

불균일한 저널에서의 오일 휩

이 병 준
(한국전력공사 정비기확실)

1. 머리말

다축인 증기터빈에서 주로 발생하는 오일 휩(Oil Whip)의 주원인은

(1) 보수불량, 기초위에서의 케이싱의 슬라이딩 불량, 고온증기의 누설 및 복수기 진공도 변화 등에 의한 로터의 Misalignment.

(2) Foundation 볼트나 파이핑 시스템에서 전달되는 외력에 의한 Resonance 휩.

(3) 터빈 Nozzle Control Stage에서 전원주에 걸친 불균일한 증기력 및 터빈내부에서 회전체와 고정체의 불균일한 간극에 의한 증기력의 불균형.

(4) 장기간 사용에 따른 베어링의 Pedestal, Adjusting Ring 및 Back Metal의 변형등에 의한 오일 휩이 일반적이다. 여기서는 저널(journal) 길이에 따라서 저널 직경의 차(0.04 mm)로도 오일 휩이 발생할 수 있다는 것과 저널을 현장에서 Polishing하므로써 오일 휩에 의한 진동을 제거한 사례를 현장작업 과정을 통하여 소개하고자 한다.

2. 인천화력 3호기 증기터빈의 제원

○정격출력 : 325,000 kW

- 주증기 조건 : 165 kg/cm²/538°C
- 재열증기 조건 : 35.6 kg/cm²/538°C
- 복수기 진공도 : 712.2 mmHg
- 터빈단수 : HP10, IP8, LP5×4
- 추기단수 : HP1, IP4, LP2 계 7단
- 제작자 : 프랑스 Alsthom사
- 준공일 : 1978. 5. 31
- Journal 직경 : #1~3 : 250 mmφ, #4 : 320 mmφ, #5~8 : 360 mmφ
- 배치도(그림 1)

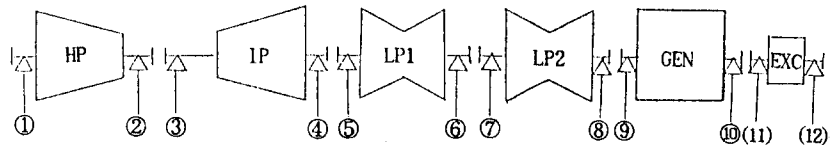


그림 1

○Field Weight Balancing이 불가능한 구조로 되어 있는데 저압터빈은 개조하여 Field Weight Balancing이 가능하다.

Alignment 조정

3. 터빈 운전, 보수이력 및 진동진단 : 1단계

3.1 '90 Overhaul(O/H)

(4. 1~7. 2) 전후 이력 표 1.

- '90. O/H 주요 작업내용
- HP, IP, LP 1, 2 터빈 완전 분해점검
- #2, 7 Journal Brg 및 Thrust Brg Shoe 교체
- #1~10 Brg 분해점검 및

3.2 '91. O/H(2. 26~3. 25) 전후 이력(표 2)

○'91. O/H 작업사항
-#2 Brg의 온도가 부하변동에 따라 70~76°C로 변동되어 분해점검 시행(#2 Brg 상태 및 Ball Seat Contract 상태 양호)

○O/H후 #2 Brg의 온도가 부하 증가에 따라 상승되고(165 MW에서 76°C), 220 MW 이하의 저부하에서 진동의 변화폭이 크다. (67~84 μm)

○'91. 4. 22 05:00 주말정지후 재병입하여 부하 증발중 #2 Brg

베어링 번호		1	2	3	4	5	6	비 고
'90. 2. 19	진동 (μm)	31	28	31	44	58	28	
320 MW	온도 (°C)	67	63	56	68	52	55	
'90. 7. 13	진동 (μm)	48	49	39	80	80	34	'90 O/H 후
325 MW	온도 (°C)	66	71	54	67	59	60	

표 2

베어링 번호		1	2	3	4	5	6	비 고
'91. 1. 28 325 MW	진동 (μm)	47	67	37	76	85	17	
	온도 ($^{\circ}\text{C}$)	67	76	53	63	59	59	
'91. 3. 27 325 MW	진동 (μm)	52	50	40	89	90	20	'91 O/H 후
	온도 ($^{\circ}\text{C}$)	66	83	53	63	61	59	
'91. 9. 9 324 MW	진동 (μm)	52	57	49	93	92	22	'91 O/H 후
	온도 ($^{\circ}\text{C}$)	66	85	53	69	60	59	

온도가 130 MW에서 93 $^{\circ}\text{C}$ 까지 상승되어 베어링의 Self Aligning이 불량한 것으로 판단하여 충격을 가했던바 온도는 73 $^{\circ}\text{C}$ 로 감소하였고, 진동은 56 μm 에서 72 μm 으로 증가되었으나 안정한 값을 유지하였다.

