

대형 수직전동기 Cooler Housing의 이상소음 제어

°주원호* · 김동해*

A Noise Control of Cooler Housing in Large Scale Vertical Motor

W.H.JOO, D.H.KIM

Abstract

Recently, a severe noise problem was encountered during a shop test of large scale vertical motor. In order to identify the noise characteristics and propose the countermeasure, a variety of experiments such as sound excitation test and contribution analysis was carried out in addition to ordinary noise and vibration measurements. The results showed that the severe noise level was dominated by an acoustic resonance phenomenon in the cooler housing and higher sound power of outer fan. Through proper treatments, the noise level could be acceptable.

1. 서론

최근, 해외의 담수설비용으로 4,100 kW급 대형 수직 전동기를 제작하여 납품하고자 하였으나, 첫호기 무부하 시운전중 cooler housing 부근에서 과도한 진동과 소음이 발생하였으며, 이의 원인을 규명하고 대책을 수립하고자 음향가진실험을 비롯한 다양한 실험과 계측을 수행하였다.

본 대상계의 이상소음은 cooler housing내에서 발생한 음장공명현상과 외부팬에 의한 공력소음성분에 의해 지배되었으며, cooler housing내로 공급되는 유량을 줄여 음장공명현상을 제거하고, 외부팬 덕트와 cooler housing 외판 각각에 흡음재와 흡음재가 부착된 박판을 설치함으로써 전동기의 허용소음수준을 만족할 수 있었다.

이상과 같이 본 대상계의 과도한 소음문제는 유동유기 진동소음(flow induced sound and vibration) 현상에 의해 지배된 것으로 판단할 수 있으며, 이러한 현상은 복잡한 발생 메카니즘을 갖기 때문에 정확한 원인규명이 어렵고, 설계변수 변경 범위내에서 효과적으로 제어하기가 쉽지 않다.

그러므로 본 논문에서는 대형 수직 전동기의 cooler housing에서 발생한 이상소음의 원인을 규명하고, 이를 제어하는 과정을 소개하여 향후 유사한 문제해결에 도움이 되고자 한다.

2. 대상계의 구조

본 대상계의 주요제원은 Table 1과 같으며, 개략적인 외형도는 Fig. 1에 나타내었다.

* 현대중공업(주) 선박해양연구소

Fig. 1의 개략도에서 알 수 있듯이 전동기의 양측

에 cooler housing (왼쪽 : 파이프군이 표시된 부분, 오른쪽 : 빈공간으로 표시)이 부착되어 있으며, 오른쪽 cooler housing 옆에는 상부 팬으로 올라갈 수 있는 작업 사다리다리가 설치되어 있다. 각 cooler housing에 대한 세부적인 형상은 Fig. 2와 같다.

Table 1. Main Specification

Output (kW)	4,100
Poles	12
Frequency (Hz)	50
Rated rpm(rpm)	500

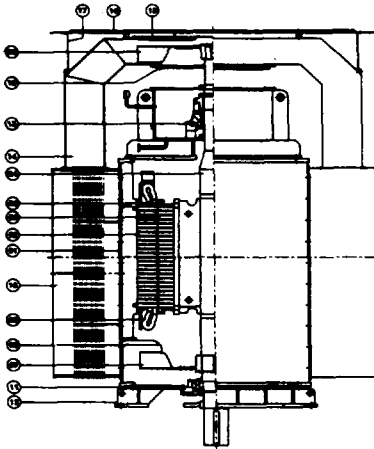
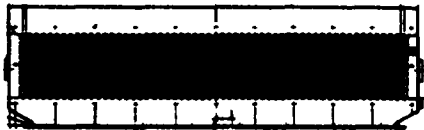
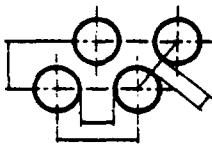


Fig. 1 Overview of 4,100 kW motor



(a) Plan view



(b) Pipe bundle

Fig. 2 Configuration of cooler housing

3. 이상소음 원인규명

3.1 진동소음 계측

이상소음의 특성을 파악하기 위해 회전주파수별 cooler housing 패널의 진동과 전동기 주위 1 m 떨어진 위치에서 소음을 계측하였다. 또한 cooler housing 패널의 고유진동수를 파악하기 위해 충격 시험도 수행하였다. 소음계측결과는 Table 2와 Fig. 3에, 진동계측결과는 Table 3에 나타내었다.

