

API 617 규격에 의거한 프로세스 가스 터보압축기의 로터다이나믹 해석 및 안정성 검토

김병옥**· 이안성*

A Rotordynamic and Stability Analysis of Process Gas Turbo-Compressor in accordance with API 617 Standard

Byung Ok Kim**, An Sung Lee*

Key Words : Rotordynamics(회전체동역학), Turbo-Compressor(터보압축기), Critical speed(위험속도), Logarithmic decrement(대수감쇠율), Stability analysis(안정성 해석)

ABSTRACT

A rotordynamic and detailed stability analysis in accordance with API 617 standard were performed with a turbo-compressor, which is one of key rotating machinery in refinery, petroleum, and power plants. The system is composed of rotor shaft, impeller, sleeve hub, balance drum, and coupling hub. The rotor system is supported by tilting pad bearings, which has 5 pads and pad on loading condition. The rotordynamic analysis specified by API 617 includes the critical speed map, mode shape analysis, Campbell diagram, unbalance response analysis, and stability analysis. In particular, the specifications of stability analysis consist of a Level 1 analysis that approximates the destabilizing effects of the labyrinth seals and aerodynamic excitations, and Level 2 analysis that includes a detailed labyrinth seal aerodynamic analysis. The results of a rotordynamic analysis and stability analysis can evaluate the operating compressor health and can be utilized as a guide of its maintenance, repair and trouble solution.

1. 서 론

정유·석유화학 플랜트, 발전소, 제철소 등과 같은 대형 기간산업의 연속공정에서 운전 중 가동정지 사고는 막대한 비용 손실 뿐만 아니라 유해가스 누설로 인한 인명피해를 가져다 주기 때문에 기간산업 업체들은 갑작스런 가동정지를 방지하기 위해 많은 비용을 투자하고 있다. 특히, 프로세스 가스 터보압축기는 작동유체 및 반응축매의 압축과 이송을 담당하는 회전 기계로서 운전 신뢰성이 극도로 보장되어야 하는 핵심설비이다. 따라서, 터보압축기의 가동율, 생산성, 그리고 신뢰성 향상을 위해서는 압축기 제작 단계부터 세밀한 로터다이나믹

(rotordynamic) 설계절차가 필수적으로 요구되며, 설비를 외자 도입하였더라도 제원결정을 비롯한 도입단계부터 설비의 안정성과 신뢰성 확보를 위해 설계 감리차원에서의 로터다이나믹 설계해석 및 안정성 해석절차가 필수적으로 요구된다^{(1,2)}}. 최근에는 사용자의 구매설비에 대한 철저한 요구제원 준비, 제작자의 설계과정 및 해석결과 검토, API(American P철저한 요구제원 Institute)를 비롯한 합당한 승인기준에 근거한 도입결정 등 체계적인 절차를 거쳐 핵심 회전기계 설비가 도입되고 있다. 그러나 기존에 운용되고 있는 설비들의 대부분은 앞서 언급한 절차를 따르지 못했거나, 제작 및 설계 등이 선진 메이커(maker)에 의존적이어서 기본적인 데이터조차 확보하지 못한 실정이다. 이런 이유로 트러블(trouble)에 대한 대처능력이 떨어질 뿐만 아니라 유지·보수의 메이커 의존도가 높아지며, 특히 정격변화로 설비의 일부가 새로이 설계되거나 교체될 경

* 한국기계연구원 시스템다이나믹연구실

† 교신저자, E-mail : kbo2612@kimm.re.kr

우 주도권을 메이커에 빼앗겨 막대한 비용을 지불해야 하는 악순환이 계속되고 있다. 이러한 현실적인 문제를 해결하기 위하여 비록 메이커로부터 시스템에 대한 설계특성 데이터를 제공받지 못하였더라도 실측과 운전데이터를 활용함으로써 떨어질 뿐만³⁾에서 규정하고 있는 로터다이나믹 해석 및 안정성 해석을 수행하여, 현재 운용 중인 설비의 건전성을 평가하고, 유지·보수 및 트러블 해결의 지침으로 활용될 수 있음을 기대한다.

