플랜트 저널 제4권 제3호(2008) / pp. 66~72

증기터빈용 Synchro Clutch Coupling의 진동 특성

심 응 구, 이 태 구*, 문 승 재**, 이 재 헌**†
한양대학교 대학원 파워엔지니어링공학과, *한양대학교 대학원 기계공학과, **한양대학교 기계공학부

Vibration Characteristics of a Synchro Clutch Coupling for Steam Turbine

Eung-Gu Shim, Tae-Gu Lee*, Seung-Jae Moon**, Jae-Heon Lee**†
Department of Power Engineering, Graduate School of Hanyang University, Seoul 133-791, Korea
**Department of Mechanical Engineering, Graduate School of Hanyang University, Seoul 133-791, Korea*
***School of Mechanical Engineering, Hanyang University, Seoul 133-791, Korea*

(Recived May 14, 2008; revised August 17, 2008; accepted September 7, 2008)

ABSTRACT : The vibration of steam turbine is caused by Mass unbalance, Shaft misalignment, Oil whip and rubbing etc. But in turbine which is normally operated and maintained, the Mass unbalance component possesses the greatest portion. Our power plant has two steam turbines in capacity of 200 MW and 135 MW respectively and each turbine is supported by 6 journal bearings. However, we had many difficulties because the vibration amplitude of #3 and #4 Bearings was high during the start-up and operation mode change of steam turbine. But, with this study, we completely solved the vibration problem caused by the mass unbalance of #1 steam turbine. Until a recent date, #3 and #4 bearings which support high pressure turbine for #1 steam turbine had shown about 135 ㎛ in vibration amplitude (sometimes it increased to 221㎛maximum. alarm: 6 mils, trip: 9 mils) at base load. After applying the study, they decreased to about 45 ㎛ maximum. It is a result from that we did not change the setting value of bearing alignment and only changed the assembly position of internal parts in Synchro clutch coupling rachet wheel which links between high pressure turbine and low pressure turbine, and increased the internal gap and machining of the Pawl cage surface. In the operation of steam turbine, if the vibration value increases by 1X, we should reduce the vibration of bearing by weight balancing. However, unless the vibration of bearing is declined by the balancing, we will have to disassemble and check the component and find the cause. In this study, we researched the way to lower mass unbalance that is 1X vibration component which has the greatest portion of vibration generated by steam turbine and we got good result by applying the findings of this study.

Key words : Vibration(진동), Steam turbine(증기터빈), Mass unbalance(질량불평형)

1. 서 론

일반적으로 복합화력 발전소는 가스터빈 Cycle과 증기터빈 Cycle로 이루어져 있고, 먼저 가스터빈을 단독으로 운전하여 1차적으로 전력을 생산하고 난 후, 출구 Damper로 배출되는 고온의 배기가스(540℃)를 이용하여 배열회수보일러(Heat recovery steam generator : HRSG)에서 물과 열교환 하여 증기 터빈용 고온 고압의 증기를 생산한다. 그 후 생산된 증기를 이용하여 증기터빈을 운전함으로써 2차적으로 전력을 생산하는 Combined

†Corresponding author
Tel.: +82-2-2220-0425; fax: +82-2-2220-4425
E-mail address: jhlee@hanyang.ac.kr

Cycle로 이루어져 있다.

