

< 논문 >

Offset 베어링을 활용한 터보냉동기의 회전체동역학 설계

이준근[†] · 이창중* · 박용석**

(2004년 7월 16일 접수, 2004년 12월 21일 심사완료)

Rotor Dynamic Design of the Centrifugal Chiller Using Offset Bearing

Joonkeun Lee, Chang-Joong Lee and Yong Suk Park

Key Words : Rotor Dynamic Analysis(회전체동역학 해석), Offset Journal Bearing(Offset 저널베어링), Centrifugal Chiller(터보냉동기), Critical Speed(임계속도)

Abstract

A rotor dynamic analysis is implemented to confirm the vibration stability of the high speed centrifugal chiller coupled with gear system. As the rotating speed of the centrifugal chiller under investigation is increased up to 17605rpm at the pinion rotating part, the bearing instability is getting higher and, furthermore, the rotor-bearing system might experience a few critical speed which lead to system failure due to the excessive vibration. In this study, considering the loading capacity and stability conditions, offset journal bearings are adopted for the pinion rotating system and general cylindrical bearings are used for motor part. From the modal analysis, the system is found to be stable as the critical damping ratio which shows the damping characteristics of the system are positive over all operating ranges, and in addition, the synchronous rotating frequency does not come across with any whirl natural frequency. From these results the authors confirm the vibration stability of the rotor-bearing system suggested in this study.

기호설명

- F_t : 접선방향 기어력
- F_r : 반경방향 기어력
- h : 윤활 오일막 두께
- I_p : 극 관성모멘트
- I_t : 병진관성 모멘트
- K_e : 강성 유한요소 행렬
- M_e : 질량 유한요소 행렬
- M_o : 자이로스코프 질량 행렬
- G_o : 집중 자이로스코프 행렬
- ρ_l : 윤활오일 밀도
- μ : 윤활오일 점도

1. 서론

터보냉동기는 냉매압축식 냉동기의 일종으로 대형빌딩의 공조 및 산업설비의 온도제어용으로 주로 사용된다. 일반적으로 터보냉동기는 증발기 응축기 그리고 원심 압축기의 3부분⁽¹⁾으로 나눌 수 있으며 이중 원심압축기는 전기모터로 구동되기 때문에 이것의 효율이 냉동기의 운전비용에 직접적인 관련이 있다. 최근 들어서는 오존층파괴에 의한 지구환경 보호를 위해 기존 냉동기에 적용되던 HCFC 계열의 R123냉매는 몬트리올의정⁽²⁾에 의해 선진국에서는 2020년 부터 전면 규제될 예정이기 때문에 이미 선진국에서는 HFC 계열의 신냉매인 R134를 주력상품으로 하고 있다. 그런데 이러한 냉동기는 냉매의 특성상 큰 압축비를 필요로 하게 되므로 본 연구에서는 이러한 신냉매의 특성에 맞추어 증속기어를 이용한 고속회전체 시스템을 설계하여 해석하였으며 본 연구에서는 그 중의 한 모델인 피동축의 회전수가 17605 rpm에 해당되는 압축기를 대상으로 모터부위와 피니언부위를 대상

[†] 책임저자, 회원, LG 전선(주) 생산기술센터
E-mail : ljk@lgmach.co.kr
TEL : (031)450-8358 FAX : (031)450-8361

