

〈논 문〉

증속 기어전동 로터-베어링 시스템에서 횡-비틀림 연성진동 특성의 상세 고찰

A Detail Investigation on Coupled Lateral and Torsional Vibration Characteristics in a Speed Increasing Geared Rotor-bearing System

이 안 성[†] · 하 진 응* · 최 동 훈**

An Sung Lee, Jin Woong Ha and Dong-Hoon Choi

(2001년 9월 18일 접수 : 2002년 1월 21일 심사완료)

Key Words: Geared Rotor-bearing System(기어 전동 로터-베어링 시스템), Coupled Lateral and Torsional Vibration(연성 횡-비틀림 진동), Gear Meshing Effect(기어 물림 효과), Strain Energy(스트레인 에너지), Dominant Mode(우세 모드)

ABSTRACT

Applying a general coupled lateral and torsional vibration finite element model of gear pair element, this paper intends to look into in detail the coupled lateral and torsional vibration characteristics of a turbo-chiller rotor bearing system, having a bull-pinion speed increasing gear. Investigations have been carried out systematically by comparing the uncoupled and coupled natural frequencies and their mode shapes upon varying the gear mesh stiffness with considerations on rotating speeds, and also by comparing the strain energies of lateral and torsional vibration modes. Results have shown that some modes may have the coupled lateral and torsional mode characteristics as the gear mesh stiffness increases over a certain value, and moreover that their associated dominant modes may be different from their initial modes, i.e., a certain dominant mode may change from an initial torsional one to a lateral one or from an initial lateral one to a torsional one.

1. 서 론

기어 박스 또는 기어 전동 로터-베어링 시스템에서는 횡 진동과 비틀림 진동의 연성 현상이 기어 물림 효과에 의해 발생할 수 있다.⁽¹⁾ 특히, 증속 기어 시스템에 의해 고속 운전되는 터보 기계에서 기어 물림 효과에 의한 횡-비틀림 연성진동 특성은 횡 진동과

비틀림 진동을 비연성 처리 해석하여 얻어진 특성과 다른 현상을 보일 수 있으므로, 이들 시스템에서 기어 물림 효과를 고려한 횡-비틀림 연성진동 현상의 상세한 관찰이 요구된다.

Neriya 등⁽²⁾은 병진과 비틀림 자유도만을 고려한 기어 쌍의 연성진동 모델을 적용하여 단순 기어 축 시스템에서 굽힘과 비틀림 진동의 연성에 따른 기어 치에 대한 동적하중을 연구하였다. Kahraman 등⁽³⁾은 병진, 회전, 비틀림 자유도를 고려한 기어 쌍의 횡-비틀림 연성진동 모델을 적용하여 기어 전동 로터 시스템의 유한요소 동특성 해석을 수행하였으며, 지지 베어링 유연성의 시스템 동역학에 대한 영향을 조사하였다. Rao 등⁽⁴⁾은 자이로스코프 효과를 고려한 기어

[†] 책임저자, 정희원, 한국기계연구원 회전체연구그룹

E-mail : aslee@mailgw.kimm.re.kr

Tel : (042) 868-7356, Fax : (042) 868-7335

* (주)센추리 기술연구소

** 한양대학교 기계공학부

쌍의 일반화된 횡-비틀림 연성진동 유효요소 모델을 적용하여 기어 박스 시스템과 감속 기어를 갖는 터보발전기 로터-베어링 시스템의 연성 고유진동 해석을 수행하였으며, 특히 기어 물림 강성변화에 따른 고유진동수와 모드형상의 변화를 고찰하였다. 이안성 등⁽⁵⁾은 기어 쌍의 일반화된 횡-비틀림 연성진동 유효요소 모델을 적용하여 증속 기어를 갖는 800 냉동톤 터보냉동기 로터-베어링 시스템의 고유진동 해석을 수행하고, 운전속도 범위 내에서 연성진동의 영향을 분석하였다. 이상의 연구들은 기어 물림 효과에 따른 횡-비틀림 연성진동의 결과로 나타난 고유진동 특성의 변화를 일부 제시하고는 있으나, 이러한 변화가 일어나는 메커니즘의 규명을 위한 보다 체계적 기술적인 설명 또는 상세한 고찰분석에까지는 이르지 못하고 있다.

