

원심압축기의 공력소음에 관한 파라미터 연구

A Parametric Study of Aerodynamic Noise in Centrifugal Compressor

선 효 성* · 이 수 갑† · 이 준 근**

Hyosung Sun, Soogab Lee and Jungeun Lee

(2004년 4월 6일 접수 : 2005년 1월 20일 심사완료)

Key Words : Impeller(임펠러), Vaned Diffuser(베인디퓨저), Blade Passing Frequency(깃통과주파수)

ABSTRACT

This paper describes the influence of geometric parameters on the noise generation from a centrifugal compressor. From the analysis of noise measurements, it is observed that Blade Passing Frequency noise related to the rotating impeller is more important, and it is focused on the comparison of this discrete frequency noise according to the shape change. Navier-Stokes solver is used to simulate the flow-field of the impeller and the vaned diffuser, and time-dependent pressure data are calculated and Fourier-transformed to perform the near-field noise prediction. The effects of various geometry design variables such as the gap between the impeller and the diffuser, impeller shape variations on the near-field noise distribution are investigated.

1. 서 론

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 상호작용 소음(interaction noise), 임펠러의 출구유동과 디퓨저 사이의 상호작용소음, 스크롤(scroll)의 컷오프(cut-off)에서 발생하는 소음 등으로 구분해 볼 수 있다.⁽¹⁾ 쿨

링파트는 압축기에서 압축된 고온, 고압의 공기를 냉각시키는 부분으로서 압축된 공기에 의한 제트소음과 이 유동이 쿨러(cooler) 내부의 냉각관과의 충돌소음 등을 발생시킨다. 동력파트는 원심압축기의 임펠러를 회전시키기 위한 구동부분으로서 기어박스 소음, 모터 소음, 모터 냉각팬 소음을 일으킨다.

원심압축기의 소음은 크게 불연속 주파수 소음(discrete frequency noise)과 광대역 소음(broadband noise)으로 분류할 수 있다. 불연속 주파수 소음은 주로 스플리터(splitter)를 포함한 임펠러의 회전에 의한 소음과 임펠러와 디퓨저 베인과의 상호작용에 의한 소음 등을 예로 들 수 있다. 그리고, 광대역 소음은 원심압축기 유동에서 발생하는 난류에 의한 소음과 덕트(duct), 모터(motor) 등과 같은 원심압축기 주변의 구성부품 등에 의해서 발생하는 소음 등으로 분류할 수 있으며 불연속 주파수 소음에 비해서 이론적 접근이 어려운 부분이라고 할 수 있다. 따라서, 비교적 이론적 접근이 용이한 불연속 주파수 소음에 대한 연구가 많이 이루어지고 있다.

원심압축기에서 발생하는 불연속 주파수 소음을 수치적으로 구현하기 위한 시도가 이루어지고 있는

† 책임저자 : 정희원, 서울대학교 기계항공공학부

E-mail : solee@plaza.sun.ac.kr

Tel : (02) 880-7384, Fax : (02) 887-2662

* 서울대학교 기계항공공학부

** 정희원, LG전선(주) 기계연구소 CAE Group 선임연구원

며⁽²⁻³⁾ 원심팬(centrifugal fan)의 경우에 임펠러와 디퓨저의 상호작용에 의해 생기는 불연속 주파수 소음에 관한 해석도 수행되고 있다.⁽⁴⁾ 또한, 회전속도, 블레이드수, 형상변화 등과 같은 설계변수들의 변화에 의해서 원심팬에서 발생하는 소음에 대한 영향을 보여주는 연구결과도 보여지고 있다.⁽⁵⁻⁶⁾ 따라서, 이러한 경향에 맞추어 본 연구에서는 원심압축기의 경우에 형상변수들에 의한 소음변화를 살펴보는 것에 초점을 맞추었다.

