

< 논 문 >

헬리컬 기어시스템의 진동특성 연구

A Study on Vibration Characteristics of Helical Gear Pairing

이 형 우* · 정 동 현** · 박 노 길***

Hyoung-Woo Lee, Dong-Hyun Chung and No-Gill Park

(1999년 8월 24일 접수 : 1999년 11월 18일 심사완료)

Key Words : Helical Gear(헬리컬기어), Critical Speed(위험속도), Experimental Result(실험결과), Transmission Error(치합전달오차)

ABSTRACT

The vibrational model of a helical gear pair is developed with considering the elastic deformation of the active teeth and the body to be a rigid. The main source of vibration in geared system which has been known to be the gear transmission error is mathematically formulated and used for the analysis of vibrational characteristics of geared system. As an example, a simple geared system containing a helical gearing is considered. The critical speeds are found by the campbell diagram and compared with the experimetal results.

1. 서 론

공기 터보압축기, 가스터빈, 선박, 차량변속기는 매우 복잡한 헬리컬기어 시스템으로 구성되어 있으며, 기계의 고속화, 정밀화, 고동력화 추세에따라 소음, 진동의 문제가 증가되고 있다. 따라서 헬리컬 기어시스템의 진동해석에 대한 기술개발이 요구된다. 헬리컬기어 시스템은 스퍼어기어 시스템보다 정속운전에 유리하고, 고동력으로 사용할 수 있으나, 스퍼어기어 연쇄기구에 비하여 복잡한 연성특성을 갖는다. 헬리컬기어 시스템은 굽힘, 비틀림, 축방향이 서로 연성되어서 구성요소에 대한 운동을 병진 3방향 및 회전 3방향 모두 기술해야한다. 헬리컬기어에 대한 연구로서, Umezawa^(1,2)는 작은 치폭을 가지는 동력전달용 1단 헬리컬기어의 치합전달오차를 줄이기위해 회전운동을 수치적으로 해석했다. Neriya⁽³⁾는 1

단 헬리컬기어의 비틀림, 굽힘, 축방향의 연성효과를 고려하였고 정적치합전달오차를 가진원으로 하는 응답을 구했다. 또, Neriya⁽⁴⁾는 1단 헬리컬기어-로터 시스템의 안정성을 조사하기 위하여 비틀림, 굽힘, 축방향의 연성된 힘의 효과를 고려하였고 Floquet theory를 이용해서 안정영역을 산출하였다.

본 연구에서는 차량변속기, 터보압축기, 가스터빈, 선박등과 같은 복잡한 헬리컬 기어시스템의 진동모델에 대한 기초연구를 위하여, 굽힘, 비틀림, 축력이 서로 연성되어있는 헬리컬기어 쌍에 대한 일반화된 진동모델을 수립하였다. 헬리컬기어 쌍의 일반화된 진동모델 검증을 위하여 1단 헬리컬 기어시스템을 제작하였으며, 헬리컬기어시스템에서 발생할 수 있는 로터의 회전 불평형, 치합 전달오차, 축 어긋남, 백래쉬 및 베어링 유격, 치접촉부 강성계수의 주기적 변화로 인한 가진 진동수등에 대한 가진원들을 고려하여 위험속도 분석을 하였다. 실험에 의한 위험속도 분석에서, 치합전달오차에 의해 생기는 가진 진동수가 헬리컬 기어시스템의 진동에 가장 지배적임을 보였다. 또, 치합전달오차로 발생하는 위험속도 해석 결과를 실험과 비교하여 헬리컬기어 쌍에 대한 진

* 정희원, 부산대학교 기계기술연구소

** 연암공업대학 기계설계과

*** 정희원, 부산대학교 기계공학부, 기계기술연구소

동모델의 타당성을 보였다.

2. 수학적 모형

헬리컬기어 시스템은 축, 베어링, 기어쌍, 로터로 구성되는데, 수학적모형을 집중질량계로 가정한 역학모델로 수립하였다. 한쌍의 기어는 회전하는 두 강체와 탄성변형하는 치접축부로 가정한다. 강체인 로터는 6 자유도 운동으로 기술되며 자이로 효과가 고려되었다. 베어링 요소는 모두 선형 스프링으로 그리고 회전축은 분포질량의 관성효과와 탄성효과를 고려한 Euler보로 가정하였다.

2.1 헬리컬 기어쌍의 치접축부에 대한 진동 모델링

헬리컬 기어쌍의 치접축부에 대한 진동모델 수립은 다음과 같다.