* LG 전선(주) 공조사업부

** 회원, 인하공업전문대학 기계과

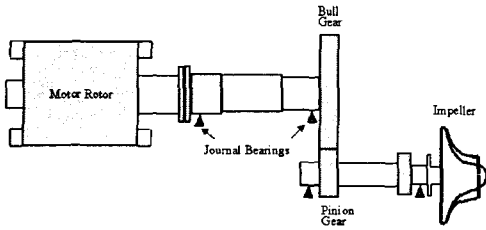


Fig. 1 Schematic of the present rotor-bearing system

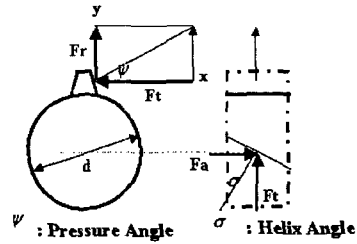


Fig. 2 Geometry of the bull gear for load calculations

으로 설계 및 해석을 수행하였다. 회전체에 관한 초기 연구는 1919년 영국의 Jeffcott에 의해 회전체 역학의 가장 기본이 되는 단순회전체에 대한 이론적인 규명을 시도한 것을 들 수 있으며 이후 Ruhl⁽³⁾ 등과 Nelson⁽⁴⁾ 등은 회전축 탄성보에 고유치 해석을 수행하기 위하여 보(beam) 유한요소회전관성과 자이로스코프 효과, 그리고 전단 변형을 고려한 회전체 보요소를 제안하고 고유진동수와 모드형상을 추출하였다. 산업체에서 사용되는 회전체 시스템은 증속기어를 사용하여 모터 구동축과 파니언 종동축으로 구분하는 경우가 많으며 이와 관련하여 이안성 등⁽⁵⁾이 증속기어를 이용한 정격 회전수 14600rpm을 대상으로 한 회전체 시스템을 해석하였다. Theodossiadis 등⁽⁶⁾은 증속기어와 저널 베어링으로 지지되는 회전체 시스템에서 기어하중 및 베어링의 주요 변수 변동에 따른 시스템의 동적응답 특성의 변화를 고찰하였다. 본 연구에서 다루는 회전체 시스템 역시 Fig. 1과 같이 증속기어를 사용한 모터 구동축과 파니언 종동축으로 구분되는 시스템이며 회전수는 각각 3600rpm과 17605rpm이다. 특히 파니언축의 회전수가 고속이어서 일반 진원형 베어링⁽⁷⁾을 적용할 수 없었으므로 Offset 베어링을 적용하고 실험을 통해 실제 회전축의 궤적을 도출하여 본 연구에서 설계된 고속 회전체 시스템의 타당성을 입증하였다.

2. 회전체 시스템 해석

2.1 베어링 하중

Fig. 1 과 같은 회전체 시스템을 해석하기 위해서는 모터동력을 바탕으로 불기어와 파니언 기어로 구성된 증속시스템에 대한 하중관계와 이러한 하중이 실제 베어링으로 전달되는 힘을 계산해야 한다. 본연구에서 사용된 모터의 용량은 260kW 급 모터이며 불기어와 파니언 기어는 헬릭럴 기어로써 피치직경은 0.265 와 0.054m 이고 압력각과 헬

릭스각은 각각 20 도와 15 도이다. 이를 바탕으로 기어에 걸리는 토크(T), 수평방향(Ft), 반경방향(Fr) 힘은 Fig. 2 와 식 (1)로부터 계산되며 이를 통해 베어링에 걸리는 하중을 계산할 수 있다.

$$T = 9550 \frac{P}{N} = 9550 \times \frac{260}{3600} = 689.7 Nm$$

$$F_t = \frac{T}{d/2} = \frac{689.7}{0.265/2} = 5205 N$$

$$F_r = F_t \times \tan(\psi) = 5205 \times \tan(20) = 1894 N$$

2.2 저널베어링 해석

Fig. 1 에서처럼 회전체 시스템은 증속기어를 사용하므로 모터 부분을 포함하는 구동축과 임펠러 부분을 포함하는 피동축으로 구분할 수 있다. 구동축은 일반적으로 3600rpm 의 회전수를 가지므로 Fig. 3 과 같은 단순진원형 베어링을 적용하여도 무방하리라고 생각되나 피동축은 17605rpm 까지 회전수가 상승하므로 일반적인 저널 베어링의 적용이 어렵게 된다. 이 경우 고속회전에 대한 안정성을 가지고 있는 고가의 틸팅패드 베어링을 생각할 수 있겠으나 본 연구에서는 차선택으로 경제성이 뛰어나면서 고속안정성을 확보할 수 있는 Fig. 4 와 같은 Offset 베어링을 설계하여 적용하였다. Offset 베어링은 일반진원형 베어링과는 달리 위 패드와 아래 패드로 구분하여 상대변위(d)가 발생하는 베어링으로서 축의 틈새(clearance : c)에 대한 비율로 표현되며 본 연구에서는 틈새비(d/c)를 0.5 로 적용하였다. Fig. 5 는 실제 사용된 Offset 베어링이다. Table 1 은 구동축과 피동축에 사용된 저널베어링의 제원 및 사용된 윤활유의 물성치이다. 저널베어링 해석을 위해 주로 쓰이는 이론으로는 Reynolds 방정식⁽⁷⁾을 이용한 해석기법이 주로 쓰이