본 논문에서는 기 개발된 기어 쌍의 일반화된 횡-비틀림 연성진동 유효요소 모델⁽⁵⁾을 적용하여, 불-피니언 증속기어를 갖는 터보 냉동기 로터-베어링 시스템을 대상으로 횡-비틀림 연성진동 특성을 체계적으로 상세 고찰분석하고자 한다. 이를 위해, 기어 물림 강성변화에 따른 비연성과 연성의 고유진동수 및 모드형상, 그리고 횡 진동 모드와 비틀림 진동 모드에 대한 스트레인 에너지의 상세 비교분석이 수행된다.

2. 기어 쌍의 유효요소 운동 방정식

Fig. 1의 기어 압력선을 따른 좌표계에 대한 기어 쌍의 일반화된 횡-비틀림 연성 유효요소 모델 운동 방정식은 이안성 등⁽⁵⁾에 제시되어 있으며, Fig. 2와 같은 일반 전체 시스템 좌표계에 대한 기어 쌍의 연성 제차 운동 방정식은 앞서 언급한 기어 압력선을 따른 좌표계에 대한 연성 운동 방정식과 기어 압력각, α , 을 고려한 변환 행렬을 사용하여 식 (1)로 얻어진다.⁽⁵⁾

$$\begin{aligned}
 & [M^G] \{ \ddot{q}^G \} + ([C^G] + [G^G]) \{ \dot{q}^G \} \\
 & + [K^G] \{ q^G \} = \{ 0 \}
 \end{aligned}
 \tag{1}$$

여기서, $[M^G]$, $[C^G]$, $[G^G]$ 그리고 $[K^G]$ 는 기어 쌍의 일반 전체 좌표계에서의 관성, 감쇠, 자이로스코프, 그리고 강성 행렬을 나타낸다. 횡-비틀림의 연성효과는 기어 물림 감쇠와 강성 행렬을 통해 발생하며, 본 논문의 해석에서 기어 물림 감쇠는 고려

되지 않는다.

한편, Fig. 3은 기어 쌍의 연성 기어 물림 강성 행렬을 구성하는 성분들을 나타낸 그림이다. k_{rl} 과 k_{lr}

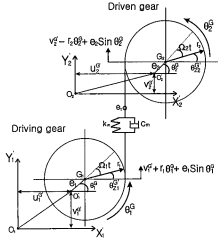


Fig. 1 Coordinate systems of a gear pair at the pressure line

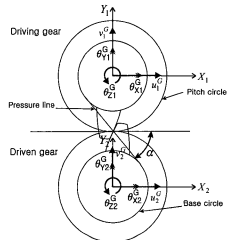


Fig. 2 Global coordinate systems of a gear pair

k_{rl}	k_{lr}	k_{ll}	
k_{lr}	k_{rl}	k_{ll}	
k_{ll}		k_{rl}	k_{lr}
k_{ll}		k_{lr}	k_{rl}

Fig. 3 Structure of a coupled gear mesh stiffness matrix

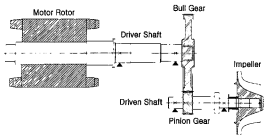


Fig. 4 Schematic of a 800RT turbo-chiller rotor-bearing system

는 횡 진동 성분과 횡 진동간의 연성 성분을 나타내고, k_b 와 k_{bc} 는 비틀림 진동 성분과 비틀림 진동간의 연성 성분을 나타낸다. 또한, k_{bt} 은 횡-비틀림 연성 진동 성분을 나타낸다. 그리고 아래 첨자 1, 2는 구동과 피동 기어를 나타낸다.

3. 해석 결과에 대한 상세 고찰

기어 쌍의 횡-비틀림 연성 유한요소 모델을 적용하여, 증속기어를 갖는 터보 냉동기 로터-베어링 시스템에 대한 비연성과 연성의 상세 고유진동 해석 및 횡 진동과 비틀림 진동 모드의 스트레인 에너지 계산을 수행하고, 이를 상세 고찰하였다. 여기서, 비연성 해석은 Fig. 3의 연성 기어 물림 강성 행렬에서 k_{bt} , $k_{b,2}$ 그리고 k_{bc} 성분을 배제하여 수행되었으며, $k_{b,1,2}$ 와 k_{bc} 성분의 배제는 기어 물림에 의한 횡 진동에 대한 영향을 완전히 배제한 것을 의미한다. 그리고, 연성 해석은 연성 기어 물림 강성 행렬의 모든 요소를 고려하여 수행되었다. Fig. 4는 해석 대상 800 냉동톤 터보-냉동기의 구성을 나타내며, 경계 3,420 rpm인 모터와 볼 기어의 구동 로터-베어링 시스템은 볼-피니언 기어 쌍의 증속기를 통해 압축기 임펠러와 피니언 기어의 피동 로터-베어링 시스템을 경계 11,845 rpm으로 구동하고 있다.