(1) 치의 탄성변형을 고려하여 기어 중앙면의 치형곡선이 1피치점을 지날때의 치접축부 등가 탄성계수를 정한다⁽²⁾. 치접축부의 전달력에서 마찰력은 무시한다. 치면에 수직밀도로 작용하는 전달력은 치폭에 따라 분포되어 있어서 피치점 기준의 평균 집중력과 평균 짝힘으로 정의되는데 리드방향으로 크라우닝(crowning)되어 있으므로 평균짝힘은 무시하고 피치점에 작용하는 집중력으로 정의한다.(Fig. 1참조)

(3) 치의 탄성변형은 이뿌리부터 이끝부분까지만 고려하고 기어 몸체부의 탄성변형은 고려하지 않았다.

(4) 두 기어는 각각 Fig. 2와 같이 분리된 두 스프링 P-G1과 P-G2가 압축되어 있는 것으로 간주한다. 이때 스프링의 방향은 접촉선 \overline{AB} 의 수직이다.

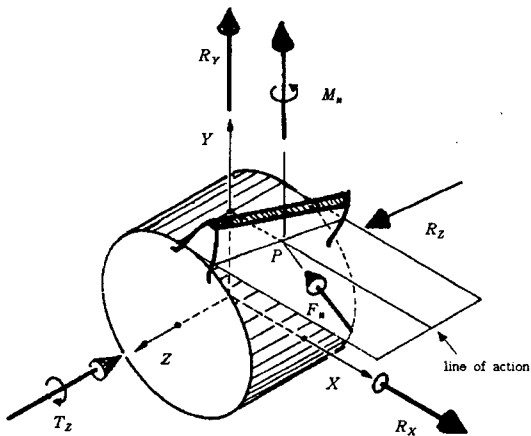


Fig. 1 A vibration model of face contact of helical gear tooth

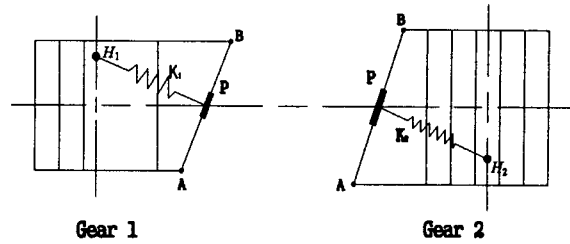


Fig. 2 A model of helical gear pair

(5) 등가 스프링상수 K_1 및 K_2 의 값은 헬리컬기어를 상당 스퍼어기어로 가정하여 구한다. 스프링상수 값은 Cornell⁽⁵⁾의 방법을 따라 기어치는 외팔보로 보고 굽힘변형과 전단변형을 고려하고 헤르쯔의 접촉이론에 의한 접촉변형을 구한다.

2.2 헬리컬기어 시스템의 수학적 모델

Fig. 3은 헬리컬기어쌍의 수학적모델을 나타낸다. 헬리컬 기어쌍의 좌표축은 구동기어의 중심을 원점으로 하고, x 축은 기어 반경방향의 수평축으로, z 축은 구동기어의 회전방향을 (+)로 한다. 기어 중심을절점으로 놓고 양절점에서의 병진변위벡터 \underline{u} 와 회전변위벡터 $\underline{\theta}$ 로 구성된 일반화된 변위 벡터는 아래와 같다.

$$\underline{a} = \begin{pmatrix} \underline{u} \\ \underline{\theta} \end{pmatrix} \quad (1)$$

여기서,

$$\underline{u} = \begin{pmatrix} x \\ y \\ z \end{pmatrix}, \quad \underline{\theta} = \begin{pmatrix} \theta_x \\ \theta_y \\ \theta_z \end{pmatrix}$$

이다. 양절점에 작용하는 일반화된 힘벡터는 아래와 같다.

$$\underline{f} = \begin{pmatrix} \underline{F} \\ \underline{M} \end{pmatrix} \quad (2)$$

여기서,

$$\underline{F} = \begin{pmatrix} F_x \\ F_y \\ F_z \end{pmatrix}, \quad \underline{M} = \begin{pmatrix} M_x \\ M_y \\ M_z \end{pmatrix}$$

이다.

