

유연로터의 운전속도 밸런싱 기법

이동환*

1. 서 론

유연로터는 1950년대 스팀터빈 개발이 활성화 되면서 시작되었다. 초기에는 유연로터(flexible rotor)에 강체밸런싱(rigid balancing) 기법을 적용하였으나, 단위 무게 당 출력을 높이기 위해 로터의 고속화·경량화 경향으로 인해 로터가 유연체 특성을 보이면서 강체밸런싱 기법의 적용이 불가능하게 되었다. 이러한 문제를 해결하기 위해 많은 연구자들은 유연로터에 대한 밸런싱 기법을 연구하기 시작하여, 현재까지 크게 두 가지 유연로터 밸런싱 기법, 즉 모달(modal)밸런싱 기법과 영향계수법이 적용되고 있다.

모달밸런싱 기법은 각 진동모드에서 수행한 밸런싱은 모드 간 직교성으로 인해 밸런싱이 서로 교란되지 않는다는 모드 직교성을 적용한 기법이다. Meldal⁽¹⁾이 최초로 모달밸런싱 기법의 이론적 토대를 확립한 이후로 Gladwell⁽²⁾, Bishop⁽³⁾, Parkinson⁽⁴⁾ 등 여러 연구자들이 발전시켰다. 모달밸런싱의 장점은 밸런싱 대상 로터의 동역학 해석적 정보를 가지고 있다면 밸런싱을 효과적으로 수행할 수 있어 경제적인 밸런싱 결과를 얻을 수 있다. 고차 모드를 밸런싱 할 때 저차 모드를 교란하지 않도록 하는 것이 중요하며, 보정 질량을 결정할 때 해석적인 방법을 사용한다. 그러므로 정확한 동적 모델링의 정보를 가지는 것이 매우 중요하다. 일반적으로 터빈, 압축기 등 현장 로터의 동역학정보를 얻는 것은 쉽지 않기 때문에 모달밸런싱 기법을 단독으로 사용하여 밸런싱 효과를 얻기는 쉽지 않다.

영향계수법(influence coefficient method)의 기본 개념은 로터의 진동응답이 불균형 비례하고, 불균형 효과를 증첩하면 전체 불균형에 대한 효과가 된다는 중첩의 원

리를 이용한 것이다. Baker⁽⁵⁾에 의해 제시된 영향계수법은 Goodman⁽⁶⁾에 의해 정식화·일반화 되었다. Goodman은 대수적인 기법 즉, 최소자승법(least square method)과 가중 최소자승법(weighted least square method)을 최초로 도입하여 유연로터에 영향계수법의 적용한 효시가 되었다. 이후 Lund⁽⁷⁾, Tessarzik⁽⁸⁾ 등이 위험속도를 지나서 운전되는 유연로터에 대하여 밸런싱 프로그램 개발 및 실제로터에 적용하여 그 효용성을 입증하였고, 개선된 기법이 현재까지 적용되고 있다. 영향계수법의 장점은 로터의 동역학적 특성을 사전에 파악할 필요가 없다는 것이다. 로터에 부착한 시도질량(trial mass)에 대한 로터의 응답 데이터를 얻어 영향계수를 추출하여 불균형을 파악한다. 여러 번의 시도질량을 부착한 운전이 요구되는데 시도질량 부착 횟수를 줄여서 효과적으로 밸런싱의 결과를 얻는 것이 중요하다. 실제 로터에 적용 시 밸런싱 작업 수행의 효용성 측면에서 현재 가장 많이 사용되는 유연로터 밸런싱기법이 영향계수법이며, 그 이유는 로터가 선형성을 가진다는 것 외에 어떠한 가정도 없는 실험적 방법이기 때문이다. 또한 유연로터 밸런싱의 자동화 측면에서 영향계수법이 모달밸런싱 기법에 비해 편리하기 때문에 독일 Schenck사가 개발한 전용 운전속도 밸런싱 설비에서도 영향계수법을 채택하여 적용하고 있다. 그러나 밸런싱 효율을 높이기 위해서 모달밸런싱 기법과 혼용하여 사용하기도 한다. 본 연구에서는 발전소 및 석유화학 플랜트 등 산업 현장에서 사용되는 압축기, 터빈의 유연로터 밸런싱을 운전속도 밸런싱 설비를 활용할 때 밸런싱 효율성 및 경제성을 극대화하기 위해 앞서 언급한 두 가지 밸런싱 기법의 핵심적인 내용을 설명하고자 한다.