3.3 저부하시의 진동상승

'90, O/H후 터빈 정지시의 최대 진동치는 2,300 rpm 부근에서 #4 베어링이 110~120 μm 정도였으나 '91, 5월 이후론 #2 베어링이 3,000~3,400 rpm에서 140~160 μm 로 높아졌다.

특히 '91, 10월 이후론 저부하에서도 저부하에서 순간적으로 #2 Brg 진동이 상승되었다가 감소되는 현상이 발생되었으며 92, 3, 29 정지시에 106 MW에서 174 μm , 3480 rpm에서 193 μm 까지 상승됨. 그러나 고부하 운전시의 진동상태는 양호한 편이다.

3.4 저주파수 진동 발생

터빈 승속시부터 전부하에 걸쳐 #1, 2, 3 베어링에서 1/2X 부근의 저주파수 진동이 발생하며, 그 위상각이 변하는 반면 1X 진동 위상각은 일정하다. #2 베어링의 경우는 160 MW로 증발시 1/2X 진동이 56 μm 로 Overall 진동 138 μm 의 40%로 많은 부분을 차지하고 있다. 한편 감발시는 1/2X 진동이 적어 Overall 진동도 104 μm

로 감소하였다. 이와같이 증감발시 운전상태가 달라 로터가 불안정성을 띠고 있음을 알 수 있다.

1/2X 진동이 80 MW에서 220 MW 사이에서 주로 발생하여 이 부하역에서는 운전상황이 변화하면 1/2X에 의한 진동이 여기되어 고진동이 증발한다.

최근 #2 베어링의 진동이 급상승한 이력('91, 10~'92, 4)을 보면 11회에 걸쳐 최저는 142 μm 최고는 175 μm 까지 경험한 바 있다.

3.5 병해시 #2 베어링 진동 급상승

#2 베어링의 경우 Unit Shut Down 직후 Rotor Speed는 3615

rpm까지 상승하다 감속되는데 3580 rpm에서 1X 진동이 50 μm 에 비하여 1/2X 진동은 157 μm 로 전형적인 오일 휩 진동의 특성을 띠고 있다. (그림 참조) 터빈 감속과 더불어 1/2X 진동도 감소하다가 1800 rpm 부근에서는 1/2X 진동은 소멸되고 1X 진동만 남는 현상을 갖고있다. 앞에서 언급한 바와같이 전속 및 전부하에 걸쳐 1/2X 진동이 상존하고 있어 로터가 불안정한 상태에 있으므로 1/2X 진동을 여기할 수 있는 외력이 가해지면 고진동화 한다. 따라서 외력을 가능한 줄이기 위하여 부하 증감 및 온도변화를 서서히 하고, 25~30 MW에서 Unit Manual Trip을 시키고 있는데 이를 거의 0 MW까지 감발시켜 터빈내의 잔류증기를 최소화시키는 운전을 시도하고 있다. (그림 2)

3.6 로터 Alingment 상태

로터 Alignment Diagram은 '90, O/H 조립시 값이며 (단위 : 1/100 mm), 베어링 면압도는 1/2X 진동이 제일 큰 160 MW일때의 값이

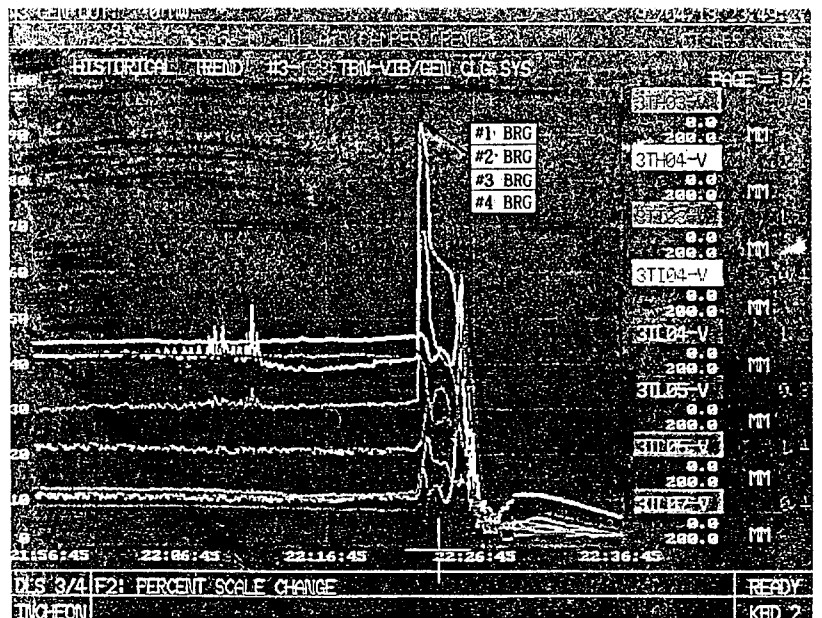
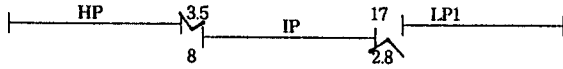


