

고속회전용 터보냉동기의 회전체 동역학 해석

이준근* · 박용석**

Rotor Dynamic Analysis of the High Speed Centrifugal Chiller

Joon Keun Lee* and Yong Suk Park**

요 약 증속기어장치를 이용한 고속회전 터보냉동기 시스템에 대한 회전체 동역학 설계 및 해석을 수행하였다. 특히 피동축의 회전수가 17,605 rpm까지 상승하여 회전체 안정성에 문제가 될 것으로 예측하여 특수베어링의 일종인 Offset베어링을 적용하였고, 구동축의 베어링은 단순베어링인 진원형 베어링을 적용하였다. 모드해석결과 회전체 시스템의 고유진동수가 어떠한 가진성분과 교차하지 않는 것이 확인 되었고, 전 운전영역에 걸쳐 감쇠값이 양의 값을 갖는 것을 알 수 있었으며 설계된 회전체 시스템이 정격운전 상태에서 충분한 안정성을 갖고 작동할 수 있음을 확인하였다.

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 investigated is increased up to 17,605 rpm 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 bearing are used for motor part. From the modal analysis, the system is found to be stable as the synchronous rotating frequency does not come across with any whirl natural frequency and, in addition, the critical damping ratio which shows the damping characteristics of the system are positive over the all operating ranges. From these results the authors confirm the vibration stability of the rotor-bearing system suggested in this study.

Key Words : Rotor Dynamic Analysis, Offset Journal Bearing, Centrifugal Chiller, Critical Speed

1. 서 론

터보냉동기는 냉매압축식 냉동기의 일종으로 대형빌딩의 공조 및 산업설비의 온도제어용으로 주로 사용된다. 일반적으로 터보냉동기는 증발기 응축기 그리고 원심압축기의 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 1992년 11월 덴마크 코펜하겐에서 개최된 몬트리올의정서[2]에 의거 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, 이러한 신냉매의 특성에 맞추어 증속기어장치를 이용한 고속회전

체 시스템을 설계하여야 한다.

본 논문에서는 260 kW급 증속장치를 가진 고속회전 터보134A냉동기에 대한 회전체 설계 및 해석을 수행하고자 한다. 이중 모터 구동축은 최대회전수가 3,600 rpm이므로 일반적인 진원형 베어링을 적용하였으나, 피니언 축은 최대회전수가 17,605 rpm까지 증가하므로 해당 회전수에서 안정성을 확보할 수 있도록 Offset 베어링을 채택하여 적용하고자 한다.

이러한 저널 베어링의 부하능력 및 안정성 해석[3]을 수행하여 주어진 회전수 및 부하상태에서 충분한 안정성을 가지고 있음을 확인하고자 하며, 이를 위해 베어링의 운전속도에 따른 특성을 회전축의 속도별로 적용하여 고유치 해석을 수행하여 본 논문에서 제안하는 회전축이 전 운전주파수에서 충분한 안정성을 가지고 작동됨을 확인 할 수 있음을 알아 보고자 한다. 특히 불균형 응답해석을 통하여 부하조건에 관계없이 전 운전속도 범위에서 API의 허용 진동응답치를 크게 만족하는 안정한 회전체 시스템임을 확인하고자 한다.

*LG 전선(주) 생산기술센터
**대전대학 자동차기계계열

2. 회전체 시스템 해석

2.1 시스템모델링

Figure 1은 본 논문에서 다루는 압축기 회전체 시스템의 개략도이다. 일반적으로 회전체의 설계 및 해석에 있어서 중요한 것은 정격운전 상태에서도 충분한 안정성을 가지고 작동하는 것이 중요하다. 3,600 rpm으로 회전하는 모터축에서는 단순한 형상의 진원형 저널베어링[4]을 사용하였으며 고속회전하는 피니언축은 고속에서의 안정성과 부하능력을 고려하여 특수 베어링 중 하나인 Offset 베어링을 채택하여 적용하였다.

