

第 8 章 슬리브 베어링에서의 문제 (Sleeve Bearing Problems)

1. Gap 電壓 測定에 의한 슬리브 베어링 磨滅 診斷 (Diagnosis of Sleeve Bearing Wear by the Gap Voltage Measurements)

면밀하고 신뢰성 있는 결론에 도달하기 위한 충분한 자료가 부족하면, 기계의 문제점을 진단한다는 것은 어려울 수밖에 없다. 한 증상을 다루고 있는지 또는 기본적인 문제를 다루고 있는지 종종 불확실한 경우가 있다. 자료를 많이 가지고 있을수록 더욱 정확한 결론을 얻을 수 있다는 것에 우리 모두 동의 할 것이다. 그렇지만, 어떤 자료들은 다른 자료들보다 더 가치가 있다.

자료가 제공하는 전망은 상황에 대해 분명한 견해를 갖도록 하는 중요한 특징이 될 수 있다. 이것은 잠재적인 문제의 범위를 규정할 수 있고, 그것을 수정하고, 기계를 운전 상태로 되돌리기 위해서 주요 결정자가 훌륭한 계획을 수행할 수 있도록 한다. 어느 발전소에서 터빈 발전기 베어링문제를 진단할 때 주요 결정자는 이러한 사고 방식을 경험하였다.

문제의 존재를 인식하는 것, 발전소의 컴퓨터 자료를 검토하는 것 그리고 시간대별 운전상황(Sequence of Event: SOE)을 재현하는 것도 때로는 문제에 관해 신뢰성 있고 잘 규정된 결론을 이끌어 내기 위한 충분한 정보를 제공하지 못한다. 이 발전소의 경우 그들의 진동 감시 시스템에서의 하나의 추가자료가 해결의 전망을 밝게 해주었다. 이 정보를 가지고 발전소와 본사 직원들은 기계의 문제점이 무엇인지 알아냈다. 일찍이 그러한 결정이 내려졌더라면 빠르고 확신있게 필요한 정지 계획을 수립했을 것이다.

시간대별 운전상황(Sequence of Events)

이 발전소의 2호기는 11개의 베어링을 가진 웨스팅하우스사의 600 MW급 Tandem 형의 터빈이다. 터빈의 진동 감시 시스템은 Proximity와 케이싱에 장착된 진동 변환기 둘 다 사용하고 있다. 더 중요한 것은 이 발전소의 성공 사례의 핵심은 각 베어링에 XY 배열로 진동 변환기가 설치되어진 것이다. Dynamic Data Manager(DDM) 시스템은 감시 시스템에서 입력되는 자료를 계속해서 수집하고 처리한다.

1991년말 정지 후에 다시 전력 계통병입후 2호기는 보일러 화염감지 시스템 고장으로 1992년 1월 10일 정지됐다. 이 정지 건은 예외적인 것으로 보지 않았다. 나중에

컴퓨터 자료 검토 결과 저압 “A” 케이싱의 발전기 측에 위치한 주 베어링인 #6 베어링의 Babbitt 온도 급상승이 있었음을 알았다. 화염 감지기 문제는 수정되었고 터빈은 병입 속도까지 올라갔으며 운전원들은 베어링 온도를 점검하는 정상적인 주의를 기울였다. 그들은 전번 정지 기간동안 #5, #6, #7, #8 베어링이 Sleeve Type에서 Tilting Pad Type으로 바뀌었으며 더 뜨거운 상태로 운전되는 경향이 있다는 것에 오히려 신경을 쓰고 있었다.

기동 중에 #6 베어링의 온도가 93°C 이하로 안정되었다. 나중에 121°C까지 높게 급상승하여 했지만 #6 베어링 열전대계의 전기적 상태를 점검하였고 이것이 온도 급상승의 원인으로 생각하였다. 운전원들이 발전기의 부하를 올리자 #6 베어링의 온도가 114°C까지 꾸준히 상승했다. 인근 베어링의 온도도 #6 베어링의 범위까지는 아니었지만 상승했다. 출력 537 MW에서 운전원들은 잠재적인 심각한 문제가 있다는 것을 판단했고 바로 이어서 부하 감발후 정지시켜 터닝기어 운전을 하였다. 운전원들은 터빈 정지를 현명하게 결정했지만 문제가 무엇인지 또 그 심각성을 알지는 못했다.

