

## 고속(운전속도) 밸런싱 사례조사

김병옥\*, 이안성\*\*, 이동환\*\*

### 1. 서 론

핵심 회전기계의 개발, 기계수명 제고, 제품품질 향상, 안정성 확보를 위해 가장 기본적인 설비중 하나인 고속 진공 밸런싱 시설은, 미국, 유럽, 일본 등 선진국에서는 이미 많은 제작사 및 보수전문업체에서 설비를 갖추고 활용하고 있다. 우리나라의 경우, 현대중공업과 두산중공업에서 이미 설비를 운용하고 있으나, 대형 회전기계나 특정 회전기계에만 국한하여 활용되고 있어 산업 전문야로의 과급효과가 미미한 실정이다. 이전까지는 주로 운전속도 밸런싱이 요구되는 중·소형 로터가 발생되면 전량 외국으로 파송하여 위탁수행 후 국내로 다시 반입하는 방식을 취하고 있어 막대한 외화유출 및 기술정체를 초래하였다. 그러나 외화유출과 기술의 선진국 의존화를 해결하고, 동시에 기계기술 선진화를 이룩하기 위해 한국기계연구원 (KIMM)은 2004년 6월 ‘고속 (운전속도) 진공 밸런싱 설비’ 및 부속 연구동을 준공하여, 지금까지 국내에서 용이치 않았던 각종 산업용 중·소형 고속 회전기계 로터를 실제 운전속도에서 정밀 밸런싱 하는 대민간 기술지원 업무를 수행하고 있다. 현재까지 본 설비를 활용하여, 터보압축기, 스팀터빈, 가스 터빈 등의 운전속도 밸런싱을 비롯하여 터빈 파속도 정지작동 검증시험과 개발 대형 스팀터빈 블레이드의 회전가진 시험 등을 성공적으로 수행, 고가 회전기계의 성능검증과 신뢰도 향상 및 국내 회전기계 기술의 경쟁력 강화에 기여하고 있다. 본 연구에서는 현재까지 수행한 운전속도 밸런싱 사례와 기타 시험 사례를 소개 및 분석함으로써 향후 산업 전 분야로의 과급효과에 기여하고자 한다.

### 2. 고속(운전속도) 밸런싱 사전준비 작업

KIMM 보유 운전속도 밸런싱 설비의 핵심은 현장과 유사한 조건을 구현하여 로터 밸런싱 및 기타 시험을 수행하기 때문에 밸런싱과 시험결과에 높은 신뢰성을 가진다는 것이다. 현장에서 사용되는 실베어링의 사용,