Table 2 Noise level of motor w.r.t. operating rpm

rpm	Octave Band(dBL)								dB(A)
	63	125	250	500	1k	2k	4k	8k	
450	83.2	81.5	80.6	78.2	74.6	66.7	61.0	51.0	79.2
500	86.6	103.	91.4	82.4	76.2	72.3	64.3	55.3	89.4
550	88.1	104.	92.2	84.8	80.2	77.4	72.3	65.2	91.3

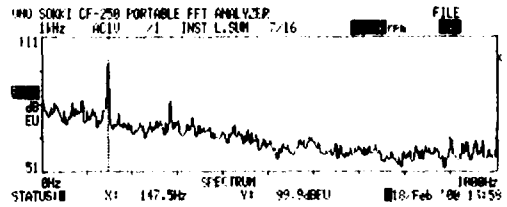


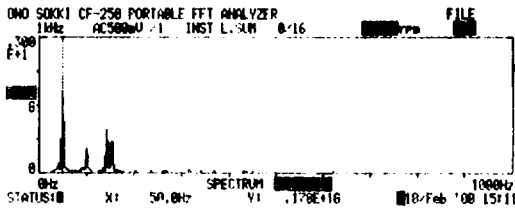
Fig. 3 Noise spectrum at the front panel of cooler housing (500 rpm)

Table 3 Vibration characteristics of front panel of cooler housing w.r.t. operating rpm

rpm	Dominant Freq. (Hz)	Vibration Response(G)	Fan blade frequency(Hz)
450	142.5/152.5	0.09/0.06	127.5
500	147.5	8.08	141.7
550	150.0	15.00	155.8

본 제품은 정격회전수 500 rpm 이상에서 소음수준이 각각 89.4 dB(A), 91.3 dB(A)로 되어 규제치(82 dB(A))를 만족하지 못하였다. 과도한 소음수준은 Table 3과 Fig. 3에 보인 바와 같이 옥타브밴드의 중심주파수 125 Hz에서 크게 나타나고 있으며, 특히 이 밴드의 소음수준은 147.5 Hz에서 발생한 성분 에 의해 지배되고 있음을 알 수 있었다. 또한 Table 2에서 cooler housing 정면패널의 진동응답도 147.5 Hz에서 크게 발생함을 보여 주었다. 이에 정면패널의 공진여부를 파악하기 위해 충격시험을

수행하였으며, 그 결과 중 진동이 가장 심한 패널의 하부에서 얻은 결과를 Fig. 4에 나타내었다.



(a) Vibration spectrum

Peak frequency (Hz)
50.0
142.5
152.5
100.0

(b) Peak frequency

Fig. 4 Result of hammer test on the front panel of cooler housing

이상의 충격시험 결과로부터 cooler housing 양쪽 정면 패널의 고유진동수가 142.5 Hz, 152.5 Hz 등에 존재하는 것으로 파악되었으며, 이중 142.5 Hz는 전동기가 500 rpm으로 운전할 경우 팬의 날개 수 주파수 성분(141.7 Hz)에 근접해 있으며, 152.5 Hz는 기존의 이상소음 발생 주파수에 매우 근접해 있음을 알 수 있었다.