문제점 전망의 사례(The Problem - A Case of Perspective)

이 발전소에 파견된 본사 전문 기술 감리자인 Carl은 급히 지원 요청을 받고, 지난번 기동시의 터빈 운전 자료를 검토했고 특히 2일전의 운전 자료에 초점을 두었다. 그 검토 항목은 DDM에 기록된 Rolldown Time, 터빈 메탈온도, 베어링 메탈온도 그리고 진동자료들 이다. 동시에 터빈 발전기에 대한 철저한 점검 절차가 이행되었다.

#6 베어링이 문제가 있는 유일한 베어링이라는 확신 아래 온도 급변화를 검토했다. 기동 및 정지 과정중의 진동은 허용 값인 75에서 80 μm 을 초과하지 않았다. 그림 8-1은 #6 베어링의 수평과 수직 방향의 진동 값이다.

Carl은 “우리는 문제를 갖고 있으며 #6 베어링이 그 대상이라는 것을 알았지만 그 문제가 얼마나 심각한지는 알지 못했으며 내 견해로는, 불량 열전대계가 우리를 오판으로 이끌었을 가능성이 있다” 라고 말했다.

윤활유 여과기 점검으로 베어링 재질에 문제가 있었던 것으로 밝혀졌지만, 윤활유계통 구성상 Wiping이 발생하였더라도 손상된 베어링 위치를 보다 정확하게 찾아내지는 못했을 것이다. Carl은 단지 Wiping된 모서리가 문제였을 수도 있다고 생각했다. 마찬가지로 여과기에 있는 금속 조각들은 아직까지 보지 못했던 이 문제와는 관계없는 것으로부터 나올 수도 있었을 것이다.

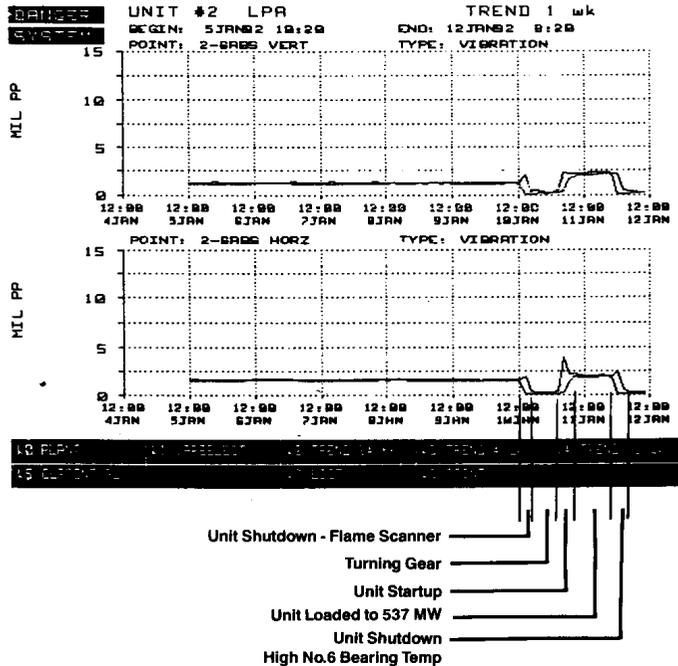


그림 8-1 #6 베어링의 진동 경향도

Carl은 화염 검출 시스템의 고장 이전의 정지시, 재기동시 및 2차 정지시의 정상상태 운전중 #6 베어링 뿐만 아니라 그 인접 베어링에서의 수평 및 수직 방향의 Probe로부터 Gap Voltage 경향 자료를 검토하였다. Gap Voltage 자료는 베어링 간극 내에서 저널의 정적 위치에 대한 정보를 제공한다. 정지 및 기동 중에 #6 베어링의 두 개의 Probe Gap Voltage는 더욱 큰 음전기로 되었다 (그림 8-2). #6 베어링이 증속과 감속 중에 점진적으로 Wiping되고 있었는데 이로 인해 로터 저널이 베어링에서 점차로 내려앉게 되었다. 전번의 정지(그림 8-3) 바로 후의 Gap Voltage 값을 검토한 결과 로터가 정상적인 터닝기어값 -11.0~-11.5 Vdc 이하로 떨어졌던 것이 확인되었다.

Carl은 “Gap Voltage 정보가 문제의 심각성을 규정해 주었고, 그것은 매우 실제적이고 심각한 문제였다는 것을 지금 알았다.” 라고 결론 지었다.

