

원심압축기 소음측정과 계산에 관한 연구

⁰선효성*, 엄승신*, 신형기*, 이수갑**

An Experimental and Numerical Study on Centrifugal Compressor Noise

Hyosung Sun, Seungsin Eom, Hyunki Shin, and Soogab Lee

ABSTRACT

The 3-stage centrifugal compressor is used in order to measure the noise spectra of compressor, and analyze the results. Two cases are investigated for compressor noise components. Case I includes total system such as compressor, inter-cooler, motor, and Case II excludes cooling system. BPF tonal noise is important in compressor, and cooling system including inter-cooler contributes to broadband noise. Also, motor, gear box, and motor cooling fan are the second contributions to total compressor noise. Centrifugal compressor flow-field is calculated using two-dimensional grid and Navier-Stokes equations. Static pressure increases, and total pressure decreases, as air passes through the compressor components.

1. 서론

원심압축기에서 발생하는 소음은 여러 부분에서 발생하는 소음이 합쳐진 종합적인 양상을 보여주고 있다. 이러한 원심압축기의 소음을 발생시키는 요인들은 압축파트, 쿨링파트, 동력파트로 구분할 수가 있다.

압축파트는 임펠러(impeller), 디퓨저(diffuser) 등을 통하여 공기를 압축시키는 부분으로서 원심압축기 소음의 대부분을 차지하고 있다. 이러한 영역에서 발생하는 소음은 가이드 베인(guide vane)을 통해 유입되는 불균일한 유동과 임펠러와의 상호작용소음(interaction noise), 임펠러의 출구유동과 디퓨저 사이의 상호작용소음, 스크롤(scroll)의 컷오프(cut-off)에서 발생하는 소음, 낮은 유량에서 발생하는 회전실속소음(rotating stall noise), 높은 회전속도로 인한 다중톤소음(multiple tone noise) 등으로 구분해 볼 수 있다.¹⁾

쿨링파트는 압축기에서 압축된 고온, 고압의 공기를 냉각시키는 부분으로서 압축된 공기에 의한 제트소음과 이 유동이 쿨러(cooler) 내부의 냉각관

과의 충돌소음 등을 발생시킨다.

동력파트는 원심압축기의 임펠러를 회전시키기 위한 구동부분으로서 기어박스소음, 모터소음, 모터 냉각팬 소음을 일으킨다.

이러한 원심압축기의 소음의 실험적 접근을 위해서 샘플 압축기에 대해서 두가지 경우에 대하여 소음측정을 실시하였다. 압축기 전체 시스템에서 발생하는 소음의 스펙트럼(spectrum)을 압축기의 주위에 따른 여러 지점에서 측정을 수행한 것이 Case I 으로 지정하고, 인터쿨러(inter-cooler)에 의해서 발생한 소음의 특성을 파악하기 위해서 인터쿨러를 제외한 시스템의 소음을 측정된 것이 Case II 로 나누어서 실험을 진행하였다.

또한, 원심압축기의 소음예측을 위한 예비단계로서 3차원 형상을 투영한 2차원 격자계를 바탕으로 하여 Navier-Stokes 방정식을 적용하였다.

2. 샘플 압축기의 제원 및 실험조건

실험에 사용된 압축기는 3단(3-stage)으로 구성되어 있으며 스플리터(splitter)를 포함한 임펠러와 베인 디퓨저를 장착하고 있다.

앞에서도 언급했듯이 샘플압축기의 소음을 측정하기 위해서 전체시스템에 따른 소음측정을 위한

* 서울대학교 공력소음 및 소음제어 연구실

** 서울대학교 기계항공공학부

Case I 과 인터쿨러 시스템을 제외하고 주요 소음원인 모터와 임펠러의 소음특성을 살펴보기 위한 Case II 로 나누어서 실험을 진행하였다.