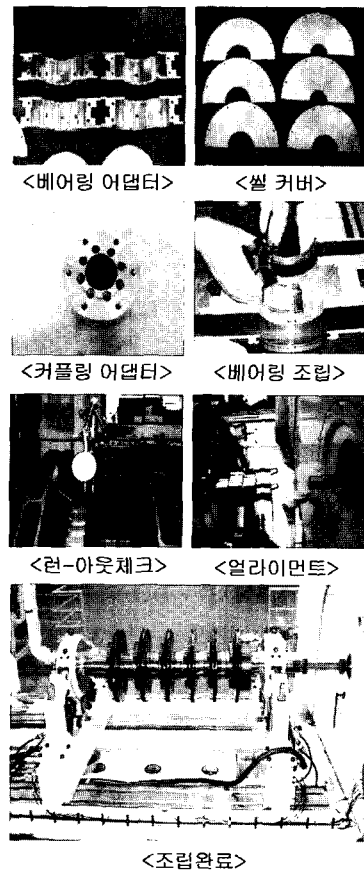


Fig. 1 Installation procedure

\* 한국기계연구원 e-엔지니어링연구센터

E-mail: kbo2612@kimm.re.kr

\*\* 한국기계연구원 e-엔지니어링연구센터

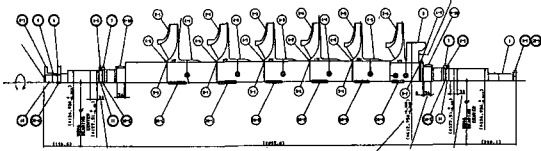


Fig. 2 Hydrogen recycling compressor rotor

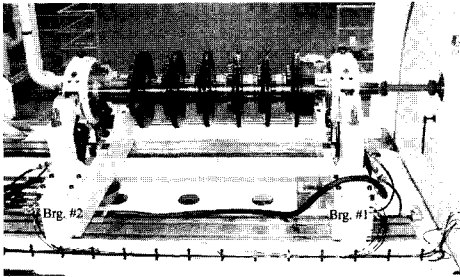


Fig. 3 Balancing set-up configuration

사전 정밀한 런·아웃 (run-out) 체크 및 얼라이먼트 (alignment) 점검 등 실제 로터를 조립할 때와 동일한 기준 및 절차가 적용된다. 이를 위해 별도의 치구를 설계·제작함은 물론 운전속도 밸런싱 설비와의 간섭을 면밀히 점검하여 시험 도중 로터와 베어링 손상을 사전에 예방하고 있다. 일련의 설치과정을 Fig. 1에 정리하였다.

### 3. 터보압축기 고속(운전속도)밸런싱 사례

터보압축기는 사용처에 따라 공기압축기, 프로세스 압축기 등으로 분류되며, 석유·정유, 화학플랜트에 매우 중요한 설비이다. Fig. 2는 hydrogen 리사이클링 가스압축기로서 로터 질량은 956 kg, 1차 위험속도는 3,250 rpm, 2차 위험속도는 11,200 rpm이며, 정격속도가 8,777 rpm인 운전속도 밸런싱이 요구되는 전형적인 터보압축기 로터이다. 당시 현장에서는 베어링 온도가 100 °C를 상회하며, 진동레벨이 trip value에 육박하는 긴급한 상황이었다. 예비로터 (spare rotor)로의 교체를 위하여, KIMM에서 예비로터에 대한 운전속도 밸런싱을 수행하였다. 참고로 제작사 (Elliot Ebara)의 운전속도 밸런싱 허용기준은 1.83 mm/sec 이다.

저속 밸런싱을 수행한 후, 정격속도까지 로터진동을 측정하였다. 1차 위험속도 통과시의 진동은 거의 감지되지 않으나 2차 위험속도가 11,200 rpm임에도 불구하고 4,000rpm이후부터 진동이 증가하기 시작하여 정격속도에서 진동이 급격히 증폭되어 inboard와 outboard bearing

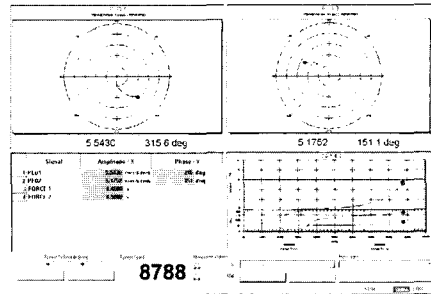


Fig. 4 Initial rotor response before balancing

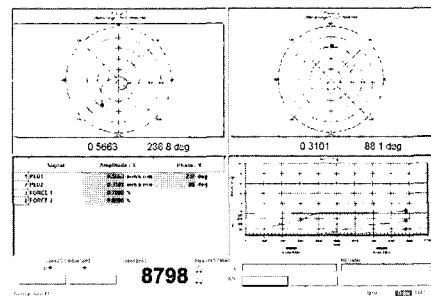


Fig. 5 Final rotor response after balancing

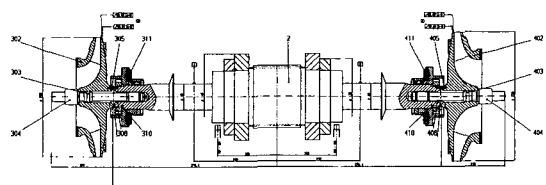


Fig. 6 Process compressor rotor

(이후부터 Brg. #1과 #2로 각각 명기함, Fig. 3 참조)에서 각각 5.54와 5.17 mm/sec까지 증가되었다 (Fig.4 참조). Fig. 5는 정격속도에서 운전속도 밸런싱을 실시 한 후 측정된 로터의 진동으로, 밸런싱 후 진동이 거의 완벽하게 줄어든 모습을 보인다. Brg. #1, #2에서의 진동이 각각 0.56과 0.31 mm/sec로 제작사의 허용기준을 크게 만족하는 결과를 보였다.