인접한 베어링의 Gap Voltage 자료 검토결과 정상치와 별다른 변화가 없음이 밝혀졌다. Carl은 “#6 베어링이 의심의 여지없는 문제였다. 물론 다른 모든 베어링(#1~#11)들을 분해 점검 청소하였다. Gap Voltage 자료가 없었다면 문제는 더욱 심각해졌을 것이고 불필요하고 시간낭비의 조치를 취했을지도 모른다.” 라고 덧붙였다.

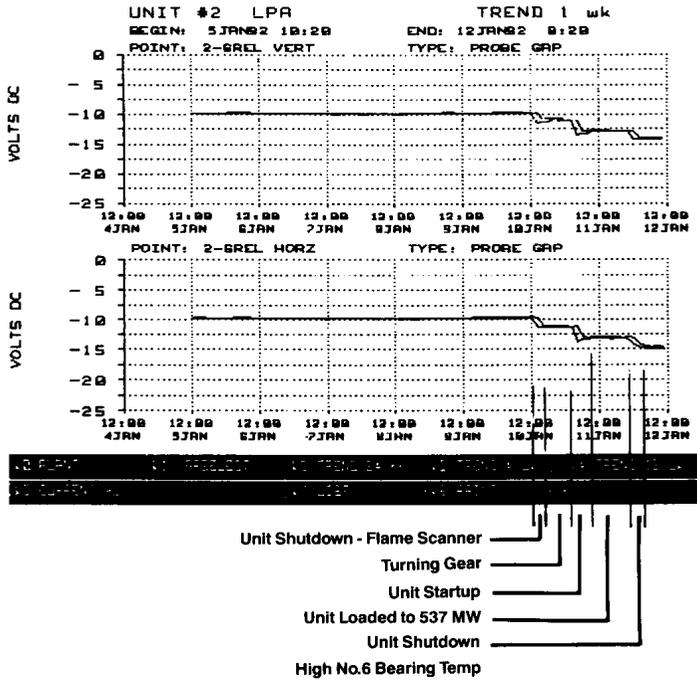


그림 8-2 금번('92. 1) #6 베어링의 Gap Voltage 경향도

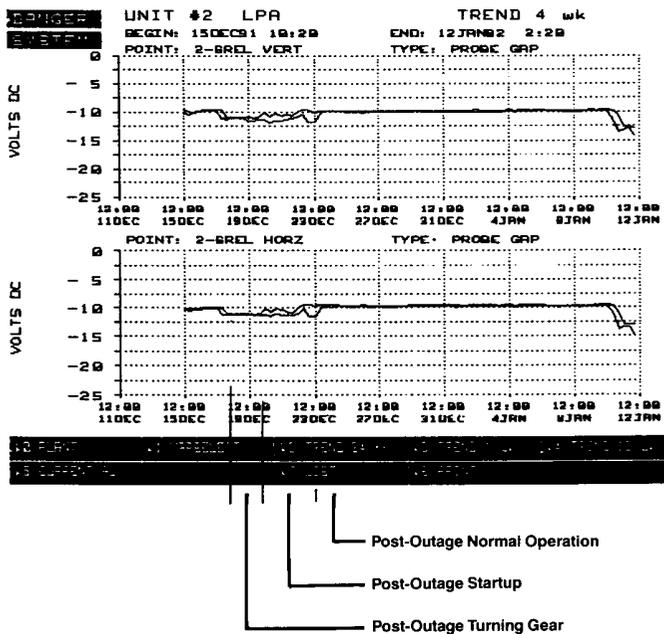


그림 8-3 전번('91. 12) #6 베어링의 Gap Voltage 경향도

그 문제점을 잘 알았기 때문에 Carl이 발전소의 경영진에게 그 터빈의 시기 적절한 정비에 대한 조치방법을 조언할 수 있었다. 발전소 이사인 Ronald는 “Gap Voltage 자료는 그 문제에 대해 우리에게 즉각적이고 중요한 전망을 제공했다.” 라고 말했다. 그러한 전망을 가지므로써 발전소 직원과 Carl은 2호기를 전력계통에 투입하기 위한 필요한 작업 범위를 알았다.

