

300RT급 터보냉동기 진동원인 분석 및 해결방안

°김관영*, 홍제민*, 배종국*

The countermeasure for the Vibration Problem of Turbo Chiller (300RT)

°Kwan-young Kim*, Je-min Hong* and Jong-gug Bae*

ABSTRACT

Severe vibration was detected during test operation in motor frame of the Turbo Chiller (300RT). To identify the vibration problem, vibration measurement and modal test were carried out. From the test results, it is concluded that the severe vibration occurred due to the resonance between the motor frame horizontal mode and the motor excitation frequency. Therefore the horizontal mode of the frame could be controlled by the sensitivity analysis results for the length of the supporting plate.

1. 서론

대형 건물의 냉방을 위해 사용되는 300 RT급 터보 냉동기는 Fig. 1에서와 같이 증발기, 응축기, 압축기, 전동기 및 배관들로 구성되어 있다. 본 냉동기의 시운전 시 전동기 프레임에 심한 진동이 발생하였으며 진동원인을 찾기 위하여 진동계측과 모드시험을 수행하였다.

또 효과적인 방진책을 찾기 위하여 전동기를 지지하는 지지대의 길이 및 두께 변화에 대한 민감도를 검토하였으며 그 결과 지지대의 길이를 변화시켜 문제를 해결할 수 있었다. 참고로 터보냉동기의 전동기 회전자 정격 운전속도는 3600 rpm이며 임펠러 정격 회전속도는 7980 rpm 이다.

2. 진동 특성

본 터보 냉동기는 부하를 증가시키면 진동이 낮아지는 경향을 보이는데 이는 부하 증가 시 냉매를 통과시키는 밸브가 열리면서 기진력이 감소하기 때문이다. 따라서 진동특성을 조사하기 위하여 진동이 가장 심한 40% 부하 시에 진동계측을 수행하여 그 결과를 Fig. 2에 나타내었다. 결과에서 보는 것처럼 59 Hz, 120 Hz, 133 Hz의 진동응답이 주성분이며 이는 전동기 회전수, 전자기력 기진 주파수와 임펠러 회전 주파수에 해당된다. 또 공진 여부를 판단하기 위하여 모드 시험을 수행하였으며 모드분석 프로그램인 ME'scopeVES를 사용하여 모드인자를 구하였다.^[1] Fig. 3과 Fig. 4는 모드 시험결과를 보여주고 있는데 전동기 프레임의 절



Fig. 1 Layout of Turbo Chiller(300RT)

* 현대중공업(주) 선박해양연구소

반 시험모델로써 좌측이 압축기 방향이며 우측이 전동기 지지대가 있는 프레임 끝단을 나타낸다. 결과에서 볼 수 있듯이 59 Hz 성분은 전동기 수평방향 고유모드이고, 137 Hz 성분은 yawing 모드임을 알 수 있다. 또 122 Hz에서도 비틀림 모드가 나타나고 있었다. 따라서 터보냉동기 전동기에서 발생된 과도한 진동은 전동기 및 냉동기 임펠러에서 발생하는 기진력과 공진에 의해서 발생됨을 알 수 있었다.

40% 부하시 수평방향 진동속도

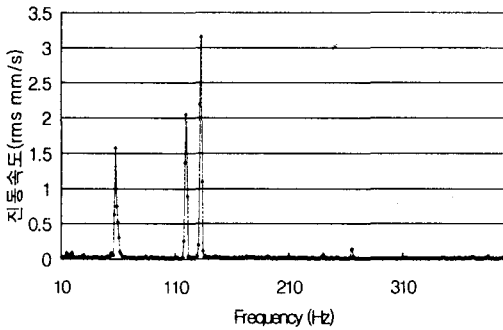


Fig. 2 Excitation signal of turbo chiller

본 연구에서는 이를 해결하기 위하여 모드 시험에서 발견된 고유진동수를 변경하기로 하였으며 문제의 고유진동수에 가장 영향을 줄 것으로 판단되는 전동기 지지대의 강성을 변화시켰다. Fig. 5와 Fig. 6은 전동기 지지대 강성을 감소시킨 후의 모드시험결과인데 모드형상의 변화는 없고 수평방향 고유진동수만 14% 감소하였으며 yawing 모드에는 변화가 없었다. Table 1에 전동기 프레임 지지대의 수평방향 강성 변경 전·후의 고유진동수 결과를 나타내었다. 또 전동기 지지대 강성변화에 대한 진동 저감효과를 알기 위하여 진동이 가장 컸던 40% 부하시의 진동 결과를 Fig. 7과 Fig. 8에 비교하였으며 문제가 된 공진 주파수 성분에서 진동 저감이 일어나 지지대 강성변화가 진동저감에 매우 효과적이었다는 것을 알 수 있었다. Fig. 9 및 Fig. 10은 강성변화 후의 부하별 진동계측 결과이며 모두 ISO 2372^[2] 허용치 2.8mm/sec (rms)를 만족하고 있다. 특히 가장 진동이 심했던 전동기 프레임 끝단에서 현저히 진동이 감소하였음을 알 수 있었다.

