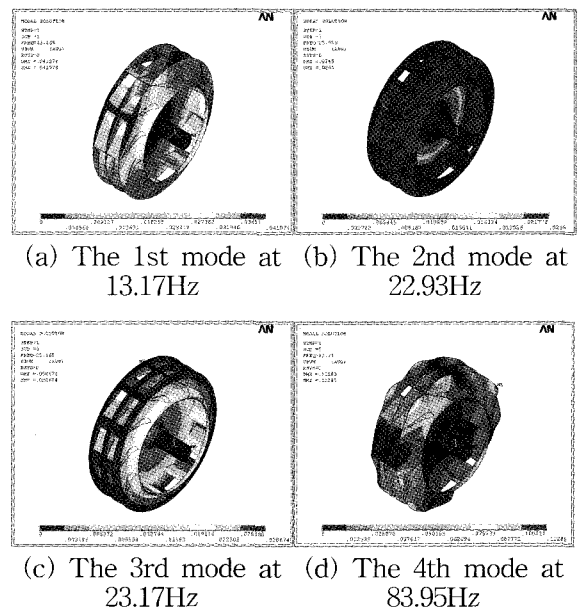


Fig. 10 Mode shapes of IDF model

다음 단계로 0 RPM에서 통풍기가 승속될 경우를 유한요소 모델에 적용하였다. 회전축의 양단지지는 현장에서 측정된 지지점까지의 위치에 고정된 것으로 가정하였고 회전체 중앙부에 회전관성력을 부여한 상태로 해석을 수행하였다. 통풍기별 해석결과는 Table 9와 10에 제시하였다.

Table 9 Results of mode analysis for FDF model under increasing speed

	1st Mode	2nd Mode	3rd Mode
0 RPM	21.15	24.26	36.51
400 RPM	22.04	24.98	36.55
600 RPM	23.29	26.07	36.95
800 RPM	24.92	27.51	37.49
1000 RPM	26.87	29.27	38.17
1200 RPM	29.07	31.28	38.99

Table 10 Results of mode analysis for IDF model under increasing speed

	1st Mode	2nd Mode	3rd Mode
0 RPM	13.17	22.93	23.17
400 RPM	14.72	23.31	23.82
600 RPM	16.61	24.11	24.96
800 RPM	18.94	25.18	26.47

3.3 Campbell 선도 작성과 검증

일정 속도별로 회전상태를 고려한 모드해석 결과와 앞서 측정된 각 통풍기별로 측정된 정지상태의 고유진동수 결과를 고려하여 다음과 같은 Campbell 선도를 작성하였다⁴⁾.

기본적으로 모든 통풍기에서 기본적인 운전주파수인 1X 성분보다는 고유진동수들이 높게 분포되어 있다. 그러나 그 이상의 조화성분인 2X, 3X, 4X 성분은 변속운전시 회전체 구조물과의 공진 발생영역에 있음을 알 수 있다.

Table 3과 4에 제시된 결과로부터 변속운전 중 통풍기 지지베어링에서 측정된 진동이 상승한 성분을 고려할 때 Campbell diagram에서 공진점을 교차하는 것으로 나타난 지점에서 가속도 값이 상승하는 현상은 일치하거나 근접하는 경향을 보이고 있다. 2X성분이 2차 모드 고유진동수(20Hz 주변)를 지날 때 동일속도에서 3X성분이 3차모드의 고유진동수 성분과 일치할 경우 진동이 가장 커지는 현상을 확인할 수 있다. 이러한 현상은 압입통풍기의 변속 운전 중 800RPM 주변에서 발생하였다. 또 한가지 특이점은 20Hz 주변에서 진동모드가 연동되어 있는 부분을 2X 성분이 지날 경우 모두 진동이 상승하고 있음도 확인할 수 있다. 따라서 이 지점에서 오랜 시간 운전은 장기적으로 문제를 일으킬 우려가 있다고 하겠다. 그리고 3X와 4X의 고차성분들이

지나는 지점에서 가속도 크기가 상승한 부분도 조화공진의 영향은 있을 수 있으나 구조물을 가진하는 크기가 저차성분들에 비해 매우 작기 때문에 구조물의 단기적 피로손상에는 큰 영향을 미치지 않는 수준으로 보았다.