#6 베어링이 분해되었을 때 오일 갭 점검결과 베어링내의 로터가 최초 설치되었을 때 보다 0.52 mm 낮아졌음이 드러났다. XY Proximity Probe에서의 Gap Voltage들을 조합한 값을 보면 로터가 0.50 mm 낮아졌음을 나타냈다. #5 베어링은 Polishing한 것같은 약간의 손상을 입었다. 또한 그 유니트를 다시 운전하기 전에 고속의 오일 플러싱과 터빈 윤활유 냉각기 청소를 행하였다.

결론(Conclusions)

이제 이 발전소는 설비 정지 전 후에 모든 베어링에 대한 Gap Voltage 기록을 가지고 있다. 그것들을 기록하므로써 각 베어링에서의 로터 위치를 이력적으로 비교할 수 있어 베어링의 상태에 관한 실질적인 고찰을 할 수 있다.

Proximity Probe 변환기는 운전자에게 일반적으로 디스플레이 되어지는 상대 축진동과 더불어 Gap Voltage 측정값을 제공한다. 베어링에 XY Probe를 사용하면 두 방향의 진동 정보와 베어링 내에서 로터의 위치를 규정할 수 있다. 문제의 범위를 결정하려 할 때 사고 전후의 Gap 측정값의 이력은 사고에 대한 전망의 감을 줄 수 있다. Gap Voltage 값은 중요하고 유익하므로 무시해서는 안된다.

2. 遠心 空氣 壓縮機에서 2段의 슬리브 베어링 問題 檢出 (Detection of Second Stage Sleeve Bearing Problems on a Centrifugal Air Compressor)

2.1 背景 (Background)

화석 연료를 사용하는 한 공장은 각 기계에 대해 완전한 컴퓨터 베이스의 예지 정비 진동 프로그램을 공급 및 설치하기로 Technical Associates(TA)사와 계약을 맺었다. 또한 TA사는 기계의 초기 기준치 수집과 기준값에 대한 보고서 제출을 하게 되어 있었다. 평가하게된 기계중의 하나가 그림 8-4에서 보는 바와 같이 원심 공기 압축기 였다.

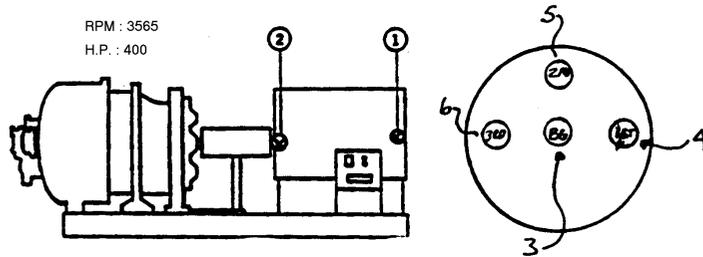


그림 8-4 원심 공기 압축기 및 진동 측정 위치도

2.2 結果에 대한 討論 (Discussion of Results)

표 8-1은 이 기계의 전체 진동과 Spike Energy를 최근(8월 15일)에 측정한 값이다. 그림 8-5는 압축기 2단의 진동을 영구 감시설비인 비접촉식 Probe로 측정한 스펙트럼이다. 그림 8-5에서 Band 4 Alarm이 발생한 것에 주의하라. 최고치는 88,500 cpm에 있었는데 이것은 2단의 회전속도인 44,310 rpm의 2배에 상응한다. 이들 원심 공기 압축기에서 비접촉식 변위 Probe로부터 진동 스펙트럼을 취득할 때 2×RPM 진폭이 1×RPM 진폭의 약 30%보다 크다는 것은 의심스러운 일이었다. 이 경우에 2×RPM 진폭은 1×RPM 진폭의 80%이상이었는데 이것은 잠재적인 문제점을 나타내는 것이다(특히 4× 2단 속도에서 진폭이 마찬가지로 높았기 때문임).

2단 베어링은 슬리브 베어링이었기 때문에 있을법한 문제점의 하나로 약한 이완 현상을 일으키게 하는 축과 베어링간의 간극으로 평가 하였다. 이렇게되면 축이 베어링 내에서 움직이어야 하는 값 이상으로 움직이게 된다. 이와 같은 간극 증가는 베어링 마멸에 의한 것일 수도 있으나, 이 경우에는 원래 간극이 컸을 것이다. 이것은 초기 기준 자료였기 때문에 이전의 진동 스펙트럼은 비교용으로는 사용할 수 없었다. 그러나 진폭이 상당히 낮았기 때문에 그 당시에는 이 상태가 심각한 문제점으로 판단되지 않았다.