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\rho_1 h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{\rho_1 h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6(U_1 - U_0) \times$$

$$\frac{\partial}{\partial z} (\rho_1 h) + 12[U_0 \frac{\partial}{\partial z} (\rho_1 h) + \rho_1 V_0]$$

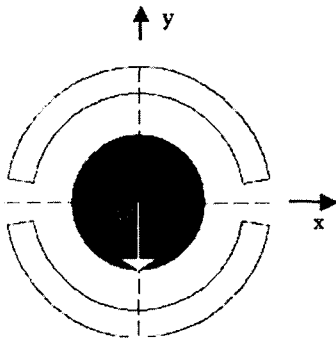


Fig. 3 Schematic of the cylindrical journal bearing having two journal pad

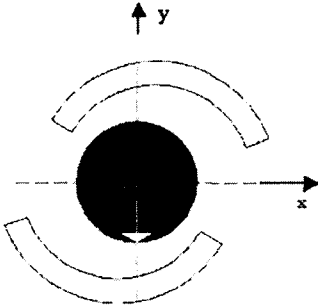


Fig. 4 Schematic of the offset journal bearing



Fig. 5 Present offset journal bearing

는데 Fig. 6 과 같은 형상을 갖는 진원형 저널베어링의 지배방정식은 다음과 같다. 여기서 μ 와 h 는 각각 점성계수와 저널베어링 간극을 의미한다. 위 식에서 베어링이 고정되어 있다고 하고 윤활유가 비압축성이라고 가정하게 되면 식 (2)는 식 (3)과 같이 표현할 수 있다

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6U_0 \frac{\partial}{\partial z} (h) + 12V_0 \quad (3)$$

Table 1 Geometry of the present plain and offset journal Bearing

| | Plain Journal Bearing | Offset Journal Bearing |
|-----------------------------|-----------------------|------------------------|
| Length/Diameter (L/D) | 0.5 | 0.86 |
| Clearance/Radius (c/R) | 0.0015 | 0.0029 |
| Offset distance Ratio (d/c) | 0 | 0.5 |
| Pad angle (Deg) | 160 | 160 |
| No. of Pad | 2 | 2 |
| Oil viscosity (Pa.S) | 0.05264(25°C) | 0.05264(25°C) |

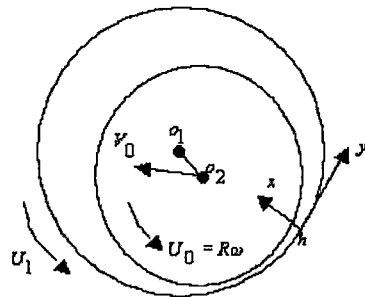
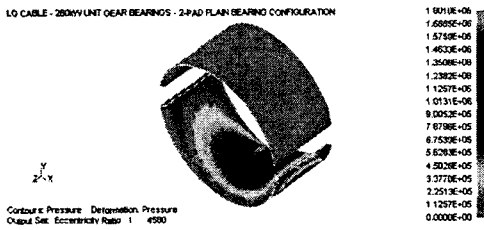