2. 유동해석 및 소음예측

3차원 유동해석 및 근접장에서의 소음예측을 수행하기 위해서 사용되는 임펠러 및 디퓨저 형상은 Fig. 1에 제시되어 있다. 이 압축기는 시계방향으로 회전하며 스플리터를 포함하여 22개의 블레이드를 가지고 있다. 또한, 각 블레이드는 back-swept의 형상을 가지고 있다. 디퓨저의 경우에는 10개의 에어포일 베인

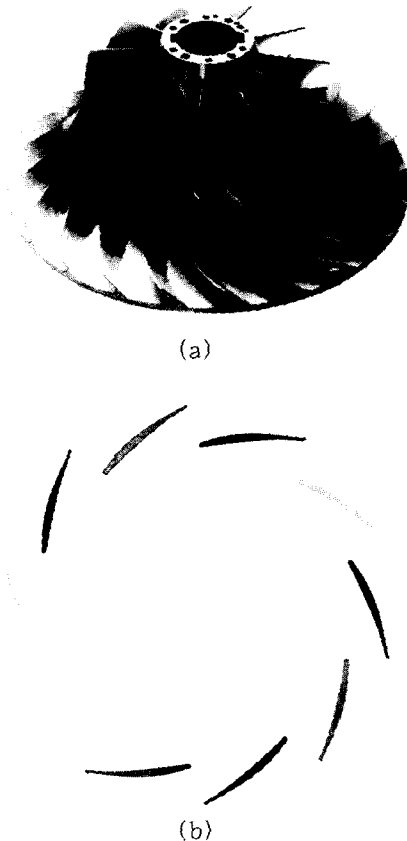


Fig. 1 Impeller and diffuser geometry

(airfoil vane)을 가지고 있다. 회전하는 속도는 9929 rpm이며 임펠러의 블레이드 개수와 연계하여 임펠러의 입구와 출구에서의 첫번째(fundamental) BPF의 값은 각각 1820 Hz, 3640 Hz로 계산할 수 있다.

임펠러와 디퓨저 형상을 포함하는 격자계의 모습은 Fig. 2에 제시되어 있으며 흡입덕트(patch grid), 임펠러(moving grid), 배인 디퓨저(patch grid)로 구성되어 있다.

임펠러 및 디퓨저 유동 및 소음해석을 위해서 3차원 비정상 압축성 Reynolds-averaged Navier-Stokes 방정식을 사용하였다. 이 방정식의 계산을 위해 다음과 같은 수치적인 기법들을 적용하였다. 비점성 플럭스(invscid flux)는 Roe의 upwind-biased flux-difference scheme이 사용되었으며 van Leer의 MUSCL(monotone upstream-centered scheme for the conservative laws) 기법을 Koren의 미분제한자(limiter)와 함께 사용하여 공간상 3차의 정확도를 얻는다. 점성플럭스(viscous flux)는 보통의 2차 중심차분을 이용하여 차분한다. 시간전진(time-marching) 기법으로는 대표적인 내재적 기법(implicit scheme)의 하나인 AF-ADI(approximate factorization - alternating direction implicit) 기법을 사용한다. 또한, 난류효과를 고려하기 위해서 2-equation k-w 난류모델을 적용하였다. 이러한 지배방정식과 수치해석 기법을 기본으로 하여 실험에 의하여 주어진 입력 및 출력조건을 경계조건으로 삼았다.

임펠러와 디퓨저를 포함한 유동해석에 의한 압력분포가 Fig. 3에 제시되어 있으며 임펠러와 디퓨저를 따라서 압력이 증가하는 양상을 보여주고 있다.

임펠러와 디퓨저에서의 소음해석을 수행하기 위한 목적으로 임펠러 입구와 출구, 그리고 디퓨저 베인에서의 압력분포를 시간영역(time domain)과 주파수영역(frequency domain)에 대해 비교해서 제시한 것이

