

대형 LCD 패널 제조 공정용 복합재 롤러 봉의 진동 안정성 해석

Rotordynamic Stability Analyses of a Composite Roller for Large LCD Panel Manufacturing

박효근* · 김동현† · 김동만*
Hyo-Geun Park, Dong-Hyun Kim and Dong-Man Kim

Key Words : Composite Roller(복합재롤러), Rotor Vibration Analysis(로터진동해석), Computational Vibration Analysis(전산진동해석), Stability Analysis(안정성 해석), Critical speed(임계속도), Finite Element Method(유한요소법)

ABSTRACT

Computational rotor dynamic analyses of designed composite roller for large LCD panel manufacturing process have been conducted. The present computational method is based on the general finite element method with rotating gyroscopic effects. General purpose commercial finite element code, with special rotordynamics analysis module is applied. For the purpose of numerical verification, comparison study for a benchmark dual rotor model with support bearings is also presented. Detailed finite element models for composite roller with different length are constructed and analyzed considering gravity effect in order to investigate vibration characteristics in actual operation environment. As results of the present study, rotor stability diagrams and mass unbalance responses are presented for different rotating conditions.

1. 서론

산업혁명 이후 다양한 산업기계 및 운송체 등에서 급속한 기술발전이 이루어져 왔으며, 로터시스템의 진동현상이 제품의 질에 큰 영향을 끼치는 제조 과정이 늘어나게 되었다. 이들 기기들의 안정성 및 진동특성을 명확하게 파악하기 위한 회전체 역학의 중요성은 점점 더 가중되어 왔다. 특히 LCD 제조 공정에서는 특성상 다양한 종류 및 크기의 고성능 롤러를 포함한 생산장비가 활용되며, 장비의 신뢰성은 전체 생산라인의 안정적인 작동에 매우 중요하다. 또한 고정밀도가 필요한 대형 LCD의 생산성 향상을 위해 경량이면서 고강성, 장수명 특성을 가지는 고성능 복합재료 롤러에 대한 독자적인 설계 및 개발기술 확보 필요성이 대두되어 왔다. 특히 LCD의 크기가 커짐에 따라 제조의 중심이 되는 롤러의 길이 또한 늘어났다. 이는 진동 특성에 따라 제품의 질이 결정되므로 중요한 문제라 할 수 있다.

일반 진동공학 문제와 비슷하게 로터 시스템의 경우도 여러 가지 원인에 의해 조화(sinusoidal), 주기(periodic), 천이(transient) 및 랜덤(random) 형태의 다양한 동적 하중이 작용할 수 있다. 회전체의 회전을 고려한 축계의 고유진동수를 임계속도

(critical speed)라 하며 이 부근의 속도로 회전하게 되면 공진현상이 유발되게 된다. 공진시에는 회전축의 선회운동응답(whirling response)도 점점 증가하여 구조물의 파괴나 베어링 마모, 축의 급격한 손상을 가져 오게 되므로 중요하게 다루어야 한다. 로터 시스템의 임계속도 연구는 그 중요성 때문에 기존에도 다양한 연구사례가 있다. Nelson⁽¹⁾의 경우는 회전축을 빔 요소(beam element)로 등가시켰으며 디스크 부분은 단순 부가 질량(lumped mass)으로 등가시켜서 해석한 사례가 있다. Prohl⁽²⁾은 회전체의 임계속도를 구하기 위해 전달 행렬 방법(transfer matrix method)을 사용하였고, Guenther와 Lovejoy⁽³⁾ 등은 다점 지지된 축의 횡진동 해석에 관련된 연구를 수행하였다. 그러나 최근에는 로터 시스템의 형상이 갈수록 복잡해 지고 있기 때문에 일반적인 3차원 유한요소법을 활용한 연구의 필요성이 대두되었다. 비교적 최근에 Pranabesh⁽⁴⁾ 등은 Lund 해석 틀을 활용하여 복잡한 터보기계를 해석하였고, Fleming⁽⁵⁾은 DyRoBes 프로그램을 활용하여 비선형 베어링을 고려한 로터시스템을 해석하였다. 또, Brune⁽⁶⁾ 등은 SAMCEF 소프트웨어를 활용하여 로켓의 터보펌프에 대한 로터동역학 해석을 수행하였으며 실험결과와 비교한 사례가 있다. 국내의 경우도 다양한 회전시스템에 연구사례⁽⁷⁻¹¹⁾가 있으나 복합재 롤러에 대한 사례는 드문 편이다.

본 연구에서는 복합재 롤러의 회전동역학 해석을 위해 유럽에서 개발된 범용 유한요소 해석프로

† 국립경상대학교 기계항공공학부 및
항공기부품기술연구소, 교신저자
E-mail : dhk@gsnu.ac.kr

Tel : (055)755-2083, Fax : (055) 755-2081

* 국립경상대학교 기계항공공학부 대학원

그램인 SAMCEF 프로그램⁽¹¹⁾을 활용하여 고속으로 회전하는 복합재 롤러 봉의 임계속도 해석과 불평형응답해석, 천이응답해석을 통해 운용하기 전에 미리 예측하였다. 또한 국내 자체 기술로 개발 중인 고성능 고정밀도 복합재 롤러 시스템에 대해 중력 및 베어링 지지 효과를 고려한 회전체 전산 동역학 해석을 수행하였으며, 설계 운용조건에서의 안정성 및 진동특성을 세부적으로 고찰하였다.

