한국소음진동공학회 2004년도 춘계학술대회논문집, pp. 657~662.

38M6 리사이클 Compressor의 고속진동 밸런싱 사례연구

A Study of High-speed Vacuum Balancing for 38M6 Recycle Compressor

이동환* · 김병옥** · 이안성**

Dong-Hwan Lee, Byung Ok Kim, An Sung Lee

Key Words : Average Velocity(평균속도), State-space Vector(상태공간벡터), Transient Dynamic Response(과도동적응답) Stability(안정성), Accuracy(정확도), Newmark Method(뉴막기법)

ABSTRACT

This paper presented is a case study of a real compressor rotor of a refinery plant for high speed balancing of flexible rotor. The rotor was tested in the expert high-speed balancing facility established by KIMM at early 2004. The capability of the facility can reach 40000rpm in rotation speed and 8 ton in rotor weight for high-speed balancing. The facility performs multi-plane at-speed balancing using influence coefficient from the vibration data measured at two pedestals. The test rotor had exceeded permissible criteria of vibration at initial run. But by processing a low-speed balancing at 1000 rpm and six trial run trying to calculate influence coefficient of rotor to the range of operating speed, the final result of high-speed balancing revealed a remarkable reduce of vibration at pedestal of the rotor.

1. 서 론

정유, 석유화학 플랜트의 핵심기능을 하는 터빈 및 콤프레셔는 통상 여러 단을 가진 로터가 위험속도 이상의 매우 높은 회전수에서 연속적으로 운전되고 있다. 따라서 이들 회전기계에 트러블이 발생하여 멈추어야 할 상황이 발생되면 비용적 시간적 차원에서 그 손실은 이루 말할 수 없다. 그러므로 이러한 사고예방을 위하여 이들 기기의 보수유지는 플랜트운용 관리에서 매우 중요한 항목이며 그 중에서 가장 중요한 항목은 로터의 밸런싱이다. 로터가 위험속도에 접근하거나 그 이상에서 운전될 경우 유연축계가 되어 일반적으로 저속 밸런싱만으로는 로터의 유연성에 의한 굽힘변위를 고려할 수 없으므로 불평형을 만족할 만큼 제거할 수 없다. 따라서 유연축계의 변형을 고려하는 고속 밸런싱(At-speed balancing)이 필수적이다. 이러한 고속 밸런싱에 관하여 ISO 11342에서는 유연로터(Flexible rotor)의 밸런싱 방법 및 기준을 제안하고 있다. 그러나 이들 기준에는 사용 환경에 따라 달라지는 계수의 결정이 요구되므로 단순히 권고치에 머물러 있다. 따라서 고속 밸런싱의 진동 기준치는 선진 제조회사의 경우 각사마다 고유한 기준치를 가지고 전용 고속 밸런싱 설비상에서 자체적으로 로터를 관리하고 있는 실정이다.

본 연구에서는 정유공장의 플랜트 공정용으로 사용되는 6단 콤프레셔를 대상으로 최근 국내에서 구축된 전용 고속 밸런싱 설비상에서 실시된 고속 밸런싱의 사례 연구를 통하여 로터의 고속 밸런싱 방법, 효과 및 의의를 고찰하고 전용 고속 밸런싱 설비의 효용성을 제시하고자 한다. 일반적으로 롤러 위에 축이 놓이는 저속 밸런싱 장비에서는 디스크를 포함한 로터 축 자체의 불평형만을 고려하게 된다. 그러나 전용 고속 밸런싱 설비는 Pedestal 상에 로터의 실제 베어링이 설치되므로 현장 설치조건과 매우 유사한 상황을 재현함으로써 밸런싱의 효용성과 더불어 실제로 현장에 로터가 설치 가동될 경우의 상황을 미리 예측할 수 있게 한다. 또한 로터의 고속 회전시 임펠러 및 블레이드에 발생하는 공기저항효과를 제거하기 위하여 로터가 진공 터널 내에서 운전되도록 함으로써 순수한 기계적 불평형만을 효과적으로 고려할 수 있다.

* 한국기계연구원 구조연구부 회전체그룹
E-mail : aslee@kimm.re.kr
Tel : (042) 868-7352, Fax : (042) 868-7440

** 한국기계연구원 구조연구부 회전체그룹

2. 고속밸런싱 설비

본 논문에서 시험로터의 고속 밸런싱을 위하여 사용된 시험 설비는 유연로터의 고속 밸런싱 시험을 위하여 구축된 전용 밸런싱 설비이다. 설비의 주요 구성 및 특징은 다음과 같다.