그림 2



1	2	3	4	5	6	Bearing
77	138	58	108	99	22	진동 (μm)
64.5	84	52.5	69	61	59	온도 (°C)
28	40.7	26	52	5	30	면압 (kg/cm ²)

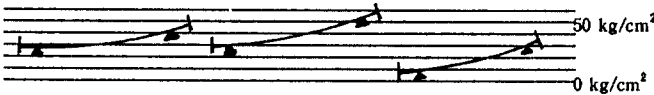


그림 3

고, 이때 진동 및 베어링 온도도 참고로 기재하였다.(그림 3)

IP 로터는 HP 및 LP1보다 10/100 mm 낮게 설치토록 설계되어 있으나 과거 #4 베어링의 과부하로 로터 Alignment를 '90, O/H시 수정조립 하였고, 베어링 면압도에서 보는바와 같이 아직도 #4 베어링이 높은 것으로 보아 #5 베어링에 비하여 과부하가 걸리고 있어 로터 Alignment는 Rim 치를 A-Coupling에서는 8/100 mm보다 작게, B-Coupling에서는 17/100 mm보다 크게 조정해야 한다. 그러나

Gland Packing 간극이 제한되어 있어 더이상 수정하기는 곤란함. 추가로 #4 베어링이 #2 베어링보다 부하를 더 받고 있음에도 #2 베어링 온도가 더 높은것은 #2 베어링이 불안정한 상태(Self Aligning 불량)임을 알 수 있다.

4. 터빈 운전, 보수이력 및 진동진단 : 2단계

4.1 중간보수전 주말정지후 기동시 운전상태 표 3.

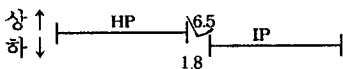
표 3

측정일시 부 하	베어링 번호 측정내용	1	2	3	4	5	6
		1992. 4. 20 04:30 0 MW 3600 rpm	진 동 (μm)	72	68	50	104
	베어링온도(°C)	62.5	67	54	53.5	72	58
	베어링면압(kg/cm ²)	23.5	31	35	8	45	15
1992. 4. 20 10:10 325 MW	진 동 (μm)	63	92	72	111	110	18
	베어링온도(°C)	66	83.5	52	68.5	60.5	58.5
	베어링면압(kg/cm ²)	33	54.4	23	53	2	39

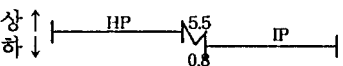
4.2 주요 보수사항

(1) HP/IP Coupling Alignment 조정

○분해시 측정치(단위 : 1/100 mm)



○조립치



○중간보수전 주말정지후 기동시의 운전상태를 고려할 때 Bearing Metal 온도 및 면압으로 보면 #2 베어링을 하향조정 하는것이 좋

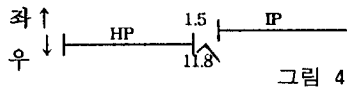


그림 4

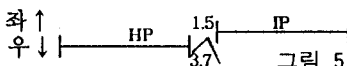


그림 5

으나 진동측면에서 보면 진동상승 성분이 약 1/2X인 오일 휩이므로 #2 베어링을 상향조정하는 것이 좋은 상반된 상태이다.

○때문에 상하는 조정치 않고 좌우만 조정하였으며 좌우 조정시 구면좌에서 베어링이 잘 움직이도록 측면 Shim을 5/100 mm 감하였다.

(2) #2 베어링 분해점검

○오일 갭 및 Pinch Clearance 점검-양호

○Shim Pad, Ball Seat 접촉상태 약간 불량하여 수정

○베어링 Babbitt Deformation 부 Scraping 수정(그림 6)

(3) #1 베어링 분해점검

가. 오일 갭 및 Pinch Clearance 점검

○#1 베어링의 오일 갭 설계치는 0.325 mm인데 현재 약 2배이다. 통상 오일 갭의 2배까지는 사용 가능하나 운전상태를 고려하여 금년 혹은 '93년 계획예방정비시 교체가 필요하다.

