

# 정유공정 압축기의 10,500 rpm 운전속도 밸런싱을 통한 MCS의 확장

이안성<sup>\*†</sup>, 김병옥<sup>\*</sup>

## Expanding the MCS of Refinery Process Compressor through Operating-Speed Balancing at 10,500 rpm

An Sung Lee<sup>\*†</sup>, Byung Ok Kim<sup>\*</sup>

*Key Words* : Operating-Speed Balancing(운전속도 밸런싱), High-Speed Balancing(고속 밸런싱), Influence Coefficient(영향계수), Amplification Factor(증폭계수), 2nd Critical Speed(2차 위험속도), Rotordynamics(회전체동역학)

### ABSTRACT

This paper deals with the operating-speed (high-speed) balancing of a refinery gasoline HDS (hydrodesulfurization) process recycle-gas 8-stages compressor rotor. A low-speed balancing condition of the rotor was measured as maintaining the G2.5 level. But an inspection run of operating-speed balancing condition, using tilting-pad journal bearings of actual use, showed that while it could be continuously-operated safely at a rated speed of 10,500 rpm, the rotor would not be able to run over 11,000 rpm as the vibration increased very sharply, approaching 11,000 rpm. In order to cure that a series of operating-speed balancing, which first calculated balance correction-weights by applying the influence coefficient measured and calculated at 10,500 rpm and then implemented correction works, was carried-out. The final operating-speed balancing results showed that the vibrations at the bearing pedestals represented very good levels of 0.2 mm/s by decreasing to as much as the 1/10 of the original vibrations and particularly, even at a targeted maximum continuous operating speed, MCS, of 11,500 rpm the vibrations represented about 1 mm/s, which is the operating-speed balancing vibration specification of API. Therefore, the expansion of MCS was successfully accomplished through the operating-speed balancing.

### 1. 서 론

정유·석유화학 플랜트, 발전소, 제철소 등 대형 산업 현장에서는 압축기, 스팀터빈, 가스터빈 등의 대단위 에너지를 갖는 터보기계가 널리 사용되고 있다. 이들 터보기계는 고-비출력(로터의 단위 무게당의 출력 또는 동력 양)을 달성하기 위해, 흔히 위험속도를 통과하거나 위험속도에 근접한 고속에서 정격 운전되며, 따라서 자연적으로 로터의 불균형에 기인한 진동에 취약한 특성을 보인다. 불균형 진동은 터보기계 설비의 운전 신뢰도와 수명, 그리고 출력 효율을 크게 저하시키는 직

접적인 요인이 되며, 이러한 로터의 불균형을 제거하기 위해 로터 밸런싱이 수행된다.

일반적으로, 고속 터보기계 로터에 대한 동역학설계의 핵심은 운전속도 범위에서 위험속도로부터 충분한 분리여유(SM, separation margin)를 확보하고 동시에 위험속도 통과시 진동 증폭을 최소화하는 설계의 도출이다. 위험속도 통과시 로터의 불균형 진동응답 증폭특성을 종합적으로 나타내는 설계인자는 증폭계수(AF, amplification factor)로, 증폭계수가 2.5 이하이면 로터-베어링 시스템이 잘 감쇠된 것으로 평가하여 별도의 위험속도 분리여유가 요구되지 않으며, 통상적으로 제작사들은 증폭계수가 5.0 이상인 경우는 기존의 저속 밸런싱에 더하여 로터의 정격 또는 운전속도에서 보다 정밀한 고속

\* 한국기계연구원

† 교신저자, E-mail : aslee@kimm.re.kr

밸런싱을 수행한다. 그리고 사용자 입장에서는 로터에 존재하는 불균형에 보다 덜 민감한 즉 증폭계수가 낮은 설계의 터보기계를 구매하도록 노력한다.