2.2 베어링 하중

Figure 1과 같은 회전체 시스템을 해석하기 위해서는 모터동력을 바탕으로 볼기어와 피니언 기어로 구성된 증속시스템에 대한 하중관계와 이러한 하중이 실제 베어링으로 전달되는 힘을 계산해야 한다. 본 연구에서 사용된 모터의 용량은 260 kW급 모터이며 볼기어와 피니언 기어는 헬릭스 기어로써 피치 직경은 0.265와 0.054 m이고 압력각과 헬릭스각은 각각 20도와 15도이다. 이를 바탕으로 기어에 걸리는 토크(T), 수평방향(F_t), 반경방향(F_r) 힘은 Figure 2와 식 (1)로부터 계산되며 이를 통해 다시 베어링에 걸리는 하중을 계산할 수 있다.

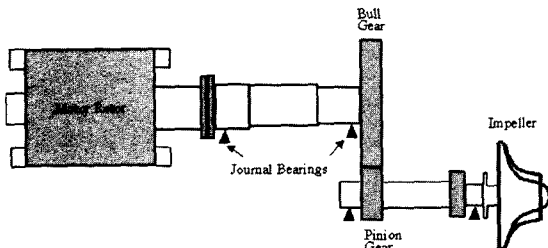


Figure 1. Schematic of the present rotor-bearing system

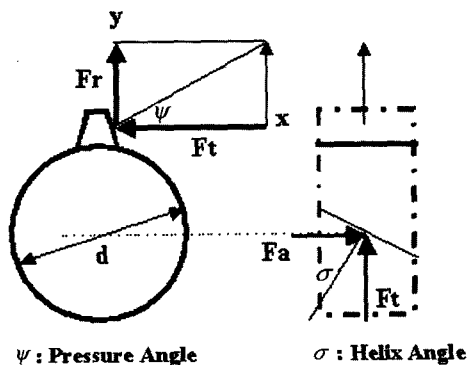


Figure 2. Schematic plain journal bearing for motor part

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

$$F_t = \frac{T}{d/2} = \frac{689.7}{0.265/2} = 5205 N \quad (1)$$

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

2.3 저널베어링 해석

회전체 시스템은 증속기어를 사용하므로 모터 부분을 포함하는 구동축과 임펠러 부분을 포함하는 피동축으로 구분할 수 있다. 구동축은 일반적으로 3,600 rpm의 회전수를 가지므로 Figure 3과 같은 단순진원형 베어링을 적용하여도 무방하리라고 생각되나 피동축은 17,605 rpm까지 회전수가 상승하므로 일반적인 저널 베어링의 적용이 어렵게 된다.

이 경우 고속회전에 대한 안정성을 가지고 있는 고가의 틸팅패드 베어링을 생각할 수 있겠으나 본 논문에서는 차선책으로 경제성이 뛰어나면서 고속안정성을 확보할 수 있는 Figure 4와 같은 Offset베어링을 설계하여 적용하였다.

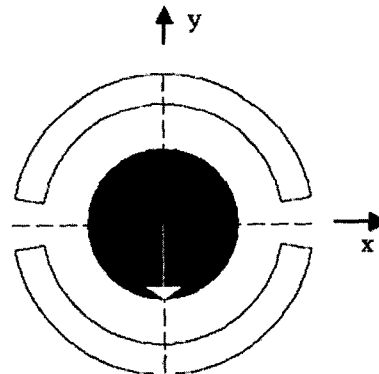


Figure 3. Schematic of the cylindrical journal bearing having two journal pad

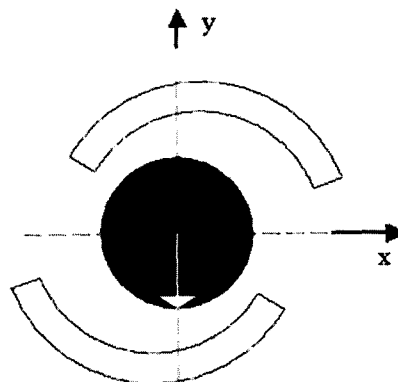


Figure 4. Schematic of the offset journal bearing

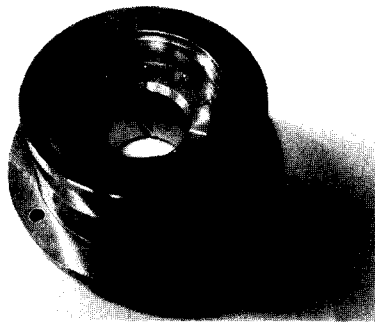


Figure 5. Present offset journal bearing

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)