치접축력의 방향벡터 \underline{n}_t 는 다음과 같다.

$$\underline{n}_t = \begin{pmatrix} \cos \alpha \cos \psi \\ \sin \alpha \cos \psi \\ \sin \psi \end{pmatrix} \quad (3)$$

여기서 ψ 는 기초원 헬리컬각이다. 종동기어는 구동기어

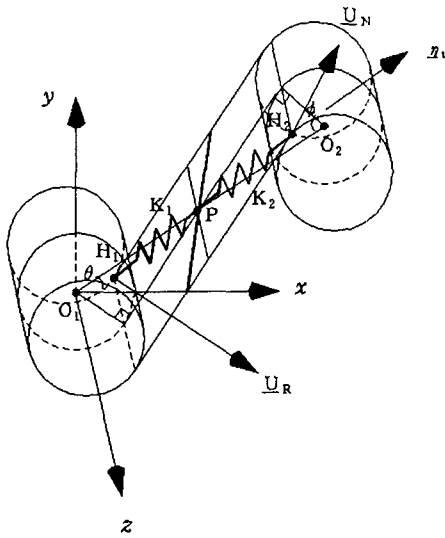


Fig. 3 A schematic of the mathematical model on a pair of helical gear

에서 중심선경사각 θ 만큼 위치하여 있다. Fig. 3에서 구동기어의 회전방향이 반시계 방향이므로 작용선의 경사각 α 는 $\alpha = \frac{\pi}{2} - \phi + \theta$ 가 된다. 여기서, ϕ 는 축적각 물음 압력각이다.

Fig. 3에서 기어치접촉부에 저장되는 변형에너지는

$$V_{th} = \frac{1}{2} K_{th} \Delta^2 \quad (4)$$

이 되고, 여기서 K_{th} , Δ 는 각각 치접촉부의 등가강성계수와 압축변형량으로 아래와 같다.

$$\Delta = \underline{u}_i^T (\underline{u}_R - \underline{u}_N) \quad (5)$$

여기서, \underline{u}_R , \underline{u}_N 은 각각 구동기어, 종동기어의 치접촉부에서의 변위벡터이다. \underline{u}_R , \underline{u}_N 은 아래와 같이 기어 회전체 중심에서의 일반화된 변위벡터 \underline{q}_1 및 \underline{q}_2 로 표시된다.

$$\underline{u}_R = \mathbf{D}_1 \underline{q}_1 \quad (6)$$

$$\underline{u}_N = \mathbf{D}_2 \underline{q}_2 \quad (7)$$

여기서 \mathbf{D}_1 , \mathbf{D}_2 는 치접촉부 변위와 기어 중심변위 사이의 강제운동 선형관계의 비례행렬로서 아래와 같다.

$$\mathbf{D}_1 = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & L_{z1} & -L_{y1} \\ 0 & 1 & 0 & -L_{z1} & 0 & L_{x1} \\ 0 & 0 & 1 & L_{y1} & -L_{x1} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

$$\mathbf{D}_2 = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & L_{z2} & -L_{y2} \\ 0 & 1 & 0 & -L_{z2} & 0 & L_{x2} \\ 0 & 0 & 1 & L_{y2} & -L_{x2} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

식 (5), (6), (7)을 식 (4)에 대입하여 정리하면, 기어치접촉부에 저장되는 변형에너지는 아래와 같다.

$$V_{th} = \frac{1}{2} \begin{pmatrix} \underline{q}_1 \\ \underline{q}_2 \end{pmatrix}^T \begin{pmatrix} \mathbf{K}_{11} & \mathbf{K}_{12} \\ \mathbf{K}_{21} & \mathbf{K}_{22} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \underline{q}_1 \\ \underline{q}_2 \end{pmatrix} \quad (8)$$

여기서,

$$\mathbf{K}_{11} = K_{th} \mathbf{D}_1^T \underline{u}_i \underline{u}_i^T \mathbf{D}_1$$

$$\mathbf{K}_{12} = -K_{th} \mathbf{D}_1^T \underline{u}_i \underline{u}_i^T \mathbf{D}_2$$

$$\mathbf{K}_{21} = -K_{th} \mathbf{D}_2^T \underline{u}_i \underline{u}_i^T \mathbf{D}_1$$

$$\mathbf{K}_{22} = K_{th} \mathbf{D}_2^T \underline{u}_i \underline{u}_i^T \mathbf{D}_2$$

이다. 식 (8)은 집중질량계로 가정했을 때 헬리컬 기어쌍에서 양기어 무계중심의 일반화된 변위벡터로 정의된 변형에너지 식으로서 이 식으로부터 두 절점 사이의 요소 강성행렬이 얻어진다.