2. 압축기 모델링

2.1. 로터 모델링

해석 대상 4단 프로세스 터보압축기의 개략적인 구조를 Fig. 1에 나타내었다. 메이커로부터 상세도면이 제공되지 않아 개략적인 도면을 토대로 실측을 수행하였다. 압축기 전체 길이는 1,741mm, 총중량은 약 200kg, 정격속도는 10,120 rpm이고 최대 연속 운전속도(maximum continuous speed, 이하 MCS)는 12,900rpm이다. 임펠러, 커플링, thrust collar와 슬리브 등은 3차원 형상으로 모델링하여 질량특성을 파악한 후 등가 집중질량과 관성모멘트로 치환하였다. 로터 축은 빔(beam)요소로 모델링하여 최종 로터다이나믹 해석용 FE(finite element) 모델을 Fig. 2와 같이 구축하였다.

2.2. 베어링 모델링

터보압축기에 적용된 베어링은 Fig. 3에 보는 바와 같이 5패드(pad)를 가진 틸팅패드(tilting pad) 베어링이며, Fig. 4는 베어링 해석을 위한 해석모델을 나타내었다. 베어링의 정·동특성 평가를 위해서는 베어링 하중계산이 우선적으로 선행되어야 한다. 베어링 하중해석을 위해 정적해석(static analysis)을 수행하여 각 베어링에 발생하는 반력 즉, 베어링 하중을 산출하였다. 베어링 해석에 공통적으로 적용된 조건으로 작동오일은 ISO VG 46, 공급 오일 평균온도 40°C, 오일공급량은 1.8m³/h이며, 기타 베어링 제원과 널리 적용되는 베어링 설계인자 값을 Table 1에 나타내었다.

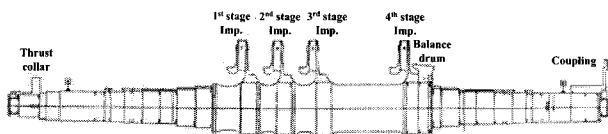


Fig. 1 Schematic drawing of the turbo compressor rotor

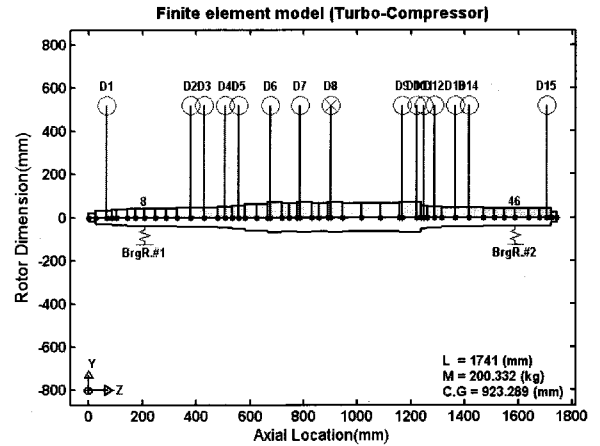


Fig. 2 Rotordynamic FE model of the turbo-compressor (D1~D15 : concentrated mass)