3.2 원인규명

전동기의 주요 진동 및 소음원으로서 기존의 축 불평형 또는 정렬불량성분에 의한 진동, 편심에 의한 공극의 불일치로부터 기인하는 전자기 불평형력에 의한 진동, 주로 500 Hz 이상에서 발생하는 자기음, 냉각팬 날개수에 지배받는 팬의 날개 주파수 성분에 의한 공력소음 및 음장공명에 의한 캐비티(cavity)소음 등이 있다. 본 대상계의 경우, 과도한 진동과 소음이 200 Hz 이하의 특정 주파수에서 발생하는 것으로 보아 팬의 날개 주파수 성분에 기인하는 공력소음과 음장공명에 의한 캐비티 소음이 주요 소음원으로 추정된다. 그러나, 전자의 경우는 Table 3에 보인 바와 같이 이상소음 발생

주파수와 일치하지 않고 있다. 후자는 전동기 본체 안과 cooler housing 내의 baffle에 의해 형성된 음장에서 발생하는 경우가 있다. 그러나 음장공명현상이 발생할 가능성이 매우 높은 cooler housing 내의 음장에 대해서 검토해 보았다. Cooler housing 내 baffle사이의 음장모드(cavity mode)는 아래의 식에 의해 산출가능하다.

$$f(\text{Hz}) = \frac{C}{\lambda} \quad (1)$$

여기서, 전파속도($C, \text{m/s}$) = $20 \times \sqrt{273 + T}$, T = 공기온도($^{\circ}\text{C}$)

음파의 파장(λ, m) = baffle 사이의길이 $\times 2$

Baffle내의 길이와 부하조건시 권선온도를 이용하여 계산하면 음장모드는 151.6 Hz가 되어 소음이 발생한 특정주파수와 유사하게 나타나고 있음을 알 수 있었다. 또한 기진력은 냉각 파이프군에서 이탈한 와류의 세기에 의해 지배받기 때문에 Strouhal number를 이용하여 와류이탈 주파수를 계산해 보았다.

$$S_t = \frac{f \cdot D}{U} \quad (2)$$

여기서, S_t = Strouhal number, $D(\text{m})$ = pipe diameter, $U(\text{m/s})$ = inflow velocity

먼저 control volume theory를 적용하여 파이프군에 입력되는 유속을 산정하고, Fig. 2-(b)의 형상과 Fig. 5의 결과[1]를 참조하여 Strouhal number를 추정하면 약 0.53 정도가 된다. 이상의 결과를 이용하여 와류이탈 주파수를 산정하면 약 146.4 Hz가 되어 실제 상황에서 공명현상이 발생할 가능성이 높은 것으로 추정되었다.

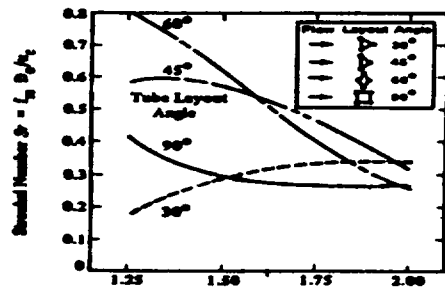


Fig. 5 Strouhal number w.r.t. pipe layout angle (horizontal axes : pitch ratio)

상기와 같은 간이계산으로 부터 이상소음은 내부 팬에 의해 발생한 유체가 냉각 파이프군을 통과할

때 발생하는 와 이탈 주파수와 cooler housing의 baffle사이의 음장모드(cavity mode)와의 공명에 의해 발생한 것으로 추정되었다. 또한 음장모드와 cooler housing 외판의 고유진동수가 일치하여 유체와 구조가 완전 연성(fully coupling)됨으로서 발생 소음 수준을 증가시킨 것으로 판단되었다.