3.1 모터속도 0 rpm에서, 기어 물림 강성의 변화에 따른 고유진동수와 모드 고찰

(1) 비연성 해석

Fig. 5는 k_m 의 변화에 따른 횡-비틀림 비연성 고유진동수의 변화를 나타낸 것이다. 그림으로부터, k_m 값의 변화에 따라 변화하는 고유진동수와 변화 없이

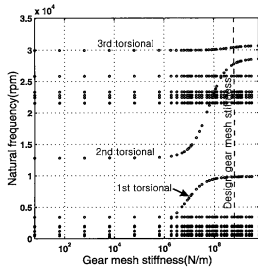
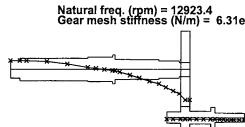
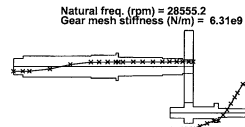


Fig. 5 Natural frequencies vs. gear mesh stiffness for the uncoupled analysis at 0 rpm



(a) $k_m = 6.31 \times 10^5$ N/m



(b) $k_m = 6.31 \times 10^9$ N/m

Fig. 6 2nd torsional modes for the torsional analysis only at different gear mesh stiffnesses

일정한 고유진동수를 볼 수가 있으며, 전자는 비틀림 고유진동수를 그리고 후자는 횡 진동 고유진동수를 나타낸다. 1차 비틀림 고유진동수는 $k_m = 1 \times 10^4$ N/m 부근에서부터 나타나 $k_m = 1 \times 10^6 \sim 10^8$ N/m에

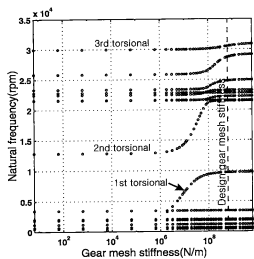
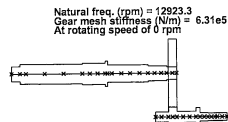
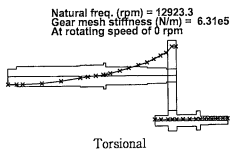


Fig. 7 Natural frequencies vs. gear mesh stiffness for the coupled analysis at 0 rpm

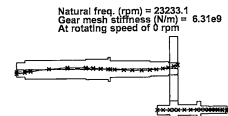
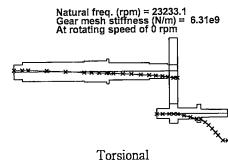
서 크게 증가하여 그 이후에는 일정하게 안정되는 모습을 보였으며, 2차 비틀림 고유진동수는 $k_m = 1 \times 10^7$ N/m까지는 거의 일정하다가, 이후 급격히 증가하는 모습을 보였다. 그리고, 3차 비틀림 고유진동수는 $k_m = 1 \times 10^8$ N/m 이상에서부터 다소 증가하는 모습을 보였다. 한편, k_m 의 증가에 따른 2차 비틀림 진동 모드 형상의 변화를 관찰하기 위해, $k_m = 6.31 \times 10^5$ N/m와 $k_m = 6.31 \times 10^9$ N/m에서의 비틀림 모드들 Fig. 6에 나타냈다. 그림으로부터, k_m 이 1×10^8 N/m를 넘어 증가함에 따라 모드가 1차 비틀림 형태(모드가 중립축을 한 번 교차)에서 2차 비틀림 형태(모드가 중립축을 두 번 교차)로 변화하는 것을 볼 수 있다.