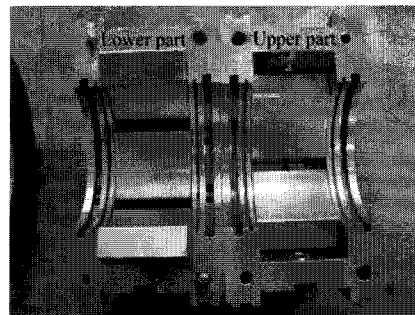


Fig. 3 Tilting pad bearing applied at the turbo-compressor

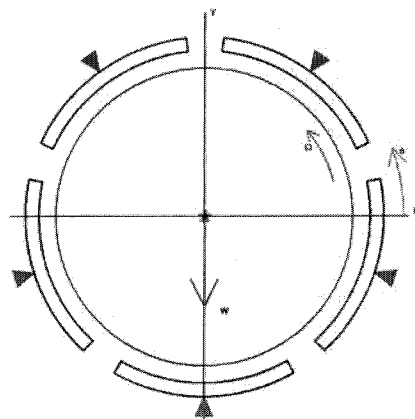


Fig. 4 Analytical model of tilting pad bearing

Table 1 Specification of the tilting pad bearings

Design parameters	Applied values			General guideline
Axial length, L	60mm			L/D=0.5~1.0
Diameter, D	80mm			
Radial clearance, CR	Min.	Avg.	Max.	2CR/D =0.001~0.003
	0.06mm	0.08mm	0.1 mm	
Preload, m	0.25			m=0.15~0.75
No. of pad	5 EA			4~5 EA
Pad arc	60°			57°~63° (5 EA)
Pivot offset	0.5			0.5~0.65
Lubricant viscosity	46cSt			-
Load angle	270°			-
Load (Load On Pad)	Brg. #1	Brg. #2		-
	946.23N	1018.23N		

3. 로터다이나믹 해석

로터다이나믹 FE 해석모델의 수치해석은 개개의 빔 요소, 등가질량관성요소, 베어링 요소, 그리고 불균형 가진요소 등을 조합하여 얻어진 다음의 방정식으로부터 수행된다.

$$[M]\{\ddot{q}\} + ([C] + [G])\{\dot{q}\} + [K]\{q\} = \{Q\} \quad (1)$$

여기서, $[M]$, $[C]$, $[G]$, $[K]$ 는 각각 관성, 감쇠, 자이로스코픽, 강성행렬을, 그리고 $\{q\}$ 와 $\{Q\}$ 는 일반화된 변위와 외력벡터를 나타낸다. 해석 대상 터보압축기 로터-베어링 시스템의 동특성 파악을 위하여 API 617 규정을 토대로 시스템의 위험속도 선도(critical speed map) 및 모드형상(mode shape) 해석, 캠벨선도(Campbell diagram) 및 불균형(unbalance) 응답 해석과 안정성 해석을 수행하였다.

3.1. 위험속도 선도 및 모드해석

시스템의 감쇠와 연성효과를 고려하지 않은 상태에서 베어링의 지지위치와 강성에 따른 위험속도를 평가하는 방법으로 위험속도 선도가 사용된다. 이 선도는 시스템의 전반적인 동특성을 빠르게 평가할 수 있기 때문에 초기 설계 단계에서 공진회피 설계를 위한 베어링 형식 및 치수선정, 그리고 강성계수의 적절성 검토에 유용하게 활용된다. Fig. 5는 해석 대상 터보압축기의 1, 2, 3차의 정선회(forward whirl) 1X-위험속도

를 나타내는 위험속도 선도로서, 불균형 가진력처럼 회전속도와 동일한 가진력은 정선회 위험속도와 공진을 일으키기 때문에 정선회 위험속도를 우선적으로 파악하여야 한다. 유막 베어링은 정적 평형점으로부터 외력에 의해 섭동될 때 로터시스템에 강성(stiffness)과 감쇠(damping)를 제공하며, 회전속도에 따라 유막의 압력이 변화하기 때문에 강성과 감쇠 또한 회전속도에 따라 변화한다. 위험속도 선도에서 실제 위험속도를 파악하기 위해서는 회전속도에 따른 베어링 강성곡선을 그렸을 때 위험속도 곡선과 교차되는 지점을 찾아야 하며, 교차점이 실제 위험속도가 된다. 속도변화에 따른 베어링 강성곡선을 그릴 때 주의해야 할 사항은 틸팅패드 베어링을 포함한 유막베어링(fluid film bearing)은 고속회전 영역에서 감쇠에 의한 위험속도 변화를 무시할 수 없기 때문에 등가 동적강성(equivalent dynamic stiffness, $k_e = \sqrt{(k)^2 + (\omega c)^2}$, ω : 회전속도) 계수를 고려하여야 한다. Fig. 5에 회전속도를 고려한 등가 동적강성 계수를 겹쳐서 나타내었다.

시스템의 추정 1차 위험속도(1X)는 4,800rpm, 2차 위험속도는 약 17,800rpm으로 정격속도 10,120rpm과는 충분한 분리여유를 가짐을 알 수 있다. 따라서, 적용된 베어링 강성은 충분한 분리여유(separation margin)를 제공하고 있기 때문에 베어링 선정에 문제가 없음을 파악하였다.