Figure 6은 프로세스 가스에 사용되는 볼-피니언 형태의 원심압축기로서 로터 질량은 34 kg, 1차 위험속도는 11,500 rpm, 2차 위험속도는 15,100 rpm, 3차 위험속도는 44,000 rpm이며, 정격속도가 29,750 rpm인 운전속도 밸런싱이 요구되는 로터이다. 정격속도가 2차와 3차 위험속도 사이에 있기 때문에 정격속도까지 안정적인 구동하기 위해서는 1, 2차 위험속도 전·후에서 다단계

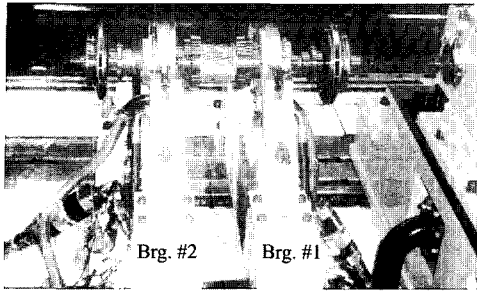


Fig. 7 Balancing set-up configuration

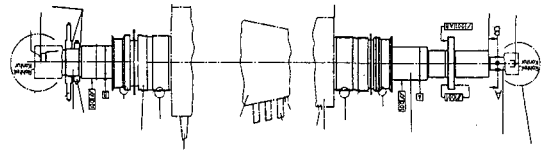


Fig. 10 Steam turbine rotor

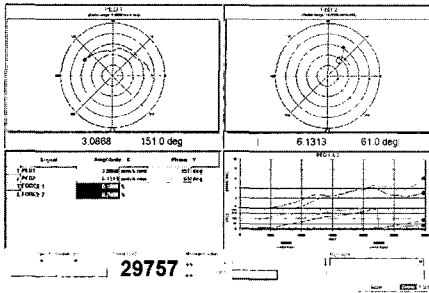


Fig. 8 Initial rotor response before balancing

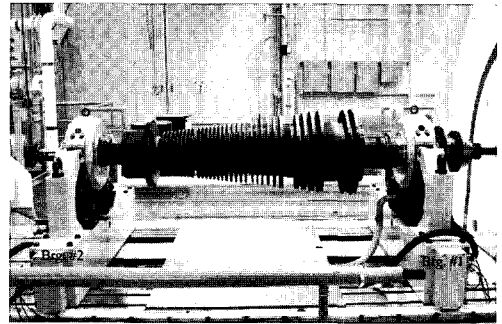


Fig. 11 Balancing set-up configuration

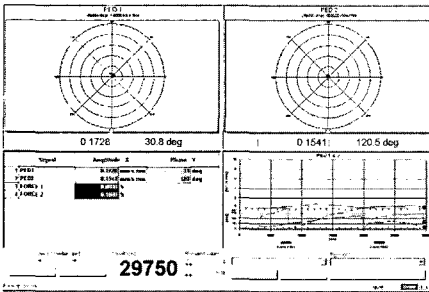


Fig. 9 Final rotor response after balancing

운전속도 밸런싱이 요구된다. 제작사 (Atlas Copco)의 운전속도 밸런싱 허용기준은 0.5mm/sec 이다.

다단계 운전속도 밸런싱을 수행한 후, 정격속도까지 로터진동을 측정하였다. 1, 2차 위험속도를 비교적 안정적인 진동레벨로 통과하였고, 정격속도로 갈수록 진동이 다시 증폭되어 Brg. #1, #2 (Fig. 7 참조)에서 각각 3.08과 6.13 mm/sec까지 증가되었다 (Fig.8 참조). Fig. 9는 정격속도에서 운전속도 밸런싱을 실시 한 후 측정된 로터의 진동으로, 밸런싱 후 진동이 거의 완벽하게 줄어든 모습을 보인다. Brg. #1, #2에서의 진동이 각각 0.173과 0.154 mm/sec로 제작사의 허용기준을 크게 만족하는 결과를 보였다.