3. 헬리컬 기어쌍의 진동모델에 대한 실험 검증

수립한 헬리컬기어쌍의 진동모델의 타당성을 검증하기 위하여 한개의 헬리컬 기어쌍을 통합한 단순 기어시스템을 구성하여 제작하였다. 헬리컬기어 시스템의 시험장치는 Fig. 4와 같다. 이 장치는 헬리컬기어, 베어링, 축,

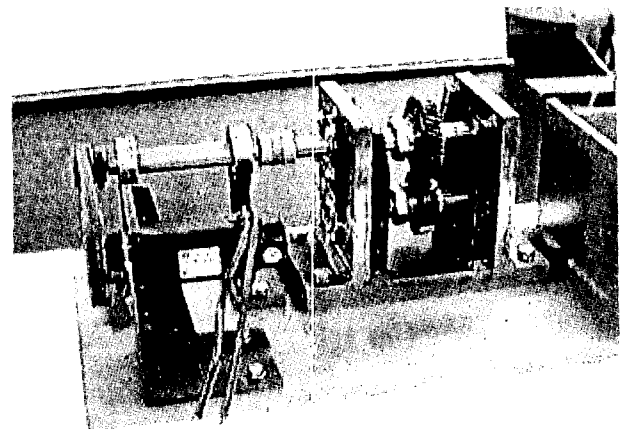


Fig. 4 Test rig of the helical gear system

Table 1 Helical gear specifications

Description	Gear (G #1)	Pinion (G #2)
Number of teeth	43	33
Module (mm)	2.0	2.0
Pressure angle (°)	15	15
Helix angle (°)	25	25
Tooth width (mm)	17	17
축간 거리	86	86
Id (kg · m ²)	1.3023 × 10 ⁻³	5.963 × 10 ⁻⁴
Ip (kg · m ²)	2.7840 × 10 ⁻³	1.4605 × 10 ⁻³
Mass (kg)	2.21896	1.8023

Table 2 Shaft specifications

Number	Length (mm)	Diameter (mm)	Young's modulus (N/m)	Possion ratio
S1	70.4	30	2.0 × 10 ¹¹	0.28
S2	69	30	"	"
S3	70.4	30	"	"
S4	69	30	"	"

Table 3 Bearing specifications

Description	B #1	B #2	B #3	B #4
Roller number	17	17	17	17
Roller diameter (mm)	6.771	6.771	6.771	6.771
Pitch diameter (mm)	38.4232	38.4232	38.4232	38.4232
Effective length of roller (mm)	9.8	9.8	9.8	9.8
Contact angle	28.42°	28.42°	28.42°	28.42°
K11(×10 ⁵ N/m)	3.189	3.282	2.802	2.855
K22(×10 ⁵ N/m)	3.189	3.282	2.802	2.855
K33(×10 ⁵ N/m)	1.909	2.012	1.571	1.593
K44(×10 ⁴ N/m)	7.813	8.017	7.530	7.607
K55(×10 ⁴ N/m)	7.813	8.017	7.530	7.607
K66(×10 ⁴ N/m)	0	0	0	0

* 1-direction : perpendicular direction of bearing load
 * 2-direction : direction of bearing load
 * 3-direction : direction of axial

구동부로 구성되어 있다. 헬리컬기어는 2개, 베어링은 4개의 테이퍼 로울러 베어링을 가진다. 1단 헬리컬기어 시스템에서 헬리컬기어의 제원은 Table 1, 축의 제원은 Table 2, 베어링의 제원은 Table 3에 있다. 사용된 베어링은 모두 테이퍼롤러 베어링이다. 구동부는 AC 서보모터와 제어기, Teach pendant로 되어있다. AC 모터의 기종은 LG FMA-CN05이고 정격 토크는 16.24 kg_rcm이다. 제어기의 기종은 LG FCS-5004이고 속도와 위치제어 가능한 AC 1축 제어기이다. Teach pendant는 제어기가 모터에 명령을 내릴수 있도록, 입력신호를 제어기에 보내는 장치이며 기종은 LG FCS 5000T이다.

3.1 기어시스템의 진동원

기어시스템은 내부 구성요소의 운동에 의해서 가진되고 입력축으로 전달되는 외부가진은 flexible coupling에 의하여 차단된다.

시스템 가진의 종류에는, 회전 불평형에 의한 가진, 베어링과 회전축의 설치오차로 인한 가진, 기어접촉부의 치형오차에 의한 가진, 구름베어링 부에서의 유격 및 비선형 변형으로 인한 가진 등이 있으며 그밖에 치형강성계수의 시간적 변화로 인한 가진이 있다.