Fig. 6 Schematic of the plain cylindrical journal bearing

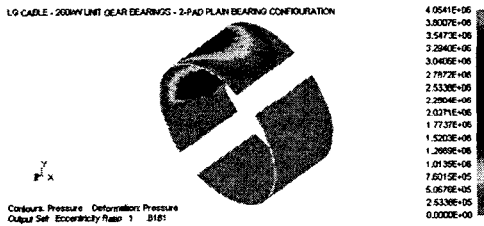
본 연구에서 다루고자 하는 유한한 폭을 갖는 베어링 유막내의 압력분포를 구하자면 식 (3)과 같은 편미분방정식을 해석해야 하는데 일반적인 방법으로는 해를 구할 수 없으므로 베어링 면의 격자 분할을 통한 유한차분법을 이용한 수치해석적인 방법으로 구해야 한다. 수치해석에 적용되는 베어링 모델은 평면직사각형으로 그 위에 기울어진 직사각형으로 표현된다. Fig. 4 의 Offset 베어링을 평면베어링으로 펼쳐보면 기울기가 평면베어링에 비해 가파른 형태로 나타나게 되는데 Offset 변위는 이 기울기의 정도로 환산하면 된다. 본 연구에서 또한 저어널베어링의 선형화된 스프링 및 댐핑계수를 계산하기 위하여 정적평형점 근처에서 저어널의 교란된 공전운동을 가상하고 이에 따른 간극의 변화와 베어링 반력의 변동을 계산하는 교란방법을 적용한다. 이러한 저널 베어링의 해석을 위해 상용 S/W 인 ARMD JURNBR 5.0 을 사용하였으며 베어링 면의 격자수는 17x37 을 적용하였다. Table 2 는 식 (1)로부터 계산된 기어 하중을 100%

Table 2 Bearing loads and directions due to the gear load

| Gear Load (%) | Motor Part Bearing Load | | Pinion Part Bearing Load | |
|---------------|-------------------------|-------------------|--------------------------|--------------------|
| | Motor End | Gear End | Gear End | Impeller End |
| | 0 | 3209N (270°) | 1257N (90°) | 1N (90°) |
| 10 | 3255N (272°) | 1630N (113°) | 326N (339.4°) | 262N (326.5°) |
| 100 | 3832N (287.7°) | 7386N (150.2°) | 3262N (339.4°) | 23595N (337.9°) |



(a) Motor rotor part

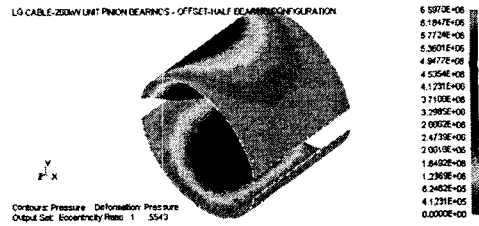


(b) Bull gear part

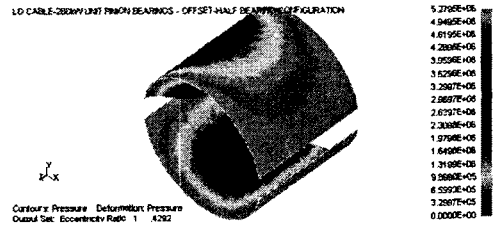
Fig. 7 Pressure contours of the bearings at the motor driver part

하중으로 가정하여 각 베어링에 걸리는 하중을 무부하 상태와 10%기어하중 그리고 100% 부하를 받는 경우에 대하여 계산한 값이다. Table 2 에서 각도는 베어링의 X 축을 기준으로 회전축이 베어링에 가하는 힘의 방향성분을 의미한다. Fig. 7, 8 은 기어하중 100%에 대한 모터부분과 피니언부분의 베어링 압력분포이다.

해석결과 모터측의 진원형베어링과 피니언쪽의 Offset 베어링의 최대압력은 각각 4.054×10^6 , 6.60×10^6 Pa 로써 허용치 7.0×10^6 Pa 를 만족하는 적정 수준임을 알 수 있다. Fig 7 의 일반적인 진원형 베어링과는 달리 Fig. 8 의 Offset 베어링의 압력분포는 위쪽 패드에서도 일정압력이 형성되어 고속회전에서도 어느 정도 안정성을 확보할 수 있게 하는 특징이 있음을 알 수 있다. Fig. 9 는 불기어