2.3 勸告事項 (Recommendations)

2단 운전속도의 조화파에 의한 Band 4 Alarm이 발생하였는데 이는 2단에서 베어링 마멸에 의한 기계적 이완 때문일 가능성이 크다. 계속하여 2단 베어링 상태를 추적할 것.

표 8-1 공기 압축기의 최근 진동자료

시간	위치	방향	진폭	단위	경보치
08 : 16	1	A	.072	in/s	.250
08 : 16	1	H	.092	in/s	.225
08 : 16	1	H	.042	g/SE	1.25
08 : 16	1	O	.077	in/s	.250
08 : 17	1	V	.131	in/s	.225
08 : 17	2	A	.062	in/s	.250
08 : 18	2	H	.071	in/s	.225
08 : 18	2	H	.081	g/SE	1.25
08 : 18	2	V	.079	in/s	.225
08 : 19	3	A	.133	in/s	.300
08 : 20	3	H	.068	in/s	.300
00 : 00	3	V	.035	in/s	.300
08 : 23	4	H	.041	in/s	.250
08 : 24	4	V	.043	in/s	.250
08 : 21	5	A	.091	in/s	.300
08 : 21	5	H	.051	in/s	.250
08 : 21	5	V	.054	in/s	.250
08 : 22	6	A	.101	in/s	.300
08 : 22	6	H	.045	in/s	.250
08 : 22	6	V	.038	in/s	.250
08 : 24	3A	A	.149	in/s	.300
08 : 25	3H	H	.062	in/s	.300
08 : 25	3V	V	.045	in/s	.300
11 : 03	M1	H	.236	mils	.650
11 : 04	M2	H	.431	mils	.600
11 : 04	M3	H	.227	mils	.600
08 : 27	OPR	O	9256	Hours	9999

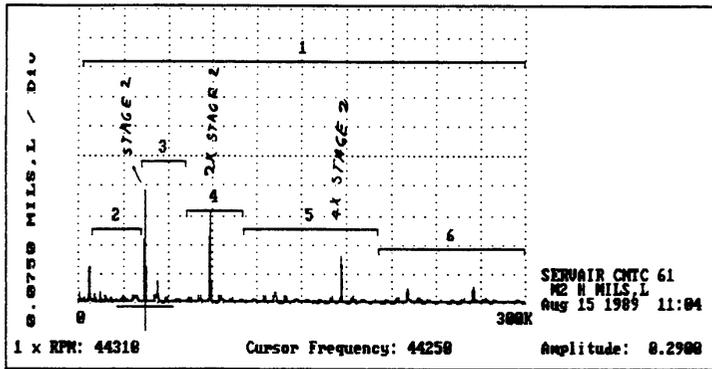


그림 8-5 Band 4 Alarm이 발생한 것을 나타내는 진동 스펙트럼

3. 壓縮機를 驅動하는 電動機 슬리브 베어링의 問題點 檢出 (Detection of Sleeve Bearing Problems in the Motor Serving a Compressor)

3.1 背景 (Background)

화석 연료를 사용하는 한 공장은 각 기계에 대한 예지정비 진동 프로그램을 설치하고 수행하도록 TA사와 계약 하였다. 계약 내용에는 기계의 기준값의 수집과 기준상태의 평가 보고서를 제출하도록 되어 있었다. 이들 기계중 문제가 되었던 것이 3단의 원심 공기 압축기이어서 이의 상태 평가를 다음과 같이 요약하여 제출하였다.

3.2 結果에 對한 討論 (Discussion of Results)