위험속도에서 상대적 변위, 즉 모드형상(mode shape) 해석은 센서 측정위치의 진폭이 축 상의 다른 곳의 진폭과 어떻게 연관되는가에 대한 정보를 제공한다. 시일, 블레이드 선단 등에서의 내부트레세 제한치에 따른 진동제한치는 이 정보를 근거로 설정할 수 있다. 또한 모드형상은 로터 밸런싱이나 불균형 응답해석 시 시험 불균형의 적절한 부착 위치선정에 활용된다. 모드형상 해석은 앞서 위험속도 선도해석과 마찬가지로 시스템의 감쇠와 연성효과를 고려하지 않는다. 특히 감쇠를 고려할

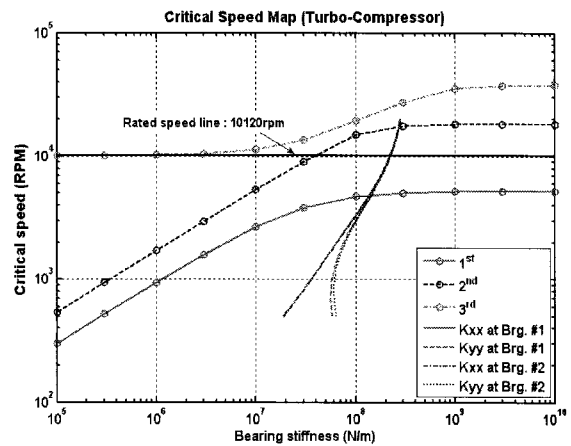


Fig. 5 Critical speed(1X) map of the turbo-compressor

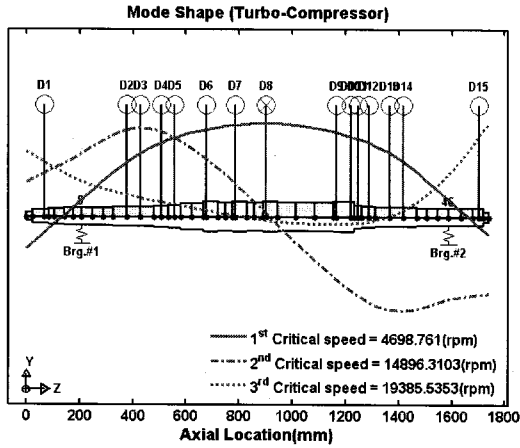


Fig. 6 Undamped critical speed & mode shape with bearing stiffness 1×10^8 N/m

경우, 위상지연으로 인하여 모드형상이 twisting되어 평면 상에 정확한 모드형상을 나타내기 어렵기 때문이다. 해석 대상 터보압축기의 1차 모드형상은 로터 중앙이 상대적 변위가 크게 나타나며, 2차 모드형상은 로터 중앙이 절점(nodal point)이 되고, 절점에서 각 베어링 사이의 중간부근에서 최대 상대변위가 발생하는 형상을 가짐을 Fig. 6으로부터 알 수 있다.

3.2. 캠벨선도(Campbell diagram) 해석

공진회피 혹은 공진가능성을 파악하기 위해 사용되는 또 다른 선도로는, 시스템의 감쇠와 연성효과를 고려하여 회전속도의 함수로 선회고유진동수(whirl natural frequency)를 나타낸 캠벨선도가 있다. 이 선도는 회전속도에 대응하는 동특성 변화를 해석하는 방법으로, 회전기계를 구성하는 여러 부품들의 공진상황이나 위험속도 분석에 매우 유용하며, 정격속도와 위험속도의 실제 분리여유를 정량적으로 검토할 수 있다. 불균형 가진력처럼 회전속도와 동일한 가진력은 정선회 위험속도와 공진을 일으키기 때문에 1X-동기회전수선과 교차되는 곳이 정선회 위험속도이다. 본 시스템의 경우 1차와 2차의 정선회 고유진동수는 각각 5,187rpm과 18,481 rpm으로서 정격속도와는 각각 48.7%와 82.6%의 충분한 분리여유를 가짐을 알 수 있다(Fig. 7참조). 이는 API에서 규정하는 분리여유 20%를 크게 상회하는 값이다. 또한 정격회전속도 및 MCS에서의 대수감쇠율(logarithm decrement) 값이 API 기준 0.1을 상회하기 때문에 안정성이 보장됨을 알 수 있다(Fig. 8 참조).