Case I 에서의 측정점은 주요 소음원으로 예측되는 임펠러와 모터의 주위를 중심으로 선택하였다(그림 1). 모터의 경우에는 후방 냉각팬의 배출구에서 발생하는 소음이 가장 강하고, 임펠러 소음의 영향을 모터 박스의 차폐효과에 의해 줄인 상태에서 측정할 수 있으므로 측정점을 모터의 후방으로 잡았다(그림 1의 ⑤). 압축기의 전방(그림 1의 ①과 ⑧)의 앞쪽부분)은 배관으로 인하여 측정이 불가능하였다.

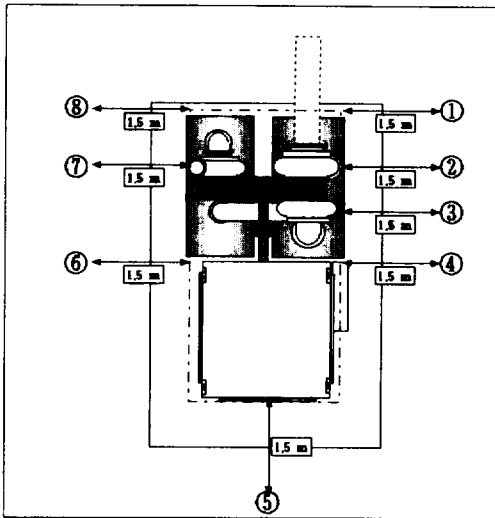


Figure 1. Noise spectrum measurement position of Case I

Case II 는 Case I 의 측정에서 배관 및 인터쿨러, 그리고 유입관에 의해 측정이 불가능한 임펠러 전방의 소음을 측정하기 위해 인터쿨러를 제외한 임펠러, 기어, 모터 시스템만을 구동하여 소음을 측정하였다(그림 2). 1단 압축기의 흡입구로의 유입관이 없으므로 임펠러에서 발생하는 소음을 가장 잘 측정할 수 있었다.

소음측정 방법은 주어진 측정위치에서 지상에서의 높이 1 m에 마이크로폰(microphone)을 설치하여 시간영역에 대한 소음을 DAT로 녹음한 후 Signal Analyzer로 분석하는 방법을 취했다(그림 3).

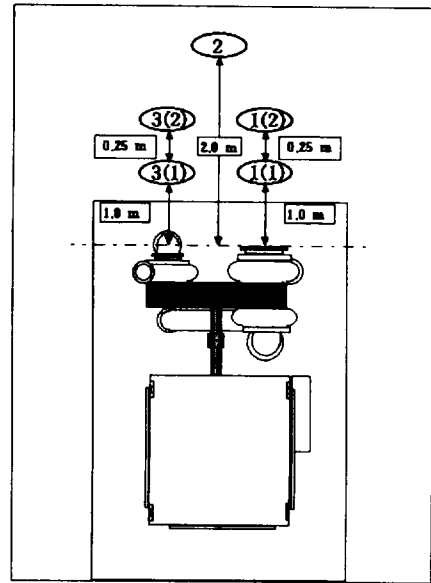


Figure 2. Noise spectrum measurement position of Case II

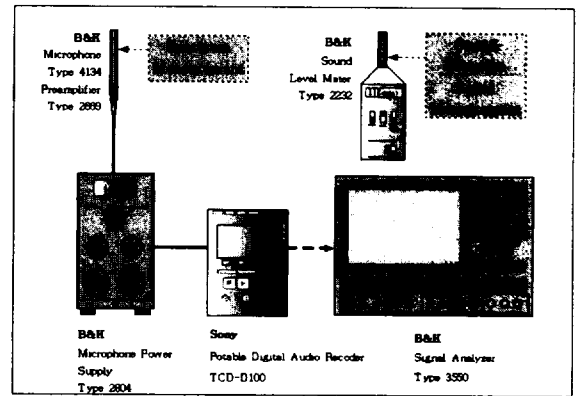


Figure 3. Noise spectrum measurement system

3. 소음측정 결과분석

3.1 Case I

그림 4, 5, 6, 7은 주로 임펠러 측면(그림 4, 6, 7)과 모터 후방(그림 5)에서 측정된 소음분포를 보여준다. 그림 4, 5, 6, 7에서 모두 1st, 2nd, 3rd stage의 BPF에서 소음에너지가 강하게 발생하고 있음을 알 수 있다. 측면에서 측정된 결과를 살펴보면, 1차 주파수에서 1단, 3단 임펠러 성분보다는 2단 임펠러의 소음성분이 매우 강하게 나타나고

있다.