고속 밸런싱은, 간단히 말해, 1차 위험속도 이상에서 운전하는 소위 유연 로터(flexible rotor)를 고속의 운전속도에서 밸런싱하는 기술이다. 고속 밸런싱이 샵에서 실제 수행될 때 위험속도는 물론 최대연속운전속도(MCS, maximum continuous speed)를 포함하는 실제 운전속도 조건에서 밸런싱 상태가 모니터링되고 필요시 밸런싱이 수행되는 점을 고려하여 API (American Petroleum Institute, 미국석유협회) 표준을 중심으로 1990년대 중반 이후부터 at-speed balancing<sup>(1)</sup>(실제속도 밸런싱)이란 명칭이 사용되어 왔으며, 다시 최근 2000년대 초반부터는 보다 명확하게 운전속도를 강조하여 operating-speed balancing<sup>(2, 3)</sup>(운전속도 밸런싱)으로 개칭되어 사용되고 있다. 본 논문에서는 고속 또는 운전속도 밸런싱이 동일한 의미로 사용된다.

스팀터빈 제작 업계에서는 운전속도 밸런싱을 오래전부터 적용해 오고 있었으나, 당초 운전속도 밸런싱은 1990년대 중반까지만 해도 API 684<sup>(1)</sup>에서도 고가에 많은 시간이 소요되며 기술적으로도 검증되는 않은 것으로 간주하여 일반적으로 추천하지 않는 기술이었다. 그러나, 2000년대 초반부터는 운전속도 밸런싱이 API 617<sup>(2)</sup>에 정식 규정되기 시작하였으며, 2005년에 개정된 API 684<sup>(3)</sup>는 운전속도 밸런싱을 터보기계 산업계에서 보다 승인 허용되는 기술로 소개하고 있다. 국내에서는, 정유·석유화학 업계의 경우, 2000년대 초반부터 프로세스 압축기에서 운전속도 밸런싱의 중요성을 깨닫기 시작해서, 2000년대 중반부터는 프로세스 압축기는 물론 스팀터빈에도 폭 넓게 운전속도 밸런싱을 적용 실시하는 큰 변화를 보이고 있다. 한편, 한국기계연구원은 2004년부터 진공 고속 밸런싱 설비<sup>(4, 5)</sup>를 갖추고 다양한 터보기계에 대한 운전속도 밸런싱을 산업계에 제공하고 있다.

본 연구에서는 국내 G정유공장의 가솔린 수소화탈황(HDS, hydrodesulfurization) 공정용 재순환-가스 8단 압축기를 10,500 rpm에서 운전속도 밸런싱하여, API 규격인 1 mm/sec의 베어링 피데스탈 진동 승인기준을 만족시키면서 MCS를 11,500 rpm까지 확장시키고자 하였다.

## 2. 운전속도 밸런싱 기법

저속 밸런싱은 로터가 변형 없이 강체를 유지한다는 가정 하에 행해지는 작업으로 일반적인 형태의 다이나믹 불균형이 로터의 어느 곳에 위치하든 밸런싱 수정작업이 편리한 임의의 두 평

면상에서 등가의 교정중량으로 당초 불균형을 보상 상쇄하는 밸런싱 기법이다. 따라서, 원 불균형의 위치에서 불균형을 제거하지 않으면, 위험속도를 통과하거나 위험속도 영향영역에 접근하여 로터의 변형이 발생하는 유연 로터의 밸런싱에는 근본적으로 완벽할 수 없는 기법이다. 반면, 로터의 운전속도가 증가하여 위험속도 영향영역에 진입하게 될 때 진동이 증가하기 시작하여 위험속도 통과시 최고치에 도달하게 된다. 이러한 현상들은 운전중 로터의 변형이 발생하는 로터-베어링 시스템의 위험속도 영역 즉 고속에서 로터를 운전시켰을 때만 발생하는 것으로, 이를 샵에서 재현하여 위험속도를 포함한 실제 운전속도의 고속에서 밸런싱하는 기법이 고속/운전속도 밸런싱이다.