국내의 분당, 안양 및 구미 열병합 발전소에 설치된 증기터빈은 열 공급 모드에 따라서 고·저압 터빈을 Synchro clutch coupling이라는 기어 메커니즘을 이용하여 연결 및 분리 운전하도록 설치되어 있다. 그러나 증기터빈이 운전될 경우 고속으로 운동하는 회전체이므로 필연적으로 진동이 발생한다. 진동진폭이 경보 설정치(Alarm : 6mils, Trip : 9mils) 이내에서 운전할 경우에는 큰 문제없이 허용되지만 터빈 보호를 위하여 주로 경보값 이내에서 운전을 하여야 한다. 일반적으로 증기터빈에서 발생하는 진동 성분은 질량 불평형(Mass unbalance), 오정열(Misalignment), 공진, 로터 및 씰 러빙, 오일휠 또는 오일 휩에 의한 유체 불안정 진동, 기초변형, 베어링 손상, 전기적 진동, 압력맥동 등에 의하여 주로 발생한다. 그러나 로터에서 발생하는 진동 성분은 아주 특별한 경우를 제외하고는 질량 불평형에 의한 1X 성분이 대다수를 차지한다. 이런 경우 로터 Heavy spot 반대방향에 Weight를 부착하여 진동 크기를 저감하는 방법을 사용하기도 하고, 진동에 영향을 미치는 요소를 사전에 제거하여 증기터빈이 규정된 진동진폭 내에서 운전되도록 점검정비를 시행 하여야 한다. 증기터빈 발전기가 전력계통에 연계되어 운전을 하다가 회전부품 중 회전익과 같은 일부분이 절손되어 탈락될 경우 진동진폭은 거의 Trip 값(9mils) 이상을 상회한다. 또한 고·저압 터빈을 연결하여 주는 Synchro clutch coupling에서 잠김 현상에 의하여 베어링에 가진력을 주거나 혹은 커플링 회전체 내부 간격 협소에 의한 접촉 또는 질량 불평형 성분이 증가하는 방향으로 클러치 Internal parts가 조립되었을 경우에는 터빈 진동을 저감하는데 많은 어려움이 발생한다. 그러므로 3,600 rpm으로 고속회전 하면서 발전기를 구동시켜주는 터빈에 있어서 1X 진동 저감과 Synchro clutch coupling 내부부품에 의해서 가진되는 진동을 저감하는 것이 회전체 보호 및 터빈에서 진동 저감을 위하여 필요하다. 본 연구에서는 실제 전력계통에 병입하여 60 Hz로 운전하고 있는 분당 복합화력 제 1호기 증기터빈에서 발생한 진동성분 중 로터 회전익이 절손 되었을 때 나타나는 질량 불평형 성분에 의한 진동과 1X 성분 Weight 후에도 계속적으로 발생하는 고·저압 터빈 연결용 Synchro clutch coupling에서 잠김 현상에 의하여 가진되는 진동에 대하여 연구 및 개선하였다.

2. Synchro clutch coupling

Synchro clutch coupling은 고압터빈과 저압터빈 사이에 설치되어 있고 저압터빈이 Engage 혹은 Disengage를 할 수 있도록 구성되어 있다. 형식은 MS-57R 이고 Power는 90,000 kW, Speed는 3,600 rpm, 무게는 1,473 kg이다. 커플링 치수로는 피치 직경이 고·저압 모두 630 mm, 기어수는 74개, 허용 각 오정열은 Transient 7° 30' Continuous 3° 30' 이다. Synchronizing의 Rachet wheel 직경은 375 mm, Pawl 수량은 7개, Rachet teeth는 11개 이다. 커플링의 자동체결은 정지상태(0 rpm)에서 운전 시작 시에 일어나거나 저압터빈이 고압터빈과 같은 속도에(3,600 rpm) 도달할 때 할 수 있다.

커플링의 자동분리는 저압 터빈이 Unlocking(역토크) 상태에서 고압터빈에 의해 돌고 있을 때 고압터빈으로 저압터빈의 토크가 중단 되자마자 일어난다. Lock 상태에서 Synchro clutch coupling은 Regular toothed coupling으로 작동된다. MS-57R 커플링은 양쪽 터빈 축에 연결된 Toothed 커플링과 Power transmitting part, 저압 터빈 속도가 고압터빈 속도보다 빠를 때나 완전히 맞물린 Power transmitting toothing 때 Engagement sequence가 작동되는 Synchronous mechanism, 역 토크가 작동될 경우 분리되는 것을 방지하는 Locking device로 나누어진다. 그리고 Toothed coupling은 고압 터빈 축 끝단에 부착된 External helical toothing을 갖는 hub, Internal toothing을 갖는 커플링 슬리브, 체결 및 분리가 진행되는 동안 고압측에 지지되는 External 및 Internal toothing을 갖는

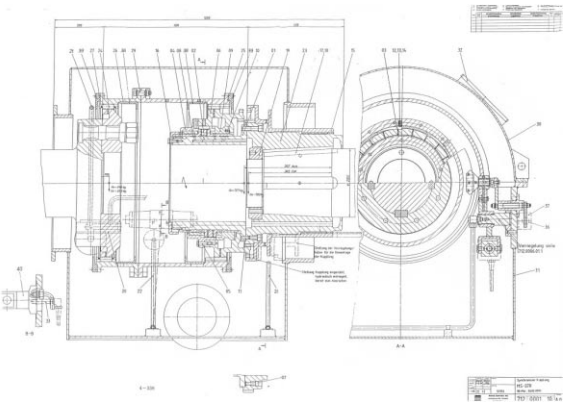

Fig. 1 Synchro clutch coupling drawing.