회전불평형에 의한 가진진동수는 회전속도(ω)와 같다. 기어접촉부에서 치형가공오차, 피치오차등 자려가진에 의한 가진진동수는 치통과주파수(Ω)의 정수배이다. 치통과주파수는 축의 회전속도에 기어의 잇수를 곱한 값이다. 베어링에 대한 가진진동수는 Victor⁽⁶⁾에 의해 FTF(Fundamental train frequency), BS(ball spin frequency), OR(outer race frequency), IR(inner race frequency)이 구해진다. 베어링 가진진동수의 파라미터에 대한 그림은 Fig. 5에 나타나있고, 베어링 가진진동수는 다음과 같다.

$$FTF = \frac{rps}{2} [1 - \frac{B_d}{P_d} \cos \phi]$$

$$BS = \frac{P_d}{2B_d} (rps) [1 - (\frac{B_d}{P_d})^2 \cos^2 \phi]$$

$$OR = N(FTF)$$

$$IR = N(rps - FTF)$$

여기서, rps는 회전속도, B_d 는 볼 또는 로울러 직경, P_d 는 피치직경, ϕ 는 접촉각, N 은 볼 또는 로울러 갯수이다. 또, 치접촉부의 강성계수는 접촉위치에 따라 주기적으로 변하므로 이에 대한 자려가진력은 회전축 진동수와 치통과주파수 및 그의 정수배 사이의 side bands ($k\Omega \pm \omega$, $k = 1, 2, 3$ etc)주파수가 된다. 헬리컬 기어시스템에서

Table 4 Self exciting vibration of gear system

가진 주파수	내용	nX	비고
입력축 회전속도 (ω_1)	입력축상 기어회전체의 회전불평형	1X	ω_1
출력축 회전속도 (ω_2)	출력축상 기어회전체의 회전 불평형	1.33X	ω_2
베어링유격에 의한 진동수 (η)	$FTF = \frac{rbs}{2} [1 - \frac{B_d}{P_d} \cos \phi]$	0.4X	η_1
	$BS = \frac{P_d}{2B_d} (rbs) [1 - (\frac{B_d}{P_d})^2 \cos^2 \phi]$	2.8X	η_2
	$OR = N(FTF)$	7.2X	η_3
	$IR = N(rbs - FTF)$	9.8X	η_4
치통과 주파수 (Ω)	치접촉부 치형가공오차로 인한 가진	43X	Ω
치통과주파수와 회전속도의 sideband 주파수 ($k\Omega \pm l\omega, k\Omega \pm m\Gamma\omega$)	기어 접촉부에서 치형강성계수의 시간적 변화로 인한 가진	42X	$\Omega - \omega_1$
		44X	$\Omega + \omega_1$
		42.7X	$\Omega - \omega_2$
		44.3X	$\Omega + \omega_2$
치통과 주파수의 정수배 ($k\Omega, k=2, 3, \dots$)	치접촉부 치형가공오차로 인한 가진	86X	2Ω
치통과주파수,베어링에 의한 sideband 주파수	기어 접촉부에서 치형강성계수의 시간적 변화로 인한 가진	71.6X	$2\Omega - 2\eta_3$
치통과주파수,베어링유격,회전 속도의 sideband 주파수	기어 접촉부에서 치형강성계수의 시간적 변화로 인한 가진	98.4X	$2\Omega + 2\eta_3 - 2\omega_1$
		112.4X	$3\Omega - 3\eta_3 + 3\omega_2 + \omega_1$

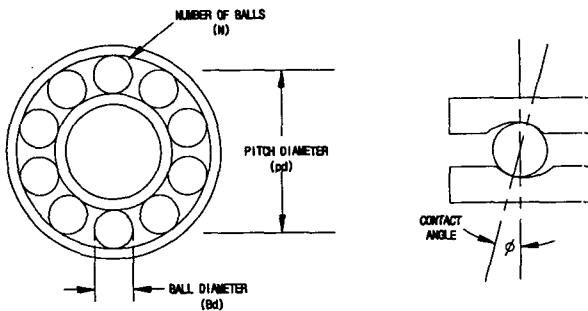


Fig. 5 Parameters for calculating bearing frequencies

발생되는 가진원의 가진 진동수는 Table 4와 같다.