2. 이론적 배경

2.1 로터동역학 지배 방정식

Hamilton 원리를 적용하여 탄성 로터에 대한 운동방정식을 유도하면 다음과 같이 임의의 변위 벡터($\{q\}$)의 2차 상미분 방정식으로 나타난다⁽¹¹⁾.

$$\begin{aligned} [M]\{\ddot{q}\} + [B_S + \dot{\phi}G + B_I(\dot{\phi})]\{\dot{q}\} \\ + [K_S + \dot{\phi}B_{AS} + K_I(\dot{\phi})]\{q\} + \{f(q, \dot{q})\} = \{g\} \end{aligned} \quad (1)$$

여기서, q, \dot{q}, \ddot{q} 는 로터 요소의 변위, 속도, 가속도를 나타낸다. $\dot{\phi}$ 은 회전속도를 나타내고, $[M]$ 은 질량 행렬, $[B_S]$ 는 구조 감쇠 행렬(structural damping matrix), $[G]$ 는 회전요소와 연관된 자이로스코픽 행렬(gyroscopic matrix), $[B_I(\dot{\phi})]$ 는 회전 속도에 비례하는 상호작용 힘과 연관된 행렬, $[K_S]$ 는 구조 강성행렬, $[B_{AS}]$ 는 로터의 구조감쇠와 연관된 행렬, $[K_I(\dot{\phi})]$ 은 회전에 기인한 변위에 비례하는 힘과 연관된 행렬, $\{f(q, \dot{q})\}$ 은 요소의 상호작용과 연관된 비선형 힘(non-linear forces) 벡터, $\{g\}$ 는 외부 가진력을 의미한다. 식(1)은 보다 단순한 형태로 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$[M]\{\ddot{q}\} + [B(\dot{\phi})]\{\dot{q}\} + [K(\dot{\phi})]\{q\} + \{f(q, \dot{q}, \dot{\phi})\} = \{g(t)\} \quad (2)$$

식(1)은 여러 개의 로터를 가진 구조에서 다음과 같이 변형 될 수 있다⁽¹¹⁾.

$$\begin{aligned} \left[\begin{array}{cc} \sum_{k=1}^{N_R} M_k^R(\phi_k) & 0 \\ 0 & M^F \end{array} \right] \begin{Bmatrix} \ddot{q}_i^R \\ \ddot{q}_i^F \end{Bmatrix} + \left[\begin{array}{cc} \sum_{k=1}^{N_R} B_k^R & 0 \\ 0 & B^F \end{array} \right] \begin{Bmatrix} \dot{q}_i^R \\ \dot{q}_i^F \end{Bmatrix} \\ + \sum_{k=1}^{N_R} \dot{\phi}_k \begin{Bmatrix} G_k^{(i)} & 0 \\ 0 & 0 \end{Bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{q}_i^R \\ \dot{q}_i^F \end{Bmatrix} + \sum_{k=1}^{N_R} \begin{Bmatrix} B_{ik}^{RR}(\dot{\phi}_k) & B_{ik}^{RF}(\dot{\phi}_k) \\ B_{ik}^{FR}(\dot{\phi}_k) & B_{ik}^{FF}(\dot{\phi}_k) \end{Bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{q}_i^R \\ \dot{q}_i^F \end{Bmatrix} + \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \sum_{k=1}^{N_R} \begin{Bmatrix} K_{ik}^{RR}(\dot{\phi}_k) & K_{ik}^{RF}(\dot{\phi}_k) \\ K_{ik}^{FR}(\dot{\phi}_k) & K_{ik}^{FF}(\dot{\phi}_k) \end{Bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{q}_i^R \\ \dot{q}_i^F \end{Bmatrix} + \left[\begin{array}{cc} \sum_{k=1}^{N_R} K_k^R & 0 \\ 0 & K^F \end{array} \right] \begin{Bmatrix} \dot{q}_i^R \\ \dot{q}_i^F \end{Bmatrix} \\ + \sum_{k=1}^{N_R} \dot{\phi}_k \begin{Bmatrix} B_{AS_k} & 0 \\ 0 & 0 \end{Bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{q}_i^R \\ \dot{q}_i^F \end{Bmatrix} + \sum_{k=1}^{N_R} \begin{Bmatrix} f_{ik}^R(q_i, \dot{q}_i, \dot{\phi}_k) \\ f_{ik}^F(q_i, \dot{q}_i, \dot{\phi}_k) \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} g_i^R(t) \\ g_i^F(t) \end{Bmatrix} \end{aligned} \quad (3)$$

여기서, N_R 는 로터의 개수이고, $\dot{\phi}_k$ 는 k 번 로터의 회전속도이다. R 은 회전 구조부분이고, F 는 비 회전 구조부분을 의미한다.

2.2 임계속도 계산

회전하는 기계장치의 설계에 있어서 주요 관심사는 임계속도에서의 진동현상이다. 이러한 현상은 전형적으로 베어링에 의해 지지되는 회전축이 자이로스코픽 효과를 고려한 회전축의 굽힘 진동 고유진동수와 같은 속도로 회전할 때 발생한다. 회전속도가 일정한 경우 ($\dot{\phi} = \Omega$) 외력을 무시한 자유진동 상태의 로터시스템은 식(1)에서 $\{f(q, \dot{q})\}$ 항과 $\{g\}$ 항이 0 가 되므로 아래와 같은 운동방정식으로 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned} [M]\{\ddot{q}_i\} + [B(\Omega) + \Omega G^{(i)}]\{\dot{q}_i\} \\ + [K(\Omega) + \Omega B_{AS}]\{q_i\} = \{0\} \end{aligned} \quad (4)$$