2.1 설비의 구성

설비는 Fig. 1~4에서 보이듯이 크게 구동 시스템과 전용 베어링 지지대(Pedestal), 윤활·냉각 시스템, 진공장치 및 제어시스템[1]으로 구성되어 있다.

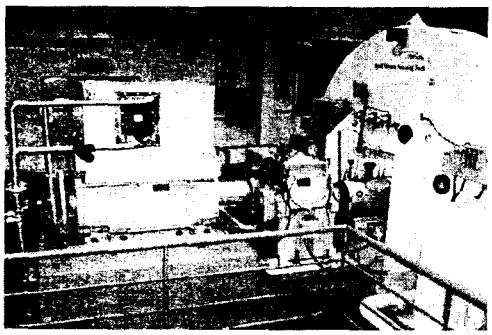

Fig. 1 Driving system of the facility

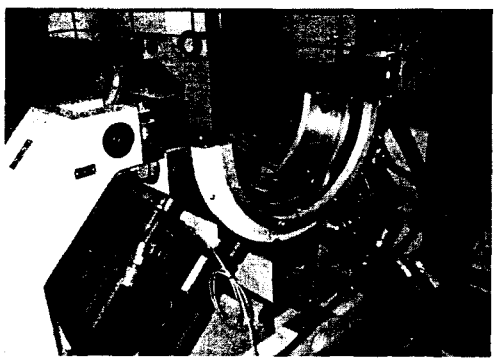

Fig. 2 Bearing pedestal

고속으로 회전하는 구동시스템의의 기어장치와 로터 베어링의 윤활 냉각을 위하여 지하실 및 옥상에 진공 및 대기용 오일 탱크가 각각 1기씩 설치되어 있다. 진공 터널 내에는 1mbar이하로 진공을 유지하도록 하여 로터의 임펠러 혹은 블레이드의 고속회전에 다른 공기저항 및 부하상승을 방지할 수 있다. 베어링 지지대에서는 베어링 케이싱에 변위 및 속도 센서가 각각 45°로 설치되어 로터의 진동을 측정한다.

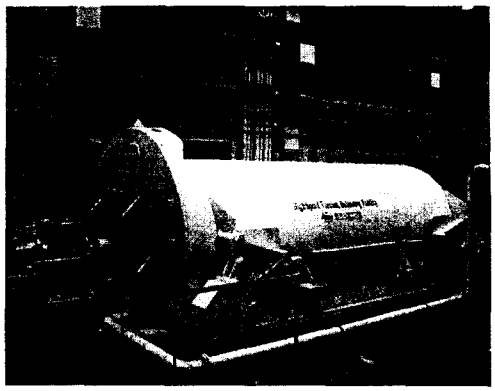

Fig. 3 Vacuum chamber

Fig. 4 Control room of the facility

2.2 설비의 특징

본 설비의 제원은 Table 1과 같다.

Table 1. Specification of facility

Contents	Spec.
Rotor weight	16~8000 kg
Max. rotor dia.	1700 mm
Max. journal dia.	240 mm
Max. rotor length	6000 mm
Max. rotor speed	40000 rpm
Permissible centrifugal force per pedestal	160 kN

본 설비의 베어링 지지대는 위험속도에서의 수평 및 수직방향의 분리를 방지하기 위하여 원주방향으로 동일한 강성을 가지도록 설계되었다. 또한 로터 축의 미세한 축정열의 조정이 가능하도록 구면 탄성조정 스프링이 있다. 또한 과도한 진폭으로 인한 위험속도의 통과가 어려울 경우는 추가 강성 부여장치가 있어 위험속도를 큰 폭으로 이동시킨다. 고속 회

전시 로터에 조립된 임펠러나 날개에 의한 공기의 저항을 줄이고 발열이나 부하를 경감하기 위하여 로터 시험 터널 내를 1mbar 이하의 진공상태로 유지하는 진공시스템이 있다. 그 터널은 동시에 로터 팁의 탈락 및 폭발에 대한 안전장치 역할을 한다. 구동시스템은 AC 모터 및 인버터, 증속기로 구성되어 회전수의 제어가 가능하며 구동축은 유니버설 조인트 및 댐핑 커플링 축으로 되어 어느 정도의 축정열 불량을 흡수 할 수 있다. 측정시스템에서는 영향계수법에 의하여 보정량을 결정하며 또한 베어링 진동과 더불어 축 진동의 측정이 함께 요구되는 API 규정을 만족시킬 수 있다.