(2) 연성 해석

Fig. 7은 k_m 의 변화에 따른 횡-비틀림 연성 고유진동수의 변화를 나타낸 것이며, 그림상의 비틀림 진동 표시는 편의상 $k_m = 0 \sim 1 \times 10^6$ N/m 구간에서의 모드 형태로부터 결정하여 부여된 것이다. 비연성 해석결과인 Fig. 5와 비교하면, 횡 진동은 주로 $k_m = 1 \times 10^8$ N/m 이상에서 20,000 rpm 이상의 고차 고유진동수에서 변화를 나타냈으며, 비틀림 진동은 특히 2차 비틀림 고유진동수가 크게 낮아진 특성 - 설계 기어 불림 강성($k_m = 6.31 \times 10^5$ N/m)에서 비연성 고유진동수(27,763 rpm) 대비 연성 고유진동수(22,212 rpm)가 20 % 감소 - 유효 보였다. 한편, Fig. 8은 두



solid line : Vertical Mode Shape
dashed line : Horizontal Mode Shape
Lateral
(a) $k_m = 6.31 \times 10^5$ N/m



solid line : Vertical Mode Shape
dashed line : Horizontal Mode Shape
Lateral
(b) $k_m = 6.31 \times 10^9$ N/m

Fig. 8 2nd torsional modes and corresponding lateral modes for the coupled analysis at different gear mesh stiffnesses and 0 rpm

k_m 값에서의 연성 2차 비틀림 진동 모드와 그 때의 횡진동 모드를 나타내고 있다. k_m 이 1×10^8 N/m를 넘어 증가하여도 비틀림 진동 모드(Fig. 8(b))는 Fig. 6(b)와는 다르게 압축기 축의 중립선과 현저히 교차하지는 않고 있다. 또한, 이때 모터 축의 횡진동 모드(Fig. 8(b))는 $k_m = 6.31 \times 10^5$ N/m에서의 모드(Fig. 8(a))에 비해 변화를 보여주고 있다. 즉, k_m 이 1×10^8 N/m를 넘어 증가함에 따라 연성효과에 의해 횡진동 모드가 발달하면서 결과적으로 비틀림 진동 모드의 발달이 저해되어 비틀림 진동 모드에 의한 중립축의 명확한 두 번 교차가 보이지 않음과 동시에 그 고유진동수가 비연성의 경우에 비해 크게 저하된 것으로 추론된다.

3.2 모터속도 3,420 rpm에서, 기어 물림 강성의 변화에 따른 고유진동수와 모드 고찰

(1) 비연성 해석

Fig. 9는 k_m 값의 변화에 따른 횡-비틀림 비연성 고유진동수의 변화를 나타낸 것이다. 그림으로부터, k_m 의 변화에 따라 비틀림 고유진동수는 0 rpm에서의 결과(Fig. 5)와 동일하게 나타나며, 횡진동 고유진동수는 자이로스코프 영향이 추가되어 나타난 것을 볼 수 있다.

(2) 연성 해석

Fig. 10은 k_m 값의 변화에 따른 횡-비틀림 연성

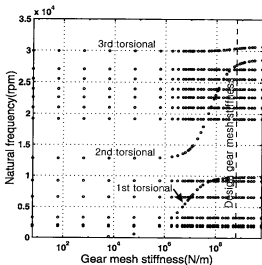


Fig.9 Natural frequencies vs. gear mesh stiffness for the uncoupled analysis at 3,420 rpm

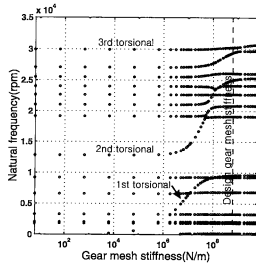


Fig.10 Natural frequencies vs. gear mesh stiffness for the coupled analysis at 3,420 rpm

고유진동수의 변화를 나타낸 것이며, 마찬가지로 그림상의 비틀림 진동 표시는 편의상 $k_m = 0 \sim 1 \times 10^6$ N/m 구간에서의 모드 형태로부터 결정하여 부여된 것이다. 비연성 해석결과(Fig. 9)와 비교하면, 횡진동은 주로 $k_m = 1 \times 10^8$ N/m 이상에서 15,000 rpm 이상의 고차 고유진동수에서 변화를 보였으며, 비틀림 진동은 특히, 2차 비틀림 진동 고유진동수가 크게 낮아진 특성 - 설계 기어 물림 강성에서 비연성 고유진동수(27,763 rpm) 대비 연성 고유진동수(20,832 rpm)가 25% 감소 - 을 보였다. 한편, Fig. 11은 두 개의 k_m 값에서의 연성 2차 비틀림 진동 모드와 그 때의 횡진동 모드를 나타내고 있다. k_m 이 1×10^8 N/m을 넘어 증가하여도 비틀림 진동 모드(Fig. 11(b))는 축의 중립선과 한번만 교차하는 모습을 보여주고 있다. 이는 모터속도 0 rpm일 때와 마찬가지로, 비교적 높은 k_m (1×10^8 N/m 이상)에서 연성에 의해 나타난 횡진동 모드가 비틀림 모드에 영향을 준 것으로 추론된다. 그리고, 모터속도 3,420 rpm에서는 자이로스코프 영향이 작용하고 결과적으로 횡진동 모드가 0 rpm에 비해 더욱 발달하기 때문에, 상대적으로 비틀림 모드가 보다 덜 발달하여 연성 2차 비틀림 고유진동수가 더욱(0 rpm의 경우에 비해 5% 더 크게) 감소한 것으로 분석된다.