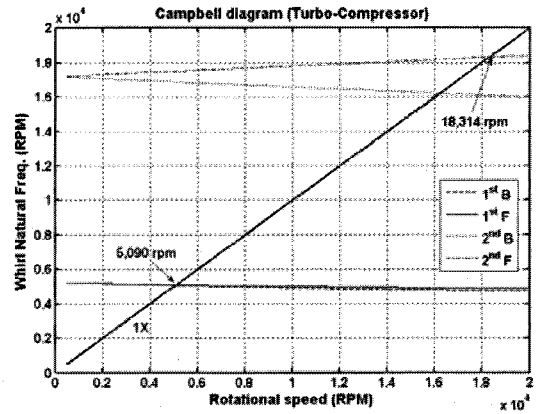


Fig. 7 Campbell diagram of the turbo-compressor with average bearing clearance (B:backward, F:forward)

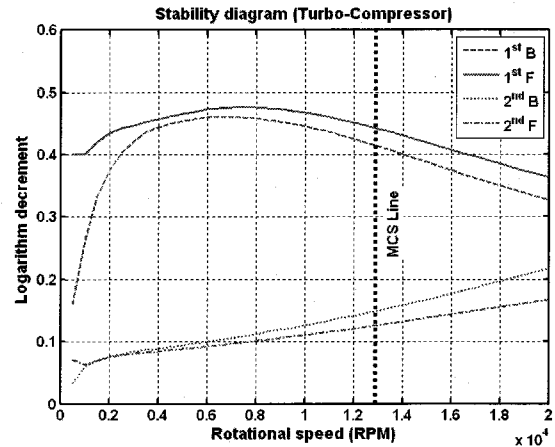


Fig. 8 Stability diagram of the turbo-compressor with average bearing clearance (B:backward, F:forward)

3.3. 불균형응답 해석

불균형 작용 시 로터-베어링 시스템의 진동량을 예측하기 위하여 API 617에서 권고하는 불균형량의 4배에 해당하는 시험불균형을 로터에 부가하여 불균형 응답해석을 수행하였다. 시험불균형은 Fig. 6의 모드형상을 참고로 1차 모드에서 최대 진동변위가 발생할 위치에 집중 부가한 후 정격속도에서 진동 응답을 구하고, 마찬가지로 2차 모드에서 시험불균형량을 반으로 나누어 최대 진동변위가 발생할 위치에 반대위상으로 부가하여 정격속도에서 진동응답을 구하였다. 각각의 경우, 최대 진동변위가 9.6 μ m Pk.-Pk., 6.7 μ m Pk.-Pk.으로서 API 617 제한기준 27 μ m Pk.-Pk.를 만족하였다(Fig. 9, Fig. 10 참조).

불균형의 위치를 Fig. 9와 같이 설정한 후, 회전속도에 따른 진동변위를 파악하였다. 이 경우, 불균형의 위치가 1차 모드를

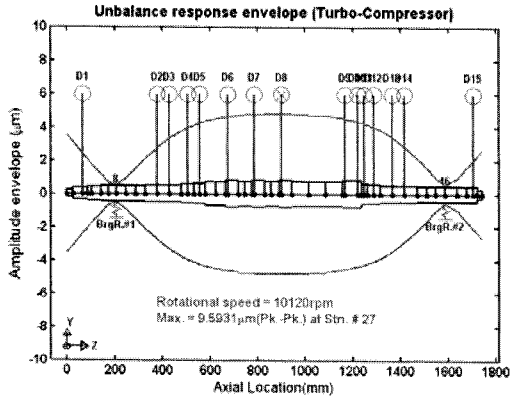


Fig. 9 Unbalance response at rated speed 10,120rpm
(Unbalance : 502.8g · mm, Location : D8)