3.3 Cooler housing의 구조변경

음장공명현상을 제거하기 위해서는 cooler housing 내의 1차 유입통로의 baffle 간격을 조정하여야 했으나, 설계자의 유체흐름에 대한 부정적 견해로 인하여 부득히 2차 유입통로의 baffle 간격을 조정하였다. 기전력 감소 관점에서 하부팬에 의해 cooler housing으로 유입되는 유량을 감소시키기 위하여 팬의 지름을 5 % 감소시켰으며, 하부팬의 날개수도 공명현상이 발생하는 주파수에서 멀리 떨어지도록 대폭 감소시켰다. 또한 유체구조의 완전연성 즉, 패널의 진동에 의한 소음수준 증가를 축소하기 위하여 패널에 리브를 보강하였다.

3.3.1 소음특성

구조변경후 진동소음 특성을 파악하고자 계측을 수행하였으며, 그 결과를 Table 4와 Fig. 6에 나타내었다.

Table 4 Comparison of noise level(500 rpm)

Hz	Octave Band(dBL)								dB(A)
	63	125	250	500	1k	2k	4k	8k	
Before	86.6	103.9	91.4	82.4	76.2	72.3	64.3	55.3	89.4
After	87.6	98.8	87.5	85.0	78.0	75.4	67.6	55.1	87.0

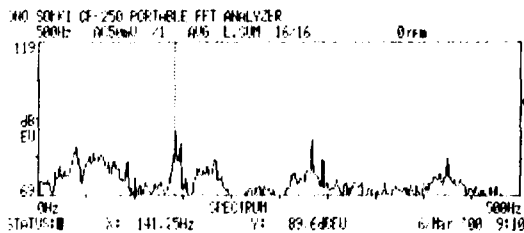


Fig. 6 Noise spectrum at the front panel of cooler housing (500 rpm)

Table 4와 Fig. 6의 결과를 살펴보면 구조변경전에 비해 소음수준이 감소하였지만 구조변경후 전체 소음수준이 87 dB(A)가 되어 여전히 소음허용치 82 dB(A)를 초과하고 있음을 알 수 있었다. 그러나, 구조변경전과 달리 주요성분으로서는 내부팬 지름감소로 인하여 주파수가 이동한 것으로 추정되는 음장공명모드(143.8 Hz)성분과 외부팬의 날개 주파수(141.5 Hz) 및 그 하모닉 성분에 의해 지배되고 있음을 알 수 있었다. 또한 구조변경후 외부팬과 음장공명 주파수가 매우 인접해 있어 그 기여도를 판단하는데 어려움이 존재하였음을 알 수 있다.

3.3.2 음향가진실험

구조변경후 외부팬의 날개 주파수와 이웃하여 존재하는 주파수(143.8 Hz)의 특성을 구체적으로 파악하기 위하여 cooler housing만 분리하여 음향가진실험을 수행하였으며, 그 결과를 Fig. 7에 나타내었다.

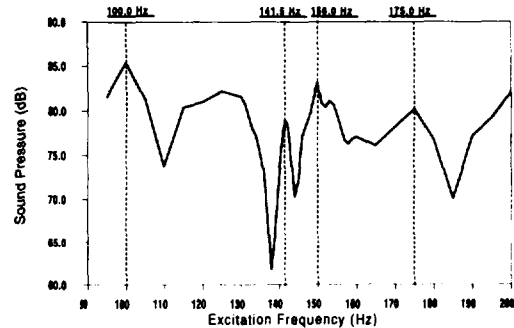


Fig. 7 Sound excitation test

관심 주파수 구간에서는 5개의 공명모드(cavity mode)가 100.0 Hz, 125.0 Hz, 141.5 Hz, 150.0 Hz 및 175 Hz에서 존재하는 것으로 파악되었다. 실제 음장공명모드와 실험으로 구한 결과와의 차이는 내부 공기온도 차이에 의해 기인한 것으로 판단되었다. 이때, 실험시의 공기 온도는 10° C 이다. 따라서 무부하운전시 구조 변경전 이상소음 발생 주파수로부터 내부 공기온도를 추정하고, 추정된 온도와 실험결과를 이용하여 구조변경후의 공명모드 발생 주파수를 역으로 추정하여 보았다(Table 5).