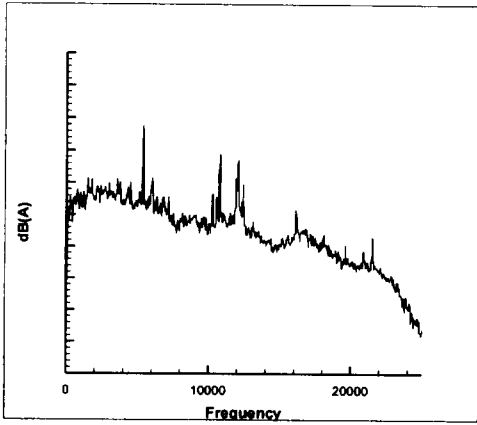


Figure 4. Noise spectrum of measurement point, 7 in Case I

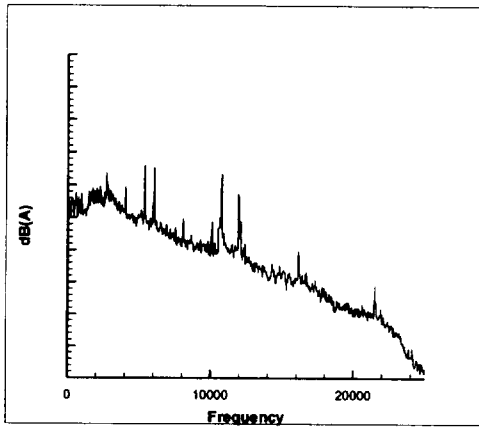


Figure 5. Noise spectrum of measurement point, 5 in Case I

이것은 1단, 3단의 임펠러와는 달리 음향에너지가 전파해 나갈 유로관이 직접 붙어 있지 않고, 1단, 2단의 임펠러에 의해서 막혀 있는 관계로 인하여 더욱 더 측면으로 방사되는 경향을 보인다. 또한, 2단, 3단의 임펠러의 경우는 인터쿨러를 지난 불균일한 유입류에 의한 비정상 소음의 영향도 생각할 수 있다.

또한, 2차 하모닉 주파수에서는 1단, 2단, 3단 임펠러의 성분이 고르게 나타나고 있는 것을 볼 수 있다. 여기에서 생각해 볼 수 있는 것은 블레이드 사이마다 스플리터가 있기 때문에 이것을 하나의

임펠러 속에 들어있는 또 하나의 깃수라고 가정하면 기본 날개통과 주파수가 앞에서 서술한 5418, 6019, 6072 Hz의 두배인 10836, 12038, 12144 Hz에 서의 또 하나의 1st BPF로 생각해 볼 수 있다.