일반적으로 임계속도 Ω_C 는 회전속도에 따른 고유진동수로 정의 된다. 두 가지 다른 임계속도가 나타나게 되는데, forward critical speed (FCS)는 고정된 관찰 지점에서 정 방향의 회전 운동이 보여 질 때의 속도이고, backward critical speed (BCS)는 역방향의 회전운동이 관찰 될 때의 속도이다. 일반적으로 FCS 는 고속 회전 로터시스템의 설계에 필수적인 안정성 개념으로 회전축의 불균형(unbalance)에 의해 자주 유발되는 현상이므로 가장 주의를 요한다. SAMCEF 에서는 시스템의 고유치와 고유벡터를 전형적인 수치 반복법(iterative method)과 근사법(approximate method)으로 구할 수 있다. 반복법은 거의 정확한 해를 제공해 주는 대신 보다 많은 계산시간을 요구하며, Lanczos 방법과 bi-iteration 방법 등이 있다. 축약기법을 사용하는 근사법은 적은 계산시간으로 많은 수의 고유치와 고유벡터를 구할 수 있다. z 축을 중심으로 회전하는 구조를 보존형 시스템으로 나타내면 x, y 방향으로의 자유도 사이에 강성연계(stiffness coupling)는 없다. 이것은 임계속도를 용이하게 결정할 수 있게 해준다. 아래의 방정식은 자유도 벡터를 변위와 연관시켜 x, y 성분으로 분해하여 나

타낸 것이다.

$$\begin{aligned} & \begin{bmatrix} M & 0 \\ 0 & M \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{q}^x \\ \ddot{q}^y \end{Bmatrix} + \Omega \begin{bmatrix} 0 & G \\ -G^T & 0 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{q}^x \\ \dot{q}^y \end{Bmatrix} \\ & + \begin{bmatrix} K_x & 0 \\ 0 & K_y \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} q^x \\ q^y \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \end{Bmatrix} \end{aligned} \quad (5)$$

초기 가정을 고려하면 위 식의 고유치는 순수한 허수로 나타난다. 그리고 응답변위는 다음과 같이 조화함수 형태로 가정 할 수 있다.

$$q^x(t) = u \cos(\lambda \Omega t) \quad (6)$$

$$q^y(t) = v \sin(\lambda \Omega t) \quad (7)$$

여기서, u 는 x 방향의 속도이고, v 는 y 방향의 속도 성분이다. λ 는 회전속도와 진동수를 연결하는 비례상수이다. 만약 y^T 를 (u^T, v^T) 와 같이 정의한다면 식(5)는 다음과 같은 형태로 나타낼 수 있다.

$$([K] - \Omega^2 [\lambda^2 [M] - \lambda [G_i^*]]) \{y\}_i = \{0\} \quad (8)$$

위 식은 다음과 같은 대칭 고유치 문제와 유사하다.

$$([K] - \omega^2 [M]) \{x\} = \{0\} \quad (9)$$

따라서 식(8) 에서 임계속도는 대칭행렬 시스템에 대한 기존 알고리즘을 이용하여 구할 수 있다. 여기서 $\lambda = +1$ 이면 forward critical speeds (FCS)에 해당하고 $\lambda = -1$ 이면 backward critical speeds (BCS)에 관계된다.

2.3 조화응답해석

선형구조인 경우 외력에 의해 가진되는 로터 시스템의 동역학 관계식은 다음과 같다.

$$[M] \{\ddot{q}(t)\} + [B(\Omega)] \{\dot{q}(t)\} + [K(\Omega)] \{q(t)\} = \{f(t)\} \quad (10)$$

위 식에서 조화가진(harmonic excitation) 동하중은 아래와 같은 형태로 가정한다.

$$f(t) = R \{f e^{i\lambda \Omega t}\} \quad (11)$$

$$f = f_1 + i f_2 \quad (12)$$

$\lambda = 0$ 인 경우는 중력에 의한 가진이고, $\lambda = 1$ 인 경우는 불균형(unbalance)에 의한 가진과 관계된다. 이 경우 변위 또한 조화 반복되는 $f(t)$ 의 함수가 된다.

$$q(t) = R \{q e^{i\lambda \Omega t}\} \quad (13)$$

$$q = q_1 + i q_2 \quad (14)$$

위 관계로부터 식(10)은 다음과 같이 변환된다.

$$(-\lambda^2 \Omega^2 [M] + i \lambda \Omega [B(\Omega)] + [K(\Omega)]) \{q\} = \{f(\Omega)\} \quad (15)$$

위 식의 해를 수치적으로 구하면 임의의 회전속도에 대한 조화응답을 구할 수 있다.