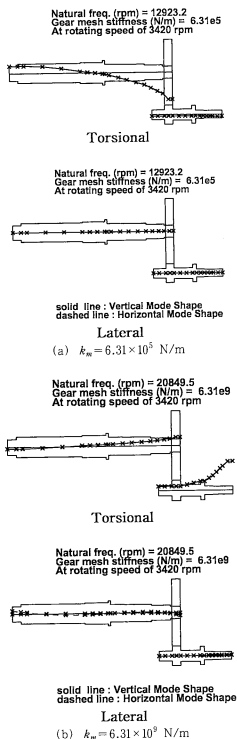


Fig. 11 2nd torsional modes and corresponding lateral modes for the coupled analysis at different gear mesh stiffnesses and 3,420 rpm

3.3 모터속도 3,420 rpm에서, 횡 진동과 비틀림 진동 모드의 스트레인 에너지 고찰

여기서는 설계 기어 풀림 강성에서 각 고유진동수와 연계된 횡 진동 모드와 비틀림 진동 모드의 스트레인 에너지를 계산하여, 큰 값의 스트레인 에너지 즉 우세 스트레인 에너지가 나타내는 진동 모드와 초기 모드를 비교 고찰해 보고자 한다. 여기서, 초기 모드란 k_m 이 $0 \sim 1 \times 10^6$ N/m(기어 풀림 강성에 의한 연성의 영향이 별로 없는 구간)에서 나타나는 진동 모드 형태를 말한다. 한편, 스트레인 에너지는 식 (2)로 계산된다.

$$\frac{1}{2} \{a\}^T [k] \{a\} \quad (2)$$

여기서, $\{a\}$ 와 $[k]$ 는 각각 전체 횡진동 또는 비틀림 진동만의 고유치벡터와 강성행렬이다.

Table 1은 비연성 해석 경우의 각 고유진동수에서 초기 모드 형태 및 연계 횡 진동 모드와 비틀림 진동 모드의 스트레인 에너지를 나타낸 것이다. Table로부터 각 고유진동수에서 나타난 초기 모드와 우세 스트레인 에너지가 나타내는 진동 모드가 일치함을 알 수 있다.

Table 1 Comparisons of lateral and torsional strain energies for the uncoupled analysis at $k_m = 6.31 \times 10^8$ N/m and 3,420 rpm

Natural freq.(rpm)	Initial mode	Strain energy	
		Lateral	Torsional
1847	Motor-lateral	24.81	> 1.92e-21
2047	Motor-lateral	0.92	> 3.39e-23
3287	Motor-lateral	0.42	> 8.36e-24
6597	Impeller-lateral	0.12	> 2.43e-22
9223	Impeller-lateral	0.08	> 7.17e-23
9780	torsional	8.32e-26	< 0.002
19161	Impeller-lateral	0.003	> 1.16e-24
21025	Motor-lateral	0.05	> 9.53e-25
22649	Motor-lateral	0.05	> 9.21e-26
24032	Motor-lateral	0.06	> 3.66e-24
25520	Impeller-lateral	0.002	> 7.29e-25
27067	Motor-lateral	0.05	> 8.90e-25
27763	torsional	7.23e-27	< 7.74e-4
30396	torsional	0.67e-27	< 2.83e-1

Table 2 Comparisons of lateral and torsional strain energies for the coupled analysis at $k_m = 6.31 \times 10^8$ N/m and 3,420 rpm