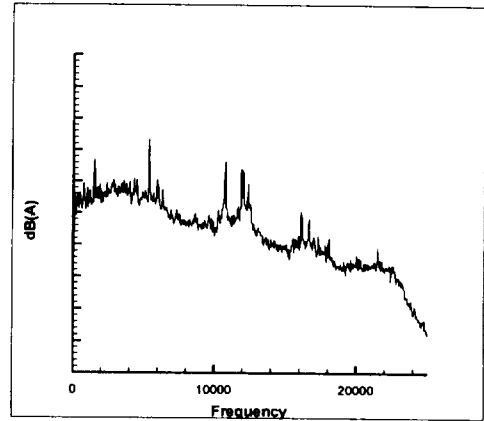


Figure 6. Noise spectrum of measurement point, 4 in Case I

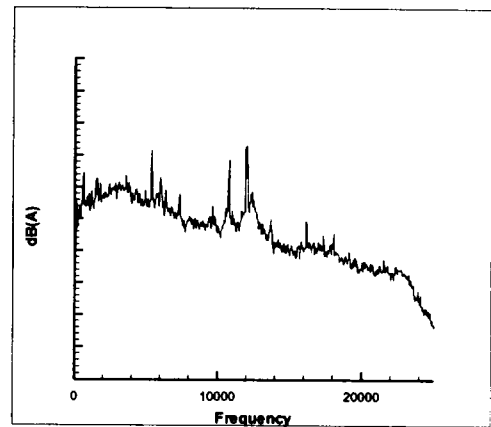


Figure 7. Noise spectrum of measurement point, 2 in Case I

그림 5에서는 광대역 성분이 약간 상승한 경향을 보여주는데, 모터 냉각팬의 배출구에서 발생하는 소음을 나타내고 있다. 또한, 그림 6, 7에서 보여지는 저주파 성분은 모터 냉각팬의 BPF 성분을 의미하고 있다.

3.2 Case II

그림 8, 9, 10, 11, 12는 Case II(유입관과 인터쿨

리를 제외한 시스템)의 경우 임펠러의 전방에서 측정한 값을 그래프로 나타낸 것이다.

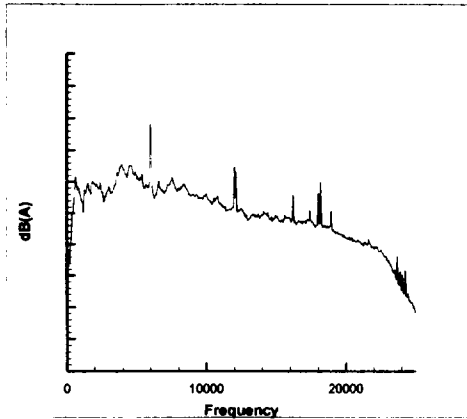


Figure 8. Noise spectrum of measurement point, 1(1) in Case II

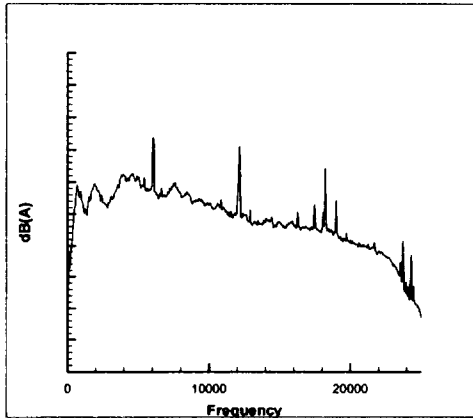


Figure 9. Noise spectrum of measurement point, 1(2) in Case II

그림 8, 9는 각각 1단 임펠러의 전방 1 m, 1.25 m에서 측정한 값을 그래프로 나타낸 것이고, 그림 11, 12는 각각 2단 임펠러의 전방 1 m, 1.25 m에서 측정한 값을 그래프로 나타낸 것이며, 그림 10은 1단, 2단 임펠러의 중간에서 2 m 떨어진 지점에서 측정한 값을 그래프로 나타낸 것이다.

Case I과 마찬가지로 세 개의 임펠러의 BPF와 그 조화성분이 가장 주요한 소음성분으로 관찰되어진다.