#### 4. 터빈 (스팀, 가스)로터 고속 (운전속도) 밸런싱 사례

도시지역의 전력공급 효율화를 위하여 소형 열병합 발전소가 지역마다 건설되고 있다. 소형 열병합 발전소의 메인터빈은 주로 2 ton 미만의 운전속도 밸런싱이 요구되는 중·소형 터빈로터가 사용된다. Fig. 10에 보이는 스팀터빈은 현장에서 1차 위험속도 통과 시 trip value에 육박하는 진동레벨이 감지되고 있다. 전력수급의 조절로 인하여 터빈의 정지·기동횟수가 많아짐에 따라 1차 위험속도를 통과하는 횟수 또한 증가되었다. 정기점검 기간 중 이 문제를 해결하기 위하여 운전속도 밸런싱을 수행하였다. 로터 질량은 1,700 kg, 정격속도는 8,000 rpm이나 1차와 2차 위험속도는 정확한 데이터가 없다. 제작사 (Siemens)로부터 운전속도 밸런싱 허용기준이 명기되지 않아 API 기준 (1mm/sec)<sup>(1)</sup>을 근거로 운전속도 밸런싱을 수행하였다.

저속 밸런싱을 수행한 후, 정격속도까지 로터진동을 측정하였다. 1차 위험속도 (약 3,000 rpm, 시험추정치) 통과시 다소 높은 진동이 감지되었으며, 정격속도로 갈수록 Brg. #2의 진동레벨이 급격히 증가하여, Brg. #1, #2 각각 2.86과 6.42 mm/sec로 기록되었다. (Fig. 12 참조).

Figure 13은 정격속도에서 운전속도 밸런싱을 실시한 후 측정된 로터의 진동으로, 밸런싱 후 위험속도와 정격속도에서의 진동이 거의 완벽하게 줄어든 모습을 보인다.

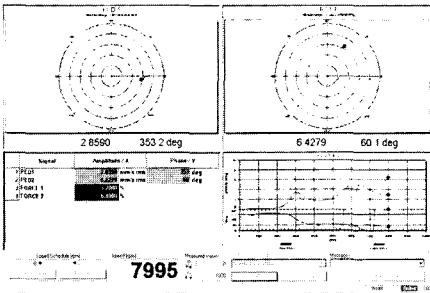


Fig. 12 Initial rotor response before balancing

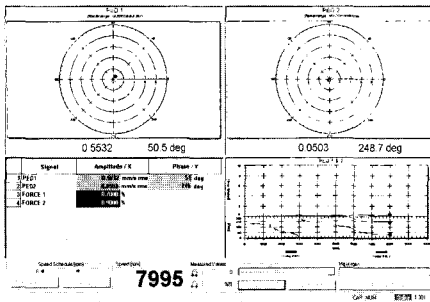


Fig. 13 Final rotor response after balancing

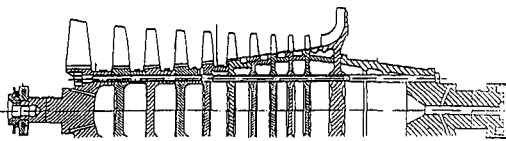


Fig. 14 Compressor rotor of gas turbine

다. Brg. #1, #2에서의 진동이 각각 0.55과 0.05 mm/sec로 제시한 API 허용기준을 크게 만족하는 결과를 보였다.

Figure 14 (압축기 로터만 제시하였음)는 한국가스공사에서 여분의 천연가스를 활용하여 전력생산을 수행하는 가스 터빈로터로서 오른쪽 끝에 파워 터빈이 장착되며, 터빈출력은 9MW이다. 압축기와 파워터빈이 장착된 상태에서 로터 질량은 650 kg, 정격속도는 11,900 rpm, 1차 위험속도는 21,000 rpm, 트립 정지속도는 12,100 rpm이며, 제작사 (Man Turbo)의 운전속도 밸런싱 허용기준은 1.10 mm/sec 이다.

제작사의 밸런싱 절차는 압축기 로터와 파워 터빈을 장착한 전체 로터를 개별적으로 저속밸런싱 및 운전속도밸런싱을 수행하도록 제시하고 있어 제시한 절차대로 밸런싱을 수행하였다 (Fig. 15 참조).