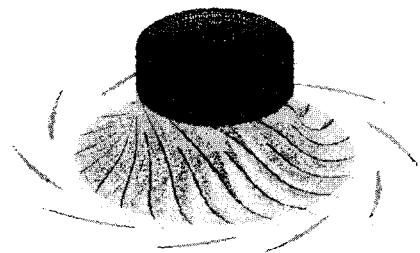


Fig. 2 Computational grid

Fig. 4와 Fig. 5에 제시되어 있다. 임펠러 입구와 출구의 압력분포는 임펠러 입구덕트와 베인없는 디퓨저에서 임펠러 부분과 근접한 위치에서 계산되어졌으며

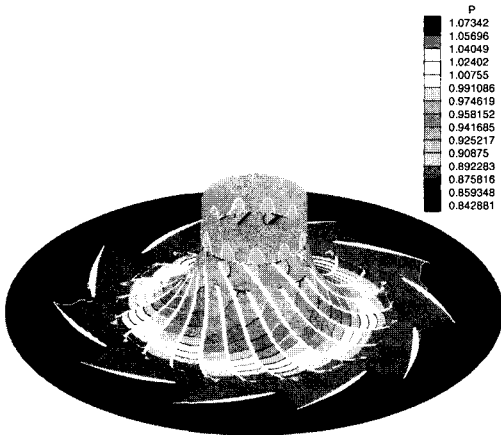
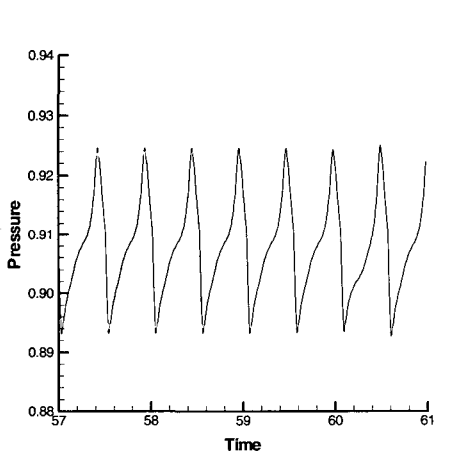
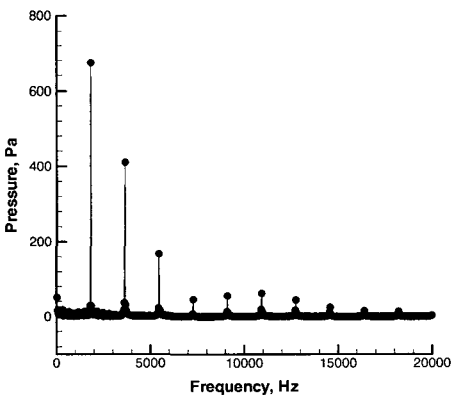


Fig. 3 Flow-field pressure distribution

디퓨저 베인에서의 압력계산은 베인없는 디퓨저에서 베인 디퓨저에 인접한 곳에서 이루어졌다. 시간영역에서는 무차원화된 시간과 압력을 나타내며 주파수영역에서는 실제의 주파수와 압력의 값을 표현하고 있다. 임펠러 입구부분에서는 임펠러 블레이드에 의한 압력변동이 주를 이루고 있으며 상당히 완만한 형태의 분포를 보여주고 있다. 임펠러 블레이드의 BPF의 영향에 의하여 1820 Hz와 그것의 정수배의 주파수에서 피크치(peak value)를 보여준다. 임펠러 출구에서의 압력분포는 임펠러 입구에서와는 다르게 상당히 불규칙적인 모습을 보여주고 있으며 임펠러 출구에서의 제트(jet)와 후류(wake)로 복잡하게 형성되어 있는 유동패턴과 디퓨저 베인 사이의 영향에 의한 결과를 보여주고 있다. 주파수 영역에서는 임펠러 블레이드와 스플리터의 회전에 의한 압력의 변화의 결과로