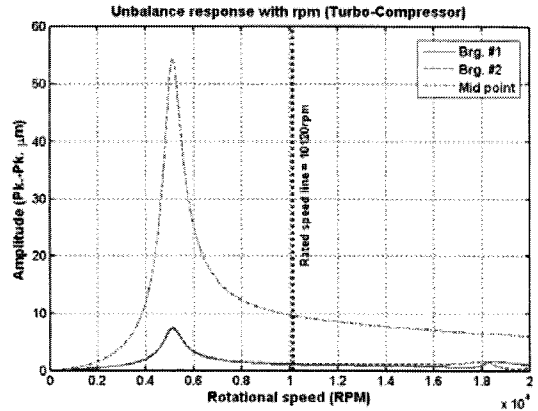


Fig. 11 Unbalance response with rotational speed
(Unbalance : 502.8g · mm, Location : D8)

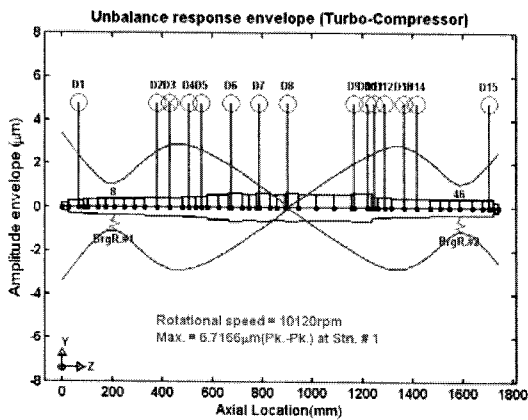


Fig. 10 Unbalance response at rated speed 10,120rpm
(Unbalance : 251.4g · mm, Location : D3, D13)

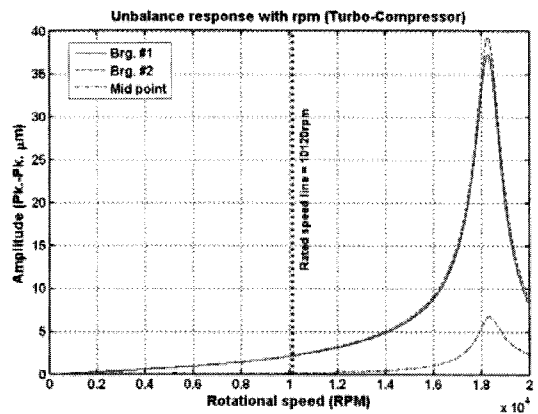


Fig. 12 Unbalance response with rotational speed
(Unbalance : 251.4g · mm, Location : D3, D13)

주로 가진하기 때문에 1차 위험속도에서 다소 큰 진동변위가 발생함을 알 수 있다(Fig. 11참조). 마찬가지로 불균형의 위치를 Fig. 10과 같이 설정한 후, 회전속도에 따른 진동변위를 파악하였으며, 이 경우는 불균형의 위치가 2차 모드를 주로 가진하기 때문에 2차 위험속도에서 큰 진동변위가 발생함을 알 수 있으며, 특히 베어링에서 큰 진동변위가 발생한다. API 617에서는 진동 모드별로 불균형을 부가하여 가장 나쁜 조건을 시뮬레이션함으로써 불균형에 따른 로터 진동응답을 판단하고 있다.

3.4. 안정성 해석

로터-베어링 시스템의 안정성은 로터의 기하학적 형상, 로터강성과 베어링 강성비, 베어링, 씰(seal), 임펠러 등에서의 유체력 및 공기역학적 가진력과 관련되어 있다. 시스템의 MCS가 1차 위험속도보다 높게 운전될 경우, Lund⁽⁴⁾(1974)의 해 제안된 대수감쇠율(δ , logarithmic decrement, log dec)이

안정성 평가에 사용되고 있으며, 동시에 Fulton⁽⁵⁾에 의해 제안된 안정성 경험 차트가 함께 사용되고 있다. API 617에서도 안정성 평가척도로써 대수감쇠율을 사용하여 하고 있으며, 다음의 식을 제시하였다.

$$\delta = -\frac{2\pi\sigma}{\omega_d} = -\frac{60\sigma}{N_d} \quad (2)$$

여기서, σ 는 고유치의 실수부, ω_d (rad/sec)와 N_d (rpm)는 감쇠고유진동수이다. Fig. 13은 최근 API 617에서 규정하는 안정성 해석 흐름도이다. 보는 바와 같이 안정성 해석은 대수감쇠율 산출에 있어 두 단계 즉, Level 1과 Level 2로 나뉘어져 있다.