Figure 16은 압축기 로터에 정밀 저속 밸런싱을 실시

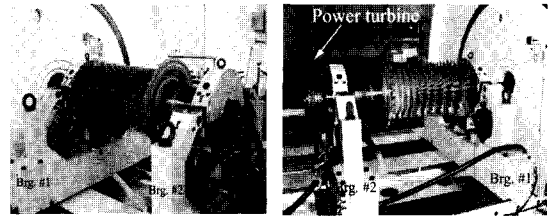


Fig. 15 Compressor and combined gas turbine rotor

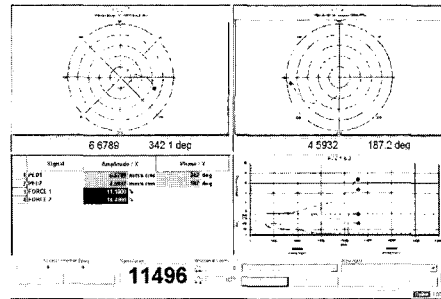


Fig. 16 Initial rotor response before balancing (Compressor)

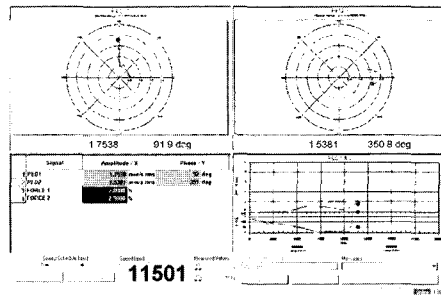


Fig. 17 Final rotor response after balancing (Compressor)

한 후 측정된 로터의 진동으로, 1차 위험속도가 정격속도보다 매우 높음에도 불구하고 정격속도에서 Brg. #1, #2에서의 진동이 각각 6.68과 4.59 mm/sec에 달하여 제작사의 진동 기준을 크게 초과한 상태였다. Fig. 17은 정격속도에서 운전속도 밸런싱을 실시한 후 측정된 로터의 진동으로, 정격속도에서 Brg. #1, #2에 진동이 각각 1.75와 1.54 mm/sec로 감소되었다. 허용기준은 초과하지만 파워 터빈을 장착한 후 운전속도 밸런싱을 다시 수행해야 되기 때문에 압축기 로터만의 운전속도 밸런싱은 이 상태를 유지하였다. 파워 터빈을 장착한 후의 진동을 Fig. 18에 나타내었다.

정격속도에서 비교적 낮은 진동레벨을 유지하지만 허용기준을 초과하기 때문에 운전속도 밸런싱을 수행하

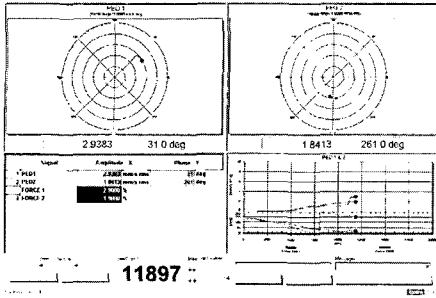


Fig. 18 Initial rotor response before balancing (Compressor+Turbine)

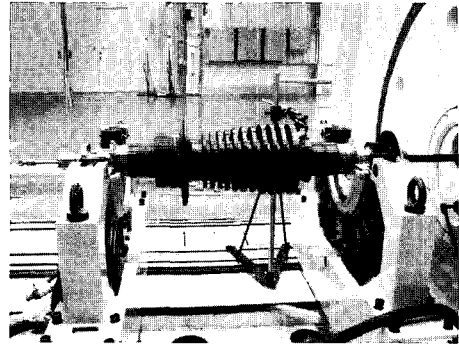


Fig. 20 Set-up configuration of turbine rotor

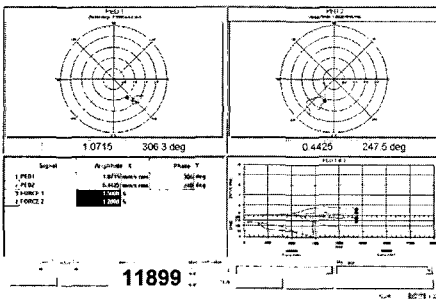


Fig. 19 Final rotor response after balancing (Compressor+Turbine)

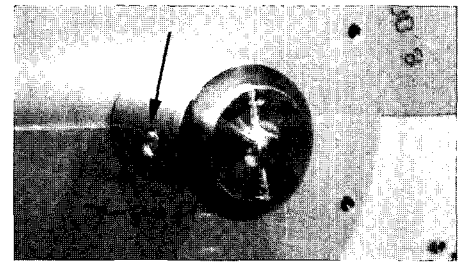


Fig. 21 Set-up configuration of trip apparatus

였다. 그 결과 Brg. #1, #2에서의 진동이 각각 1.072와 0.443 mm/sec로 감소되어 제작사의 허용기준을 만족하는 결과를 얻었다 (Fig. 19 참조).