한편, 통상의 강-피데스탈 형태(hard pedestal type)의 저속 밸런싱 머신에서는 불균형 상태 및 교정중량의 크기와 위치를 찾아내기 위하여 시도중량(trial weight)을 붙일 필요가 없으나, 운전속도 밸런싱에서는 실제 또는 유사한 동특성을 갖는 저어널 베어링을 사용하여 로터를 지지하고 베어링에 윤활유를 공급하는 상태에서 운전하기 때문에 속도 별로 불균형에 대한 로터의 진동 민감도가 로터-베어링 시스템의 동특성에 따라 다르며, 따라서, 특정의 속도에서 다수의 위치에서 차례로 시도중량을 붙이고 운전 측정하여, 먼저 영향계수<sup>(6)</sup>를 구한 후 최종적으로 교정중량을 산출해야 한다. 그러므로, 운전속도 밸런싱에서는 영향계수법이 기본적으로 사용되며, 위험속도별 모드 형상을 고려하면 시도중량 면의 개수를 효과적으로 줄일 수 있다. 아울러, 복수개의 상이한 운전속도에서 불균형 진동을 동시에 저감시키기 위해서는 이들 복수개 속도에서의 영향계수를 종합하고 각각의 영향도를 적절하게 조정하는 최소자승 영향계수법이 사용된다.

일반적으로 운전속도 밸런싱의 진동 승인규격은 로터의 진동이 베어링에 전달되는 동하중을 제한하여 산출된 베어링 캡의 속도<sup>(2, 3)</sup>(rms)로 규정되며, 필요시 변위센서를 설치하여 베어링 부근 저어널의 진동 변위가 참고로 측정된다. 본 논문에서 적용된 규격은 다음과 같다.

- 3,000 rpm 이상 운전속도에 대해, 진동값이 7400/N mm/sec 또는 1 mm/sec 중 큰 값을 초과하지 않아야 한다. 여기서, N은 운전속도(rpm)이다

- 3,000 rpm 미만 운전속도에 대해 그리고 1차 위험속도에서, 진동값이 2.5 mm/sec를 초과하지 않아야 한다.

## 3. 압축기 로터 및 설치

Fig. 1은 국내 G정유공장의 가솔린 수소화탈황공정에 사용되는 총 8개의 임펠러로 구성된 재순환-가스 압축기 로터를 보

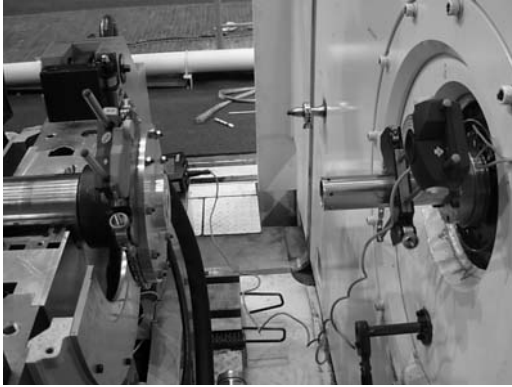


Fig. 4 Laser-alignment measurements between the rotor and driving gear shafts



Fig. 1 HDS recycle-gas 8-stages compressor installed using its 5-pads LBP tilting-pad bearings for operating-speed balancing

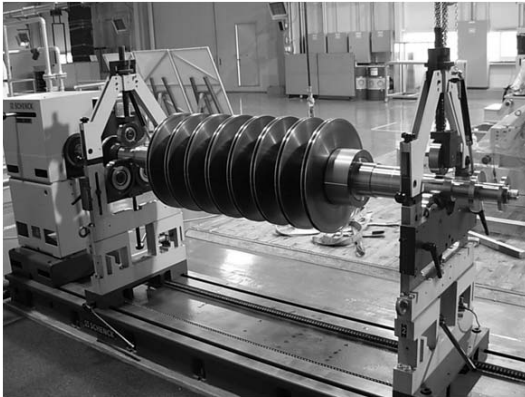


Fig. 5 Low-speed balancing set-up for the rotor (Balancing machine maker : Nagahama Schenck)