(a) Pinion gear part



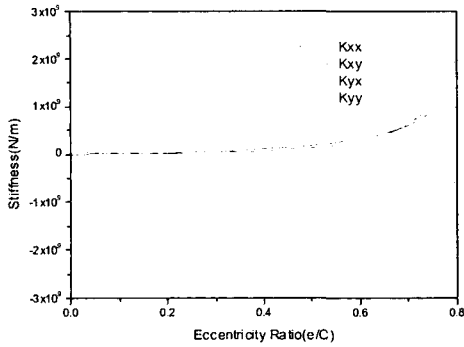
(b) Impeller part

Fig. 8 Pressure contours of the bearings at the pinion driven part

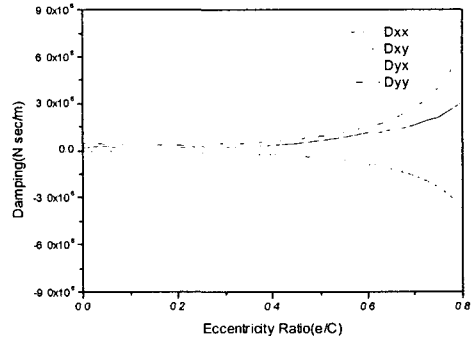
와 피니언기어 부위의 진원형 베어링과 offset 베어링에 대한 강성계수이다. 그림에서처럼 offset 베어링 적용의 경우에는 진원형 베어링에 비해 베어링 불안정성을 나타내는 연성항이 현저히 작음을 알 수 있다. 이는 offset 베어링의 패드에서 발생하는 압력의 방향이 저널중심을 향해 작용하여 고속안정성을 유지하려는 특성 때문이다. Fig. 10 은 동일 베어링에 대한 감쇠계수이다. offset 베어링은 편심율이 높아질수록 특히 y 방향으로 높은 감쇠값을 갖게 됨을 알 수 있다.

2.3 유한요소해석

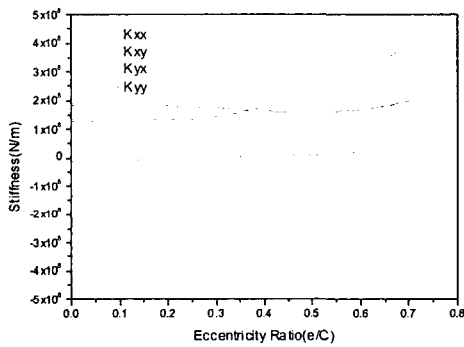
Fig. 1 과 같은 회전체 시스템의 해석을 위해서는 다음과 같은 유한요소 모델링 과정이 필요하게 되는데 저널베어링의 자유도를 고려하여 Fig. 11 과 같이 절점당 4 개의 자유도를 갖는 보 요소를 이용한다. 식 (4)와 (5)는 사용된 보요소의 질량행렬과 강성행렬이다. 특히 Fig. 1 의 회전체 시스템 중 모터의 로터와 증속기어 그리고 임펠러 등은 고속회전시 Gyroscopic 효과에 의해 강성이 증가하는 경향을 갖게 되므로 이들을 대상으로 식 (6)의 Gyroscopic 행렬을 적용한다. 식 (6)에서 m 은 요소의 질량, I_t 는 병진관성 모멘트(translatory moment of inertia), EI 는 굽힘강성계수, A 는 단면적, I_p 는 극관성 모멘트이다. 따라서 결합된 회전체시스템의 운동방정식은 식 (7)과 같이 표현할 수 있다.



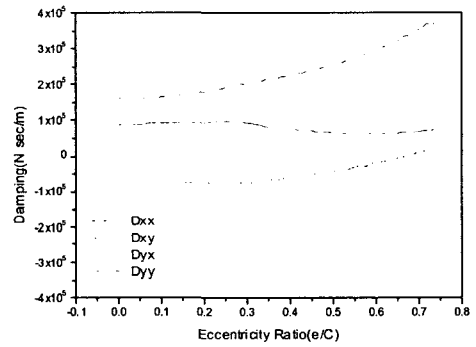
(a) Motor bull gear part



(a) Motor bull gear part



(b) Pinion gear part



(b) Pinion gear part

Fig. 9 Stiffness coefficients of the journal bearing W.R.T. eccentricity ratio

Fig. 10 Damping coefficients of the journal bearing W.R.T. eccentricity ratio

$$M_e = \frac{DAI}{420} \begin{bmatrix} 156 & 0 & 0 & 22l & 54 & 0 & 0 & -13l \\ 156 & -22l & 0 & 0 & 0 & 54 & 13l & 0 \\ & 4l^2 & 0 & 0 & -13l & -3l^2 & 0 & 0 \\ & & 4l^2 & 13l & 0 & 0 & -3l^2 & 0 \\ & & & 156 & 0 & 0 & -22l & 0 \\ Sym. & & & & 156 & 22l & 0 & 0 \\ & & & & & 4l^2 & 0 & 0 \\ & & & & & & 4l^2 & 0 \end{bmatrix} \begin{matrix} v_1 \\ w_1 \\ \theta_1 \\ \phi_1 \\ v_2 \\ w_2 \\ \theta_2 \\ \phi_2 \end{matrix} \quad (4)$$