2.4 천이응답해석

본 연구에서는 천이응답해석을 위한 수치시간 적분 법으로 직접적분 법(direct integration)을 적용하였다. 순수 내재적 알고리즘(implicit algorithms)이나 내재적-외재적 혼합수정법(implicit-explicit multi corrector schemes) 등이 모두 사용될 수 있는데, 이런 종류의 알고리즘은 과도한 가진이 들어오는 경우에도 안정적인 해석을 가능하게 한다. 전형적인 Newmark 방법을 적용하면 지배 운동방정식은 다음과 같은 식으로 수치적분 할 수 있다.

$$\begin{aligned} & M \ddot{q}_{n+1} + (1 - \alpha) B(\phi(t_{n+1})) \dot{q}_{n+1} + \alpha B(\phi(t_n)) \dot{q}_n \\ & + (1 - \alpha) K(\phi(t_{n+1}), \phi(t_{n+1})) q_{n+1} \\ & + \alpha K(\phi(t_n), \phi(t_n)) q_n + (1 - \alpha) f(q_{n+1}, \dot{q}_{n+1}) \\ & + \alpha f(q_n, \dot{q}_n) = (1 - \alpha) g_{n+1} + \alpha g_n \end{aligned} \quad (16)$$

여기서, α 는 $[0, 1/3]$ 사이 값으로 한다. $[t_n, t_{n+1}]$ 사이에서 $\lambda = 1/2$, $\beta = 1/6$ 은 속도를 선형 보간 할 경우, $\lambda = 1/2$, $\beta = 1/4$ 은 평균 가속도를 사용하기 위해 등가 시킬 때 사용하고, $\lambda = 1/2$, $\beta = 0$ 는 중앙 차분법(central difference method) 적용 시, $\lambda = 0$, $\beta = 0$ 는 외재적 알고리즘(explicit algorithm) 일 때 적용된다.

3. 해석 경과 및 검토

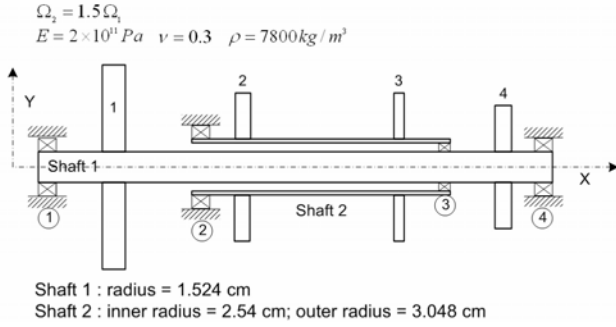


Fig. 1 Geometric configuration and material properties for the benchmark dual rotor model.

본 연구에서의 모델링 및 전산해석 기법의 검증 을 위해 기존에 연구결과가 제시되어 있는 로터모 델을 고려하였다⁽¹²⁾. Fig. 1 은 비교용 로터 모델의 기하학적 형상을 보여주고 있다. 본 모델은 2 개의 회전축을 가지는 dual rotor 형상이며, Shaft 1 과 Shaft 2 는 서로 다른 축으로, Shaft 2 는 Shaft 1 의 1.5 배 회전속도를 가지고 있고, 양 끝단은 베어링 으로 지지되어 있다. 축에 사용된 구조 물성치는 Fig. 1 의 상단에 나타내었으며, 축에 부착되어 있 는 디스크의 동역학적 물성치는 Table 1 에 제시되 어 있다. 또한 축을 지지하는 양 끝단의 베어링 물성치들은 Table 2 에 제시하였다.

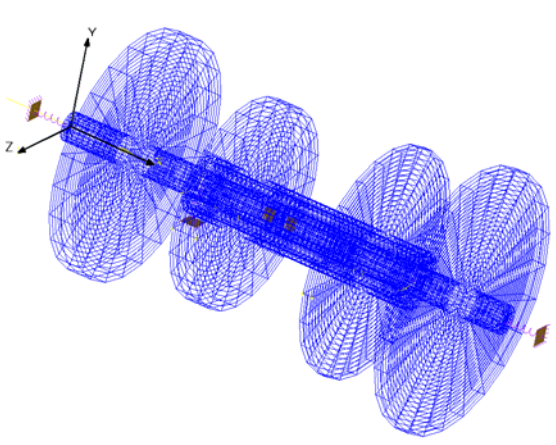


Fig. 2 Finite element models for rotor dynamic analyses.

Table 1 Dynamic mass properties of dual rotor disk model

Disk Property	Disk 1	Disk 2	Disk 3	Disk 4
Mass (kg)	10.51	7.01	3.5	7.01
$I_{Dz} \times 10^2$ (kg-m ²)	4.295	2.145	1.355	3.39
$I_{Dx} \times 10^2$ (kg-m ²)	8.59	4.29	2.71	6.78

Table 2 Equivalent bearing stiffness for a dual rotor

Bearing Stiffness $\times 10^7$ (N/m)	No. 1	No. 2	No. 3	No. 4
$k_{xx} = k_{zz}$	1.63	1.75	0.875	1.75

Fig. 2 는 검증용 로터의 3 차원 유한요소 모델을 보여주고 있다. 3 차원 요소를 사용하여 모델링 하였으며 양 끝단은 베어링 요소가 적용되었다. 디 스크 요소와 축 요소 사이에는 접착 요소(glue element)를 적용하여 구속조건을 부여하였다. 참고 로 본 모델의 자유도 수는 약 186,253 개 이다. Fig. 3 은 검증용 유한요소 모델에 대한 해석결과로 회 전수 변화에 따른 고유진동수 변화를 비교하였다. 그림에서 기호로 표기된 결과는 참고문헌[12]에서 추출한 것으로, 참고문헌에서는 등가 보 요소에 기반한 해석을 수행하였기 때문에 8,000 rpm 이상 의 고회전수 영역에서는 약간의 차이를 보이고 있 다.