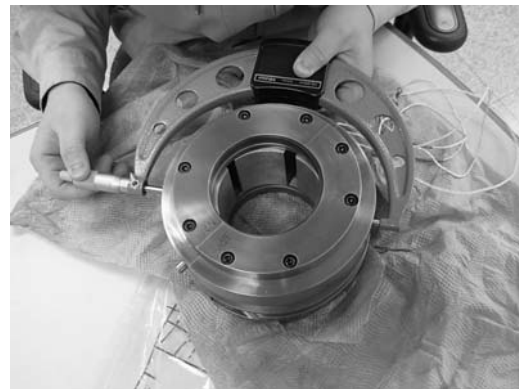


Fig. 2 5-pads LBP tilting-pads bearing used for installation and run

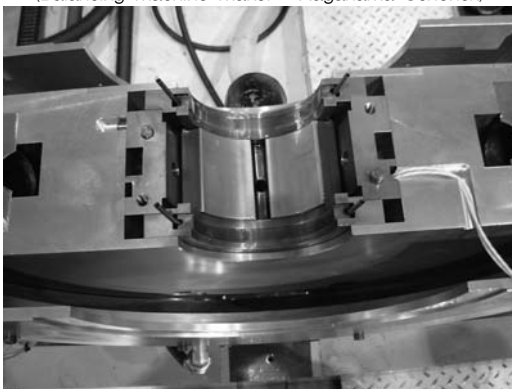


Fig. 3 Bearing bottom half mounted on the pedestal bearing casing through the bearing adaptor-ring

Fig. 3은 제작된 베어링 어댑터-링을 사용하여 베어링의 하부 반쪽이 밸런싱 설비 피데스탈의 베어링 케이싱에 장착된 모습을 보여준다. Fig. 4는 로터를 베어링 위에 올려놓은 후 밸런싱용 고속 커플링의 연결에 앞서 로터축과 구동 기어축의 정밀한 정렬을 위해 레이저 얼라인먼트 측정을 하고 있는 모습이다. 고속 커플링을 연결하고, 최종적으로, 나머지 베어링 상부 및 케이싱 등을 조립하여 설치 완료된 모습이 Fig. 1이다.

#### 4. 운전속도 밸런싱 결과 및 토의

Fig. 1의 압축기 로터는 예비품으로 외국 제작사로부터 구매되어 10여 년간 장기 보관된 것으로, 개봉 검사결과 보관상태가 완벽하지 못해 일부 임펠러에서 경미한 부식 발생이 확인되었으며, 특히, 향후 공정상의 용량 증가요구에 능동적으로 대처하기 위해 기존의 정격 10,500 rpm으로부터 최대 11,500 rpm까지 MCS를 확장하여 운전할 필요가 있기 때문에, 예정된 교체 투입 운전 전에 앞서 부식에 따른 로터의 불균형 진동상태

여주며, 운전속도 밸런싱을 위해 Fig. 2의 실제 적용된 5-패드 LBP 틸팅패드 베어링을 사용하여 조립 설치된 모습이다. 제작사로부터 제공된 로터의 기본정보는 로터 질량: 485 kg, 베어링 중심간 거리: 1170 mm, 정격속도: 10,500 rpm, 1차 위험속도: 3,760 rpm, 그리고 2차 위험속도: 14,800 rpm이다.

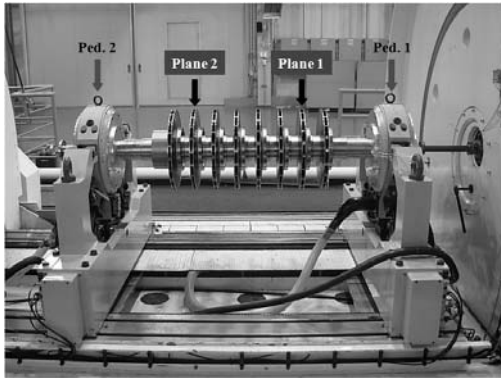


Fig. 6 Designated locations of the pedestals and balancing planes  
(Balancing machine maker : Schenck Rotec)