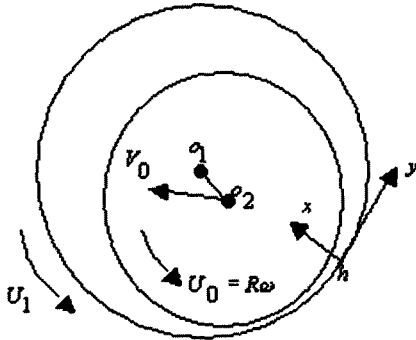


Figure 6. Schematic of the plain cylindrical journal bearing

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°)	63N (270°)
10	3255N (272°)	1630N (113°)	326N (339.4°)	262N (326.5°)
100	3832N (287.7°)	7386N (150.2°)	3262N (339.4°)	23595N (337.9°)

Figure 5는 실제 사용된 Offset베어링이다. Table 1은 구동축과 피동축에 사용된 저널베어링의 제원 및 사용된 윤활유의 물성치이다.

저널베어링 해석을 위해 주로 쓰이는 이론으로는 Reynolds방정식[4]을 이용한 해석기법이 주로 쓰이는데 Figure 6과 같은 형상을 갖는 저널베어링의 지배방정식은 다음과 같다.

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\rho_1 h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{\rho_1 h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6(U_1 - U_0) \times \frac{\partial}{\partial z} (\rho_1 h) + 12 \left[U_0 \frac{\partial}{\partial z} (\rho_1 h) + \rho_1 V_0 \right] \quad (2)$$

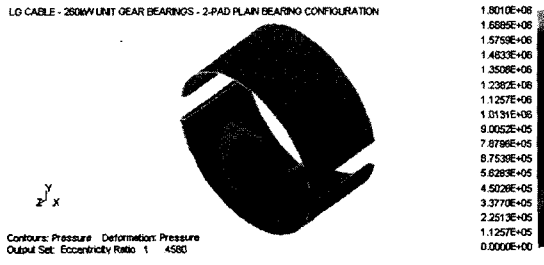
여기서 μ 와 h 는 각각 점성계수와 저널베어링 간극을 의미한다. 위 식에서 베어링이 고정되어 있다고 하고 윤활유가 비압축성이라고 가정하게 되면 식 (2)는 다음과 같이 표현할 수 있다.

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

유한한 폭을 갖는 베어링 유막내의 압력분포를 구하자면 식 (3)과 같은 편미분방정식을 해석해야 하는 데 일반적인 방법으로는 해를 구할 수 없으므로 베어링 면의 격자 분할을 통한 유한차분법을 이용한 수치해석적인 방법으로 구해야 한다. 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 RBTS사의 ARMD JURNBR 5.0[5]을 사용하였으며 베어링 면의 격자는 기본값인 17×37을 적용하였다. Table 2는 식 (1)로부터 계산된 기어하중을 100% 하중으로 가정하여 각 베어링에 걸리는 하중을 무부하 상태와 10%기어하중 그리고 100% 부하를 받는 경우에 대하여 계산한 값이다. Table 2에서 각도는 베어링의 X축을 기준으로 회전축이 베어링에 가하는 힘의 방향성분을 의미한다. Figure 7, 8은 기어하중 100%에 대한 모터부분과 피니언부분의 베어링 압력분포이다.

해석결과 모터축의 단순 진원형 베어링과 피니언쪽의 Offset베어링의 최대압력은 각각 4.054×10^6 , 6.60×10^6 Pa로써 허용치 7.0×10^6 를 만족하는 적정 수준임을 알 수 있다. Figure 7의 일반적인 진원형 베어링과는 달리 Figure 8의 Offset베어링의 압력분포는 윗쪽 패드에서도 일정압력이 형성되어 고속회전에서 어느 정도 안정성을 확보할 수 있게 하는 특징이 있음을 알 수 있다.