### 5. 과속도 방지 트립 테스트(Trip test)

발전소의 설비 이상으로 인한 긴급 상황 발생 시 터빈의 회전속도가 통제 불가능 상태에 놓여질 수 있다. 이런 상황에 대처하기 위해서는 터빈에 장착된 과속도 방지 장치를 주기적으로 현장 테스트를 수행하여 긴급 상황에 대처해야 한다. 그러나, 현장 테스트는 실제 터빈을 수차레 구동하여 허용 과속도 이상 유무를 판정함으로써 인해 발전지연에 따른 막대한 경제적 손실을 초래하고 있다. 과속도 테스트를 현장 중심이 아닌 운전속도 밸런싱 설비를 활용하여 과속도 장치의 이상 유무 판정은 물론 경제적 손실을 대폭 감소시킨 사례를 언급하고자 한다.

Figure 20은 정격속도가 11,960 rpm이고, 과속도 트립 속도가 13,157 (±150) rpm인 스팀터빈이다. 트립장치는 왼쪽 끝단 축에 장착된 공이 (Fig. 21 참조)가 트립속도

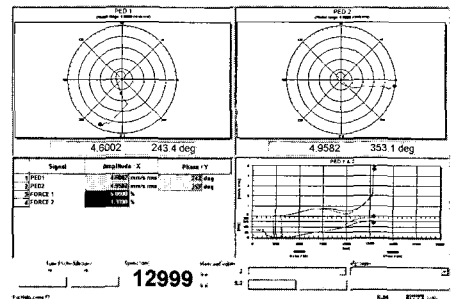


Fig. 22 Trip response of steam turbine rotor

가 되면 원심력에 의해서 돌출되어 유압밸브를 작동시켜 스팀밸브를 단속하여 과속도를 방지한다. 밸런싱 설비에서 트립 테스트의 기본개념은 공이가 과속도에서 돌출되면 로터불균형에 영향을 주어 순간적으로 진동레벨이 상승하는 것을 감지하여 작동유무를 판정하는 것이다. 진동 감지의 민감도를 높이기 위해서는 터빈로터를 충분히 밸런싱하여 운전속도에서 진동레벨이 낮추어야 한다. 저속 밸런싱을 수행한 후, 정격속도까지 로터 진동을 측정하였다. 정격속도에서 Brg. #1, #2의 진동레벨은 각각 5.54와 5.18 mm/sec로 다소 높게 측정되었다. 정격속도에서 운전속도 밸런싱을 실시한 후 측정된 로

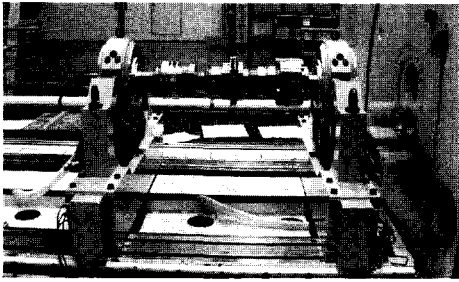


Fig. 23 Set-up configuration of over-speed governor rotor

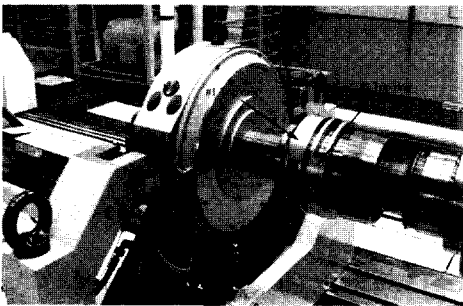


Fig. 24 Set-up configuration of trip rings

터의 진동은 정격속도에서 Brg. #1, #2에 진동이 각각 0.566과 0.31 mm/sec로 감소되어 공이 돌출에 따른 진동 감지 민감도를 향상시켰다.