나. 저널과의 Contact 불량하여 수정

Lower 베어링의 거의 전 원주에 걸쳐 Contact가 발생했으며 심지어 상부 베어링도 접촉하여 Scratch된 흔적이 있었다. Contact는 저널직경의 33~54% 즉 각도상으로 약 40~60°C 정도가 적정한데 접촉이 전원주에 걸쳐 발생한 것은 오일 휩과 오일 갭과 다의 복합적인 원인에 기인한 것으로 생각된다. Babbitt면을 Scraping하여 Contact 상태를 수정한다.

4.3 기동시 운전상태

(1) 운전 파라미터 비교표(표 4)

(2) 기동시 진동현황(표 5)

○#2 베어링 온도는 보수전에 비하여 약 15~20°C 정도 저하하였고 저부하시 #2 베어링의 진동변화(Hunting)현상은 발생치 않았으며

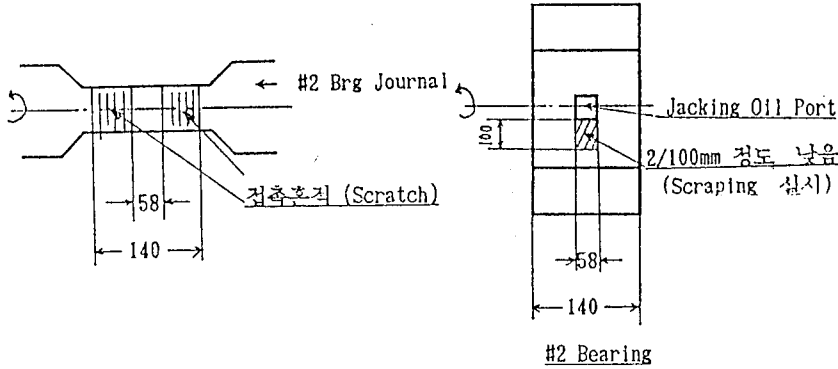


그림 6

진폭은 재상승하여 100 μm P-P에 이르렀고, 특히 기동시 오일 휩 현상이 뚜렷이 상승하다가 정격속도인 3600 rpm에 이르러서는 1/2X 진동이 극감하였다.(표 6)

○이상과 같은 상태로 15개월 운전한 결과 정격부하 근방에서의 진폭도 100 μm P-P에 이르렀고, 저부하 및 Shutdown시 오일 휩 현상은 과거와 마찬가지로 발생하였다.

표 4

측정일시 부 하	베어링 번호 측정내용	1	2	3	4	5	6
		진 동 (μm)	50	73	51	100	85
6. 29 21: 03 3600 rpm	베어링온도 ($^{\circ}\text{C}$)	62	61	54	66	64	59
	베어링면압 (kg/cm^2)	20	32	25	39	23	37
6. 30 14: 20 323 MW	진 동 (μm)	48	67	58	101	104	13
	베어링온도 ($^{\circ}\text{C}$)	64	69	53	67	61	59
	베어링면압 (kg/cm^2)	19	40	23	49	6	36

표 5

일 시	베어링 번호					
	No. 1	No. 2	No. 3	No. 4	No. 5	No. 6
시험기간 : '92.6.29/6.30 진동계기 : IRD 890						
	하 단	OUT (Rec)	μm P-P	μm P-P		
회전 또는 부하						
'92.6.29 21: 03	49<222	74<27	52<359	100<59	87<64	19<313
3600 rpm	50(47)	73(55)	51(40)	100(98)	85(70)	18(21)
6: 30 14: 20	46<196	64<345	58<20	101<64	104<68	11<274
323 MW	48(45)	67(51)	58(44)	101(94)	104(95)	13(20)

1/2X 성분의 진동도 발생치 않았다.