그림 8-6은 압축기의 개략도이고 표 8-2는 최근(8월 24일) 측정된 진동치 이다. 스펙트럼 Band 및 Overall Alarm이 각기 진동기 베어링에서 발생했다. 게다가 스펙트럼 Band Alarm은 압축기의 Bullgear 베어링(위치 3)에서 초과되었다. 그림 8-7과 8-8은 베어링과 저널간의 간극이 증가할 때 기계적인 이완이나 슬리브 베어링 마멸의 다음 단계가 발생하는 것이 전형적인 진동기 속도의 많은 조화파들이 존재하여 외측 진동기 베어링(위치 1)에서 Alarm이 발생한 것을 보여준다. 그림 8-9에서 보여준 내측 진동기 베어링에서 취한 스펙트럼과의 분명한 차이에 대해 주의하라. 그림 8-7 및 8-8과는 달리 그림 8-9는 회전속도 조화파가 거의 없음을 보여준다. 대신에 그림 8-9는 1×RPM에서 진동이 0.290 in/sec로 높고, 2×RPM에서의 진동도 0.095 in/sec로 주목할만함을 보여준다. 그림 8-10의 Bullgear 스펙트럼(위치 3)은 작은 Bullgear 속도의 고조파들도 나타났으며, 1, 2, 3단 운전속도에서의 Peak 들도 나타났었는데 이들은 Band 4내에서 RSS 에너지가 Band Alarm을 발생하도록한 것이다.

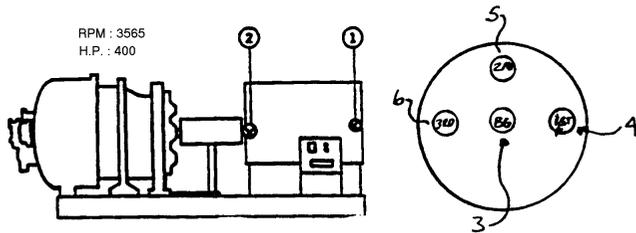


그림 8-6 공기 압축기 및 진동 측정 위치도

표 8-2 최근의 진동 측정치

시간	위치	방향	진폭	단위	경보치
15 : 14	1	A	.172	in/s	.250
15 : 14	1	H	.179	in/s	.225
15 : 14	1	H	.145	g/SE	1.25
15 : 15	1	O	.206	in/s	.250
15 : 15	1	V	*.246	in/s	.225
15 : 15	2	A	.135	in/s	.250
15 : 16	2	H	*.327	in/s	.225
15 : 16	2	H	.114	g/SE	1.25
15 : 16	2	V	.167	in/s	.225
15 : 16	3	A	.223	in/s	.300
15 : 16	3	H	.065	in/s	.300
15 : 16	3	V	.047	in/s	.300
15 : 20	4	A	.082	in/s	.300
15 : 20	4	H	.050	in/s	.250
15 : 20	4	V	.047	in/s	.250
15 : 20	5	A	.090	in/s	.300
15 : 20	5	H	.077	in/s	.250
15 : 20	5	V	.108	in/s	.250
15 : 19	6	A	.076	in/s	.300
15 : 19	6	H	.072	in/s	.250
15 : 19	6	V	.062	in/s	.250
15 : 18	3A	A	.289	in/s	.300
15 : 18	3H	H	.082	in/s	.300
15 : 18	3V	V	.049	in/s	.300
15 : 23	M1	H	.314	mils	.650
15 : 23	M2	H	.298	mils	.600
15 : 23	M3	H	.187	mils	.600
15 : 26	OPR	O	1145	Hours	9999