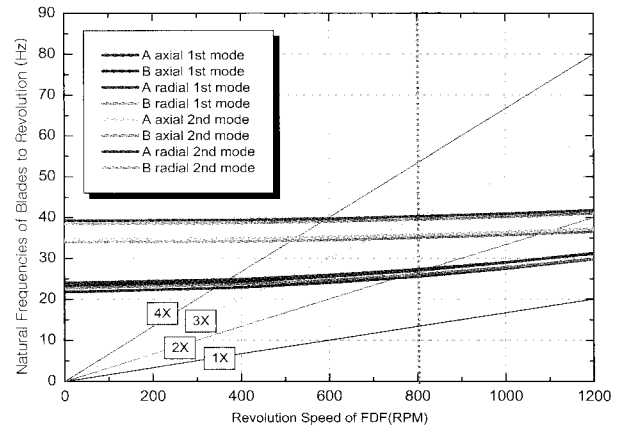


Fig. 11 Campbell diagram for FDFs

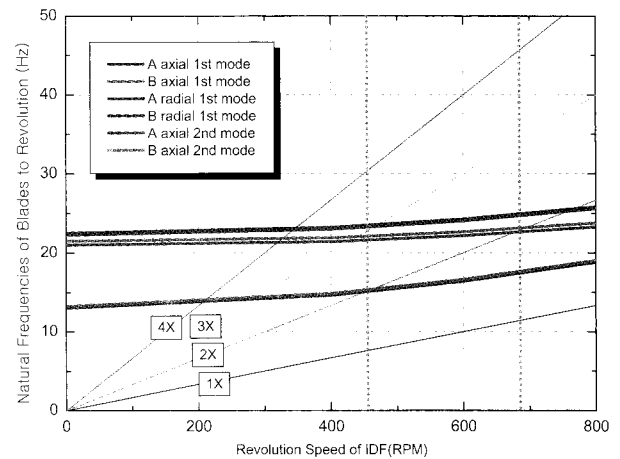


Fig. 12 Campbell diagram for IDFVs

4. 결 론

본 연구에서 발전소에서 정속운전 상태로 사용 중이던 통풍기를 변속운전이 가능하도록 제어시스템을 수정하였을 경우 발생할 수 있는 공진 현상분석과 향후 개선시 설계에 적용할 수 있는 검증자료를 확립하고자 현장 측정자료와 유한요소 해석에 근거한 Campbell 선도를 제시하였으며, 실제 가변속 설비개선 후 운전 중 원심통풍기의 파손에 의한 발전 정지를 경험하였는바, 본 논문을 참고하여 원심통풍기의 가변속 설계시 중요한 참고자료로 활용 할 수 있을 것이다. 다음의 사진은 발전소에서 실제 운전 중 파손된 원심통풍기의 모습이다.

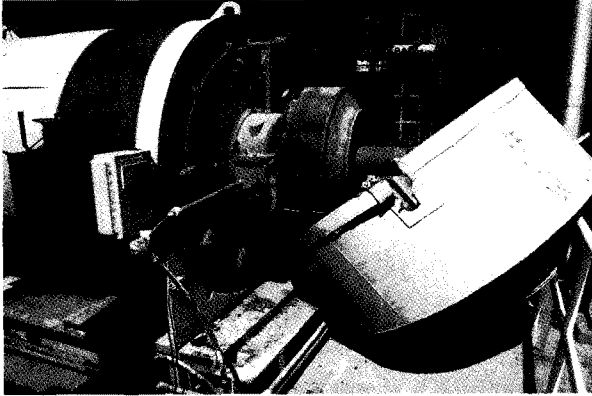


Fig 13 Motor Cooling Fan Cover 이탈

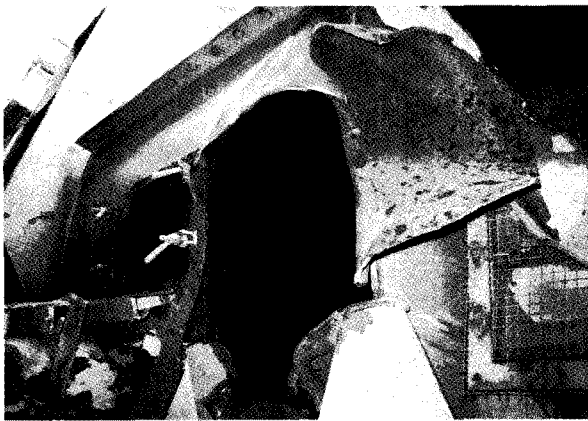


Fig. 14 Vane 절손부 충격에 의한 Fan Casing
절개상태

참고 문헌

1. 김종철, 1986, "PUMP와 BLOWER의 가변속 운전에 의한 ENERGY SAVING", 세미나집, 한국기계산업진흥회, pp. 98~102.
2. 김병옥, 이안성, 2008, "산업용 원심분리기의 진동저감을 위한 로터다이나믹 해석", 한국소음진동공학회 논문집 제18권 제8호, pp. 879~885.
3. 양경현, 조철환, 조성태, 2009, "FDF 및 IDF 가변속 운전에 대한 안정성 검토 결과 보고서", 기술보고서, 한전 전력연구원, pp. 1~16
4. Meherwan P, Boyce. 2002, "Gas Turbine Engineering Handbook - Second Edition", Gulf Professional Publishing, pp. 211~217.
5. Frank P, Bleier. 1997, "Fan Handbook - Selection, Application and Design", McGraw-Hill.
6. Maurice L, Adams. 2001, "Rotating Machinery Vibration - from Analysis to Troubleshooting", Marcel Decker, Inc.

7. Cyril M, Harris. 1988, "Shock & Vibration Handbook- Third Edition", McGraw Hill Book Company.