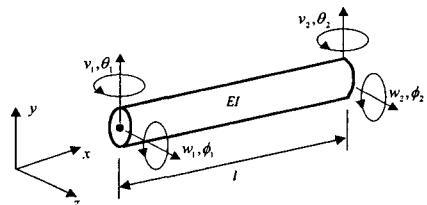


Fig. 11 Finite 2-Dimensional Beam Element

$$K_e = \frac{EI}{l^3} \begin{bmatrix} 12 & 0 & 0 & 6l & -12 & 0 & 0 & 6l \\ 12 & -6l & 0 & 0 & -12 & -6l & 0 & 0 \\ & 4l^2 & 0 & 0 & 6l & 2l^2 & 0 & 0 \\ & & 4l^2 & -6l & 0 & 0 & 2l^2 & 0 \\ & & & 12 & 0 & 0 & -6l & 0 \\ Sym. & & & & 12 & 6l & 0 & 0 \\ & & & & & 4l^2 & 0 & 0 \\ & & & & & & 4l^2 & 0 \end{bmatrix} \begin{matrix} v_1 \\ w_1 \\ \theta_1 \\ \phi_1 \\ v_2 \\ w_2 \\ \theta_2 \\ \phi_2 \end{matrix} \quad (5)$$

$$M_o = \begin{bmatrix} m & & & \\ & m & & \\ & & I_t & \\ & & & I_t \end{bmatrix} \begin{matrix} v \\ w \\ \theta \\ \phi \end{matrix} \quad G_o = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & I_p \\ 0 & 0 & -I_p & 0 \end{bmatrix} \begin{matrix} v \\ w \\ \theta \\ \phi \end{matrix} \quad (6)$$

$$([M_e]_g + [M_o]_g) \{\ddot{d}\} - \omega [G_o]_g \{\dot{d}\} + [K_e]_g \{d\} = 0 \quad (7)$$

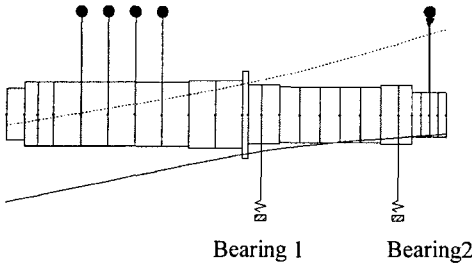


Fig. 12 1st mode shape of the motor driver part (natural Freq.: 2349rpm, critical damping ratio : 0.73)

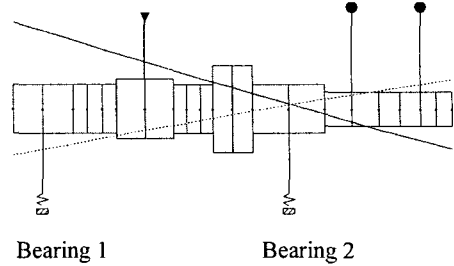


Fig. 13 1st mode shape of the pinion driven part (natural Freq.: 7315rpm, critical damping ratio : 0.85)

식 (7)에서 아래첨자 e 는 단위 유한요소행렬을 g 는 전체 결합행렬을 의미한다.

2.4 안정성 해석

식 (7)의 일반적인 운동방정식을 간략히 쓰면 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$[M]\{\ddot{d}\} + ([C] - [G])\{\dot{d}\} + [K]\{d\} = \{f(t)\} \quad (8)$$

식 (8)로부터 고유진동수를 계산하기 위해서는 다음과 같이 식을 정렬한다.

$$[E]\{\dot{y}\} + [F]\{y\} = 0 \quad (9)$$

여기서,

$$[E] = \begin{bmatrix} [0] & -[M] \\ [M] & ([C] - [G]) \end{bmatrix}, F = \begin{bmatrix} [M] & [0] \\ [0] & [K] \end{bmatrix}$$

$\{y\} = \{\dot{d} \quad d\}^T$ 이다.