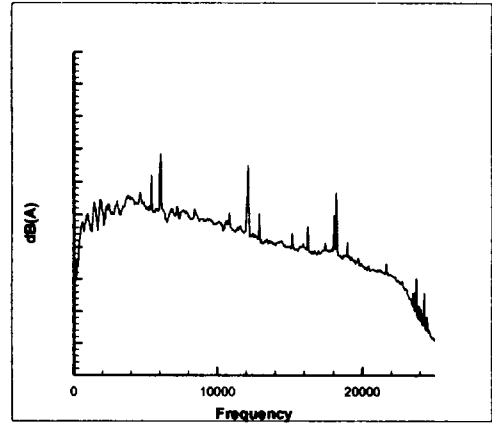


Figure 10. Noise spectrum of measurement point, 2 in Case II

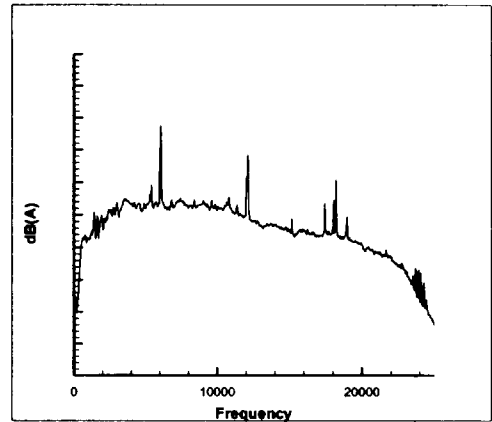


Figure 11. Noise spectrum of measurement point, 3(1) in Case II

하지만, Case I과는 달리 2단 임펠러 성분이 많이 약해져 있으며 주로 1단, 3단 임펠러가 소음의 대부분을 차지하고 있다. 이것은 1단, 3단의 임펠러가 대기중에 오픈되어 있기 때문이며, 1단 임펠러의 회전속도가 빠르므로 큰 소음분포를 보여주고 있다. 또한, Case II는 Case I에서와는 달리 기어소음이 관찰되어진다. 기어소음의 주파수는 기어의 기어수와 축의 회전수를 곱한 것으로 계산에 의하면 약 17456 Hz 정도가 된다.

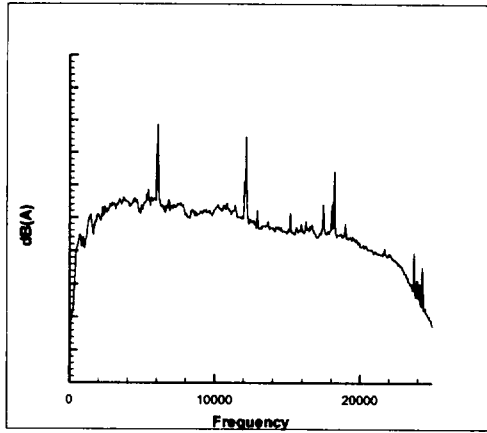


Figure 12. Noise spectrum of measurement point, 3(2) in Case II

4. 원심압축기 소음예측

원심압축기의 소음해석을 위하여 2차원으로 제한된 격자계를 바탕으로 Navier-Stokes 방정식을 적용하였다.

2차원 격자계는 3차원 형상의 mid-span을 기준으로 투영하였으며, 임펠러(impeller), 베인없는 디퓨저(vaneless diffuser), 베인디퓨저(vane diffuser, 2단으로 구성), 스크롤(벌루트, volute)로 구분되는 5개의 patched grid로 구성되어 있다(그림 13).

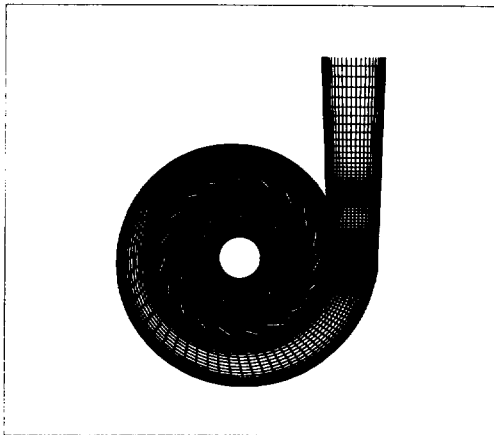


Figure 13. Centrifugal compressor grid system

원심압축기의 유동해석을 위하여 2차원 비정상 압축성 Navier-Stokes 방정식을 이용하였다.

$$\frac{\partial Q}{\partial t} + \frac{\partial E}{\partial x} + \frac{\partial F}{\partial y} = \frac{1}{Ra} \left[\frac{\partial E_v}{\partial x} + \frac{\partial F_v}{\partial y} \right]$$

비점성 플럭스는 Roe의 FDS를 사용하였고, MUSCL 기법을 Koren의 미분제한자(limiter)와 함께 이용하였다. 점성플럭스는 2차 중심차분을 사용하였으며, AF-ADI 시간전진 기법을 적용하였다.