2. 영향계수법

영향계수법은 로터 동역학이나 시스템의 동역학적

* 한국기계연구원 e-엔지니어링연구소센터
E-mail: ldh@kimm.re.kr

응답특성에 대한 지식이 없이도 적용할 수 있다. 그러나 그러한 정보를 알고 있으면 밸런싱 면을 정하거나 센서의 측정위치를 정하는데 도움이 된다. 영향계수 이론 자체는 지배방정식과 그 처리과정 측면에서는 물리적 진동현상과 상관없이 수학적으로 구성된다. 영향계수식의 기본 형태는 로터 축의 변위와 불평형량 간에 $v = \alpha U$ 의 선형 관계식으로 나타난다. 여기서 v 는 진동변위이고, U 는 제거해야할 불평형량이다. 이들 둘 간의 관계를 맺어주는 비례상수 α 는 영향계수이다. 실제로 나타나는 로터계의 지배방정식은 다음과 같다.

$$\begin{aligned} [M] \{\ddot{v}\} + ([C_B] + \Omega [G]) \{\dot{v}\} + \\ ([K_B] + [K]) \{v\} = \Omega^2 \{U\} \end{aligned} \quad (1)$$

여기서, 우변은 불평형에 의한 외력이고, 좌변은 지지 베어링의 감쇠와 강성 ($[C_B], [K_B]$), 자이로 효과 ($[G]$), 축계의 질량 및 강성행렬 ($[M], [K]$)이다. 진동변위벡터 $\{v\}$ 는 고정좌표계에서 얻어진 값이다. 이것을 축과 함께 회전하는 좌표계로 표시하면,

$$\{v\} = \{r\} e^{j\Omega t} \quad (2)$$

로 표현된다. 식 (1), (2)로부터 밸런싱하기 전의 로터의 원래 진동값을 $\{r_0\}$, 불평형량을 $\{U_0\}$ 라고 하면,

$$\{r_0\} = \Omega^2 [D]^{-1} \{U_0\} = [\alpha] \{U_0\} \quad (3)$$

여기서,

$$\begin{aligned} [D] = ([K_B] + [K] - \Omega^2 [M]) \\ + j\Omega ([C_B] + \Omega [G]) \end{aligned} \quad (4)$$

$$[\alpha] = \Omega^2 [D]^{-1} \quad (5)$$

그러므로 이 로터계를 밸런싱하기 위해서는 식 (3)의 $\{r_0\}$ 를 이상적으로 영으로 만들어야 한다. 그러므로 어떤 보정량 $\{U_C\}$ 를 부착하여 밸런싱 후의 진동변위 $\{r_c\}$ 를 영으로 만들었다고 가정하면,

$$\{r_c\} = \{0\} = [\alpha] (\{U_0\} + \{U_C\}) \quad (6)$$

그러므로,

$$\{U_C\} = -[\alpha]^{-1} \{r_0\} \quad (7)$$

식 (7)에서 $[\alpha]$ 는 식 (4)와 같은 이론식에서 구하기 어렵고 시도질량을 이용하여 실험적으로 얻어지며 $\{r_0\}$ 도 기지의 량이므로 보정값 $\{U_C\}$ 의 크기와 위상을 구할 수 있다.

3. 모달밸런싱

r번째 진동모우드에서 1자유도계로 가정하면 특정점 i에서 계의 편심량과 등가 교정질량과의 관계는 다음과 같이 표현된다.

$$U_{ri} R_i = m_{ri} \epsilon_i \quad (8)$$

여기서 U_{ri} 는 r번째 모우드 i번째 위치의 반경 R_i 에서의 불평형량, m_{ri} 는 r번째 모우드 i번째 위치에서 편심량 ϵ_i 일 때의 모달질량이다. 만일 측정점이 i이고 밸런싱 면이 j이라고 하면 U_{rj} 는 다음의 관계식으로 표현된다.

$$U_{rj} = \frac{m_{ri} \epsilon_{ri}}{R_j (\varphi_r)_{ji}} \quad (9)$$

여기서, $(\varphi_r)_{ji}$ 는 i번째 진동응답에 대한 j번째 진동응답의 비로 나타나는 모우드 형태함수이다. 반면 진동응답과 불평형 편심과는 다음의 관계가 성립한다.

$$v_{ri} = A_r(\Omega) \epsilon_{ri} \quad (10)$$

여기서, $A_r(\Omega)$ 는 로터계의 증폭계수 (Amplification factor)이며 축의 길이에 상관없이 동일하다. 그러므로 상기 식 (9), (10)로부터 다음의 관계가 설립된다.

$$U_{rj} = \frac{m_{ri} \cdot v_{ri}}{R_j \cdot A_r(\Omega) \cdot (\varphi_r)_{ji}} \quad (11)$$

식 (11)에서 모달질량, 증폭계수, 모우드 형태함수는 해석적 또는 실험적으로 계산이 가능하고 진동응답 v_{ri} 는 측정에 의하여 가능하므로 좌변의 불평형응답 U_{rj} 를 얻을 수 있고 이와 180°의 위상에 보정질량을 부착한다. 이상은 r번째 모우드만 고려하여 전개하였지만, 모달 밸런싱법은 저차 위험속도부터 하나씩 단계적으로 진동모우드에 의거하여 운전속도가 통과하는 위험속도 및 정