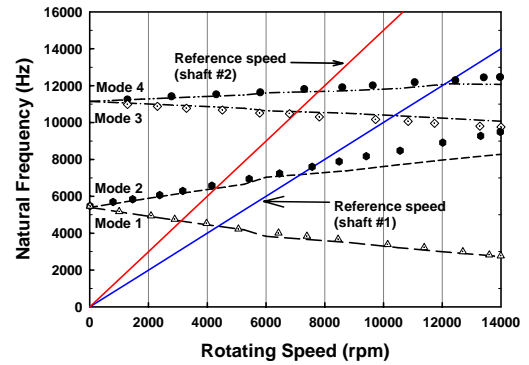
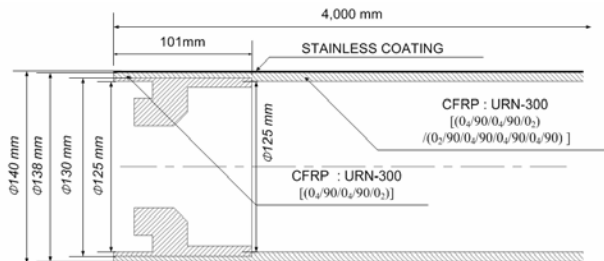
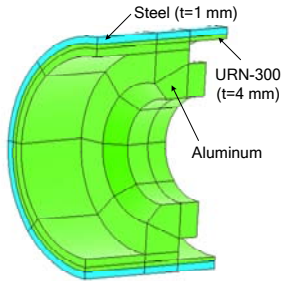


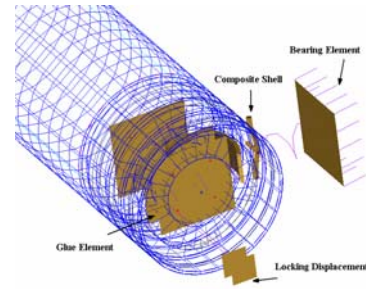
Fig. 3 Comparison of Campbell chart for different FE modeling concepts.



(a) 2D Geometric configuration



(b) 3D Geometric configuration of side part



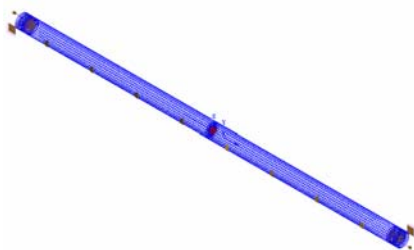
(b) 3D Finite element of side part



(c) 3D Geometric configuration

Fig. 4 Geometric configuration of the composite rotor model.

Fig. 4 은 설계/개발 중인 LCD 패널 제조용 복합재료 롤러의 기하학적 형상 및 복합재료 구성을 나타내고 있다. 롤러의 전체 길이는 4 m 이며, 모델은 그림과 같이 1 mm 의 강철(steel) 표면 층과 복합재 적층 쉘 및 베어링 지지를 위한 알루미늄 블럭 구조로 구성되어 있다. 중앙 부분의 형상은 1 mm 의 강철 층과 6.5 mm 의 복합재 적층구조(URN-300)로 되어 있다. 관련 재료 물성치는 강철의 경우 $E=200$ GPa, $\nu=0.33$ 이며, 구조 밀도는 $\rho=7,870$ kg/m³ 이다. 알루미늄의 경우는 $E=70$ GPa, $\nu=0.33$, $\rho=2,700$ kg/m³ 이며, 복합재료 URN-300 의 물성치는 $E_x=380$ GPa, $E_y=5.1$ GPa, $E_z=5.1$ GPa, $\nu_{xy}=0.28$, $\nu_{yz}=0.47$, $\nu_{zx}=0.28$, $G_{xy}=5.55$ GPa, $G_{yz}=4.55$ GPa, $G_{zx}=4.55$ GPa, $\rho=1,580$ kg/m³ 이다.



(b) 3D Finite element model

Fig. 5 Finite element model for rotor dynamic analysis.

Fig. 5 는 로터동역학 해석에 사용된 유한요소 모델을 보여주고 있다. 봉 부분의 복합재는 표면 강철부재와 함께 복합재 쉘 요소를 적용하였다. 베어링 지지를 위한 알루미늄 블록 구조에서 베어링과 연결될 면에 베어링 강성을 부가하였으며, 축방향으로의 변위를 구속하였다. 복합재 부분과 베어링 지지를 위한 알루미늄 블록 구조의 경계면에는 SAMCEF 의 접착 요소(glue element)를 적용하여 상호 구속하였다. 본 모델의 총 요소 수는 6,406 개 이며, 총 자유도 수는 약 42,036 개 이다.

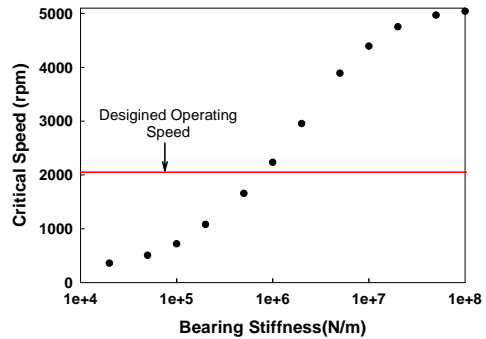
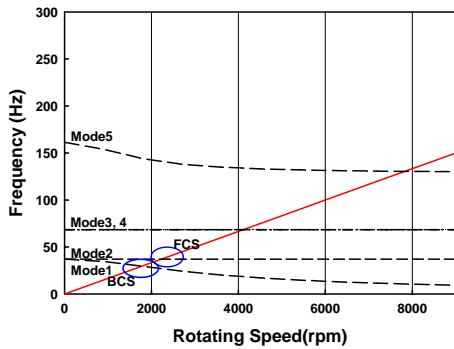


Fig. 6 Effect of bearing stiffness for rotordynamic stability.