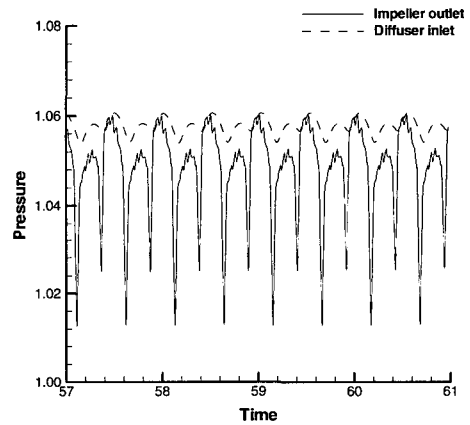


(a) Time domain

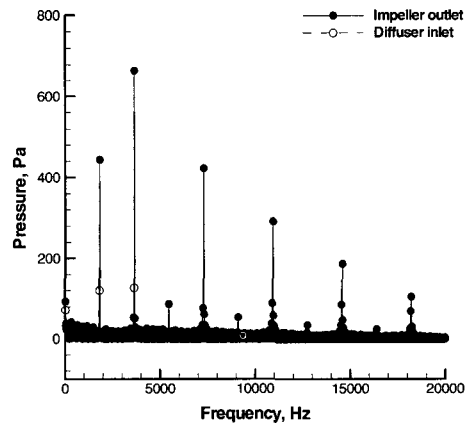


(b) Frequency domain

Fig. 4 Pressure fluctuation in impeller inlet



(a) Time domain



(b) Frequency domain

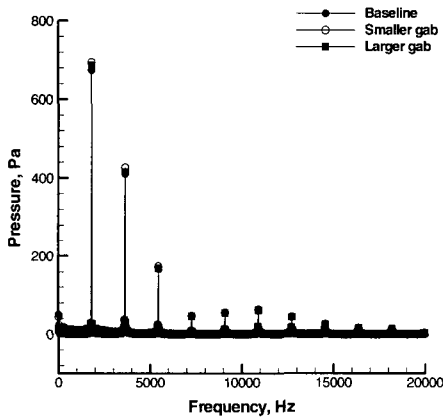
Fig. 5 Pressure fluctuation in impeller outlet

3640 Hz에서의 피크치와 임펠러 블레이드에 의한 1820 Hz에서의 피크치의 뚜렷한 양상을 볼 수 있다.

3. 형상변화에 의한 소음해석 비교

원심압축기의 BPF 소음의 저감에 관한 연구를 수행하기 위해서 임펠러 및 디퓨저 형상의 변화를 통한 소음예측의 변화를 제시하였다. 이러한 목적을 기반으로 하여 다음의 4가지의 형상변화를 토대로 하여 기존의 형상과의 소음예측에 따른 비교를 수행하였다.

- 임펠러와 디퓨저 간격의 영향
- 임펠러 hub 각도의 영향
- 임펠러 shroud 각도의 영향
- 임펠러 두께의 영향



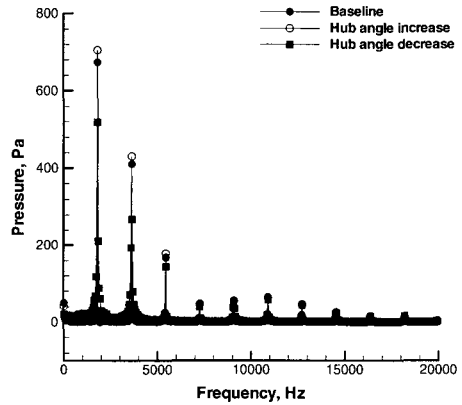
(a) Impeller inlet

3.1 임펠러와 디퓨저 간격의 영향

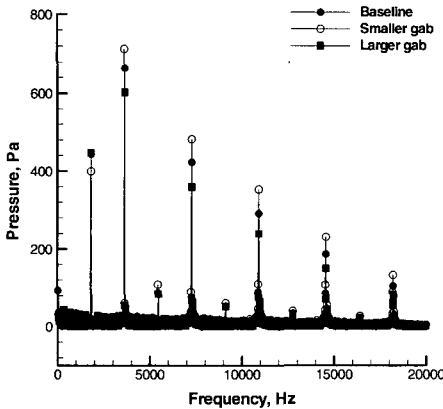
Fig. 6에서는 임펠러의 입구와 출구에서의 소음원과 관련한 압력분포를 비교하였으며 이후의 결과들은 이러한 형식으로 제시될 것이다. 임펠러와 디퓨저의 간격에 대한 변화는 기본값으로부터의 범위를 선택하였다. 임펠러와 디퓨저 간격을 줄이게 되면 임펠러 출구의 유동과 디퓨저 베인 사이의 상호작용의 효과가 크게 나타나서 압력의 시간에 따른 변화의 폭이 증가하게 되어 소음의 정도가 늘어나게 되는 것을 알 수 있다.