격 운전속도까지 밸런싱하여 나가는 절차를 취한다. 주의할 점은 1차 위험속도를 밸런싱하여 통과한 후 2차 위험속도의 밸런싱을 위해서는 적어도 시도질량을 2개 이상 준비하여 이미 밸런싱된 1차 위험속도를 교란하지 않도록 밸런싱 교정량을 결정하여야 한다. 또한 3차 위험속도를 통과하는 밸런싱을 위해서는 이미 밸런싱된 1, 2차 위험속도를 교란하지 않도록 적어도 3개 이상의 교정질량을 부착하여 밸런싱하여야 한다. 4차 위험속도 이상 고차 위험속도에 대한 밸런싱은 실제 계에서 거의 일어나지 않으며 모달 밸런싱의 결과도 잘 맞지 않으나 이때는 밸런싱 면을 많이 할수록 좋다.

모달 밸런싱은 로터계의 베어링의 등방성 등 이상적인 로터계의 가정 하에서 유용하며 실제 계와 같이 로터 베어링의 이방성, 비대칭성을 가지면 매우 복잡해지며 정밀도가 떨어지는 단점이 있으므로 단독으로 사용하기가 어렵고 오늘날 영향계수법과 함께 효과적으로 사용되고 있다.

4. 고속(운전속도) 밸런싱

유연로터의 예로서 발전소나 석유화학 플랜트에 압축기, 증기터빈 등은 일반적으로 1차 위험속도를 통과하여 운전되며 2차 위험속도 영향권에 들어 운전되는 경우가 많으므로 운전속도에서의 밸런싱에 매우 유의하지 않으면 진동레벨이 걸잡을 수 없이 높아져서 사고가 일어나기 쉽다. 또한 현장 특성상 로터에의 접근이 어렵고 운전 정지도 마음대로 시킬 수 없는 경우가 대부분이며 한번 정지되면 발생되는 손실 비용도 어마어마하게 커진다. 그러므로 보수점검 시기에 로터를 충분히 정밀하고 안전하게 밸런싱하는 것이 아주 중요하다. 최근에는 우리나라를 포함하여 미국, 유럽, 일본, 중국에서는 상기 언급된 고부가 회전기계는 거의 전용 고속(운전속도) 밸런싱 설비를 이용하여 안전하고 정밀한 밸런싱을 하여 제품의 생산성을 높이고 기계의 수명을 늘리고 있다.

5. 결 언

위험속도를 넘어서 운전되는 유연로터의 밸런싱은 학자들에 의하여 1960년대에 영향계수법 및 모달 밸런싱법이 적용된 이래 이러한 기법을 활용한 현장 밸런싱

및 능동적 밸런싱 제어 등과 같이 산업계에서 그 활용도가 괄목할만한 발전을 이룩하여 왔다. 그와 맞물려 그 기법들을 적용한 전용 고속(운전속도)밸런싱 설비들이 개발되었으며 경험적 개선을 통하여 그 신뢰도를 높이고 있다. 앞서 언급하였듯이 최근에 고부가 로터들의 경량화, 고속화, 고출력화가 가속화됨에 따라 유연로터의 고속(운전속도) 밸런싱에 대한 인식이 점차 고취되어가고 있다.

참고문헌

- (1) Meldal, A., 1954, "Auswuchten Elastischer rotoren," Z. angew. Mach und Mech., Vol. 34
- (2) Gladwell, G.M.L., and Bishop, R.E.D., 1959, "The Vibration of Rotating Shafts Supported in Flexible Bearings," Journal of Mechanical Engineering Science, Vol. 1, No. 1, pp. 66~76.
- (3) Bishop, R.E.D., and Gladwell, G.M.L., 1963, "On the isolation of Modes the Balancing of Flexible Shafts," Proceedings of the Institute Mechanical Engineers, Vol. 177, No. 16, pp. 407~418.
- (4) Parkinson, A. G., and Bishop, R.E.D., 1967, "Residual Vibration in Modal Balancing," Journal of Mechanical Engineering Science, Vol. 7, No. 1, pp. 33~45.
- (5) Baker, J. G., 1939, "Methods of Rotor Unbalance Determination," Journal of Applied Mechanics, Vol. 61. pp. A1~A6.
- (6) Goodman, T. P., 1964, "A Least square Method for Computing Balancing Correction," Journal of Engineering for Industry, pp. 273~279
- (7) Lund, J.W., and Tonnessen, J., 1972, "Analysis and Experiments on Multi-plane Balancing for a Flexible Rotor," ASME Paper No. 71-Vibr-74, pp. 1~10.
- (8) Tessarzik, J. H., Badgley, R.H, and Anderson, W.J., 1972, "Flexible Rotor Balancing by the Exact Point-speed Influence Coefficient Method," Transaction of the ASME, pp. 148~158.