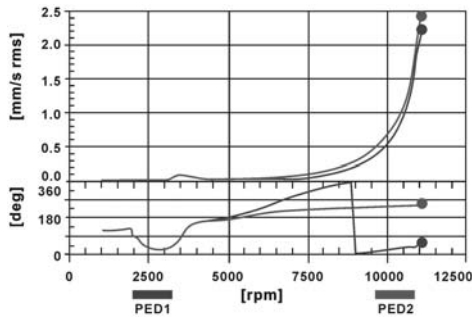


Fig. 7 As-is initial vibration and phase measurements, running up to 11,077 rpm

점검 및 MCS에서의 운전 신뢰성 확보를 위해 운전속도 밸런싱을 수행하게된 것이다.

운전속도 밸런싱 운전전에 앞서 먼저, Fig. 5와 같이 저속 밸런싱 머신을 사용하여 550 rpm에서 로터의 밸런싱 상태를 점검하였다. 대략 ISO G2.5 등급의 밸런싱 상태를 유지하고 있었으며, 저속 밸런싱 교정을 추가로 수행하지 않는 것으로 결정하였다.

Fig. 6은 로터의 진동 속도가 측정되는 피데스탈의 지정 위치와 함께 영향계수 측정 및 밸런싱 교정을 위해 사용될 밸런싱 면의 지정 위치를 보여준다. 여기서, 총 8개의 임펠러 중, 로터의 정격속도가 2차 위험속도에 보다 접근하는 점을 반영하여, 2차 모드 가진에 가장 효과적일 것으로 예측되는 흡입 측(또는 드라이버 측)으로부터 2번과 7번 임펠러에 밸런싱 면 1, 2를 각 각 설정하였다.

Fig. 7은 로터를 11,077 rpm까지 초기 상태로 운전하면서 측정된 진동 및 위상을 보여준다. 1차 위험속도를 약 3,500 rpm에서 통과하며, 정격 10,500 rpm까지는 피데스탈 1, 2의 진동 모두가 1 mm/sec 이하를 만족하나, 이후 급격히 증가하여 11,077 rpm에서는 피데스탈 1, 2의 진동이 각각 2.21과

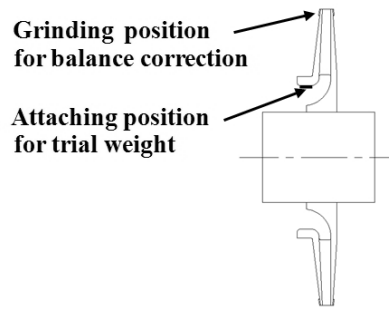


Fig. 8 Attaching position for trial weight and grinding position for balance correction at the impeller 2 and 7

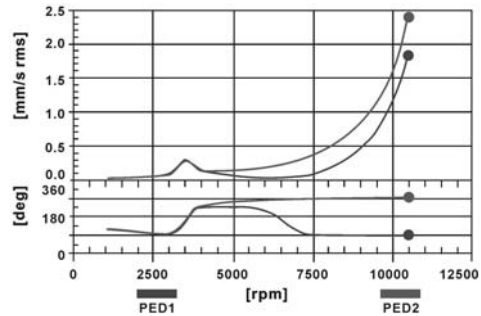


Fig. 9 Vibration and phase measurements, running up to 10,500 rpm, with the trial weight attachment at the impeller 2

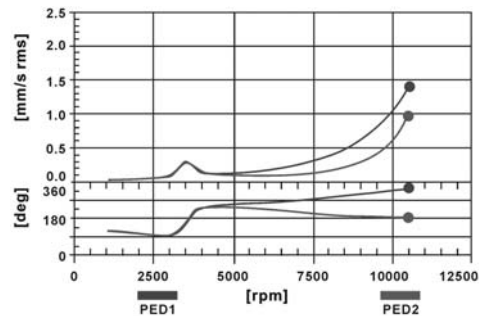


Fig. 10 Vibration and phase measurements, running up to 10,500 rpm, with the trial weight attachment at the impeller 7

2.42 mm/sec에 도달하였다. 특히, 11,000 rpm 이상에서 진동이 급격히 솟구치는 특성을 보여, 11,000 rpm이상으로 MCS의 확장을 위해서는 운전속도 밸런싱이 필요함을 알 수 있다.