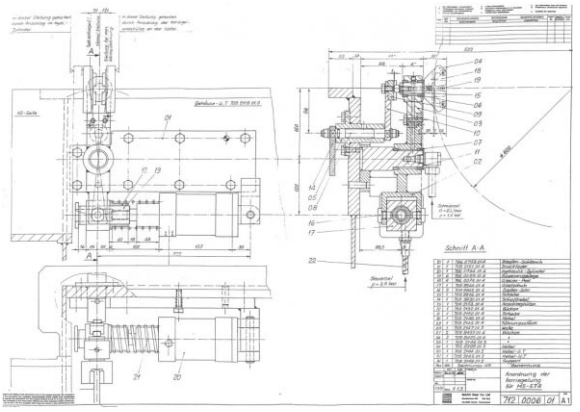

Fig. 2 Locking device drawing.

Spool piece, 저압 터빈축에 Bolting된 External toothing을 갖는 Ring gear로 구성되어 있다.

그리고 Synchronizing mechanism은 고압 터빈의 축에 장착되고 Fig. 1 및 2와 같은 부품으로 구성되어 있다. Rachet wheel carrier(Item 01), Rachet wheel(Item 02), Pawls(Item 03), Pawl cage (Item 04), Shock absorber(Item 09), Bearing sleeve(Item 08), Retaining ring(Item 16) 또한 Pawl cage는 Spool piece에 Bolting된다. Rachet wheel은 고압측 허브에 고정된 Rachet wheel carrier의 Synchronizer teet를 Engage한다. Pawl은 정지 시에는 스프링에 의해 또는 회전시에는 원심력에 의해 Rachet wheel을 누른다. 코일 스프링은 Pawl이 Engagement될 때 생기는 축방향의 힘을 흡수한다.

3. 질량 불평형 진동특성

3.1 고압터빈 질량 불평형 진동

증기터빈에서 질량 불평형 이란 회전체의 회전 중심선에 대한 회전체 중량의 불균일한 분포 상태를 말한다. 즉 "원심력에 의한 진동 운동이 베어링에 전달될 때 회전체에 존재하는 어떤 상태"라고 ISO에서는 정의하고 있다. 이러한 정의는 일반적으로 강성 회전체나 탄성 회전체 모두의 불평형에 적용한다. 그러나 탄성 회전체의 경우 불평형은 속도와 더불어 변한다. 그리고 불평형은 "불평형력" 또는 "불평형 벡터"를 나타낸다.

일반적으로 불평형의 원인은 Blow hole, 편심, Key 및 Key way, 비틀림, 간극공차, 부식 및 마멸, 침전물 생성, 비대칭 형상, 수력 및 공기학적 불평형에 의하여 발생한다. 그러나 터빈에서 발생한 질량 불평형력에 의한 진동성분은 Weight balancing에 의하여 저감될 수 있다. 다음은 분당복합 제1호기 증기터빈의 고압터빈 22단 회전익이 절손되었을 때 발생한 질량 불평형에 의한 진동 변화에 대하여 연구 분석 하였다. 전체적인 상황은 다음과 같다. 급전지시에 의해 전력생산 및 지역난방 열 공급을 위하여 #1 Block 제 1호기 증기터빈을 출력 130 MW로 (Mode 1, Gas Turbine 5대, 열 출력 420 Gcal/h) 가버너 프리(Governor free) 운전중 23:40분 증기터빈 #3베어링 진동이 100 μm에서 199 μm로 급상승되고 이어서 23:41분 226 μm까지 상승되어 증기터빈이 고진동 Max2 (Alarm: 6 mils, Trip: 9 mils)에 의하여 정지 되었다.