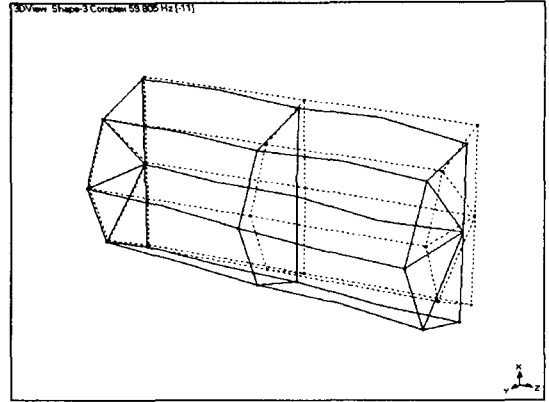


Fig.3 Horizontal mode with support (59 Hz)

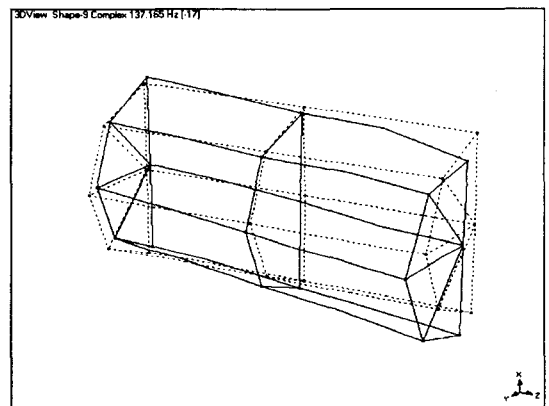


Fig. 4 Yawing mode with support (137 Hz)

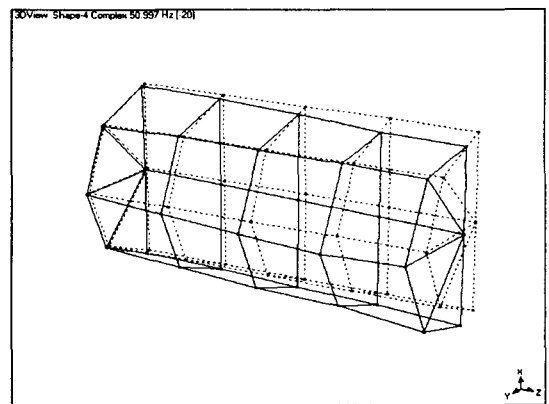


Fig. 5 Horizontal mode without support (51Hz)

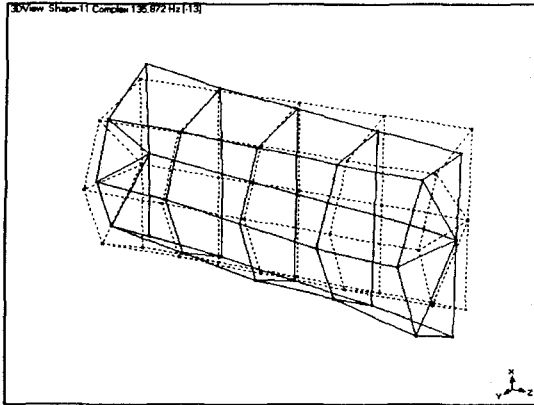


Fig. 6 Yawing mode without support (136 Hz)

Table 1 Comparison of natural frequency change after modification

Mode	With Support	Without Support	Excitation Frequency
Horizontal Mode	59 Hz	51 Hz	59 Hz
Vertical Mode	109 Hz	108 Hz	59 Hz
Torsional Mode	122 Hz		120 Hz
Yawing Mode	137 Hz	136 Hz	133 Hz

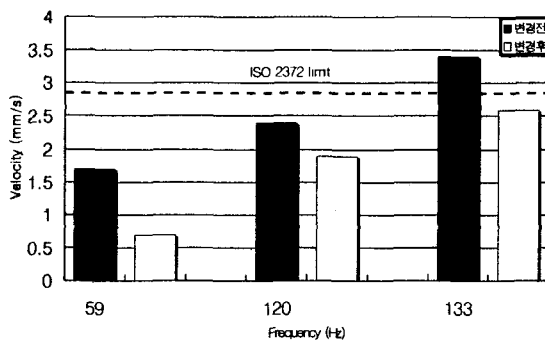


Fig. 7 The level change of horizontal vibration (40% load)