3. 시험로터의 제원 및 설치조건

본 논문에서 고속 진동 밸런싱을 위하여 대상이 된 시험로터는 정유 플랜트에 사용되는 리싸이클 콤프레셔 로터이며 Fig. 5와 같이 6개의 임펠러를 가지고 양단에 Tilting Pad 베어링으로 지지되는 구조를 하고 있다.

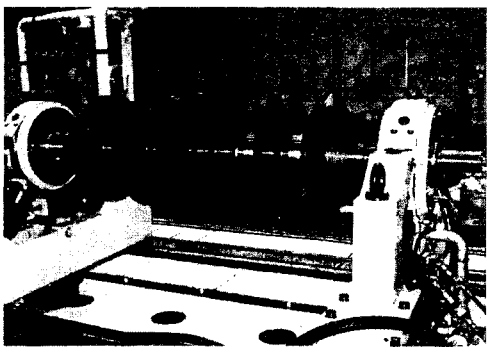

Fig. 5 Photo of test rotor

로터의 주요 제원은 Table 2와 같다. 즉 로터의 길이 및 중량이 각각 2055.8mm 및 956kg이며 최대 연속 운전속도가 8777rpm이다. 본 로터의 1차 및 2차 위험속도는 3250rpm 및 11200rpm에 있으며 로터 커플링은 유압고정식이며 스러스트 칼라는 키로 고정된다. 상기 로터의 고속 밸런싱을 위하여 설치조건과 일치하는 5-pad를 가진 Tilting Pad 베어링 및 베어링 어댑터를 제작하고 Oil splash guard 및 커플링을 설계·제작하였다. 본 로터의 베어링 제원은 Table 3과 같다. 시험 로터의 커플링은 실제 필드에서는 유압으로 고정되나 시험을 위해서 Fig.6 과 같이 직선 면과 1/16의 테이퍼부분을 가지는 축단에 열박음 커플링을 설계·제작하였다. 이때 커플링의 내경 공차를 5/100mm로 하였다. 시험로터의 커플링과 고속 밸런싱 설비의 구동시스템은 Fig.7과 같이 길이 500mm의 Diaphram 커플링으로 연결된다. Diaphram 커플링의 주요제원은 최대회전수 13500 rpm이며 최대 전달토오크 700 N·m이다. 이 커플링의 평행 축 정렬 한도는 0.002L이며 각 축정열 불량 한도는 0.1°이다. 고속 밸런싱 시험의 정밀도를 높이기 위하여 먼저 로터의 run-out과 축정렬의 점검이 필요하다. 즉, 로터의 run-out은 로터 자체가 지지대 위에 설치된 베어링 상에서 반경방향 및 축방향에 대해서 평행도를 유지하는지를 확인하여야 하며 또한 축정렬은 구동시스템에 대한 로터의 반경방향 및 축방향 직진도를 유지하는지를 확인하여야 한다. 축정렬은 구동축과 시험로터를 연결하는 diaphram 커플링의 허용공차 이내여야 한다.

Table 2. Specification of test rotor

Item	Detail
Total weight	956 kg
Total length	2005.8 mm
No. of Impeller	6 ea
Bearing(Tilting Pad)	5 pad
Max. continuous speed	8777 rpm
1st critical speed	3250 rpm
2nd critical speed	11200 rpm
Permissible specific unbalance	0.7 ㎛
Max. allowable unbalance per plane	331.1 g·mm

Table 3. Bearing spec. for test rotor

Item	Specification
Journal diameter	126.936 mm
Journal length	53.300 mm
No. of pad	5 ea
Load type	Load between pad
Max. continuous speed	8777 rpm
Assumed bearing load	5037 N
Assumed Oil	ISO VG 32
Assumed inlet temp.	45 ℃

설계된 베어링의 분석 결과는 Table4. 와 같다.

Table 4. Analysis result of bearing

Item	Specification
Max. film temp.	68 ℃
Min. film thickness	0.046 mm
Re quired oil flow rate	26 l/min
Eccentricity	0.26
Horizontal stiff. coeff.	1.95e8 N/m
Vertical stiff. coeff	2.43e8 N/m
Horizontal damping coeff	2.59e5 N·sec/m
Vertical damping coeff	2.93e5 N·sec/m