Level 1에서는 시스템의 전반적인 안정성을 검토하는 수준으로서, 래비린스 씰(labyrinth seal)과 블레이드 선단 등에서 발생하는 불안정 유체력의 영향을 근사화하여 적용한다. 이를

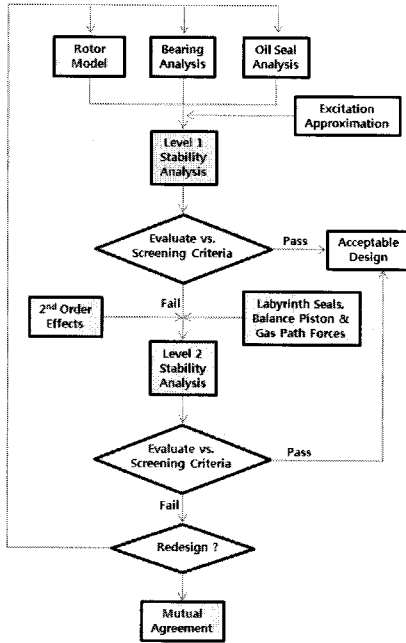


Fig. 13 Stability analysis flow chart (API 617)

위해 Alford⁽⁶⁾와 Wachel⁽⁷⁾이 제안한 근사식 (3)을 사용하여 시스템의 연성강성(cross-coupling stiffness) Q_A 를 구하고, 이 값을 로터 중앙에 적용하여 대수감쇠율을 파악한다.

$$q_i = \frac{28.65HP}{D_c \cdot H_c \cdot N} \times \frac{\rho_d}{\rho_s}, \quad Q_A = \sum_{i=1}^n q_i \quad (3)$$

여기서, HP 는 임펠러 당 정격파워(W), D_c 는 임펠러 직경(m), H_c 는 임펠러 당 최소 디퓨저 폭(m), N 은 운전속도(rpm)이며, n 은 임펠러 개수이다. 식(3)을 적용하여 대수감쇠율을 구할 때 주의할 점은 베어링 틈새가 최대·최소인 경우, MCS에서 1차 정선회 모드의 대수감쇠율을 구해야 한다. 이렇게 구해진 대수감쇠율을 연성강성에 대해 Fig. 14와 같이 그린다. 그림에서 Q_0 는 대수감쇠율이 0이 될 때의 연성강성을 의미한다. 또한 경험차트의 경우, 프로세스 가스의 밀도와 로터의 강성비(MCSR : MCS와 강체지지인 경우 1차 위협속도와의 비)를 사용하여 Fig. 15와 같이 나타낸다. 만약 아래 세 가지 조건을 모두 만족하면 더 이상의 안정성 해석은 필요없으나, 하나라도 만족하지 않으면 Level 2의 안정성 해석을 수행해야 한다.

- i) $Q_0/Q_A \geq 2$
- ii) $\delta_A > 0.1$
- iii) $2.0 < Q_0/Q_A < 10$ 이고, MCSR 값이 A 영역에 있는 경우