○진동은 #4, 5 베어링이 높은 편이며 이들의 위상각은 부하에 무관하게 고정되어 있고 서로 같은 방향이다. (Coupling Balancing 을 시도해 볼 가치가 있음)

5. 터빈운전, 보수이력 및 진동진단 : 3단계

5.1 #2 베어링 진동 재상승

○#2 베어링 보수후 2개월이 채 못되어 3600 rpm 무부하에서 진동

5.2 #2 베어링 저널의 연마

'93 O/H기간('93. 12. 3~'94. 1. 30)중 터빈분해 #2 베어링을 점검결과 (2)항에서 언급한 바와 동일한 현상이 발생하여 #2 베어링 저널 직경을 터빈축을 시작점으로 하여 전·중·후 3부위에서 측정한 결과 각각 $\phi 249.98\text{ mm}$, $\phi 250.02\text{ mm}$, $\phi 249.975\text{ mm}$ 로 중앙부를 중심으로 전후 양쪽이 0.04 mm 잘못된 모양을 가졌다. 시간적, 경제적 사정을 고려하여 현장에서 저널 전부가 $\phi 249.88\text{ mm}$ 되도록 Polishing하고 가공된 저널에 상응하도록 베어링도 Remoulding하여 오일 갭을 유지 조립하였다.(표 7)

5.3 '93 O/H후 진동기록

○저널의 연마와 저압터빈의 Field Balancing 이후 8개월간 운전한 결과 그간 3년반 동안 터빈 증감속시 및 저부하시에서 문제가 되었던 #2 베어링의 오일 휩 발생에 의한 고진동 현상이 완전히 소멸되어 정상 운전하게 되었다.(앞에서 언급한 바와같이 베어링 Babbitt의 Scraping으로는 2개월 정도만 정상운전 되었다가 오일 휩이 재발생 하였음)

6. 맺 음 말

'90년 7월 이후 #2 베어링에서

표 6

시험기간 : '92.8.25/'93.12.2 진동계기 : IRD 885						
일 시	베어링 번호					
	No. 1	No. 2	No. 3	No. 4	No. 5	No. 6
회전 또는 부하						
'92.8.25	70<245	99<60	37<0	100<70	107<85	19<300
0 MW	73(66)	103(92)	41(32)	101(90)	108(82)	21(20)
'92.8.26	42<195	59<340	42<40	97<75	107<80	24<355
322 MW	47(40)	63(57)	47(38)	100(87)	107(80)	30(23)
'93.11.20	53<240	95<70	52<340	100<70	108<80	13<0
0 MW	57(62)	126(98)	54(41)	105(81)	108(81)	15(15)
'93.12.2	35<210	95<0	32<300	91<70	97<80	16<330
318 MW	49(44)	113(93)	50(31)	110(83)	117(89)	30(26)

표 7

시험기간 : '94.1.30~1.31 진동계기 : IRD 885						
일 시	베어링 번호					
	No. 1	No. 2	No. 3	No. 4	No. 5	No. 6
회전 또는 부하						
'91.1.30	40<140	26<115	37<80	50<110	61<150	39<110
0 MW	61()	32(31)	39(30)	53(42)	63(53)	41(39)
(온 도)	<56	<59	<58	<63	<66	<61
(면 압)	()	()	()	()	()	()
'94.1.31	23<210	60<85	41<90	76<115	92<135	35<50
325 MW	54()	66(65)	46(27)	78(66)	94(85)	36(34)
(온 도)	<65	<72	<59	<76	<64	<68
(면 압)	(16)	(33)	(25)	(75)	(22)	(60)

발생한 오일 휩 현상을 감지하고서도 그 주원인을 일반적으로 흔히 발생하는 사항에서만 해결방안을 찾으려 노력한 결과 3년반의 시간이 경과되었고, 뜻하지 않게도 저널 직경의 불균일에 의한 오일 휩 현상임을 뒤늦게 알게 되었다. 철저한 점검의 필요성을 강조하지 않을 수 없다.

증기터빈의 Overhaul 작업완료 후 Oil Flusning 절차가 있는데 이 Oil Flushing 방법에 문제가 있다. 보통은 작업완료후 로터를 정지한 상태에서 베어링 앞에 Oil Strainer(Fine Mesh)를 설치하고 오일 펌프를 기동하여 시스템 Flushing을 하는데 이때 Strainer를 통과한 작은 이물질이 베어링내에 축적되었다가 터빈 기동시 이 이물질과 로터가 접촉되어 저널이 손상되게 된다. 인천화력3호기 #2 베어링의 오일 휩을 일으키게 한 저널의 편마모 현상도 이와같은 경우임에 틀림없다. 왜냐하면 '90. O/H시 #2 베어링 저널의 직경은 원통형이었기 때문이다. 따라서 Oil Flushing은 터빈 구조상 불가능한 경우도 있겠지만 베어링 by-pass Oil Flushing 시스템으로 개조 운영되어야 저널 및 베어링 마멸현상을 제거할 수 있고 이로 인한 오일 휩 현상도 예방할 수 있을 것으로 판단된다.