그림 14는 원심압축기 각각의 구성부분을 지나 는 동안의 정압비(static pressure ratio)와 정체압 력비(total pressure ratio)의 분포를 보여주고 있 다. 그림에서 1은 임펠러, 2는 베인없는 디퓨저, 3 은 첫 번째 베인 디퓨저, 4는 두 번째 베인 디퓨 저, 5는 스크롤을 의미하며, 모두 입구 정체압력으 로 무차원화 되었다.

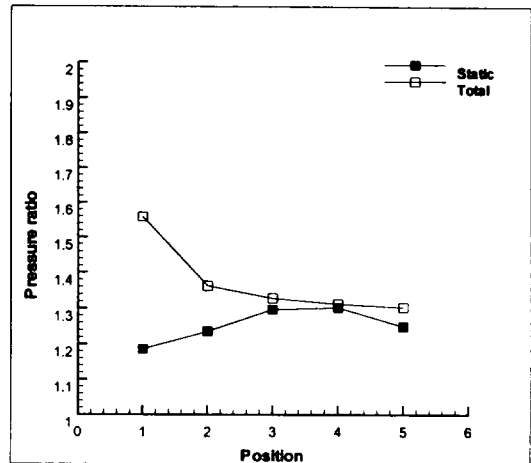


Figure 14. Static and total pressure ratio distribution

정체압력은 압축기의 각 부분을 지나면서 감소 하는 경향을 보여주며, 정압은 디퓨저를 지날 때까 지는 증가하는 양상을 보이다가 스크롤 영역에서 감소하는 모습을 나타낸다. 이것은 스크롤의 설계 에 의해서 스크롤 내부의 유동이 가속되거나 (accelerating) 혹은 감속되어지는(diffusing) 경 우 가 발생하기 때문이다.^{2) 3)}

5. 결론

샘플압축기의 측정결과 및 분석을 통해 가장 주 요한 소음은 BPF 성분이라고 여겨지며, 이러한 특 정주파수 소음이 비정상 이중극 소음의 메커니즘 을 가지고 있음을 알 수 있었다. 또한, 인터콜러와

유동의 상호작용 등에 의한 광대역 소음, 모터 및 냉각팬의 소음도 전체적인 소음에 기여를 하는 것을 보여주었다.

원심압축기 소음예측의 준비단계로서 2차원 격자계에 Navier-Stokes 방정식을 적용하여 유동장을 해석한 결과, 정압은 상승하고 정체압력은 감소하는 것을 볼 수 있었다.

실험한 결과를 바탕으로 하여 원심압축기 소음의 저감방안은 다음의 세가지 정도로 제시할 수 있다. 먼저, 블레이드 수에 의한 BPF 성분을 줄이기 위해서 균일한 유입류를 형성시켜야 한다. 또한, 인터쿨러의 유입관 및 배출관 단면적의 급격한 변화를 막기 위한 확장 및 축소관의 설계를 통해 광대역 소음과 유입류의 난류에 의한 BPF 성분의 증가를 막아야 한다. 마지막으로, 임펠러와 디퓨저 베인의 형상이나 간극 등을 조정하거나 스크롤의 컷오프 형상변화 및 간격을 조절하여 비정상 이중극 상호작용 소음을 줄일 수 있다.

참고문헌

- 1) N.A. Cumpsty, *Compressor Aerodynamics*, Longman Scientific & Technical, 1989.
- 2) David Japikse, Nicholas C. Baines, *Introduction to Turbomachinery*, Concepts ETI, Inc., 1994.
- 3) David Japikse, *Centrifugal Compressor Design and Performance*, Concepts ETI, Inc., 1996.