증기터빈 저널 베어링 진동 변화의 주성분은 질량 불평형 (Mass Unbalance) 성분인 1X이며, 고압터빈 축에 위치한 #3 베어링의 경우 진동 벡터 변화 크기는 약 250 μm이다. 그리고 #4 베어링 진동 값은 큰 변화가 없는 것으로 나타났으나, 진동 벡터 값은 크게 변화하였고 그 변화의 크기는 약 160 μm이다. 고압터빈의 #3 베어링 1X 진동 값은 Fig. 3 Acceptance Region 에서 보는바와 같이 80 μm<310°에서 182 μm< 184°로 약 126°의 절대 위상각이 변화 되었고 Fig 4 처럼 #4 베어링 1X 진동은 70 μm<183°에서 80 μm<28°로 약 155°의 절대위상각이 변화 되었다. #5, 6 베어링 진동 값은 큰 증감이 없었으나 동일 시점에서 약간 변화되었다.

Mode 1 운전에 따른 증기터빈 베어링 진동상승 특성으로 보아 고압터빈 내부에서 회전 부품이 탈락되었을 때 나타나는 전형적인 모습을 DM 2000 system acceptance region 에서 확인할 수 있다. 증기터빈 정지 후 회전수가 저하되면서 Fig. 5, 6 진동 진폭/위상각 Trend 처럼 1,360 rpm 부근에서 #3, 4 베어링 Critical speed 진동이 각각 414 μmp-p, 334 μmp-p 까지 상승하였다. 터빈 베어링 진동이 상승하기 전까지는 각종 운전변수 변화가 없었으며 전체 베어링 값도 일정하게 유지되다가 갑자기 베어링 진동이 증가되었다. 증기터빈 정지 후 터닝기어를 자동 및 수동 운전하면서 Extraction steam flange를 open후 현장점검을 시행하였다.

점검의 주안점은 고압터빈 회전익 및 각종 내부부품 손상이었다. 왜냐하면 고압터빈의 경우 회전익 22단과 24단이 Free standing type이고(다른 단은

Integral shroud type) Mode 1 운전 중이었으므로 22단 손상 가능성이 커서 고압터빈을 중점적으로 점검하였다. 점검결과 고압터빈 22단 Moving blade 62개중 1개가 절손(Blade 길이 415 mm 중 상부로부터 335 mm 지점)되었고 또한 인접 Moving blade 1개도 절손에 가까운 균열이 진행되는 것을 확인하였다. 또한 그 영향으로 파단된 22단 블레이드가 케이싱 내면과 충돌하면서 23단 측으로 유입되어 23단과 24단 고정익과 회전익 Blade 중 일부가 손상 되었다. 주로 동익은 Leading edge측에 약 3 mm 깊이로 Dent 발생하였고, 고정익은 주로 Trailing edge쪽에 발생되었다.

절손된 고압터빈 Moving blade 파단면 점검결과 전형적인 피로균열임을 나타내는 Beach mark가 선명하게 나타나 있었으며, 이 균열은 Trailing edge에서 Leading edge로 진행되었고 유체 흐름의 불안정에 의한 고진동 발생으로 Crack이 진전되어 오다가 어느 한순간 원심력에 의하여 최종 절단 되었다. 고압터빈 회전익 절손원인은 전체 24단 중 1 ~ 21, 23단은 Integral shroud type이나 22단 및 24단은 Free standing type으로 되어 있어 고주파 피로에 취약하며 또한 22단 증기가 고압 열교환기 쪽으로 배출되므로 터빈 운전모드 변화와 열교환기 운전조건에 따라 회전익 전후 차압 변동에 의한 힘이 다른 블레이드 보다 크게 작용할 수가 있다.

또한 파단 블레이드 및 균열발생 블레이드와 인접한 양측 블레이드의 동일 위치에 미세 Dent 흔적이 발생되어 있는 것으로 보아 회전익 Airfoil dent 부위에 응력이 집중되는 현상이 발생되는 것으로 판단된다. 고압터빈 회전익 절손 후 임시조치 방안으로 22단 ~ 24단 Blade를 비파괴 시험(VT, PT, MT 포함)하였으며, 22단은 절손 및 균열이 발생한 #24, 25 Blade 2개를 절단하였고 Weight balancing을 맞추기 위하여 반대 측 Moving blade #55, 56을 일정한 높이로 절단하였다.

그리고 Blade 절단 후 잔류높이는 #24, 25, 55, 56 회전익의 Leading edge 및 Trailing edge 부분이 70 mm이고 #24를 기준으로 하였을 때, #25 회전익은 #24 회전익 보다 약 5 g 초과하였고, #55는 거의 같았으며, #56 은 #24 보다 약 12 g 미달되었다.

