

초고속 원심분리기의 회전체동역학 설계

⁰이 안 성*, 김 영 철*, 박 종 권**

The Ultra-Centrifuge Rotordynamics

An Sung Lee*, Young Cheol Kim*, and Jong Kwon Park**

ABSTRACT

정격속도 80,000 RPM 초고속 원심분리기(ultra-centrifuge)의 회전체동역학 설계가 수행된다. 설계목표는 충분한 위험속도(critical speed)의 분리여유(separation margin)와 함께, 다수의 고차 위험속도 통과시 원심분리기 로터의 위치에서 양호한 불균형응답특성을 갖는 로터-베어링 시스템의 최적구성을 이루어 내는 것이다. 후자의 특성은 불균형에 의해 가진될 때 로터의 질량중심이 회전축에 가능한 한 근접하도록 함으로써 만족시킬 수 있으며, 이를 위해 초유연축(extra slender shaft)이 적용된다. 이와 더불어, 특히 1차 위험속도에서 공진에 기인한 로터의 큰 변위를 방지하기 위해 범퍼링(bumper ring) 또는 안내베어링(guide bearing)의 설치가 필요하다. 유한요소법(finite element method)에 의한 회전체동역학 모델링이 수행되며, 지지 구름베어링의 강성과 함께 소량의 감쇠(damping)가 고려된다.

1. 서론

원심분리기는 밀도차를 이용하여 혼합물로부터 특정의 물질을 분리 및 정제시키는 기계로, 다양한 실험실 및 산업계에서 널리 사용되고 있다. 특히, 미세 분자나 세포의 분리를 위해서는 60,000 RPM 이상에서 운전되는 초고속 원심분리기가 사용된다. 이와 같은 고속에서 안전하게 작동됨과 동시에 우수한 분리특성을 보장하기 위해서는, 원심분리기 로터-베어링 시스템의 세심한 회전체동역학 설계 해석이 필수적이다.

전형적인 초고속 원심분리기는 고속에서 로터의 질량중심이 회전축에 가능한 한 근접토록 하거나 또는 고차모드에서 로터를 가능한 한 절점에 위치토록 하기 위해, 보다 무거운 로터에 비해 초유연축을 채택하고 있다. 이것은 정격속도에 도달하기까지 로터가 몇 개의 위험속도를 통과하게 될 때 위험속도에서의 유해한 불균형응답을 효과적으로 억

제시키기 위한 중요한 설계개념이다.

본 논문에서는 정격속도 80,000 RPM 초고속 원심분리기의 회전체동역학 설계가 추구된다. 해석 모델정식화는 유한요소법에 기초하고 있다[1-3]. 설계목표는 위험속도의 넓은 분리여유와 함께 다수의 고차 위험속도 통과시 로터에서 양호한 불균형응답 특성을 갖는 원심분리기 로터-베어링 시스템의 최적구조구성을 도출하는 것이다. 구름베어링의 감쇠효과가 또한 고려된다.

2. 유한요소해석

Fig. 1에는 초고속 원심분리기 로터-베어링 시스템의 개략도가 나타나 있다. 시스템은 모터, 2개의 볼베어링, 주 유연축, 부착 어댑터, 원심분리 로터(이후 간단히 로터로 지칭)로 구성된다. 로터 관성, 베어링 강성, 그리고 재료물성값은 Table 1에 정리되어 있다. 길이 175 mm, 외경 5 mm인 유연축의 한쪽 끝은 모터에 직접 그리고 다른 한쪽 끝은 어댑터에 연결되며, 둘다 테이퍼져 압입연결된다. 로터는 어댑터를 통해 유연축에 연결된다.

* 한국기계연구원 회전체연구그룹

** 한국기계연구원 공작기계그룹

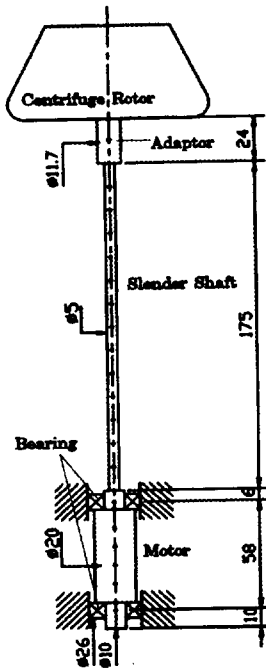


Fig.1 A schematic of the ultra-centrifuge rotor bearing system.

Table 1 The rotor inertia, material property, and bearing stiffness.