3.2 임펠러 Hub 각도의 영향

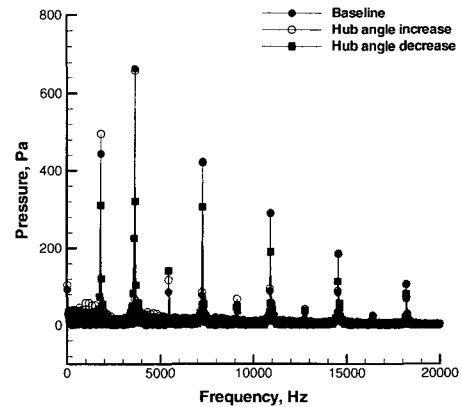
Fig. 7에서는 임펠러의 shroud 부분의 블레이드 각도를 고정시켜 두고 hub 각도의 변화(기본값으로부터의 범위)에 따른 영향을 알아보기 위해서 수치적



(a) Impeller inlet



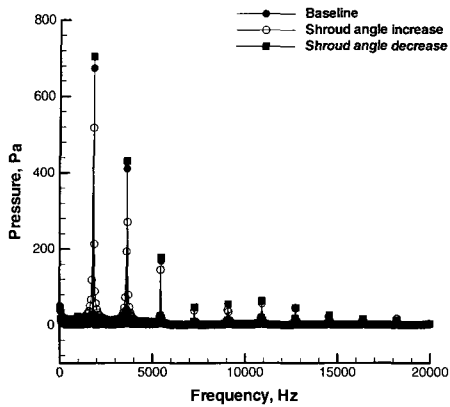
(b) Impeller outlet



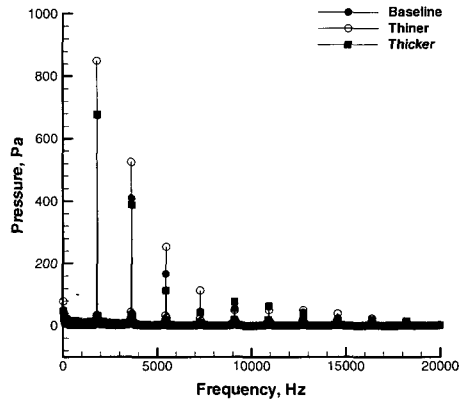
(b) Impeller outlet

Fig. 6 Comparison of noise prediction results (gap between impeller and diffuser)

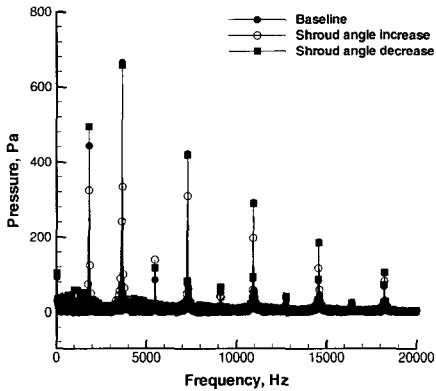
Fig. 7 Comparison of noise prediction results (blade hub angle)



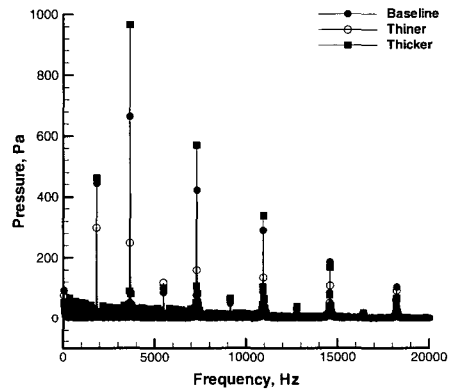
(a) Impeller inlet



(a) Impeller inlet



(b) Impeller outlet



(b) Impeller outlet

Fig. 8 Comparison of noise prediction results (blade shroud angle)