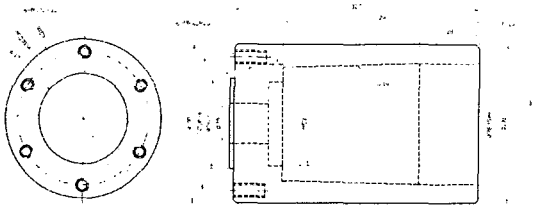

Fig. 6 Coupling for test rotor

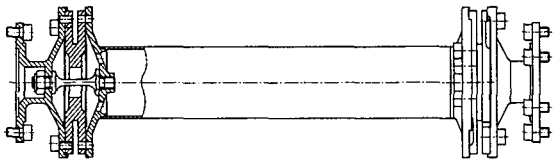

Fig. 7 Diaphram coupling for test rotor

4. 시험로터의 제원 및 설치조건

4.1 로터설치

3절의 시험로터 제원 및 커플링조건에 따라 구동부와 시험로터의 축 정렬허용오차는 0.225 mm로서 Diaphram 커플링의 허용오차 0.5mm 이내로 설치되었으며 플랜지 면의 축 정렬오차는 0.41°로 허용범위인 0.1°를 벗어나 있으나 박판을 삽입하여 보정 설치하였다. 또한 잠금 너트 등이 제거된 부분은 Half-key를 적용하여 불평형 발생 요소를 제거하였다. 로터를 설치한 후 시험로터를 고속 밸런싱하기 위하여 선정한 밸런싱 교정면은 Fig.8과 같이 6면으로 하였으며 교정반경은 축 중심에서 266mm로 하였다.

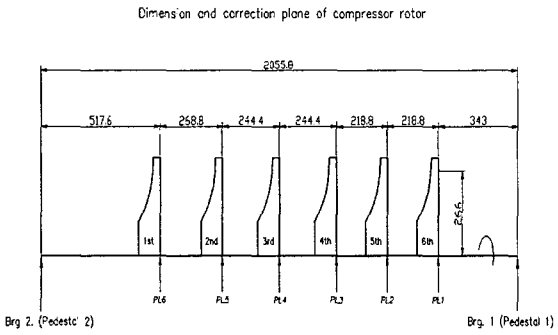

Fig. 8 Dimension and correction plane of test rotor

밸런싱 시험은 구동 시스템을 500rpm부터 8800 rpm까지 10rpm 단위로 상승시키며 로터 지지대에 고정 설치된 진동 센서로부터 진동 크기와 위상을 측정하여 전용 분석장치에서 영향계수법[2),3)]을 이용하여 잔류 불평형과 교정 질량을 계산하고 제거하는 절차를 밟는다. 먼저 로터를 저속회전수에서 밸런싱하여 고속 밸런싱시의 효율성을 높인다. 본 시험에서는 먼저 교정면 1, 6을 선택하고 1000rpm에서 저속 밸런싱을 수행하여 불평형을 1차 제거하였다. 다음으로 고속 밸런싱을 수행하게 되는데 이때는 8800rpm까지의 속도 상승시 로터의 임펠러에서 발생될 수 있는 Windage 효과를 최소화하기 위하여 진공 터널내의 압력을 1 mbar이하로 유지하였다. 시험은 최초로 시도 질량을 부착하지 않은 시험로터를 운전속도까지 상승시켜 각 회전수의 진동을 측정한 후 첫 번째 밸런싱 교정면에 임의의 시도질량을 부착하고 다시 운전속도까지 진동을 측정한다. 이 작업은 요구되는 밸런싱 교정면의 수만큼 반복된다. 본 시험에서는 6개 밸런싱 교정면을 선택하였으므로 초기 데이터를 포함한 7번의 진동 측정을 통하여 진동 데이터 수집이 이루어졌다. 다음으로 얻어진 진동 데이터로부터 관심있는 rpm군을 선택하여 로터의 영향계수를 구한다. 구해진 영향계수를 이용하여 현재 교정면의 잔류불평형을 산출[4),5)]하고 그 불평형을 제거한다. 불평형이 제거된 로터의 진동은 다시 한번 운전속도까지 상승시켜 검증된다. 이 과정은 결과가 기준치를 만족할 때까지 반복하여 수행된다.

4.2 시험결과

시험 로터는 1000rpm에서 저속 밸런싱이 수행되었으며 Table5.에서 시험결과 얻어진 초기 불평형과 밸런싱 후의 불평형이 보여진다.