Centrifuge Rotor Inertia	Material Property	Bearing Stiffness ($K_{xx}=K_{yy}, N/m$)	
$m=4.55\text{kg}$ $I_p=0.01027\text{kg}\cdot\text{m}^2$ $I_t=0.01321\text{kg}\cdot\text{m}^2$	$E=2.0 \times 10^{11}\text{N/m}$ $\rho=7833\text{kg/m}^3$	In Board	Out Board
		3.26×10^7	5.83×10^7

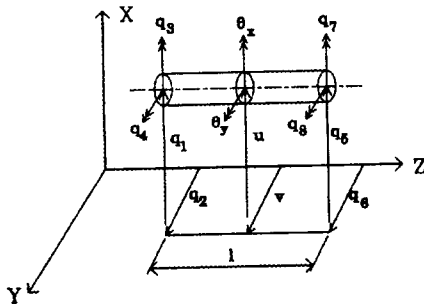


Fig.2 Coordinate system of a shaft element.

모델링에 필요한 구성요소의 기본 수학적 유한 요소블럭 즉 축요소와 관성 및 강성매트릭스, 디스크의 관성매트릭스, 베어링의 강성 및 감쇠매트릭스, 그리고 불균형 가진벡터 등이 유도되었다. 축요소를 모델링하기 위해 사용된 좌표계는 Fig. 2에 보여지고 있다. 여기서, 모터, 유연축, 그리고 어댑터는 각각 9, 14, 2개의 축요소로 모델링되며, 로터는 등가의 집중디스크로 모델링된다. 전 요소블럭들은 두개의 요소가 조립될 때 공통 스테이션에서 해당 일반화된 변위가 일치하고, 해당 일반화된 힘은 더해진다는 인식하에 조립된다. 결과적으로 얻어지는 전체 로터-베어링 시스템의 운동방정식은 다음과 같이 표현된다.

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

여기서, $[M]$, $[C]$, $[K]$ 는 일반화된 전체 관성, 감쇠, 강성매트릭스이고, $\{a\}$ 와 $\{Q\}$ 는 각각 일반화된 전체 변위 및 힘벡터를 나타낸다. 자이로스코픽 요소는 $[C]$ 에 포함되어진다.

자유진동해석을 위해 식 (1)은 다음과 같이 상태공간 형태로 표현될 수 있다.

$$\begin{pmatrix} \dot{q}_2 \\ \dot{q}_1 \end{pmatrix} = [A] \begin{pmatrix} q_2 \\ q_1 \end{pmatrix}, \quad \text{with} \quad \begin{pmatrix} q_1 \\ q_2 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} a \\ \dot{a} \end{pmatrix} \quad (2)$$

이때 $[A]$ 는 다음의 시스템 다이내믹매트릭스로 정의된다.

$$[A] = \begin{bmatrix} -[M]^{-1}[C] & -[M]^{-1}[K] \\ [I] & [0] \end{bmatrix} \quad (3)$$

고유치 및 고유벡터는 시스템의 다이내믹매트릭스로부터 계산되어진다.

불균형응답해석은 다음과 같은 일반화된 불균형 가진력과 가정된 해를 식 (1)에 대입함으로써 유도된다.

$$\{Q\} = \omega^2 \{U_c\} \cos \omega t + \omega^2 \{U_s\} \sin \omega t \quad (4)$$

$$\{a\} = \{a\} \cos \omega t + \{b\} \sin \omega t \quad (5)$$

여기서, $\{U_c\}$ 와 $\{U_s\}$ 는 일반화된 불균형계수이

다. 유도과정을 거쳐 다음의 불균형응답 방정식이 얻어진다.

$$\begin{bmatrix} [K] - \omega^2 [M] & \omega [C] \\ -\omega [C] & [K] - \omega^2 [M] \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} (a) \\ (b) \end{Bmatrix} = \omega^2 \begin{Bmatrix} (U_c) \\ (U_s) \end{Bmatrix} \quad (6)$$

이때 불균형응답 해의 계수 (a)와 (b)는 식 (6)으로부터 계산된다.