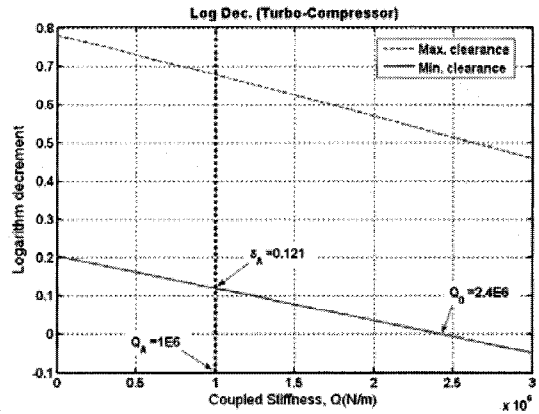


Fig. 14 Typical plot of cross-coupled stiffness vs. log decrement

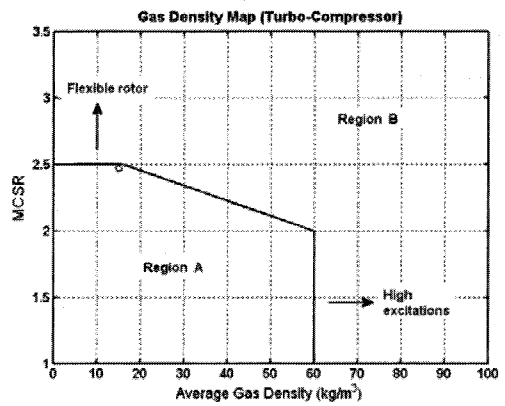


Fig. 15 Flexibility vs. average gas density

해석 대상 터보압축기의 경우, Q_0/Q_A 값이 2.4이고, $\delta_A = 0.121$, MCSR값이 A영역에 위치하기 때문에 Level 2의 안정성 해석은 필요치 않음을 알 수 있다. Level 2에서는 안정성에 영향을 끼치는 모든 요소의 동적 특성을 포함시킨다. 래비린스 씰, 밸런스 드럼, 임펠러/블레이드 유동 등의 동적 효과를 분석하여 Level I에서 언급한 Q_A 에 대입하여 대수감쇠율을 산출한다. Level I에서와 마찬가지로 MCS에서 대수감쇠율을 산출하여야 하며, 동적효과 또한 MCS에서의 계수를 산출하여 Q_A 에 반영하여야 한다.

4. 결 론

국내 기간산업 현장에서 오랜 기간 가동 중인 핵심 회전기계 설비의 대부분은 선진 메이커(GE, Siemens, Ebara, MHI, Man Turbo 등)제품으로, 로터-베어링 설계특성이 상세히 제공되지 않아 유지·보수 및 설비의 증설(retrofit)에 많은 애로를 겪고 있다. 본 논문에서는 상세한 로터-베어링 설계특성이 제공되지 않았더라도 실측과 운전데이터를 활용함으로써, 현

재 운용 중인 핵심 회전기계(터보압축기)의 로터다이나믹 특성 및 안정성 해석을 수행할 수 있음을 보였다. 해석절차와 해석 항목은 API 617 규정을 준수하였으며, 특히 API 617에서 최근에 공표한 안정성 해석절차에 대해 상세히 논의하였고, 해석 대상 압축기에 대해서도 안정성해석을 수행하였다. 제시된 절차와 결과는 현재 운용 중인 설비의 건정성을 평가하고, 유지·보수 및 트러블 해결의 지침으로 활용될 수 있을 뿐만 아니라 설비 도입 시 제작자가 설비제작 시 로터다이나믹 설계절차를 충실히 이행하였는지 확인·분석하고 시정을 요구하는 자료로도 활용될 수 있다.

참고문헌

- (1) 이안성, 1998, "핵심 회전설비의 신뢰성 보장을 위한 로터다이나믹 설계감리," 한국소음진공공학회논문집, Vol. 8, No. 5, pp. 775-783.
- (2) 김병욱, 이안성, 이동환, 김영철, 2007, "회전기계의 신뢰성 보장을 위한 로터다이나믹 해석절차," 유체기계저널, Vol. 10, No. 5, pp. 64-73.
- (3) API STANDARD 617, 2002, "Axial and Centrifugal Compressors and Expander-compress-ors for Petroleum, Chemical and Gas Industry Services".
- (4) Lund, J. W. , 1974, "Stability and Damped Critical speeds of a Flexible Rotor in Fluid Film Bearings," ASME Journal of Engineering for Industry, Vol. 96, No. 2, pp. 509-517.
- (5) Fulton, J.W., 1984, "The Decision to Full Load Test a High Pressure Centrifugal Compressor in its Module Prior to Tow-Out," IMechE, 2nd European Congress on Fluid Machinery for the Oil, Petrochemical and Related Industries, pp. 133-138.
- (6) Alford, J. S. , 1965, "Protecting Turbomachinery from Self-Excited Whirl," ASME Journal of Engineering for Power, Vol. 38, pp. 333-344.
- (7) Wachel, J.C. and von Nimitz, W. W., 1981, "Ensuring the Reliability of Offshore Gas Compressor," Journal of Petroleum Technology, pp. 2252-2260.