고압터빈 22단 파단 Blade를 제외한 다른 손상 Blade의 조치내용은 다음과 같다. 22단은 Moving blade 14개가 Trailing edge 하부에 dent 및 크렉 발생되어 크렉 부위를 Blending 하였고, 23단은 모든 블레이드 Leading edge 상단에 Heavy dent발생되어 공구 접근이 가능한 부위만 Blending 하였다. 또한 24단은 약 20개가 Leading edge 상단에 dent 발생되어 공구 접근이 가능한 부위만 Blending 처리하였다. 그리고 상기와 같은 조치들을 취한 다음 증기터빈을 기동하여 무부하 운전한 결과 #3, 4 베어링이 Critical speed인 1,380 rpm에서

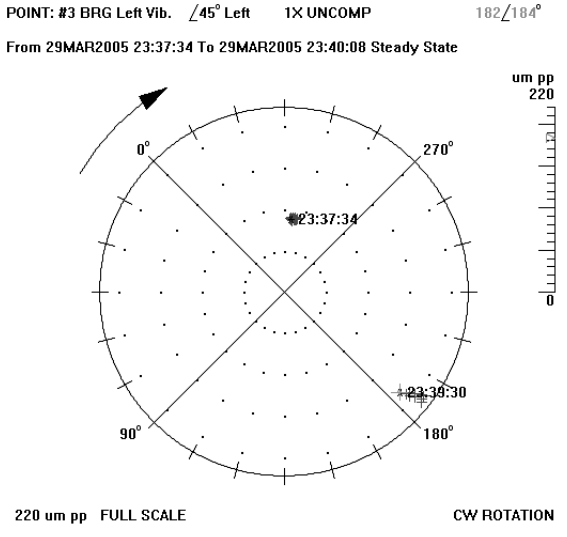

Fig. 3 The vibration vector change of #3 bearing.

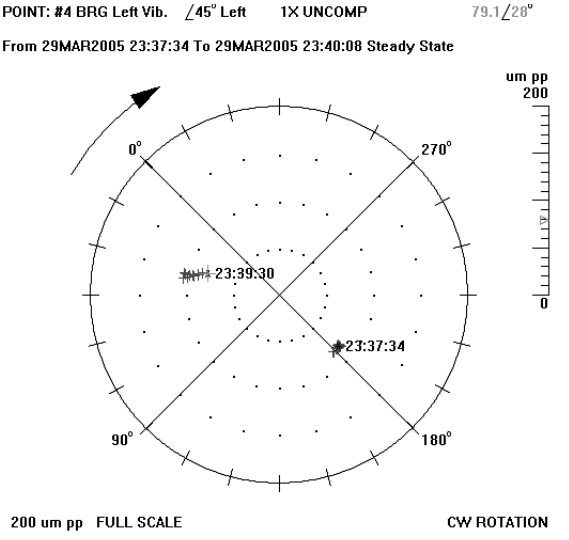

Fig. 4 The vibration vector change of #4 bearing.

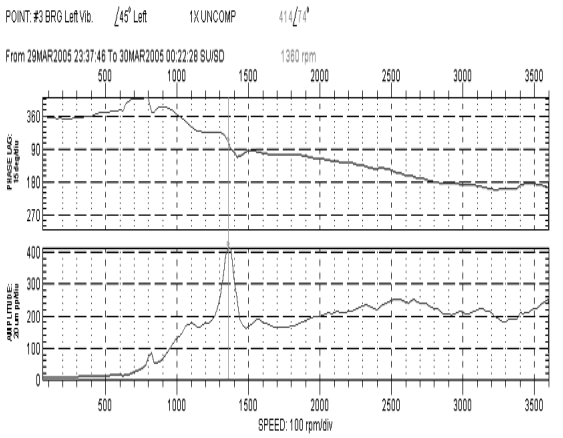

Fig. 5 Critical speed vibration of the #3 bearing during the turbine shut down.

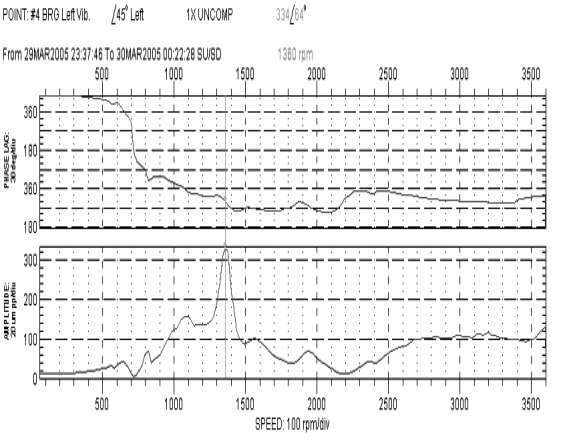

Fig. 6 Critical speed vibration of the #4 bearing during the turbine shut down.