3.2 헬리컬기어 시스템의 진동특성 해석 및 실험검증

베어링강성은 구름베어링 범용 해석프로그램인 COBRA⁽⁷⁾로 구했다. 기어쌍의 치강성계수는 헬리컬 기어쌍의 평균강성계수 값으로, 본 연구에 의해 산출된 값은 0.225×10^9 N/m이다.

헬리컬기어 시스템의 실험장치 구성도는 Fig. 6과 같다. Fig. 6의 실험장치는, Teach pendent에서 제어기로

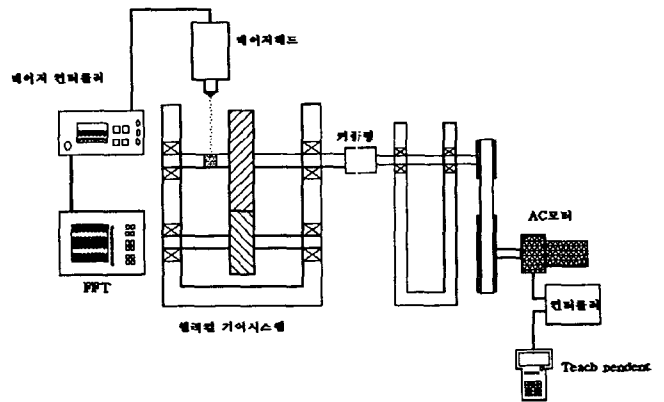


Fig. 6 Schematics of experiment system

입력신호를 보내고, 제어기가 모터에 명령을 내려 모터를 구동시키고 폴리를 통해 헬리컬기어 시스템에 전달되고, 레이저 진동측정기로 구동기어 중심의 휘돌림운동을 측정하고 주파수분석기로 분석한다. 측정장비는 레이저 진동측정기 헤드와 제어기, 주파수분석기(FFT Analyser)이다. 레이저 진동측정기 헤드는 Polytec OFV-352 sensor이고 제어기는 Polytec OFV-2601이다. 주파수분석기는

8ch SA 390이다. Fig. 6에서, 실험으로 측정된 위치는 구동기어 왼쪽 편(Fig. 4에서 보면 구동기어 오른쪽 편)에 있는 축의 수직부분에 레이저 센서로 측정을 하였다.

Fig. 7은 1000 rpm에서 3200 rpm까지 100 rpm의 대역을 가지고 나타낸 waterfall diagram이다. Fig. 7에서는 입력축(1X)과 출력축의 회전 불평형(1.33X)에 의한 가진진동수와 구름베어링에 의한 가진진동수(0.4X, 2.8X, 7.2X, 9.8X)는 거의 나타나지 않고 있다. 그림에서 치합 전달오차에 의한 가진진동수(치통과주파수: Ω) 43X가 가장 뚜렷하게 나타나고 치통과주파수와 회전속도의 sidebands가 존재한다. 또, 치통과 주파수와 베어링유격에 의한 sideband $71.6X(2\Omega - 2\eta_3)$ 가 나타나고, 치통과 주파수의 2배(2Ω)인 86X, 치통과 주파수, 구름베어링의 유격, 회전속도에 의한 side bands가 98.4X, 112.4X가 존재한다.(Table 4 참조) Fig. 7에서 진동신호가 가장 뚜렷하게 나타난 치통과 주파수 43X에 대해 살펴보면, 2600 rpm에서 3100 rpm까지의 진동신호가 아주 큼을 알 수

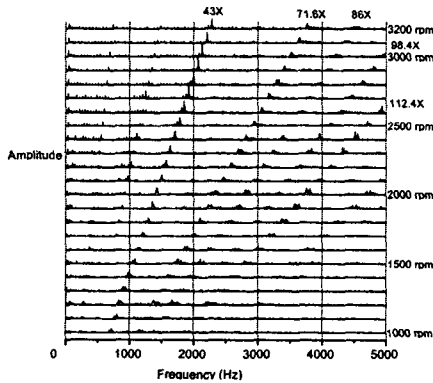


Fig. 7 Waterfall diagram

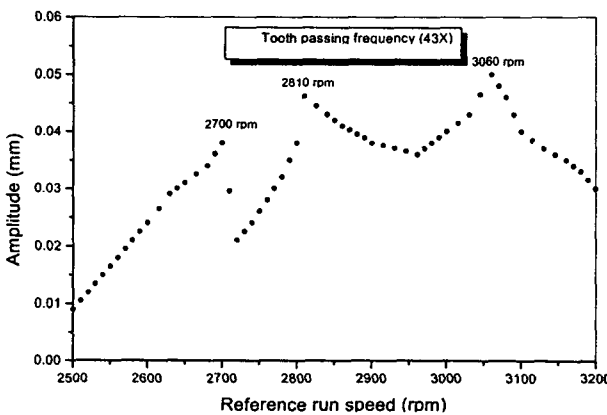


Fig. 8 Bode diagram

있다. Fig. 8은 치통과주파수 43X에 대해서 진동신호가 큰 2500 rpm~3200 rpm까지의 보드선도를 나타내고 있다. Fig. 8에서, 위험속도는 2700, 2810, 3060 rpm임을 알 수 있다.