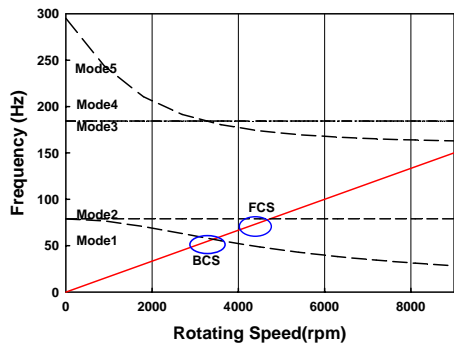
Fig. 6 은 적절한 베어링의 선정을 위해 복합재료 롤러의 양단 지지 베어링의 강성 변화에 따른 임계 회전속도를 예측한 결과이다. 본 논문에서 고려한 롤러 모델의 경우 주 운용 회전 수가 약 2,000 rpm 정도 이다. 그림을 보면 개발 모델의 경우 베어링 지지부의 강성이 1×10^6 N/m 이상이 유지되어야 기본적인 운용 회전 안정성을 만족할 수 있음을 알 수 있다. 본 해석결과를 바탕으로 주파수 응답 및 천이응답 특성 해석에서는 베어링의 강성 및 감쇠계수로 임계속도 부근의 값인 각각 1×10^6 N/m, 100 kg/s 인 경우와 안전계수 2 에 해당하는 임계속도를 가지는 2×10^7 N/m, 100 kg/s 의 경우에 대한 해석을 추가로 수행하였다.

Fig.7 은 로터 회전속도에 대한 공진특성의 예측

을 위한 Campbell 선도를 보여주고 있다. 그림을 보면, 물리적인 초기 불안정성이 초래되는 forward critical speed (FCS)가 1×10^6 N/m의 베어링 강성을 가질 경우는 약 2,200 rpm 부근이고 2×10^7 N/m 베어링 강성을 가질 경우는 약 4,700 rpm 부근에 있음을 확인할 수 있다. 로터 회전 안정성에 있어 많은 경우 backward critical speed (BCS)가 보다 낮은 회전속도에서 예측되는데 물리적으로는 FCS가 불안정성을 초래하게 된다.



(a) Bearing stiffness 1×10^6 N/m



(b) Bearing stiffness 2×10^7 N/m

Fig. 7 Campbell chart for rotor stability check.

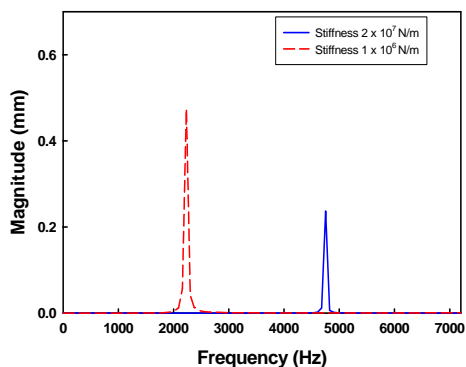


Fig. 8 Unbalance response magnitudes for different rotating speeds.

Fig. 8 은 불안정한 응답을 유발하는 진동수를 확인하기 위해 롤러의 길이방향 중앙 위치에 설계 요구조건에 따라 280 g-mm의 편심질량(unbalance mass)을 가정하여 주파수 응답해석을 수행한 결과이다. Campbell 선도 해석결과와 유사하게 강성이 1×10^6 N/m인 경우는 약 2,232 rpm 부근에서, 2×10^7 N/m인 경우는 약 4,752 rpm 부근에서 공진현상이 유발됨을 재확인할 수 있다.

천이응답해석을 수행하면 서로 다른 회전수에 대해 각 구조지점에서 로터의 진동특성을 상세하게 파악할 수 있다. 우선 본 모델에 대한 로터 천이응답해석의 정확성 확보를 위해 시간간격 수렴성을 파악하였다. Fig. 9는 동일회전 조건에 대해서도 다른 시간간격에 대한 천이응답을 비교한 결과이다. 중력 효과를 고려하여 롤러가 2000 rpm의 속도로 회전하고 1×10^6 N/m의 베어링 강성을 가질 때의 응답을 1회전당 20번 iteration 한 결과가 $1/20_{rev}$ 에 해당하며, 1회전당 40번 iteration 한 결과는 $1/40_{rev}$, 그리고 80번 iteration 한 결과는 $1/80_{rev}$ 이다. 결과를 보면 $1/40_{rev}$ 와 $1/80_{rev}$ 은 경우는 동일하게 일치하고 있으며, 진동 해가 수렴하였음을 알 수 있다.

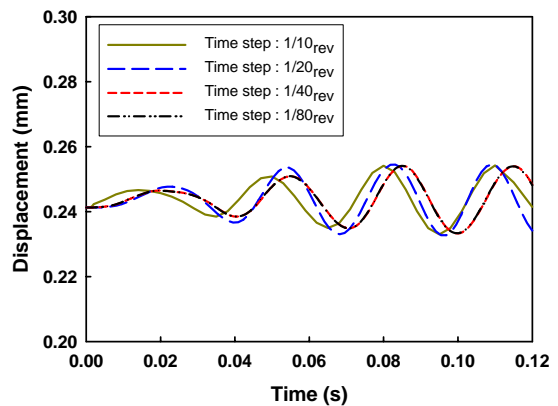


Fig. 9 Effect of time step size for transient dynamic responses

Fig. 10은 Fig. 8의 해석 조건에 대해 중력에 의한 자중 효과를 고려하여 천이응답 회전진동 해석을 수행한 결과로 운용속도와 임계속도가 회전속도로 고려되었다. 전산해석은 Intel Pentium-D 3.2 GHz CPU에 2 GB RAM을 장착한 PC를 사용하여 해석을 수행하였다. 참고로, Fig. 6과 같은 임계속도 계산에는 한 경우에 약 1분이 소요되었으며, Fig. 8과 같은 주파수 응답 해석에는 한 경우에 3분 40초가, 직접 천이응답 해석에는 1 iteration당 약 2분 50초가 소요되었다. 회전에 의한 동적 구조변위 응답은 롤러의 중앙지점에서 추출한 것이다. 베어링 지지 강성이 1×10^6 N/m인 경우 중 회전속도가 2,000 rpm인 경우는 약 0.24 mm의 평균