68 ~ 90 ㎛를 나타내었고 정상 운전상태에서는 #3, 4 베어링이 60 ㎛<285°, 36 ㎛<196°로 진동상태가 양호 하였으나 기동, 정지 및 모드절환 (1↔5↔3)과 같은 과도상태에서의 베어링 진동은 Alarm치 이상 증가 하였다.

3.2 저압터빈 질량 불평형 진동

분당복합화력 증기터빈은 고압 및 저압터빈으로 구성되어 있고, 배열회수 보일러에서 생성된 증기는 고압터빈에서 일을 하고 난후 운전 모드에 따라서 저압 열교환기(LP Heater) 혹은 저압터빈으로 공급된다. 특히 저압터빈은 Mode 5, 3로 운전 중에만 고압터빈과 연결된다. 그리고 저압터빈은 복류형 터빈으로써 이론적으로는 증기가 터빈 중앙부로 공급되어 양쪽으로 팽창하고 복수기로 배출됨으로써 축추력이 발생하지 않도록 되어 있으나, 실제적으로는 저압터빈 케이싱이 #1 베어링 쪽에 고정되어 있음에 따라 운전 중에는 항상 로터가 고압터빈 쪽으로 팽창함으로써 Synchro clutch coupling 내부에서 Locking 현상이 발생되어 베어링에서 진동증가의 원인이 된다. 그리고 다음은 정상 운전중 저압터빈에서 회전익이 절손되었을 경우 질량 불평형 성분에 의해 발생하는 진동변화 사항에 대하여 기술하였다. 제 1호기 증기터빈 하절기 출력 110 MW (Mode 3, Gas Turbine 5대) 운전 중에, 저압터빈 회전익 Left 3단 Blade 53개중 1개가 절손 (Blade 전체길이 760 mm 중 Tip 으로부터 140 mm 지점) 되었다. 저압터빈 #2 베어링 Direct 진동은 어떤 외

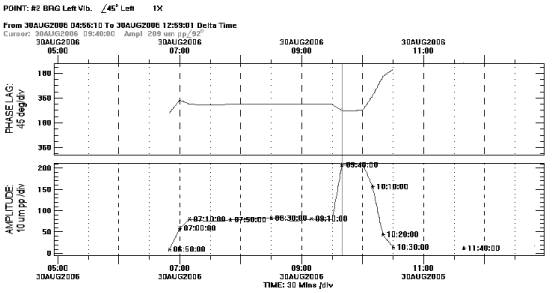

Fig. 7 Vibration of bearing #3 when low pressure turbine blade is broken.

부적인 출력변동 요인은 없이 약 95 ㎛ 로 안정적으로 운전 중에 있었다. 그러나 증기터빈 #2 베어링 진동이 갑자기 95 ㎛ → 170~220 ㎛ 증가 후 약 20분 유지되다가 Fig. 7에서 나타난 바와 같이 #2 베어링 1X Vibration 진동진폭(하부) 및 위상각(상부) trend처럼 09:50분경 #2 베어링 진동 값이 Trip 값을(9 mils) 초과하여 Unit 정지 되었다. 이는 앞에서 경험 하였던 고압터빈 블레이드 절손시 나타났던 현상과 유사하다. 물론 이런 Data는 DM 2000의 각종 Plots 및 Trend에서 확인할 수 있다. 증기터빈 정지 후 정지원인을 규명하기 위하여 저압터빈 Inspection cover를 Open 하고 Moving blade를 육안 점검한 결과 #1 베어링 측(Left) 저압터빈 Blade 1개가 Tip 부위에서 루트 쪽으로 약 140 mm 떨어진 부근에서 절손된 것을 확인하였다.