3. 결과 및 검토

3.1 자유진동해석

시스템의 비감쇠 선회고유진동수(undamped whirl natural frequency)는 Fig. 3에 회전속도의 함수로 나타나 있다. 시스템은 운전범위 내에서 3개의 위험속도를 통과하고 있음을 알 수 있다. 보다 상세하게 그려진 전진 선회고유진동수(forward whirl natural frequency)가 Fig. 4에 보여지고 있다. 운전속도가 증가함에 따라 55,000 RPM 부근에서 2차 및 3차 모드가 서로 접근하다가 멀어지는 것을 볼 수 있으며, 이는 보통 Curve-Veering 현상이라 불리운다. 처음 3개의 위험속도에서의 비감쇠 모드형상이 Fig. 5에 나타나 있다. 로터는 첫 번째 위험속도에서 매우 큰 변위의 모드특성을 가지나, 2번째 및 3번째 위험속도에서는 작은 변위의 모드특성을 가짐을 볼 수 있다. 후자의 유용한 결과는 초유연축의 채택에 기인한 것이다. 정격 80,000 RPM에서의 3번째 및 4번째 선회 고유진동수는 62,234와 116,525 RPM으로 충분한 분리여유를 제공한다(Table 2 참조).

더하여, 5% 소량감쇠(즉 $D_B \Omega = 0.05 \cdot K_B$)의 구름베어링으로 해석한 결과가 Table 2에 보여진다. 예상대로, 구름베어링의 감쇠가 매우 작기 때문에 감쇠 위험속도와 선회고유진동수는 실질적으로 대응 비감쇠 결과와 같게 나타난다. 한편, 외팔보형 축소모델(즉, 유연축이 모터와 연결면에서 무한 강체의 경계에 연결되어 있다고 가정하여 얻어진 모델)의 결과 또한 Table 2에 정리되어 있다. 해당 각각의 결과는 완전모델의 결과에 매우 근접하고 있음을 알 수 있다. 그러므로, 본 설계모델에 한하여 축소모델은 완전모델을 어느 정도 잘 나타내고 있다.

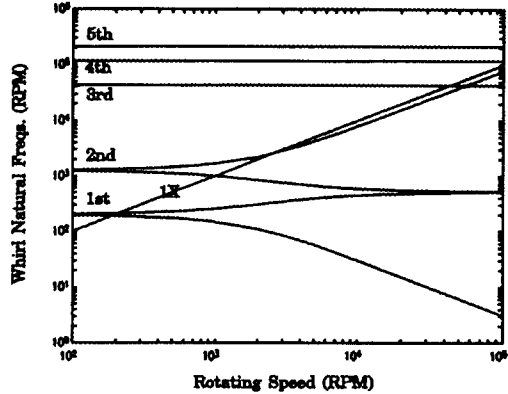


Fig. 3 Whirl natural frequencies as a function of rotating speed.

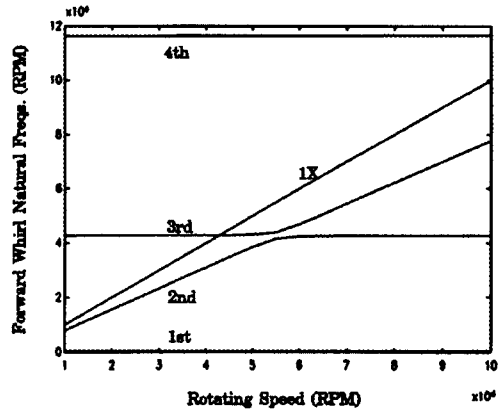


Fig. 4 Forward whirl natural frequencies at elevated speeds.

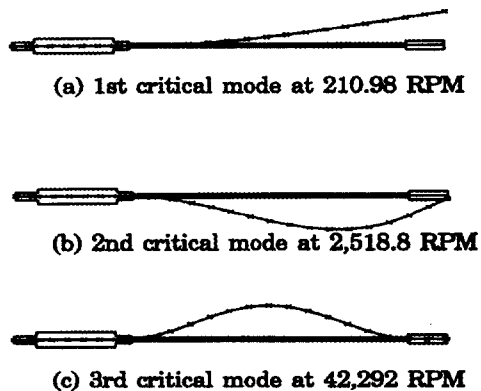


Fig. 5 Undamped mode shapes at the three criticals.

Table 2 Critical speeds and whirl natural frequencies of the system.

unit : rpm

		Full Model		Reduced Model
		Undamped	Damped(5%)	
Critical	1st	210.98	210.99 ($\delta=2.80 \times 10^{-4}$)	212.27
	2nd	2,518.8	2,518.8 ($\delta=1.18 \times 10^{-4}$)	2,528.4
	3rd	42,926	42,927 ($\delta=1.57 \times 10^{-4}$)	43,544
Whirl Freq. at 80,000rpm	3rd	62,234	62,234	62,239
	4th	116,525	116,410	119,050

3.2 불균형응답해석

불평형응답해석은 ISO Balance Quality G6.3(즉, 80,000 RPM 회전, $m=4.55$ kg 로터의 경우 $U=3.421$ g·mm의 불균형)을 적용하여 수행되었다. 5% 베어링감쇠에 대해 계산된 로터의 불균형응답 결과가 운전범위에서 Fig. 6에 나타나 있다. 3개의 확인한 공진피크가 위험속도에서 관찰된다. 위험속도에서의 진폭은 각각 7,640, 242.7, 그리고 $1.715 \mu\text{m}$ 이다. 첫 번째 공진진폭은 명확히 위험한 수준에 이르고 있다.