Table 5 Estimation of cavity mode

Air temperature at test (10°C)	Wave length (mm)	Air temperature at operation (°C)	
		33.0 (Before modification)	23.4 (After modification)
141.5 Hz	1,192	147.2 Hz (145.5 Hz)	144.8 Hz (143.8 Hz)

() : 실제 계측결과

음향가진실험으로부터 구한 141.5 Hz의 음장모드는 전동기의 무부하조건에서 500 rpm으로 운전할 때의 온도조건과 음파의 파장을 고려하면 144.8 Hz로 추정되었으며, 이는 실제 계측에서 나타난 143.8 Hz와 거의 일치하고 있음을 보여주었다. 따라서 143.8 Hz의 이상소음은 cooler housing내 음향공명모드에 의해 지배되었음을 본 실험으로 확인할 수 있었다.

3.3.3 기여도 분석

구조변경후 전체 소음수준에 대한 외부팬과 음장공명현상에 의한 각각의 기여도를 평가하기 어려웠다. 따라서 각 성분의 기여도를 파악하기 위해 외부팬을 제거하여 음장공명현상에 의한 소음만 존재하는 경우(w/o outer fan)와 본체의 상하부 통풍구를 밀폐시킴으로서 cooler housing 에서 음장공명현상이 발생하지 않도록 하여 외부팬에 의한 소음만 발생하도록 하는 경우(frame closed)를 만들어 각각의 경우에 대해 소음계측을 수행하였으며, 그 결과를 Table 6에 나타내었다.

외부팬 제거시의 소음특성은 143.8 Hz의 성분 즉 음장공명현상에 의한 성분만 두드러지게 나타났으며, 제거전에 비해 overall로는 약 7 dB 정도, 중심주파수 125 Hz에서는 6 dB 감소했다. 또한 본체 상하부 통풍구를 밀폐한 경우의 소음특성 변화를 살펴보면 143.8 Hz의 음장공명현상에 의한 소음성분은 발생하지 않는 것으로 판단되었으나, overall 수준은 외부팬 제거시보다 작은 약 3 dB 정도밖에 저감되지 않았다. 이는 143.8 Hz의 음장공명현상이 발생하지 않는 대신에 외부팬 날개수 성분과 그

배수성분이 지배적인 역할을 수행하였기 때문인 것으로 추정되었다. 따라서 전체 소음수준에 대한 각 성분의 기여도 평가로부터 143.8 Hz의 음장공명현상에 의한 소음성분 이외에도, 외부팬의 날개수 성분 및 그 배수성분에 대한 저감방안 강구도 병행되어야 함을 알 수 있었다.

Table 6 Comparison of noise characteristics (500 rpm)

Hz	Octave Band(dBL)								dB(A)
	63	125	250	500	1k	2k	4k	8k	
Combined*	85	99	88	85	78	75	68	55	87
W/o outer fan	75	93	82	72	72	69	62	62	81
Frame Closed	86	85	86	84	76	72	62	51	84

* : 분리실험하기 전의 결과 (Table 4)

4. 소음저감 방안 강구

전체소음수준을 저감시키기 위해서는 cooler housing 내에서 발생하는 음장공명현상에 의한 소음성분을 보다 더 감소시키는 방법과 함께 외부팬에 의한 공력소음을 저감시키는 방법이 동시에 요구되었다. 이를 만족시키기 위하여 다음과 같은 실험을 수행하였다.