헬리컬 기어시스템의 위험속도 해석을 위하여, Table 4에 언급된 가진진동수를 근거로 하여 campbell diagram인 Fig. 9를 구했다. 그림은 가진진동수 5000 Hz이하 및 입력축 기준속도 1000 ~ 3200 rpm에 대한 고유진동수와 가진진동수 변화를 나타내었다. 실험결과와 비교하기 위해, 치통과 주파수 43X, 치통과 주파수 2배인 86X, sidebands인 71.6X, 98.4X, 112.4X에 대해 그림에 나타내었다. 실험에서 진동신호가 가장 뚜렷하게 나타난 43X에 대해 살펴보면, 위험속도가 2738, 2827, 3117, 3180 rpm이고, 그때의 고유진동수는 각각 1962, 2026, 2234,

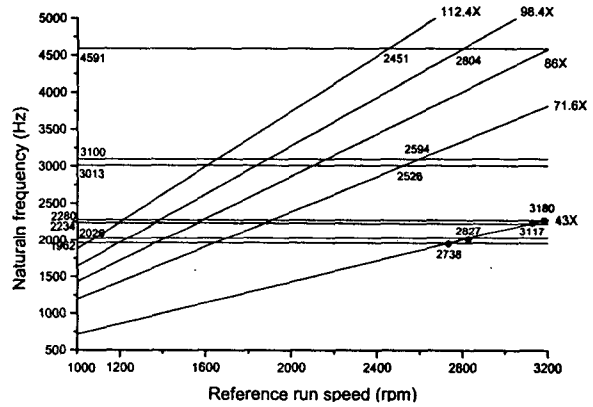


Fig. 9 Campbell diagram

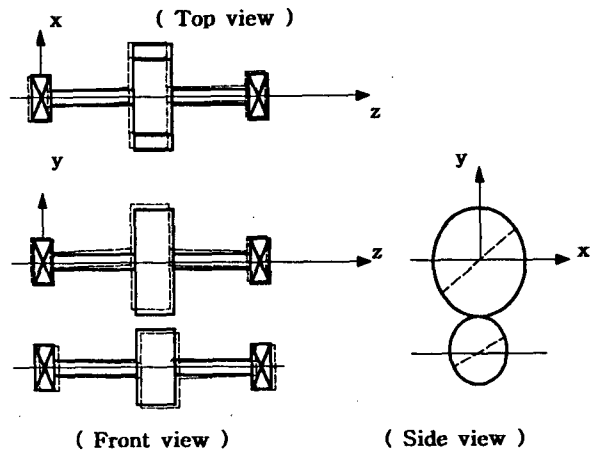


Fig. 10 The natural mode (1962 Hz) on critical speed, 2738 rpm

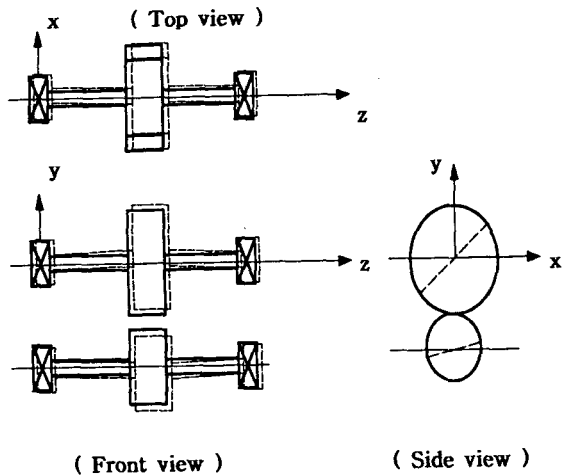


Fig. 11 The natural mode (2026 Hz) on critical speed, 2827 rpm

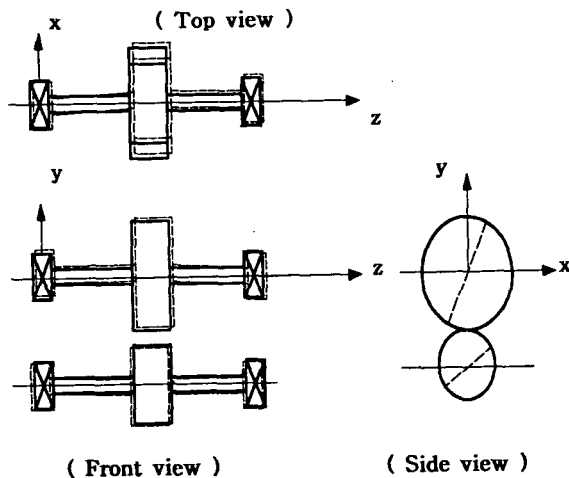


Fig. 12 The natural mode (2234 Hz) on critical speed, 3117 rpm

Table 5 Comparison of experimental measured and analytical modeled natural frequencies

Analytical		Experimental		Difference (%)
Critical speed (rpm)	Natural frequency (Hz)	Critical speed (rpm)	Natural frequency (Hz)	
2738	1962	2700	1935	1.4
2827	2026	2810	2014	1.0
3117	2234	3060	2193	1.8
3180	2280	-	-	-

2279 Hz이다. Fig. 10, Fig. 11, Fig. 12, Fig. 13은 고유진동수 1962, 2026, 2234, 2279 Hz에 대한 모드를 나타낸다.

Table 5는 치통과 주파수 43X에 대한 이론해석과 실험결과에 대한 위험속도와 고유진동수를 나타내고 있다. 이론과 실험에서 구한 결과가 2%이내의 오차를 보임을 알 수 있다.

4. 결론

차량변속기, 터보압축기, 가스터빈, 선박 등과 같은 복잡한 헬리컬 기어시스템의 진동모델에 대한 기초연구를 위하여 1단 헬리컬 기어시스템을 제작하고 실험하여 다음과 같은 결과를 얻었다.

(1) 실험에 의한 위험속도 분석 결과, 회전로터의 불평형에 의한 진동은 거의 존재하지 않았고, 치합전달오차에 의한 가진 진동수(43X)가 가장 크게 나타났다. 또, 기어 백래쉬와 베어링 유격에 의한 sidebands(71.6X, 98.4X, 112.4X)가 나타났다.