Natural freq. (rpm)	Initial mode	Strain energy	
		Lateral	Torsional
191	Motor-lateral	0.22	> 0.03
1849	Motor-lateral	0.52	> 0.08
2047	Motor-lateral	0.72	> 0.08
3288	Motor-lateral	0.40	> 0.16
6839	Impeller-lateral	0.08	> 0.04
9254	Impeller-lateral	0.06	> 3.26e-4
9573	torsional	8.55e-4	< 0.001
19099	Impeller-lateral	0.006	> 3.27e-4
20832	torsional	0.05	> 0.01
22668	Motor-lateral	0.08	> 0.001
24119	Motor-lateral	0.04	> 0.002
25015	Motor-lateral	0.0113	> 0.0168
26091	Impeller-lateral	0.003	> 5.12e-4
29399	Motor-lateral	0.003	< 0.004
30281	torsional	0.001	< 0.01

Table 3 Comparisons of lateral and torsional strain energies associated with the coupled 2nd torsional mode upon varying k_m at 3,420 rpm

k_m (N/m)	Natural freq. (rpm)	Strain energy	
		Lateral	Torsional
6.31e3	12836	2.92e-10	< 0.07
6.31e5	12923	2.36e-6	< 0.07
6.31e6	13792	6.69e-5	< 0.01
6.31e7	20075	0.001	> 0.002
6.31e8	20832	0.05	> 0.01
6.31e9	20850	0.12	> 0.08

Table 2는 횡-비틀림의 연성해석 경우의 각 고유진동수에서 초기 모드 형태 및 연계 횡 진동 모드와 비틀림 진동 모드의 스트레인 에너지를 나타내고 있다. 7번째 고유진동수(9,573 rpm) 행에서는 횡 진동 스트레인 에너지(8.55e-4)보다 비틀림 진동 스트레인 에너지(0.001)가 더 크게 나타나 비틀림 진동 모드로 확인되었으며, 이는 초기 모드형태와 일치하는 1차 연성 비틀림 모드를 알 수 있다. 다음으로 9번째 고유진동수(20,832 rpm) 행에서는 횡 진동 스트레인

에너지(0.05)가 비틀림 진동 스트레인 에너지(0.01)보다 더 크게 나타나 횡 진동 모드로 확인되는 반면, 초기 모드형태는 비틀림 진동 모드를 나타내고 있다. 설계 기어 풀림 강성 값에서 나타난 연성 2차 비틀림 진동 모드의 특이 현상 조사를 위해, Table 3은 k_m 의 변화에 따른 2차 비틀림 고유진동수 및 연계 횡 진동 모드와 비틀림 진동 모드의 스트레인 에너지를 나타내고 있다. 여기서, $k_m = 6.31 \times 10^6$ N/m 이하에서는 비틀림 진동 스트레인 에너지가 횡 진동 스트레인 에너지에 비해 크게 나타난 반면, $k_m = 6.31 \times 10^7$ N/m 이상에서는 횡 진동 스트레인 에너지가 더 크게 나타났다. 이로써, k_m 이 증가함에 따라 우세 모드가 초기 비틀림 진동 모드에서 횡 진동 모드로 변화할 수 있음이 확인된다. 그리고, 이 경우 연성 2차 비틀림 진동 모드의 형상 변화도 결과된다(Fig. 6(b)와 11(b) 참조). 한편, 14번째 고유진동수(29,399 rpm) 행에서는 초기 모드 형태가 횡 진동인 반면에, 횡 진동 스트레인 에너지(0.003)보다 비틀림 진동 스트레인 에너지(0.004)가 더 크게 나타났다. 마찬가지로, Table 4는 k_m 에 따른 14번째 고유진동수 및 연계 횡 진동 모드와 비틀림 진동 모드의 스트레인 에너지를 나타내고 있다. Table로부터 $k_m = 6.31 \times 10^7$ N/m 이하에서는 횡 진동 스트레인 에너지가 비틀림 진동 스트레인 에너지에 비해 크게 나타난 반면, $k_m = 6.31 \times 10^8$ N/m 이상에서는 비틀림 진동 스트레인 에너지가 더 크게 나타났다. 따라서, k_m 이 증가함에 따라 우세 모드가 초기 횡 진동 모드에서 비틀림 진동 모드로 변화할 수 있음이 확인된다.