절손된 블레이드를 정비하기 위하여 확인한 결과 복수기 튜브와 부딪히면서 3부분 이상으로 부서졌

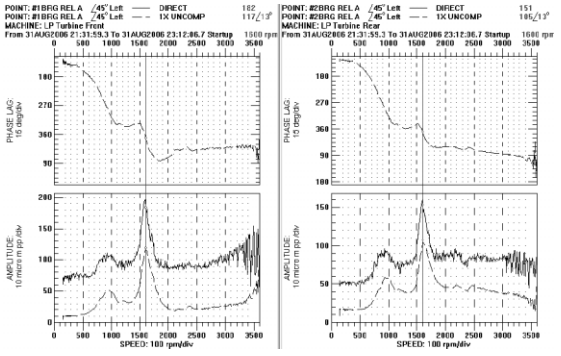

Fig. 8 Start-up of low pressure turbine at #1 and #2 bearing mode 1 after weight balancing.

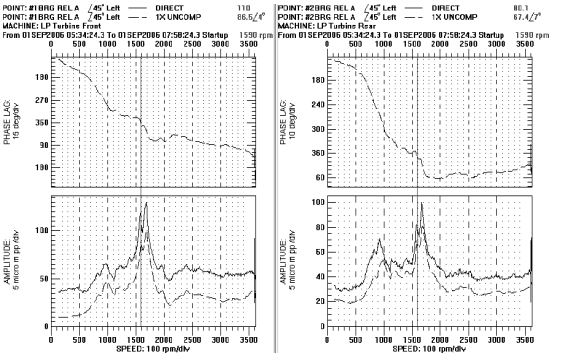

Fig. 9 The #1 and #2 bearing vibration at mode 3 after weight balancing.

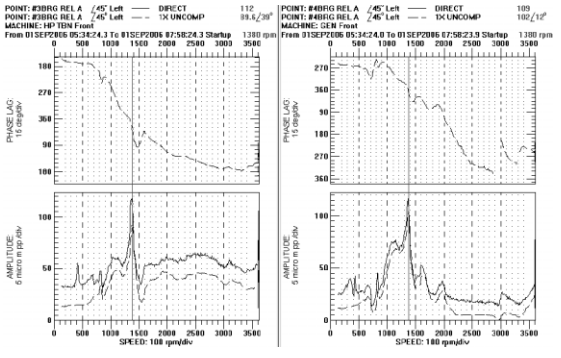

Fig. 10 The #3 and #4 bearing vibration at mode 3 after weight balancing.

고 그 결과 복수기 튜브 2곳이 절손된 조각에 의하여 파손되어 냉각수(Main Cooling water)가 누수되는 현상이 발생하였다. 저압터빈을 정밀점검 하기 위하여 Turning gear를 Hand turning 하면서 고정익 및 회전익을 육안검사(VT)한 결과 인접 및 타 Blade에는 큰 문제점이 없는 것으로 확인 되었다. 그러나 저압터빈 블레이드 절손 후에도 전력계통상 Weight balancing하여 저압터빈을 계속 운전하기로 결정 하였다. 그러나 절손된 회전익의 Unbalance 양을 알아야만 Weight balancing을 할 수가 있으므로 절손된 블레이드의 중량을 알기위하여 큰 그릇에 물을 약 25 cm로 채운 후 저울위에 올려놓고 무게를 측정하였다. 그 결과 물의 중량이 3,800 g 이었다, 그리고 예비품 블레이드를 1개 준비하여 탈락된 길이만큼(140 mm) 물에 잠기도록 한 후 중량을 측정한 결과 3,884 g 이었다. 그러므로 탈락된 Blade 중량은 증가된 중량에 원래의 중량을 빼면(3,884 g − 3,800 g = 84 g) 절손된 양의 계산이 가능하며 이 값에 블레이드 재질 비중 7.8을 곱하여 계산한 결과 84 g × 7.8=655 g 이었다. 로터 중심에서 weight hole 중간까지 평균 직경은 약 470 mm이다. 탈락된 blade 중심까지 반경은 약 1,250 mm로 중량을 보상하기 위한 반경 계수는 약(1,250/470 =2.66)이다. 탈락된 blade 중량을 보상할 weight는 655 g × 2.66= 1,742 g 이다. Blade 탈락 전 unbalance 진동을 고려하여 식 (1), (2), (3), 벡터도 및 컴퓨터 발란싱 프로그램을 이용하였다. 그 후 중량과 부착각도를 계산하여 75° 방향에 1,830 g의 Weight를 부착 하였다.