이상으로부터, 고속에서 밸런싱 운전시 로터의 안전을 고려하여, 10,500 rpm에서 영향계수를 측정하여 운전속도 밸런싱을 실시하기로 결정하였다. 2와 7번 임펠러에 Fig. 8에 보여진 임펠러 입구위치에 각각 10.28g $\angle$ 270°와 10.26g $\angle$ 270°(반경: 118 mm)의 시도중량을 부착하여, 영향계수 계산을 위한 진동 및 위상을 측정하였으며, 그 결과가 Fig. 9, 10에 보여 있다.

Fig. 9와 10의 측정값을 이용하여 10,500 rpm에서의 영향계수를 구하고, Fig. 7의 초기 상태 측정값을 적용하여, 최종

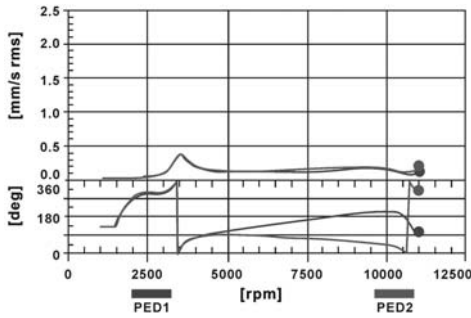


Fig. 11 Vibration and phase measurements, running up to 11,000 rpm, after final balance corrections

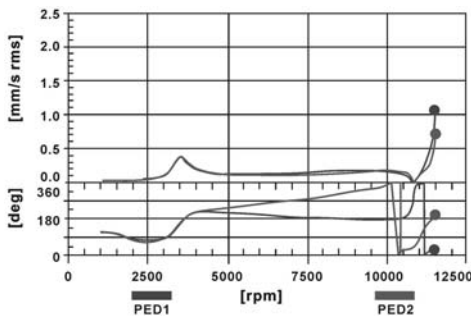


Fig. 12 Vibration and phase measurements, running up to MCS 11,500 rpm, after final balance corrections

적으로, 밸런싱 교정중량을 산출하였다. 2와 7번 임펠러에 대해 산출된 등가 제거 교정중량은 Fig. 8에 보인 임펠러 출구위치에서 각각  $4.22g \angle 249^\circ$ 와  $4.31g \angle 298^\circ$ (반경: 237.5 mm)이었다. 계산된 교정중량을 그래인딩하여 제거한 후, 정격속도를 넘어 11,000까지 운전하여 측정된 진동이 Fig. 11에 보여 있다. 정격 10,500 rpm을 기준으로 밸런싱하였기 때문에 Fig. 11로부터 10,500 rpm 주변의 불균형 진동이 Fig. 7의 초기 진동에 비해 대폭 개선됐음을 볼 수 있다. 또한, 정격을 넘어 11,000 rpm에서도 피데스탈 1, 2의 진동이 각각 0.14와 0.21 mm/sec로 매우 양호한 것으로 확인된다. 한편, 희망 MCS인 11,500 rpm까지 확장 운전하여 측정된 진동이 Fig. 12에 보여 있다. Fig. 12로부터 11,000 rpm 이후 진동이 급격히 상승하나 11,500 rpm에서 피데스탈 1, 2의 진동이 각각 1.05와 0.71 mm/sec로 API 규격인 1 mm/sec을 대체적으로 만족하는 수준으로 공장 현장에서 MCS를 11,500 rpm까지 확장하여 운전하여도 별 문제가 없을 것으로 평가된다.