Table 5. Low-speed balancing of test rotor

Initial run		Final run	
Plane 1	14.4g∠274°	Plane 1	1.44g∠27°
Plane 2	5.27g∠211°	Plane 2	2.29g∠183°

시험로터의 초기 불평형은 반경 266mm에서 밸런싱 교정면 1 및 2의 불평형량이 각각 14.4g, 5.27g으로 나타나며 이는 운전속도가 8800rpm이므로 ISO 약 G2.5등급의 잔류 불평형을 가지는 로터에 해당한다. 그러나 저속 밸런싱 수행 후 시험로터는 최종적으로 G1등급 이하로 교정되었다.

이후 이루어진 고속 밸런싱 작업에서 시험로터에 시도 질량을 부착하지 않은 상태에서 로터의 베어링 지지대에서 초기 진동치가 Fig.10 및 Table6.에 보여진다.

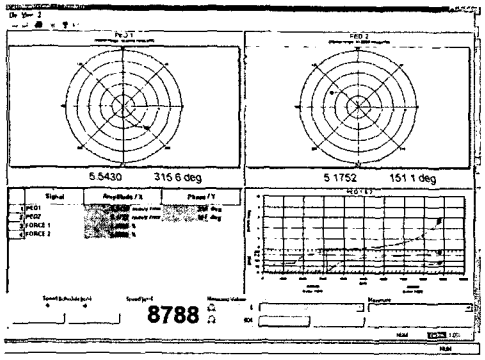

Fig. 9 The response of test rotor at initial run

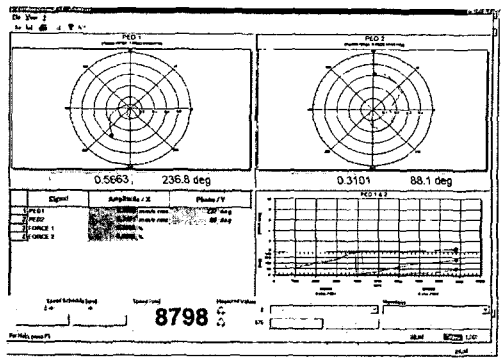

Fig. 10 The response of test rotor at final run

Table 6. Intial run data of test rotor for high-speed balancing

Inital run		
1st critical speed	Pedestal 1	0.1mm/s∠27°
	Pedestal 2	0.19mm/s∠66°
Max. speed	Pedestal 1	5.5mm/s∠317°
	Pedestal 2	5.16mm/s∠152°

Table 7. Final run data of test rotor for high-speed balancing

Final run		
1st critical speed	Pedestal 1	0.19mm/s∠303°
	Pedestal 2	0.19mm/s∠303°
Max. speed	Pedestal 1	0.56mm/s∠236°
	Pedestal 2	0.31mm/s∠86°

Table 6에 의하면 1차 위험속도에서의 진동치는 크지 않으나 운전속도인 8788rpm에서의 진동치는 4.2절의 진동기준치를 참고하면 매우 크게 나타나고 있다. 또한 위상도 180°에 가깝다. 이후 초기 진동정보와 더불어 6개의 밸런싱 면에 각각 6번의 시도질량을 부착하여 얻어진 측정 정보로부터 영향계수가 얻었으며 그로부터 구해진 교정면 및 위상정보로부터 로터의 불평형을 교정한 최종 결과가 Fig.10 및 Table 7에 보여지고 있다. 그 결과 1차 위험속도에서는 초기 시험로터의 진동치와 비슷한 경향을 보이는데 그 량은 매우 작고 위상도 동일하다. 그러나 운전속도에서 시험로터의 진동레벨은 초기 진동치에 비하여 1/10이상으로 줄어들었다. Fig. 9,10에서 Polar plot을 비교 관찰하면 위상은 초기의 그것에 비하여 많이 이동 되었으며 진폭 과 위상의 변화 추이를 관찰하면 그 양상이 최종 결과에서 2차 위험속도의 영향이 매우 억제되고 있음을 볼 수 있다.

4.2 고속 밸런싱 시험기준

일반적으로 유연 로터의 허용 진동 기준은 베어링 지지대에서의 진동 또는 축 진동으로부터 규정되며 주로 속도단위인 mm/sec로 표현된다. 그러나 베어링 지지대의 강성 및 사용된 커플링 형태의 필드와의 차이 및 유연로터의 축의 측정위치에 따라 측정치가 달라지므로 이러한 계수들을 고려하여야 하므로 고속 밸런싱의 허용 잔류불평형에 대해서 뚜렷이 정해진 기준은 없는 실정이다. ISO[6]에서는 베어링 지지대에서의 허용 진동을 다음과 같이 규정하고 있다.