변위에 약 0.012 mm 의 진폭을 나타내고 있다. 또한 임계속도에 근접한 2,200 rpm 인 경우는 진동이 불안정하게 발산하고 있음을 확인할 수 있다. 베어링 지지 강성이 2×10^7 N/m 인 경우에 대한 결과에서 예상 운영회전수인 2,000 rpm 을 가질 때, 중앙 지점에서 평균 처짐량은 약 0.1 mm, 진동 진폭은 약 0.0004 mm 가 유발됨을 파악하였다.

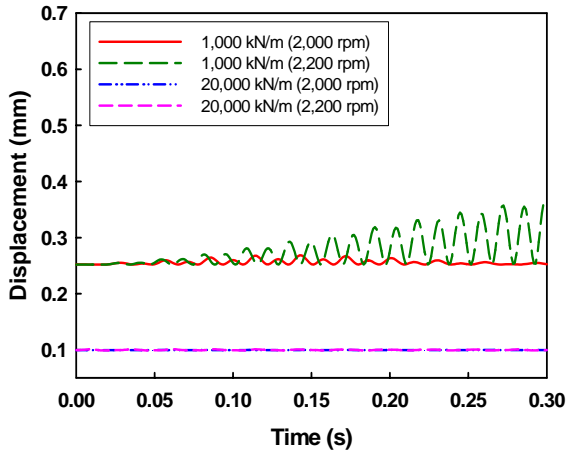


Fig. 10 Transient displacement responses at different rotating speeds (L=4 m).

차후 더 넓은 LCD 패널을 생산하기 위해서는 복합재 롤러의 길이가 확대 되어야 한다. 기존의 길이 4 m 에서 0.5 m 증가한 길이 4.5 m 에 대한 복합재 롤러 봉의 해석을 수행 하였다. 초기 변위의 확인을 위해 자중만을 고려하여 정 하중해석을 수행하였다. 베어링의 강성만큼 스프링 요소의 강성을 부여하여 구속조건을 주어 해석한 결과 강성 값이 1×10^6 N/m 인 경우 길이가 4m 인 모델은 0.24355mm, 길이가 4.5m 인 모델은 0.32533mm 의 결과를 보였다. 이러한 과정으로 초기변위에 대한 검증을 수행하였다.

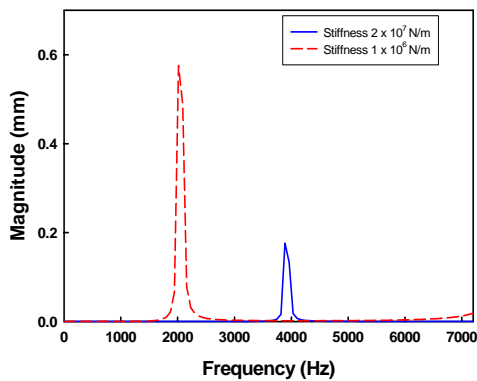


Fig. 11 Unbalance response magnitudes for different rotating speeds (L=4.5 m).

Fig.11 은 길이가 4.5 m 인 모델의 주파수 응답해석 결과를 나타낸다. 편심 질량과 가속도 및 베어링 물성치를 포함한 해석 환경은 이전과 같게 설정하였다. 길이가 4 m 인 모델과 공진점을 비교해보면 베어링의 강성이 1×10^6 N/m 인 경우는 132 rpm 이 감소한 2,100 rpm 이었고, 베어링의 강성이 2×10^7 N/m 의 경우는 840 rpm 이 감소한 3900 rpm 으로 나타났다.

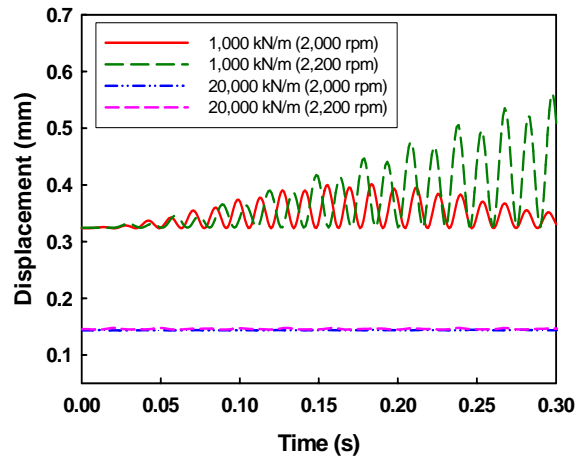


Fig. 12 Transient displacement responses at different rotating speeds. (L=4.5)

Fig.12 는 길이가 4.5m 인 모델의 천이응답해석으로 가상 시뮬레이션을 수행하여 얻은 결과이다. 4m 의 길이를 갖는 복합재 롤러 봉의 결과보다 초기 중력에 의해 변형되는 처짐이 더 크게 예측되었다. 2,200 rpm 에서는 응답이 불안정하여 가동 속도로는 적절하지 않은 것으로 예측된다. 더 높은 회전속도에서 약 0.1mm 의 진폭이 허용된다면 공진속도에서 벗어나므로 적절한 것으로 판단된다.