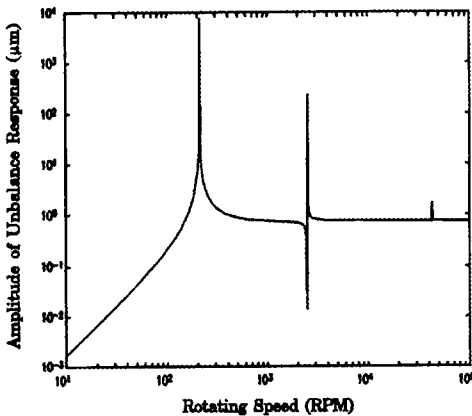


Fig. 6 Response of the rotor with ISO G6.3 unbalance as a function of rotating speed

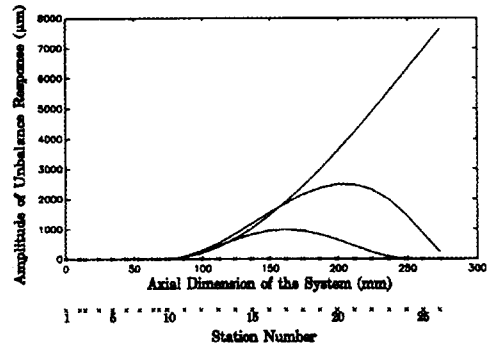


Fig. 7 Unbalance responses at the three criticals along the axial dimension of the system

한편, 3개의 위험속도에서 계산된 시스템의 각 스테이션 위치에서의 불균형응답 결과가 Fig. 7에 나타나 있다. 2차 및 3차 위험속도의 진폭은 로터 위치에서 상대적으로 낮으나, 유연축 중간부위에서의 진폭은 각각 최대 $2,477$ 과 $980 \mu\text{m}$ 으로 매우 높다. 이들 문제와 1차 위험속도에서의 높은 로터의 변위문제를 해결하기 위해, 시스템의 스테이션 19번 위치에 축과 $100 \mu\text{m}$ 정도의 반경방향 간극을 갖는 범퍼링 또는 안내베어링을 설치하도록 제안된다. Fig. 6으로부터 진폭이 크게 증폭되는 위험속도 주변의 속도범위는 매우 좁고, 모터가 충분히 빠르게 가속될 것이므로, 안내베어링과 축의 러빙 현상은 짧게 일어나며 별 문제가 되지 않을 것으로 판단된다.

4. 결론

초고속 원심분리기의 회전체동역학 설계가 정격 80,000 RPM을 목표로 수행되었다. 모델링 및 해석은 유한요소법에 의해 이루어졌다. 시스템의 위험속도에서 넓은 분리여유와 함께 위험속도들의 통과시 원심분리기 로터의 양호한 불균형응답특성을 보장하기 위해, 길이 175 mm 외경 5 mm인 초유연축이 시스템설계에 도입되었다. 지지 구름베어링의 5% 감쇠모델이 고려되었다. 이러한 소량 감쇠의 선회고유진동수에 대한 영향은 무시될 만하나, 유한 불균형응답의 예측을 위해 고려되어야 한다. 1차 위험속도에서 로터의 매우 높은 불균형응답과 2차 및 3차 위험속도에서 축 중간부위의 높은 불균형응답을 제어하기 위해, 범퍼링이나 안

내베어링이 축의 중간지점에 설치되어야 한다.

참고문헌

- [1] Zorzi, E. S. and Nelson, H. D., 1977, "Finite Element Simulation of Rotor-Bearing Systems with Internal Damping", *ASME Trans., Journal of Engineering for Power*, pp 71-77
- [2] Rurl, R. L. and Booker, J. F., 1972, "A Finite Element Model for Distributed Parameter Turborotor Systems", *ASME Trans., Journal of Engineering for Industry*, pp 126-132
- [3] Lalanne, M. and Ferraris, G., 1990, *Rotordynamics Prediction in Engineering*, John Wiley and Sons.
- [4] Balda, M., 1975, "Dynamic Properties of Turbojet Rotors", *IUTAM Symposium on dynamics of Rotors*, Springer Verlag.