$$Y=X\times K_0\times K_1\times K_2 \quad (1)$$

여기서,

Y : 베어링 지지대에서의 허용 진동량

X : 설계치 또는 현장에서 측정된 수평 또는 수직방향 베어링 또는 축 진동

K_0 : 전진동에 대한 불평형 성분의 비($K_0 \le 1$)

K_1 : 현장 조건과 로터의 지지나 커플링 조건이 다를 경우 변환계수

K_2 : 정의된 X와 다른 위치에서 측정한 경우의 변환계수

반면 유연로터를 설계·제작하는 유명 제조회사는 저마다 내규로서 고속 밸런싱의 기준값을 가지고 관리하고 있다. 본 시험로터의 경우 미국의 E사에서 설계된 모델이며 여기서는 다음과 같이 기준치를 설정 관리하고 있다. 즉 운전속도와 위험속도에서의 베어링 지지대의 기준을 각기 달리하고 있는데 다음과 같다.

$$Y = 1.88\times(0.2\times W\times N/K) : \text{운전속도에서},$$
$$Y = 1.88\times(0.25\times W\times N/K): \text{위험속도에서}, \quad (2)$$

여기서,

Y: 베어링 지지대 허용 진동치 (mm/sec)

W: 로터 중량 (Lb)
N: 회전수(rpm)
K: 베어링 지지대 강성계수(Lb/inch)

상기 기준을 적용하면 운전 속도(8777rpm)에서 각 베어링 지지대의 허용진동치는 1.456 mm/sec이며 1차 위험속도(3200rpm)에서의 허용진동치는 1.871 mm/sec이다.

5. 결 론

시험로터는 저속 밸런싱의 견제에서 본다면 초기 불평형이 1000rpm에서 각각 14.4g 및 5.27g이므로 그 회전수에서 환산하면 G2.5등급 정도에 해당한다. 또한 유연로터의 특성을 고려한 고속 밸런싱 측면에서는 초기 진동이 5.5 mm/sec 및 5.16 mm/sec가 되어 미국 E사의 기준치를 훨씬 초과하고 있으며 운전속도에서 이미 2차 위험속도의 영향권에 들어 진폭이 가파르게 상승하고 있음을 볼 수 있다. 미국 T사의 기술보고서에 의하면 통상 1mm/sec 정도의 베어링 지지대의 진동을 유지하면 조용한 운전을 기대할 수 있다고 한다. 본 시험에서 상기 절차에 따라 밸런싱 결과 최종적으로 베어링 지지대의 진동치를 0.56mm/sec 이하로 낮추었으므로 현장에 로터를 설치하였을 때 매우 정숙한 운전이 기대된다.

본 시험 사례연구의 의의는 현장에 시험로터를 장착하기 전에 실제 설치조건과 거의 유사한 조건으로 운전속도까지의 전 속도 범위에 걸쳐 로터의 거동을 파악하였으며 고속 밸런싱 작업으로 로터에 존재하는 기계적 불평형을 만족할 만한 수준으로 제거하여 로터의 신뢰도를 향상한 데 있다.

실제로 고속 로터의 경우 현장에 설치하기 전에는 운전속도까지 구동할 수 있는 기회나 장치가 거의 없으므로 유연로터를 설계·개발하거나 보수 유지할 경우에 로터계의 동특성 정도를 설계 및 분석 자료를 토대로 예측할 수밖에 없다. 그러나 실제 로터는 설계, 조립상 결함 및 재료의 불균일 등에 의하여 동특성이 많이 변할 수 있다. 고속으로 운전되는 플랜트용 로터는 매우 고가일 뿐만 아니라 사고시 전 플랜트가 멈추어야 하므로 특히 운전속도까지의 사전 거동분석 및 고속 밸런싱 작업의 수행이 요구된다. 또한 일반 산업용 로터의 경우도 개발뿐만 아니라 모델의 다양화 및 베어링 설계자립화를 위해서 운전속도까지의 구동분석 검증 및 고속 밸런싱이 매우 필요하다.

참 고 문 헌

(1) "Test certificates for vacuum plant, oil supply system and control unit," Schenck RoTec., 1993
(2) J.S. Rao, "Rotor dynamics," pp 263-266, 1991
(3) Fredric F. Ehrich, "Handbook of rotordynamics," pp. 3.109-3.116, 1992
(4) Hatto Schneider, "Balancing technology," pp. 68-98,1991
(5) "Balancing of flexible rotor," Educational seminar at Schenck RoTec., Oct., 1992
(6) "Mechanical vibration-method and criteria for the mechanical balancing of flexible rotors," ISO 11342 :1998, pp. 17-19