식 (9)에 대한 고유치 해석을 하게 되면 복소수 형태로 해를 얻게 되며 실수부는 감쇠값을 허수부는 회전체시스템의 고유진동수를 의미한다. Fig. 12, 13 은 각각 100% 부하하중에 대한 모터구동축과 피니언 구동축에 대한 모드형상 및 고유진동수와 감쇠값을 보여준다.

2.5 불균형 응답해석

불균형양 작용시 회전체 시스템의 진동양을 예측하기 위하여 각 베어링의 총 결과 지지하중을 기준으로 API 허용 불균형양⁸⁾의 2 배 이상에 해당되는 값으로 즉 모터구동축은 760g.mm 의 값을 모터축과 불기어 축에 180 도 위상을 부가하여 100% 기어하중시에 대한 해석을 수행하였으며 임펠러는 6g.mm 의 값을 부가하여 불균형응답해석

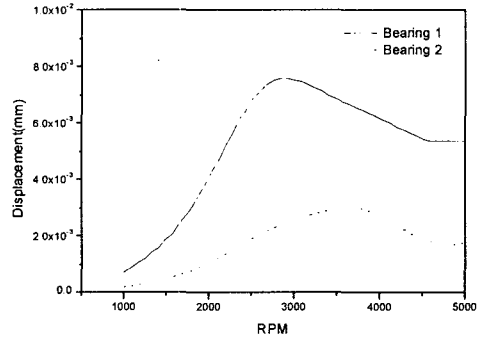


Fig. 14 Unbalance response of the motor driver part at the bearing locations

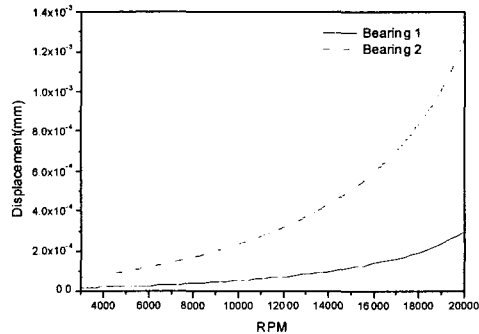


Fig. 15 Unbalance response of the pinion driven part at the bearing locations

을 수행하였다. 계산결과 3600rpm 으로 회전하는 모터구동축의 경우 Fig. 14 에서 처럼 허용변위가 $46.3 \times 10^{-6}m$ 인데 비해 계산된 최대 불균형 응답양은 $8 \times 10^{-6}m$ 에 불과해 API 규격을 크게 만족함을 알 수 있다. 피니언 구동축도 역시 허용변위가 $20.1 \times 10^{-6}m$ 인데 비해 계산된 최대 변위는 Fig. 15 에서 보는 것처럼 $0.6 \times 10^{-6}m$ 에 불과하므로 역시 규격을 크게 만족함을 알 수 있다.

2.6 실험결과

Fig. 5와 같은 offset 저널베어링의 정격운전상태에서의 진동응답을 실험을 통해 추적하기 위해 Fig. 16과 같이 갭 센서를 직접 베어링에 설치하여 축의 궤적을 도출하였다.



Fig. 16 Offset journal bearing for experimental set-up

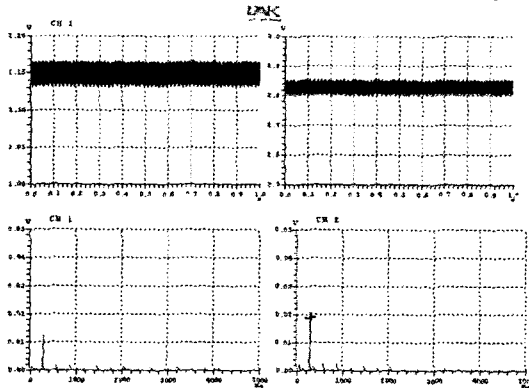


Fig. 17 Timehistory and frequency spectrum of the journal displacements(ch.1 : horizontal, ch.2, vertical)

Fig. 17은 피니언 축 임펠러 위치에서 측정된 수평, 수직방향의 회전축 궤적에 대한 시간이력파 주파수 스펙트럼이며 Fig. 18은 저널축의 시간이력을 저널평면상에 도시한 그림으로써 최대 변위는 수평, 수직방향으로 최대변위는 각각 $1.2 \times 10^{-6}m$ 와 $2.0 \times 10^{-6}m$ 로써 매우 양호함을 알 수 있다. 아울러 본 실험을 통해 offset 저널 베어링에서는 회전체의 불안정성을 일으키는 회전수의 1/2 X 성분에 해당되는 주파수 성분이 발생치 않음을 확인할 수 있었다.