Fig. 9 Comparison of noise prediction results (blade thickness)

인 해석결과를 비교한 것이다. 임펠러 각도의 변화는 유동의 스톨(stall) 현상과 밀접한 관련을 가지고 있기 때문에 허용하는 범위 내에서 적절한 값을 취하였다. 임펠러 hub 각도를 증가시키게 되면 소음의 정도가 커지는 것을 알 수 있다.

3.3 임펠러 Shroud 각도의 영향

Fig. 8에서는 임펠러의 hub의 각도를 고정시켜 두고 shroud 각도를 변화(기본값으로부터의 범위)시켜 임펠러 shroud 각도의 영향을 살펴보았다. 임펠러 shroud의 경우에는 블레이드 각도를 감소시키는 경우에 소음의 정도가 증가하는 양상을 보여주고 있다.

3.4 임펠러 두께의 영향

Fig. 9에서는 임펠러의 두께를 변화시킴으로써 소

음에 어떠한 영향을 주는가를 나타내고 있다. 임펠러 블레이드 각도를의 범위로 변화시켜서 임펠러 두께의 변화를 고려하였다. 임펠러 입구에서는 얇은 두께에서의 압력의 시간에 대한 변화가 크게 나타나서 소음의 정도가 증가하였으며 임펠러 출구에서는 두꺼운 블레이드 형상에서의 후류영향으로 인하여 소음이 크게 나타났다.

4. 결 론

원심압축기에서 발생하는 소음을 저감하는 것을 목표로 하여 중요한 위치를 차지하고 있는 BPF 소음을 수치적인 기법을 기반으로 하여 해석하고 임펠러와 디퓨저의 형상의 변화를 통하여 소음을 줄일 수 있는 기준을 제시하였다. 임펠러와 디퓨저의 형상의

변화를 수반하여 짜여진 격자와 Navier-Stokes 방정식에 의한 유동해석을 바탕으로 임펠러의 입구와 출구에서의 압력의 변화를 비교하였다. 임펠러와 디퓨저 사이의 간격을 줄이면 소음의 정도가 높아지며 이것은 스크롤의 컷오프의 간격에 의한 영향과 비슷한 양상을 보여준다. 임펠러 hub 부분의 각도의 증가와 shroud 부분의 각도의 감소의 영향이 소음의 증가를 일으키게 된다. 임펠러 두께의 영향은 얇은 입구와 두꺼운 출구가 소음을 증가시키게 되는 요인이 되는 것을 알 수 있다.

참 고 문 헌

(1) Cumpsty, N. A., 1989, Compressor Aerodynamics, Longman Scientific & Technical.
 (2) 선효성, 엄승신, 신형기, 이수갑, 2000, "원심압

축기 소음측정과 계산에 관한 연구", 한국소음진동공학회, 춘계학술대회논문집, pp.119~124.

(3) 선효성, 신인환, 이수갑, 2002, "원심압축기 유동해석 및 소음예측에 관한 연구", 한국소음진동공학회, 춘계학술대회논문집, pp.1005~1009.

(4) Jeon, W., Baek, S., and Kim, C., 2003, "Analysis of the Aeroacoustic Characteristics of the Centrifugal Fan in a Vacuum Cleaner", Journal of Sound and Vibration, Vol. 268, pp. 1025~1035.

(5) Jeon, W., 2003, "A Numerical Study on the Effects of Design Parameters on the Performance and Noise of a Centrifugal Fan", Journal of Sound and Vibration, Vol. 265, pp. 221~230.

(6) 전완호, 백승조, 김창준, 허남건, 2002, "청소기의 공력소음 특성과악 및 저소음화에 관한 연구", 한국소음진동공학회, 춘계학술대회논문집, pp.633~638.