트립속도까지 계속 상승하는 도중 약 13,000 rpm에서 진동레벨이 급격히 증가함을 감지하였고 (Fig. 22 참조), 회전속도를 점차적으로 감소시키면 원 상태로 회복함을 관찰하였다. 이로서 트립장치가 과속도 트립속도에서 잘 작동함을 확인하였다.

Figure 23은 스팀터빈 로터 축과 연결된 과속도 방지 링 (Fig. 24 참조)이 부착된 로터이다. 부착된 2개의 링은 각각 다른 과속도에서 원심력으로 의해 한쪽 방향으로 이탈하면서 유압밸브를 작동시켜 스팀밸브를 단속한다. 과속도 방지 링은 스프링에 장력을 부여하여 작동하는 장치로서 특정속도에서 작동되도록 스프링 장력을 튜닝하여야 한다. 만약 이런 작업을 현장에서 수행할 경우, 수차례 터빈의 정지·기동을 반복하기 때문에 막대한 경제적 손실이 발생된다. Fig. 24에 보이는 #1차, #2차측 링의 작동속도는 각각 3,924 ( $\pm 20$ ) rpm, 3,960 ( $\pm 20$ ) rpm이다.

수차례 실험을 반복하면서 트립 링의 스프링 장력을 조정하여 Fig. 25과 같이 #1차측 링이 3,921rpm에서 작동하였으며, 회전속도를 감소시키면 원상태로 복구함을

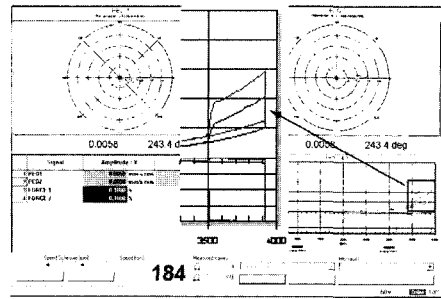


Fig. 25 Trip response of #1 trip ring

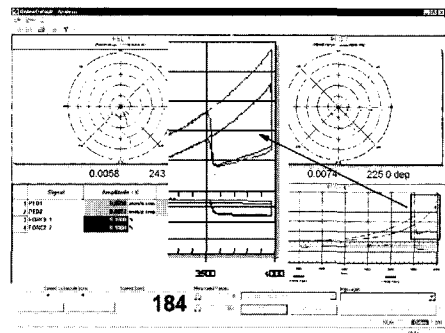


Fig. 26 Trip response of #2 trip ring

관찰하였다.

유사하게 #2차측 트립 링의 경우도 수차례 반복실험을 수행, 스프링 장력을 조정하여 Fig. 26에 보이는 것과 3,972 rpm에서 작동하였으며, 회전속도를 감소시키면 원상태로 복구함을 관찰하였다.

#2차측 링이 더 높은 회전속도에서 작동하기 때문에 실제로 #2차측 트립 링을 먼저 조정된 후 #1차측 트립 링을 조정하였다. 현장 테스트를 수행한 결과, 운전속도 밸런싱 설비에서 작동된 동일한 회전속도에서 작동되어 경제적 손실을 줄이는데 일조하였다.

## 6. 터빈 블레이드 고유진동수 테스트

터빈 블레이드는 고압의 스팀/가스를 회전운동으로 변환시키는 필수 부품이다. 터빈의 주요 고장사고 원인으로는 블레이드의 손상이 경험되어 있으며, 일단 블레이드가 손상되어 이탈될 경우, 주변 블레이드의 연쇄파손을 유발하여 전체 터빈의 손실로까지 이어지는 중대한 사고가 발생한다. 이런 이유로 개발품 블레이드의 안전운전 신뢰성을 확보하기 위하여 블레이드의 고유진동수를 결정하고, 이를 바탕으로 캠벨선도 해석을 수행하여 공진