3. 결론

본 연구에서는 260kW 급 증속장치를 가진 고속 회전 터보 134A 냉동기에 대한 회전체 설계 및 해석을 수행하였다. 이중 모터 구동축은 최대회전수가 3600rpm 이므로 일반적인 진원형 베어링을 적용하였으나 피니언 축은 최대회전수가 17605rpm 까지 증가하므로 해당 회전수에서 안정성을 확보할 수 있도록 offset 베어링을 적용하였다. 이러한 저널 베어링의 부하능력 및 안정성 해석결과 주어진 회전수 및 부하상태에서 충분한 안정성을 가지고 있음을 확인하였다. 또한 구동축 및 피동축의 안정성 해석을 위한 모델링에는 유한요소법을 적용하였으며 베어링의 운전속도에 따른 특성을 회전축의 속도별로 적용하여 고유치 해석을 수행하였다. 전 운전영역에서의 고유치 해석결과 감쇠값은 모두 양의 값으로 안정하고 불균형 응답결과도 전 운전영역에서 API 허용 진동응답치를 크게 만족하는 회전체 시스템임을 확인할 수 있었다. 이러한 과정을 통해 offset 저널베어링을 포함한 본 연구에서 제안하는 상용 회전체시스템의 신뢰성을 확인할 수 있었다.

참고문헌

- (1) On Development of High Efficiency Commercial Turbo Chiller(2nd Stage), 2000, Ministry of Commerce, Industry and Energy.
- (2) On Development of High Efficiency Commercial Turbo Chiller(3rd Stage), 2001, Ministry of Commerce, Industry and Energy.
- (3) Ruhl, R. and Booker, J., 1972, "A Finite Element Model for Distributed Parameter Turborotor Systems," *Journal of Engineering for Industry*, pp. 126~132.
- (4) Nelson, H, 1980, "A Finite Rotating Shaft Element Using Timoshenko Beam Theory," *Journal of Mechanical Design*, Vol. 2, No. 4, pp. 793~803.
- (5) Lee, An Sung and Jeong, Jinhee, 1999, "Rotor Dynamic

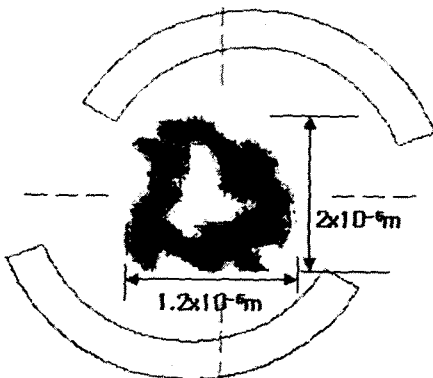


Fig. 18 Whirl orbit of the journal shaft in offset bearing

- Analysis of a Turbo-Chiller with Varying Gear Loadings,” *Journal of Noise and Vibration*, Vol. 9, No. 5, pp. 1042~1049.
- (6) Theodossiades S. and Natsiavas S., 2001, “On Geared Rotor Dynamic Systems with Oil Journal Bearings,” *Journal of Sound & Vibration*,” Vol. 243, No. 4, pp. 721~745.
- (7) Rao, J. S., 1996, Rotor Dynamics 3rd Edition, New Age International Publishers, London, pp. 155~196.
- (8) API Standard 617, 1988, Centrifugal Compressors for General Refinery Service.
- (9) Chen, W. J., 1998, “A Note on Computational Rotor Dynamics,” *Journal of Vibration and Acoustics*, Vol. 120, pp. 228~233.
- (10) Mohiuddin, M.A. and Khulief, Y. A., 1999, “Coupled Bending Torsional Vibration of Rotors Using Finite Element,” *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 223, No. 2, pp. 297~316.