발란싱 후 정상 운전 중 저압터빈 #1, 2 베어링 진동은 약 80 μm 정도 발생되었다. 그러나 Mode 3로 터빈 기동 시 Critical speed 및 계통 병입 후 8 MW 부근에서 저압증기가 유입될 경우 진동이 높게 나타났다. Fig. 8는 Weight balancing후 Mode 1에서 Critical speed 인 1,600 rpm에서의 #1, 2 베어링 진동을, Fig. 9은 Weight balancing후 #1, 2베어링이 Mode 3로 기동시 1,590 rpm에서 Critical speed 진동을, Fig. 10은 Weight balancing후 Mode 3에서 1,380 rpm #3, 4베어링 진동을 횡축에는 회전수 증가에 따라서 종축에는 진폭과 위상각에 따라 나타내었다. 물론 Mode 절환 시에도 마찬가지 결과를 발생되었다.

4. 결 론

분당복합화력 제 1호기 증기터빈은 열 공급 및 전력생산을 위하여 운전하고 있으나, 계통병입 후 저부하 및 모드전환과 같은 과도기적 운전 상태에서는

터빈 베어링 진동이 급격하게 변화한다. 특히 고압 터빈 운전 상태에서 저압터빈이 분리되거나 또는 연결할 때 #3, 4번 베어링 진동 진폭이 경보값 이상으로 상승하는 경우가 많이 발생한다. 증기터빈에서 발생하는 진동은 질량 불평형에 의한 1X 성분과, 고압터빈과 저압터빈을 운전 중 서로 연결하여 주는 Synchro clutch coupling이 베어링에 가진력을 주는 회전 주파수 진동이 주성분 이다. 그리고 제 1호기 증기터빈은 2005년 3월과 2006년 8월에 고압터빈 22단과 저압터빈 최종 회전익이 각각 1번씩 절손되어 교체하였으나, 1X 성분이 저감되지 않아 Weight balancing을 수회 시행 하였음에도 불구하고 쉽게 진동 문제가 해결되지 않았다. 그래서 제1호기 증기터빈에서 발생하는 Synchro clutch coupling 진동특성에 대하여 연구하였고, Synchro clutch coupling을 점검 및 정밀정비를 시행한 결과 다음과 같은 결론을 얻어서 터빈 베어링에 가진력을 주는 커플링 가진 진동 문제를 해결하였다.

(1) 증기터빈 정상 운전 중 내부 회전체 부품이 탈락한 경우, 진동 주파수는 1X이고, 진폭은 Trip setting치(9 mils) 이상으로 급상승 하며, High spot은 약 180° 변화한다.

(2) 증기터빈 Synchro clutch coupling 내부 부품에서 Locking 현상이 발생하여 나타나는 진동 성분은 회전 주파수 성분이고, Weight balancing으로 진동을 저감하는 데는 한계가 있으므로 커플링 내부부품 점검을 통하여 가진 원인을 근본적으로 제거하여야 한다.

(3) 고 · 저압 터빈 연결용 Synchro Clutch Coupling 가진 진동을 저감하기 위해서는 Synchro clutch coupling 내부 부품인 Rachet wheel과 Carrier 내부 간격을 증대하여, Oil flow 양을 증가 시켜서 Rachet wheel 부위가 열팽창에 의해 접촉하는 것을 방지하여야 한다.

또한 Rachet wheel과 Carrier 조립 위치를 조정하여 Mass unbalance량을 최소화 하여 모드 전환시 서로 구속되지 않도록 위치를 변경하고, Pawl Cage 부위를 점검 하여야 하며, Coupling sleeve와 Spool piece spur gear backlash양을 조정하여 Synchro clutch coupling locking 현상을 방지 하여야 한다.

참 고 문 헌

1. GEC Alstom Publication, 1989, Research Work in Steam Turbine Development.
2. Daniel J. Inman, 2001, Engineering Vibration 2'nd edition.
3. Bently Nevada, November 2001, Data Acquisition & Machinery Monitoring Seminar.
4. Bently Nevada, November 2001, Machinery Diagnostics Seminar.
5. ABB Publication No. CH-T 060 072 E : Welded Rotors for Steam Turbines.
6. William P. Sanders, P.Eng, 2001, Turbine steam path maintenance and repair, Vol 1 and 2, PennWell Corporation.
7. General Electric Co, Water induction in large steam turbines, GER 2550E.