Figure 9는 불기어와 피니언기어 부위의 진원형 베어링과 Offset베어링에 대한 강성계수이다. 그림에서처럼

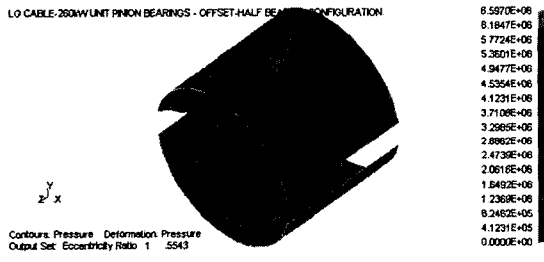


(a) Motor rotor part



(b) Bull gear part

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



(a) Pinion gear part

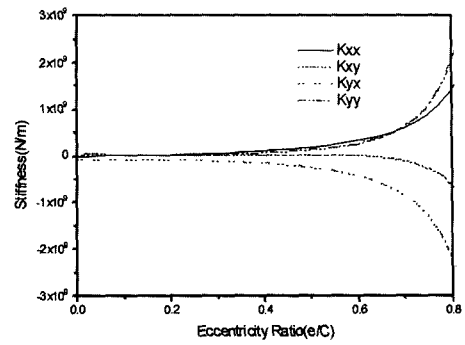


(b) Impeller part

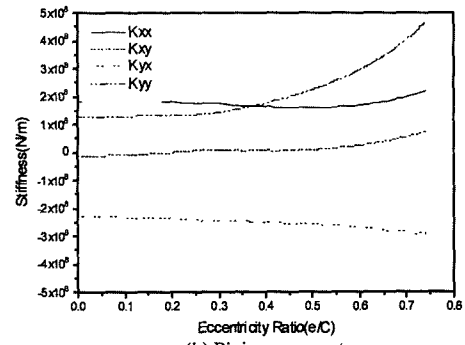
Figure 8. Pressure contours of the bearings at the pinion driven part

Offset베어링 적용의 경우에는 진원형베어링에 비해 베어링 불안정성을 나타내는 연계항이 현저히 작음을 알 수 있다. 이는 Offset베어링 구조상 윗쪽베어링에서 특정방향으로 저널중심을 향하게 하여 고속 안정성을 유지하려는 특성 때문임을 알 수 있다.

Figure 10은 동일베어링에 대한 감쇠계수이다. Offset 베어링은 편심율이 높아질수록 특히 y방향으로 높은 감

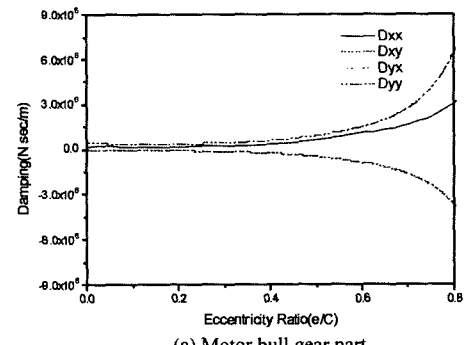


(a) Motor bull gear part

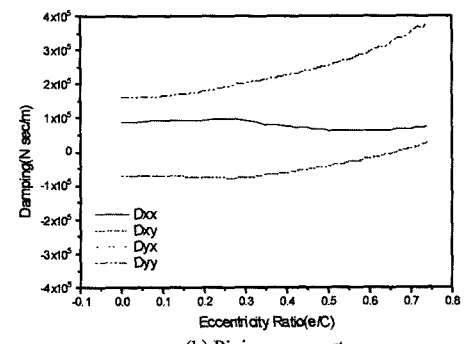


(b) Pinion gear part

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



(a) Motor bull gear part



(b) Pinion gear part

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

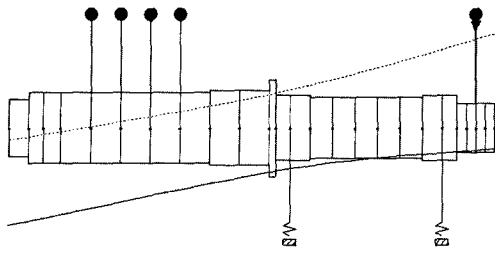


Figure 12. 1st mode shape of the motor driver part at 3,560 rpm(natural Freq.: 2,349 rpm, critical damping ratio : 0.73)

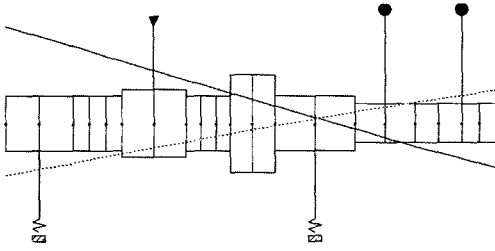


Figure 13. 1st mode shape of the pinion driven part at 17,605 rpm(natural Freq.: 7,315 rpm, critical damping ratio : 0.85)