그러나, 이상의 운전속도 밸런싱을 통하여, 본 로터가 근본적으로 로터다이나믹 설계관점에서 2차 위험속도에서 상당히 높은 증폭계수를 갖으며, 그만큼 그 영향영역이 넓어 11,000 rpm 이상의 운전시 로터의 불균형 진동이 매우 민감하

게 반응함이 확인되었다. 따라서, 당초 압축기의 도입시, MCS에 대한 2차 위험속도의 분리여유가 증폭계수를 고려하여 적절하게 설계검토되지 않았던 것으로 추정된다. 또한, 일반적으로 압축기는 운전시간이 흐름에 따라 가능한 다양한 원인들로 인해 로터의 불균형이 증가하기 때문에, 실제 현장에서 11,000 rpm을 넘어 MCS 11,500 rpm에 접근하여 운전하게 될 때 돌발적인 진동의 급상승에 대비한 특별한 주의가 요청된다.

## 5. 결 론

본 연구에서는 정유공장의 가솔린 수소화탈황 공정용 재순환-가스 8단 압축기 로터의 운전속도 고속 밸런싱이 수행되었다. 로터의 저속 밸런싱 상태는 G2.5 수준을 유지하는 것으로 측정되었으나, 실제 사용 저어널 베어링을 이용한 운전속도 밸런싱 상태를 점검한 결과 정격 10,500 rpm에서는 안정적인 연속운전이 가능하나 속도가 11,000 rpm을 넘어감에 따라 진동이 급격히 증가하여 그 이상의 속도 상승은 불가능한 것으로 확인되었다. 이의 개선을 위해, 10,500 rpm에서 측정 계산된 영향계수를 적용하여 밸런싱 교정중량을 산출하고 교정하는 일련의 운전속도 밸런싱이 수행되었다. 최종 운전속도 밸런싱 결과, 11,000 rpm에서 베어링 피데스탈의 진동이 당초 대비 약 1/10로 줄어들어 0.2 mm/s의 매우 양호한 수준을 나타냈으며, 특히, 목표 운전속도인 MCS 11,500 rpm에서도 진동이 API 운전속도 밸런싱 규격인 1 mm/s 수준을 나타냈다. 따라서, 본 운전속도 밸런싱을 통해 성공적으로 MCS의 확장이 달성되었다. 다만, 로터가 2차 위험속도에서 매우 높은 증폭계수를 가져 11,000 rpm 이상의 운전시 근본적으로 진동이 급격히 상승하는 특성을 보이기 때문에, 실제 현장에서 압축기의 운용시 MCS의 접근에 따른 진동의 급상승에 대비한 특별한 주의 운전이 요청된다.

## 후 기

정유공정 주요 터보기계인 HDS 압축기 로터의 운전속도 밸런싱을 결정하고 연구비를 지원한, GS칼텍스(주) 여수공장 관계자 여러분께 감사드립니다.

## 참고문헌

- (1) API Publication 684 1st Ed, 1996, Tutorial on the API Standard Paragraphs Covering Rotor Dynamics and Balancing: An Introduction to Lateral Critical and Train Torsional Analysis and Rotor Balancing.

- (2) API Standard 617 7th Ed, 2002, Axial and Centrifugal Compressors and Expander -compressors for Petroleum, Chemical and Gas Industry Services.
- (3) API Recommended Practice 684 2nd Ed, 2005, API Standard Paragraphs Rotordynamic Tutorial: Lateral Critical Speeds, Unbalance Response, Stability, Train Torsionals, and Rotor Balancing.
- (4) 이안성, 김병옥, 이동환, 2006, “특집1 회전기계의 저소음·저진동: 운전속도(고속) 밸런싱 기술,” 소음·진동, 제16권 3호, pp. 3~9.
- (5) 이안성, 김병옥, 이동환, 2007, “고속(운전속도) 진공 밸런싱 기술,” 유체기계저널 제10권 제2호, pp. 63~67.
- (6) Mark S. Darlow, 1988, “Balancing of High-Speed Machinery,” Springer-Verlag.