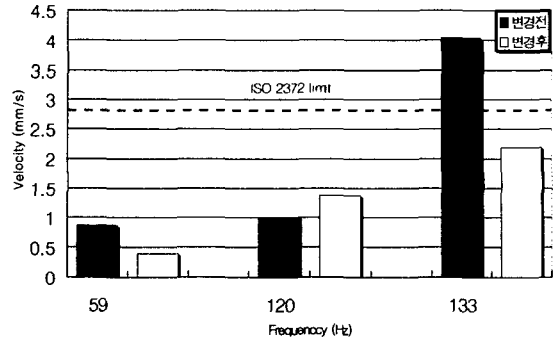


Fig. 8 The level change of vertical vibration (40% load)

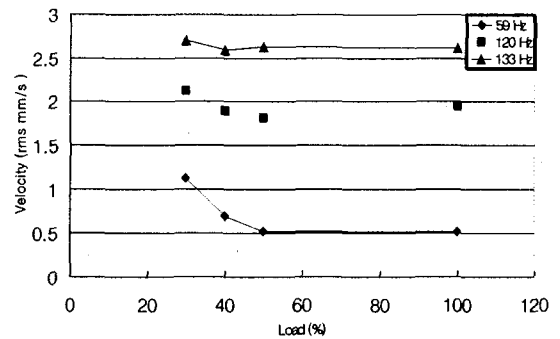


Fig. 9 Vibration severity according to load in horizontal direction

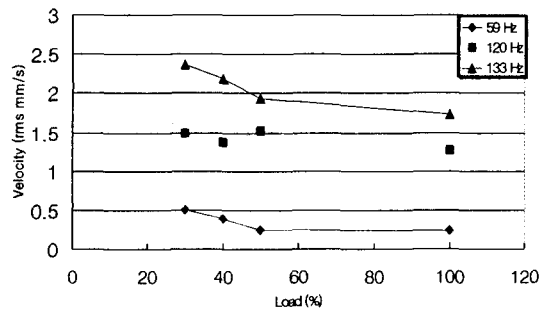


Fig. 10 Vibration severity according to load in vertical direction

3. 유한요소 해석

본 과제와 관련하여 진동기 지지부의 강성을 단순한 방법으로 개선하여 문제의 진동값을 감소시킬 수 있었으나 본 건과 같은 진동문제를 근본적으로 해결하기 위하여 문제가 된 터보 냉동기에 대하여 고유 진동해석을 수행하였다. 또 문제가 된 진동모드 변경을 위한 최적 조건을 구하기 위하여 진동기 프레임 지지대의 두께와 길이를 변화시켜가면서 해석을 수행하였다. Fig. 11은 터보 냉동기 고유치 해석을 위한 3-D 유한요소 모델이며 Fig. 12, Fig. 13, Fig. 14 및 Fig. 15는 해석으로 구한 고유 진동모드이다. 해석은 I-DEAS MS7^[3]을 사용하여 수행하였다.

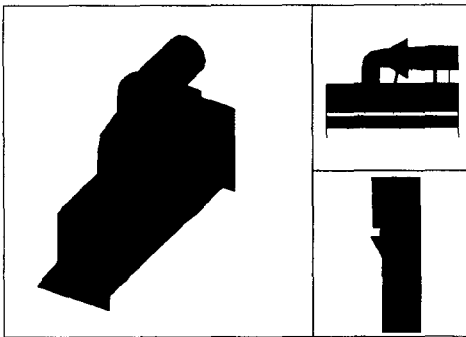


Fig. 11 Finite element model of turbo chiller

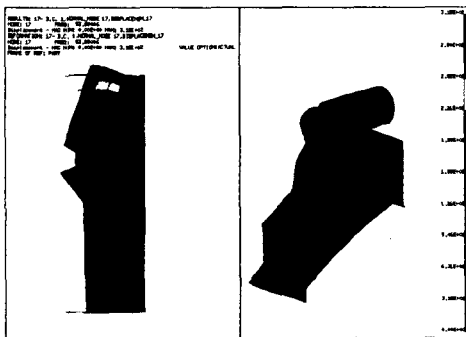


Fig. 12 Horizontal mode (53.9 Hz)

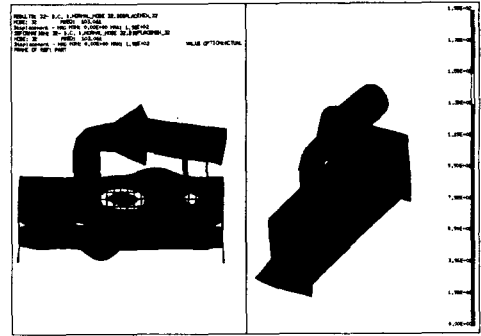


Fig. 13 Vertical mode (103.1 Hz)