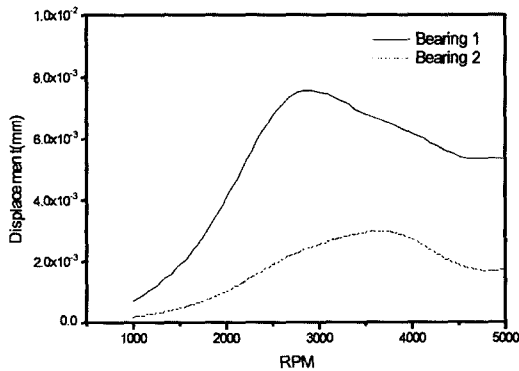


Figure 14. Unbalance response of the motor driver part at the bearing locations

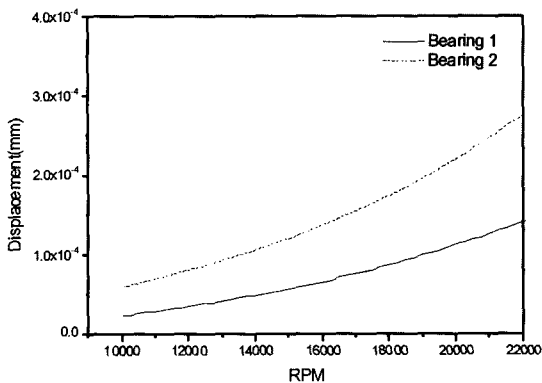


Figure 15. Unbalance response of the pinion driven part at the bearing locations

회전하는 모터구동축의 경우 허용변위가 $46.3 \times 10^{-6} \text{m}$ 인데 비해 계산된 최대 불균형 응답량은 $8 \times 10^{-6} \text{m}$ 에 불과해 API규격을 크게 만족함을 알 수 있다. 피니언 구동축도 역시 허용변위가 $20.1 \times 10^{-6} \text{m}$ 인데 비해 계산된 최대 변위는 $0.2 \times 10^{-6} \text{m}$ 에 불과하므로 역시 규격을 크게 만족함을 알 수 있다.

3. 결 론

본 연구에서는 260 kW급 증속장치를 가진 고속회전 터보134A냉동기에 대한 회전체 설계 및 해석을 수행하였다. 이중 모터 구동축은 최대회전수가 3,600 rpm이므로 일반적인 진원형 베어링을 적용하였으나 피니언 축은 최대회전수가 17,605 rpm까지 증가하므로 해당 회전수에서 안정성을 확보할 수 있도록 Offset베어링을 적용하였다. 이러한 저널 베어링의 부하능력 및 안정성 해석결과 주어진 회전수 및 부하상태에서 충분한 안정성을 가지고 있음을 확인함으로써 원가절감을 기대할 수 있게 되었다.

구동축 및 피동축의 안정성 해석을 위한 모델링에는 유한요소법을 적용하였으며 베어링의 운전속도에 따른 특성을 회전축의 속도별로 적용하여 고유치 해석을 수행하였다. 해석결과 본 연구에서 제안하는 회전축은 전 운전주파수에서 충분한 안정성을 가지고 작동됨을 확인할 수 있었으며 특히 불균형 응답해석결과 부하조건에 관계없이 전 운전속도 범위에서 API의 허용 진동응답치를 크게 만족하는 안전한 회전체 시스템임을 확인할 수 있었다.

참고문헌

- [1] 고효율 저온/상용 터보냉동기 개발(최종보고서), 산업자원부, pp. 230~260, 2003.
- [2] 고효율 저온/상용 터보냉동기 개발(3차년), 산업자원부, pp. 1~6, 2001.
- [3] 이안성, "핵심설비의 신뢰성 보장을 위한 로터다이나믹 설계감리", 한국소음진동공학회지, 제8권, 제5호, pp. 775~783, 2000.
- [4] Rao, J. S., Rotor Dynamics, New Age International Publishers, London, pp 155~196, 1989.
- [5] ARMD Manual Ver.5.0G1 for windows, RBTS Inc., 2001.
- [6] Chen, W. J., "A Note on Computational Rotor Dynamics", Journal of Vibration and Acoustics, Vol. 120, pp. 228~233., 1998.
- [7] API Standard 617, Centrifugal Compressors for General Refinery Service, 1988.