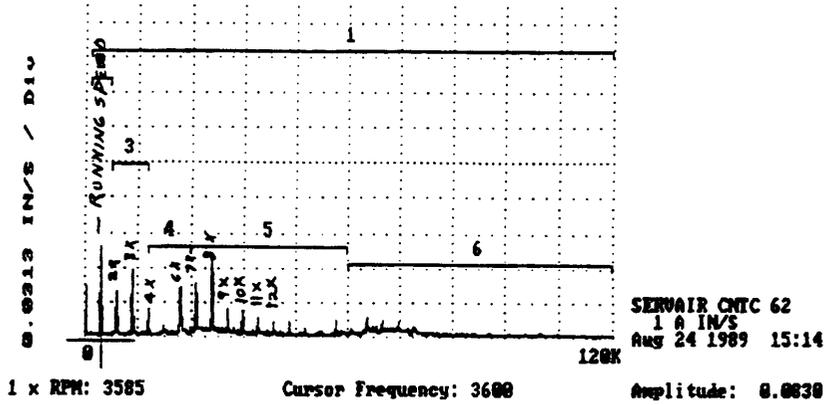


그림 8-7 위치 1A에서의 진동 스펙트럼

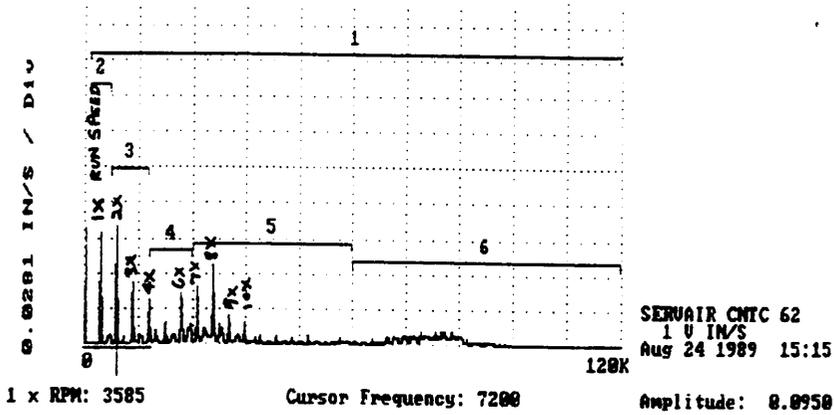


그림 8-8 위치 1V에서의 진동 스펙트럼

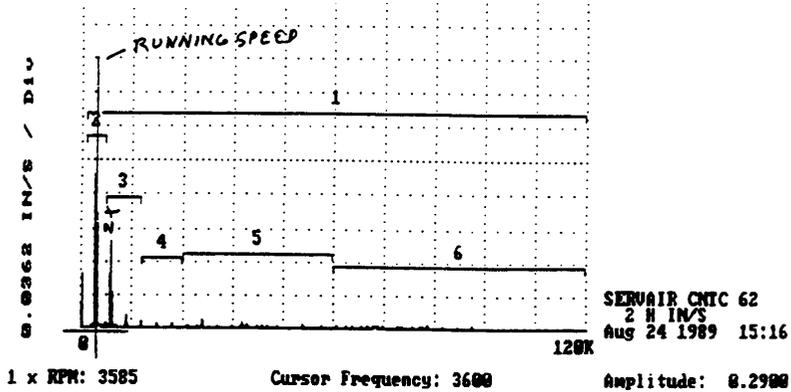


그림 8-9 위치 2H에서의 진동 스펙트럼

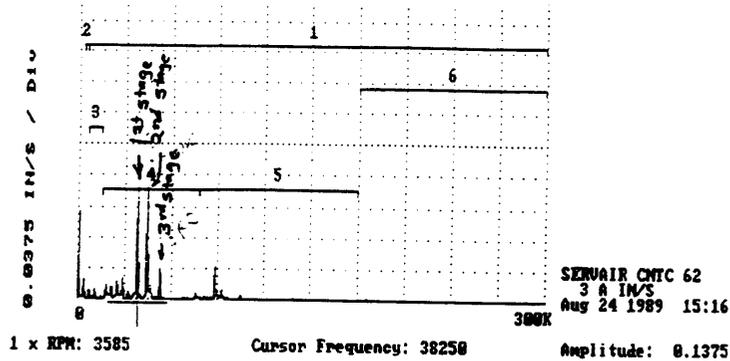


그림 8-10 위치 3A에서의 진동 스펙트럼

3.3 結論 (Conclusions)

전동기에서 나타난 배수 조화파들은 기계적 이완 문제에서는 전형적인 것이다. 전동기는 슬리브베어링이 설치되어 있고, 전동기 축과 베어링간의 정상적인 간극보다 더 크기 때문에 그림 8-7과 8-8에서 나타난 많은 조화파들은 기계적인 이완 상태를 일으키는 베어링 마멸로 인해 생길 수 있다. 그림 8-9에서 나타난 불평형($1 \times \text{RPM}$ 에서의 0.290 in/sec 진동)은 Misalignment에 의해 발생했을 것이며, 외측 전동기 베어링에서 보다 내측 전동기 베어링에서 보다 큰 Couple Unbalance 또는 작은 불평형이 증폭되고 있는 기계적 이완 상태를 크게 했을 것이다.

3.4 勸告事項 (Recommendations)

위치 1, 2, 3에서 전동기 Bullgear rpm의 많은 고조파 진동이 검출되는데 이는 불평형, Misalignment 및 기계적인 이완의 결과이다. 또한 그림 8-7, 8-8에서 많은 고조파들이 있어 전동기 베어링의 마멸 가능성도 있다. 따라서 전동기 베어링의 추가 변형을 나타내는 어떠한 변화에 대해서도 계속해서 면밀히 주시할 것.