(2) 실험에서, 치합전달오차로 인한 가진 진동수 43X에 대한 위험속도가 2700, 2810, 3060 rpm이고, 해석결과와 비교해서 2%이내의 오차범위에 있었다.

(3) 치접촉부의 강성계수를 상당 평기어로 가정해서 구하고 헬리컬기어 쌍의 진동모델을 집중 질량계로 모델링한 결과가 실험과 잘 일치함을 알 수 있었다.

참고 문헌

(1) Umezawa, K., Suzuki, T. and Sato, T., 1986, "Vibration of Power Transmission Helical Gears (Approximate Equation of Tooth Stiffness)", Bulletin of JSME, Vol. 29, No. 251, pp. 1605~1611.

(2) Umezawa, K., Suzuki, T. and Houjoh, H., 1988, "Estimation of Vibration of Power Transmission Helical Gears by Means of Performance Diagrams on Vibration", JSME International Journal Series III, Vol. 31, No. 3, pp. 598~605.

(3) Neriya, S. V., Bhat, R. B. and Sankar, T. S., 1988, "On the Dynamic Response of a Helical Geared System Subjected to a Static Transmission Error in the Form of Deterministic and Filtered White Noise Input", ASME Journal of Vibration, Acoustics, Stress, and Reliability in Design, Vol. 110, pp. 501~506.

(4) Neriya, S. V., Bhat, R. B. and Sankar, T. S., 1989, "Stability Analysis of Force Coupled in Helical

Geared Rotor Systems”, Proceedings of the Twelfth Biennial ASME Conference on Mechanical Vibration and Noise, Montreal, Canada, Sept. 17-21, pp. 225~229.

(5) Cornell, R. W., 1980, “Compliance and Stress Sensitivity of Spur Gear Teeth”, ASME Paper NO.

80-C2/DET-24

(6) Victor Work, 1991, “Machinery Vibration (measurement and analysis)”, McGraw-Hill, Inc. pp. 148~160.

(7) Advanced Rotating Machinery Dynamics (Rotor Bearing, Technology & Software), COBRA, USA.