Table 3 Comparison of maximum amplitude

Length (m)	Bearing Stiffness (N/m)	Rotating Speed (rpm)	Amplitude (mm)
			(- : instability)
L=4 m	1×10^6 N/m	2,000 rpm	0.012mm
		2,200 rpm	-
	2×10^7 N/m	2,000 rpm	0.0004 mm
		2,200 rpm	0.0014 mm
L=4.5 m	1×10^6 N/m	2,000 rpm	0.0781 mm
		2200 rpm	-
	2×10^7 N/m	2,000 rpm	0.001 mm
		2,200 rpm	0.0022 mm

Table 3 은 길이가 4.5m 인 모델과 4 m 인 모델의 진폭을 비교한 것이다. 대부분 길이가 긴 4.5 m 의 경우가 약간 더 불안정한 것으로 판단된다. 길이가 다른 두 모델의 1×10^6 N/m 의 베어링 강성을 가질 경우 모두 2,200 rpm 에서 불안정한 응답을 보였다.

LCD 패널 제작용 롤러의 경우 생산 공정상의 정밀도 때문에 운용 회전 조건에 대해 처짐량 및 동적 진동진폭에 대한 정밀 설계 요구조건이 존재하게 된다. 구체적인 설계요구 기준은 기업 보안 사항으로 분류되어 본 논문에서 언급할 수 없었다. 하지만, 본 연구와 같은 3 차원 전산해석을 통하여 다양한 모델에 대한 설계요구 조건 만족도를 사전에 엄밀하게 파악할 수 있음을 확인할 수 있다.

4. 결론

본 연구에서는 대형 LCD 패널제작용 복합재 로터 모델 후보에 대해 베어링 영향을 포함한 3 차원 동적 유한요소 모델을 구축하고 로터 동역학 전산해석을 수행하여 진동안정성 및 특성을 분석하였다. 본 연구를 통하여 복합재 롤러의 길이 및 베어링강성 변화에 대한 진동안정성 영향을 검토하였다. 안정적인 운용을 위한 최소한의 베어링 강성 수준을 예측할 수 있었다. 또한 실제 제작 및 시험운전 이전에 운용조건에서 유발 가능한 구조변형 정도 및 응력 수준과 진동 진폭을 파악하여 설계요구 만족도를 사전에 검토할 수 있음을 확인하였다.

후 기

본 연구는 산업자원부 지방기술혁신사업(RTI 04-01-03) 및 국립경상대학교 기계항공공학부 NURI 및 2 단계 BK 사업의 일환으로 수행되었다.

참고문헌

- 1) Nelson, H. D. and McVaugh, J. M., 1976, "Dynamics of Rotor-Bearing Systems Using Finite Elements," *ASME Journal of Engineering for Industry*, Vol. 93, pp. 593-600.
- 2) Prohl, M. A., 1945, "A General Method for Calculating Critical Speeds of Flexible Rotors," *ASME Journal of Applied Mechanics*, Vol. 67, pp. A-142-A-148.
- 3) Gu, J., 1986, "An Improved Transfer Matrix-Direct Integration Method for Rotor Dynamics," *ASME Journal of Vibration, Acoustics, Stress, and Reliability in Design*, Vol. 108, pp. 183-188.
- 4) Pranabesh, D. C., 2003, "Application of Lund's Stability Analysis Program in Design of Modern Turbomachinery,"

Journal of Vibration and Acoustics, Vol. 125, pp. 471~476.

- 5) Fleming, D. P., 2005, "Unbalance Response Prediction for Accelerating Rotors With Load-Dependent Nonlinear Bearing Stiffness," NASA/TM-2005-213801.
- 6) Brune, C. and Lassoudiere, F., 1990, "Rotordynamics of the Vulcain LH2 Turbopump comparison Between Test Results and Dynamic Analysis Calculations," *Proceedings of 3rd International Conference on RotorDynamics*, pp. 353-360.
- 7) 한재혁, 장건희, 2005, "유연한 지지 구조와 유체 동압 베어링으로 지지되는 HDD의 회전 유연 디스크-스핀들 시스템에 대한 유한 요소 고유 진동 해석", 한국소음진동공학회논문집, 제13권, 제3호, pp. 251~258.
- 8) 전성민, 광현덕, 윤석환, 김진한, 2005, "액체로켓 터보펌프의 임계 속도 해석", 한국항공우주학회, 제33권, 제 6호, pp. 92~99.
- 9) 김용철, 이건도, 1994, "선박 추진축의 선회임계속도에 관한 연구", 대한조선학회, 제31권, 제2호, pp. 29~37.
- 10) 박효근, 김동현, 김동만, 김유성, 김명국, 전승배, 2007, "베어링 지지 효과를 고려한 3차원 로터동역학 해석", 한국소음진동공학회, 제17권, 제2호, pp. 105~113.
- 11) SAMCEF Theoretical Manual, Rotor Module for the Analysis of Rotating System, Ver.7.1, SAMTECH Co.
- 12) Lalanne M. and Ferraris G., 1990, *Rotordynamics Prediction in Engineering*, John Wiley & Sons Ltd., ISBN 0 471 92633 7.