4.1 내부팬에 공급되는 풍량조절

음장공명현상에 의한 이상소음 제어는 크게 2가지 즉, 음장모드의 고유진동수 변경과 기전력 제어 등이 있다. 전자로서는 1차 유입통로의 baffle 간격을 조정하여 음장공명모드를 조정하여 와류 이탈 주파수와 공진을 회피하는 방법이 있었으나, 냉각 유체의 흐름에 방해되기 때문에 더 이상 설계변경이 어려웠다. 후자는 내부팬에 의해 cooler housing 내로 유입되는 풍량을 조절하여 파이프사이의 유체 속도를 감소시킴으로서 파이프근에서 발생하는 와류의 세기 (vortex strength)를 제어하는 방법이다. 이를 위해서 상부 통풍구의 면적을 25 %, 50 % 및 100 %로 밀폐함으로써 공기흐름에 대한 저항 증가로 인해 풍량을 감소시키는 3가지 경우에

대해 실험을 수행하였다. 이때, 입력풍량 감소는 cooler housing의 냉각성능을 저하시키는 것으로서 cooler housing이 허용온도치에 대한 충분한 여유를 갖고 있어야 한다. 권선의 허용온도는 60 °C이며, 풍량을 조절하기 전의 권선온도는 42 °C 였다. 측정결과는 Table 7에 나타내었다.

Table 7 Comparison of noise characteristics w.r.t. internal flow reduction

Closing condition	Dominant freq. (Hz)	dB(L of 125 Hz (center frequency)	Overall dB(A)
100 % Closed	141.3 283.8	85.0	83.5
50 % Closed	141.3 283.8	86.2	83.8
25 % Closed	144.0 142.0	89.0	84.3

본 실험으로부터 50 %이상의 상부 통풍구를 밀폐할 경우에 음장공명현상이 발생하지 않았음을 알 수 있다. 이때의 권선온도는 47.1 °C로 허용온도보다는 매우 낮은 결과를 보여주었다. 또한 전체 풍량은 상부통풍구의 50 % 밀폐와 내부 팬의 지름 변경에 따라 기존의 공급 풍량보다는 상당히 저감되었을 것으로 판단되었다. 이 결과를 근거로 판단해보면, 초기 설계시 cooler housing의 냉각효율을 증가시키기 위해 풍량을 상당히 증가시킴에 따라 파이프군에서 와류이탈의 세기가 임계치를 초과하게 되었으며, 이로 인하여 음향공명현상이 야기된 것으로 판단되었다.

4.2 외부팬의 소음저감 방법

외부팬에 의해 야기되는 소음을 줄이기 위해서 외부팬의 상부덕트 즉, 소음원 주위에 흡음재를 설치하여 소음원 수준을 감소시키는 방법을 채택하였다.

4.3 저감대책

최종적으로 음장공명현상과 외부팬에 의한 소음저감을 위해 적용한 대책은 다음과 같다.

- 음장공명현상 제거를 위해 상부 통풍구를 50 %

밀폐시킴

- 외부팬에 의한 소음을 저감시키기 위해 외부팬의 상부덕트에 흡음재를 부착시킴
- Cooler housing내에서 외부로 투과된 소음을 저감시키기 위해 흡음재를 부착한 박판을 정면패널 외부에 부착시킴

이상의 저감대책을 적용한 후 전동기의 소음특성을 살펴보면 cooler housing내의 음장공명현상은 완전히 제거되었으며, 외부팬에 의한 낮은수준의 소음성분만 나타났으며, Table 10에 보인 바와 같이 모두 허용소음수준 82 dB(A)를 만족하게 되었다.

Table 10 Noise level of motor

Location	dB(A)
Left cooler housing	80.2
Front side of main frame	80.9
Right cooling housing	78.4
Rear side of main frame	81.9

5. 결론

본 대상계의 이상소음은 cooler housing내에서 발생한 음장공명현상과 외부팬에 의한 공력소음성분에 의해 지배되었으며, cooler housing내로 공급되는 유량을 줄여 음장공명현상을 제거하고, 외부팬의 상부덕트와 cooler housing 외판 각각에 흡음재와 흡음재가 부착된 박판을 설치함으로써 전동기의 허용소음수준을 만족할 수 있었다.

참고문헌

- [1] J. M. Chenoweth, Flow-Induced Vibration, Section 4.6, Hemisphere Publishing Corporation.