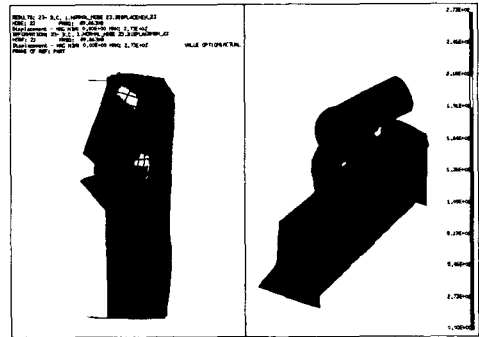


Fig. 14 Horizontal mode after reinforcement (69.7Hz)

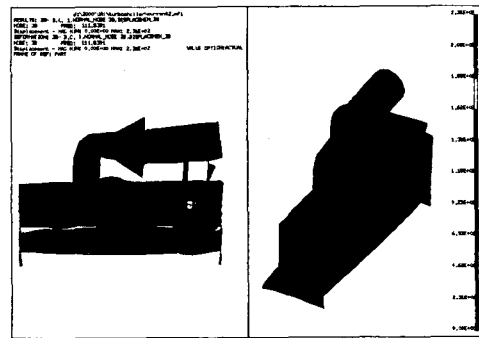


Fig. 15 Vertical mode after reinforcement (112 Hz)

3.1 보강방안

모드시험 결과와 유한요소 모델의 고유치 해석 결과를 Table 2에 비교하였으며 지지대의 두께와 길이 변화에 따른 해석모델의 고유치를 나타내었다. 'H'는 수평방향 모드이며 'V'는 수직방향의 모드이다. $t \times 2$ 는 길이를 고정시킨 상태에서 두께를 두 배로 하였을 경우이고 1×2 는 두께를 고정시키고 길이만 두 배로 하였을 경우이다. 또한 $t \times 2$, 1×2 는 길이와 두께를 모두 두 배로 하였을 때의 고유진동수이다.

Table 2 Comparison of results between test and FEM (Hz)

Test	FEM	t×2			
		t×2	1×2	t×2 1×2	
H	59	53.9	54.5	69.7	69.9
V	109	103.1	103.2	111.8	112.3

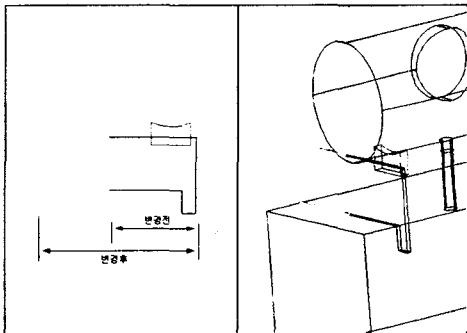


Fig. 16 New design concept of supporting plate

실험과 해석결과의 오차는 수평 및 수직방향 모드에서 각각 8.6%, 5.4%이며 서로 근사한 결과를 나타내고 있다. 전동기 프레임 지지대의 길이와 두께를 변화시키면서 그에 따른 수평모드와 수직모드의 고유진동수 변화를 살펴보면 두께를 두 배로 했을 경우 수평모드와 수직모드 모두 1%내외의 변화를 보이나 길이를 두 배로 하면 고유진동수가 최대 30%정도까지 변화한다. 따라서 수평방향의 진동모드를 제어하기 위해서 설계자가 변경해야 하는 설계인자는 지지대의 길이임을 알 수 있다.

위의 결과를 바탕으로 하여 Fig. 16에 전동기 프레임 지지대의 설계변경 개념도를 나타내었다.

4. 결론

터보냉동기(300 RT) 압축기에 연결된 전동기 프레임에 심한 진동이 발생되어 그 원인을 찾기 위해 모드 시험과 진동계측을 실시하였다. 그 결과 두 종류의 가진원 (59 Hz, 133 Hz)이 전동기 프레임의 고유진동수와 일치하거나 매우 근접해 있다는 사실을 알 수 있었다.

방진 대책을 수립하기 위하여 유한 요소법을 사용한 고유치 해석을 수행하였으며 지지대 강성을 증가시켜 공진을 회피시킬 수 있는 근본적인 대책을 제시하였다. 137 Hz의 yawing 모드는 현장 설치시 앵커볼트를 체결하여 공진 영역에서 회피시켰다.

시스템 고유진동수를 공진 영역에서 회피시킴으로써 전체적인 진동수준은 ISO 2372의 기준을 만족시킬 수 있었다.

5. 참고 문헌

- [1] ME'scopeVES Operating Manual
- [2] ISO 2372 Vibration Severity Criteria
- [3] I-DEAS MS7 Reference Manual