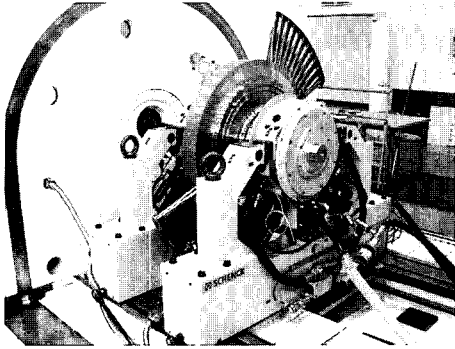


Fig. 27 Set-up configuration of last stage bucket

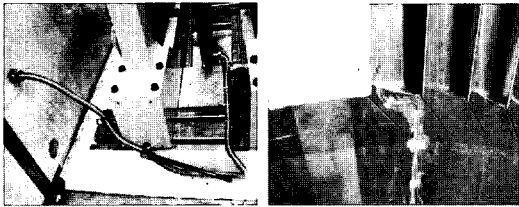


Fig. 28 Air jet nozzle and strain gauge

위험성을 평가하여야 한다. 본 사례는 120 MW 터빈 개발을 위하여 Last stage bucket에 대한 고유진동수설계치를 검증하기 위해 수행되었다. 정격속도인 3,000 rpm보다 10% 높은 3,300 rpm에서 800 rpm까지 감속시키면서 air jet 노즐을 이용하여 버킷을 가진시켜, 캠벨선도를 작성하였다. Air jet 노즐은 버킷 tip으로부터 반경방향 1/3 지점에 설치하였고, 특정 버킷에 스트레인 게이지를 부착하고 무선 FM 안테나를 이용하여 데이터를 취득하였다 (Fig. 27, 28 참조).

진동신호의 민감도를 향상시키기 위해 정밀 저속밸런싱을 수행한 후, 실험조건인 3,300 rpm까지 상승시켰으나, 진동레벨을 낮아 더 이상 밸런싱은 수행하지 않았다. 밸런싱 병커 내부에 증진공을 형성한 후, 테스트 조건인 3,300 rpm으로 속도를 상승시킨 후, 버킷에 가진력을 형성하기 위하여 외부 대기압의 공기를 병커내부로 유입시켜 air jet 노즐을 통하여 버킷을 가진시켰다. 수차례 반복적인 실험을 수행하여 만족할 만 캠벨선도 (Fig. 29 참조)를 획득하였다.

## 7. 결 언

본 연구에서는 KIMM 고속 (운전속도) 진공밸런싱 설비를 활용한 운전속도 밸런싱과 과속도 시험 및 터빈

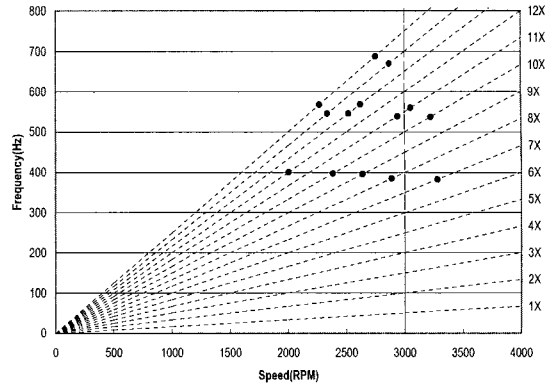


Fig. 29 Campbell diagram of turbine blade

블레이드 가진시험 사례를 요약·정리하였다. 산업현장의 다양한 로터에 대한 밸런싱과 시험을 수행하면서 설비운용, 밸런싱 효율성 향상에 노-하우를 축적하였으며, 또한 각종 회전기계 부품에 대한 테스트도 가능해졌다. 이전까지 전량 외국으로 파송·위탁수행된 운전속도 밸런싱을 국내에서도 충분한 신뢰성을 가지면서 수행할 수 있으며, 고난이도 테스트에 대한 시험절차도 확립하였다. 이로서 고부가 회전기계 국산화 개발 및 기계기술 선진화에 크게 일조할 것으로 기대된다.

## 참고문헌

- (1) API Standard 617, 2002, "Axial and Centrifugal Compressors and Expander-compressors for Petroleum," Chemical and Gas Industry Services, 7th Ed.
- (2) API Recommended Practice 684, 2005, API Standard Paragraphs Rotordynamic Tutorial: Lateral Critical speeds, Unbalance Response, Stability, Train Torsionals, and Rotor Balancing, 2nd Ed.
- (3) Boyce, M. P., 2003, "Centrifugal compressors," Penwell.
- (4) 이안성, 김병욱, 이동환, 2006, "특집 1 회전기계의 자소음·저진동: 운전속도(고속) 밸런싱 기술," 소음·진동, 제16권, 제3호, pp. 3~9.