Table 4 Comparisons of lateral and torsional strain energies associated with the coupled 14th lateral mode upon varying k_m at 3,420 rpm

k_m (N/m)	Natural freq. (rpm)	Strain energy	
		Lateral	Torsional
6.31e3	27067	0.03	> 1.96e-11
6.31e5	27071	0.05	> 8.18e-8
6.31e6	27108	0.04	> 2.15e-5
6.31e7	27500	0.02	> 1.64e-4
6.31e8	29399	0.003	< 0.004
6.31e9	29690	0.001	< 0.003

이상의 고찰 결과, 일부 초기 모드는 기어 불림 강성이 특정 값을 넘어 증가함에 따라 연성효과에 의해 횡-비틀림의 연성진동 모드 형태로 나타났으며, 이때 우세 모드는 초기 모드와 다르게 비틀림 진동 모드에서 횡 진동 모드로 또는 횡 진동 모드에서 비틀림 진동 모드로 변화할 수 있음이 확인되었다. 특히, 초기 2차 비틀림 진동 모드의 경우 설계 기어 불림 강성 값에서 연성효과에 따른 횡 진동 모드의 발달과 동반된 상대적인 비틀림 진동 모드의 발달 저해로 인해 비틀림 진동 모드 자체의 스트레인 에너지가 감소하였으며, 결과적으로 당 고유진동수가 비연성 해석에 비해 크게 감소하는 특성을 나타내었다.

4. 결론

본 연구에서는 볼-피니언 중속기름 채택한 800 냉동용 터보 냉동기 로터-베어링 시스템의 횡-비틀림 연성진동 특성을 정밀 고찰하기 위해, 기어 불림 강성 변화에 따른 비연성과 연성의 고유진동수 및 모드 형상, 그리고 횡 진동 모드와 비틀림 진동 모드의 스트레인 에너지 비교를 통해 체계적인 상세 분석을 수행하였다. 분석결과, 일부 초기 모드는 기어 불림 강성이 특정 값을 넘어 증가함에 따라 연성효과에 의해 횡-비틀림의 연성진동 모드 형태로 나타났으며, 이때 우세 모드는 초기 모드와 다르게 비틀림 진동 모드에서 횡 진동 모드로 또는 횡 진동 모드에서 비틀림 진동 모드로 변화할 수 있음이 확인되었다. 특히, 초기 2차 비틀림 진동 모드의 경우 설계 기어 불림 강성 값에서 연성효과에 따른 횡 진동 모드의 발달과 동반된 상대적인 비틀림 진동 모드의 발달 저해로 인해 비틀림 진동 모드 자체의 스트레인 에너지가 감소하였으며, 결과적으로 당 고유진동수가 정격속도에서 비

연성 해석에 비해 25 % 정도 급격히 감소하는 특성을 나타내었다.

한편, 일반적으로 기어 전동 로터-베어링 시스템의 횡-비틀림 연성진동 현상은 그 구성 시스템의 특성에 의존하여 발생하며, 따라서 그 연성 특성을 정확히 파악하기 위해서는 대상 시스템 별로 본 연구와 같은 체계적인 상세 고찰이 필요한 것으로 사료된다.

참고 문헌

- (1) Mitchell, L. D. and Mellen, D. M., 1975, "Torsional-Lateral Coupling in a Geared High-Speed Rotor System," ASME Paper 75-DET-75.
- (2) Neriya, S. V., Bhat, R. B., and Sanker, T. S., 1984, "Effect of Coupled Torsional-Flexural Vibration of a Geared Shaft System on Dynamic Tooth Load," The Shock and Vibration Bulletin, Part 3, Vol. 54, pp. 67~75.
- (3) Kahraman, A., Ozguven, H. N., Houser, D. R., and Zakrajsek, J. J., 1992, "Dynamic Analysis of Geared Rotors by Finite Elements," ASME Trans. Journal of Mechanical Design, Vol. 114, pp. 507~514.
- (4) Rao, J. S., Chang, J. R., and Shiau, T. N., 1995, "Coupled Bending-Torsion Vibration of Geared Rotors," ASME DE-Vol. 84-2, Design Engineering Technical Conferences, Vol. 3, Part B, pp. 977~989.
- (5) 이안성, 하진용, 최동훈, 2001, "중속 기어 전동 로터-베어링 시스템의 횡-비틀림 연성 유한요소 로터 다이나미 해석," 한국소음진동공학회지 제11권 제1호, pp. 82~88.