creative commons

COMMONS DEED

저작자표시-비영리-변경금지 2.0 대한민국

이용자는 아래의 조건을 따르는 경우에 한하여 자유롭게

- 이 저작물을 복제, 배포, 전송, 전시, 공연 및 방송할 수 있습니다.

다음과 같은 조건을 따라야 합니다:

저작자표시. 귀하는 원저작자를 표시하여야 합니다.

비영리. 귀하는 이 저작물을 영리 목적으로 이용할 수 없습니다.

변경금지. 귀하는 이 저작물을 개작, 변형 또는 가공할 수 없습니다.

- 귀하는, 이 저작물의 재이용이나 배포의 경우, 이 저작물에 적용된 이용허락조건을 명확하게 나타내어야 합니다.
- 저작권자로부터 별도의 허가를 받으면 이러한 조건들은 적용되지 않습니다.

저작권법에 따른 이용자의 권리는 위의 내용에 의하여 영향을 받지 않습니다.

이것은 이용허락규약(Legal Code)을 이해하기 쉽게 요약한 것입니다.

Disclaimer

dCollection

공학석사학위논문

원심형 블로워의 비정상 유동 특성에 관한 연구

An Investigation on the Unsteady Flow in a Centrifugal Blower

2013년 2월

서울대학교 대학원

기계항공공학부

이 찬 영

원심형 블로워의 비정상 유동 특성에 관한 연구

An Investigation on the Unsteady Flow in a Centrifugal Blower

지도교수 강 신 형

이 논문을 공학석사 학위논문으로 제출함

2012년 12월

서울대학교 대학원
기계항공공학부
이 찬 영

이찬영의 공학석사 학위논문을 인준함

2013년 2월

위 원 장 _____

부위원장 _____

위 원 _____

원심형 블로워의 비정상 유동 특성에 관한 연구

서울대학교 대학원
기계항공공학부
이 찬 영

요 약

3차원 비정상 수치해석을 이용해 원심형 블로워의 비정상 유동 특성에 관한 연구를 수행하였다. 압축시스템의 영향을 고려하기 위하여 3차원 해석에 1차원 시스템 모델을 적용하였다. 임펠러 출구 벽 압력 섭동량을 통해 블로워의 소음을 예측하였고 이를 실험결과와 비교하였다. 주파수 분석과 내부 유동 관찰을 통해 유량별 소음특성을 살펴보았다. 임펠러 출구에서의 벽 압력 섭동량에 의한 음압레벨은 유량에 따라 블로워 전체 소음과 유사한 경향을 보인다. 주파수 분석 결과 각 유량별로 특정 주파수가 주요하게 나타났고 이들은 특정 유동 현상과 관련이 있다. 설계점 유량에서는 BPF성분과 그 하모닉 성분들이 주요 소음원으로 작용한다. 유량이 줄어들면서 임펠러 내부에 원주방향 비균일한 저속구간이 주기적으로 발생하기 시작하며 이에 해당하는 2~4kHz 영역의 소음크기가 증가하여 전체 소음레벨이 증가한다. 보다 적은 유량에서는 박리구간이 임펠러 전 블레이드에 걸쳐 성장하며 임펠러 출구에서 원주방향으로 균일한 유동이 형성되어 톤소음이 줄어들고 2~4kHz영역의 소음도 감소한다. 스톨 영역에 가까운 저유량에서는 저주파수 영역의 광대역 소음이 우세하며 톤소음이 작다. 수치해석과 실험 모두 임펠러 출구에서 로테이

팅 스톨이 발견되지만 그에 해당하는 주파수는 차이를 보인다. 시스템 모델을 적용한 결과에서는 해당유량에서 스톨 특성을 다르게 예측하는데, 시스템 변수를 실제와 유사하게 모사함으로써 더 정확한 스톨현상을 예측할 수 있을 것으로 기대된다. 시스템 모델을 적용함으로써 유량 및 압력 섭동이 발산하는 운전점을 서지포인트로 예측하였다. 덕트 단면적과 길이, 플레넘 부피 등의 시스템 변수는 서지 포인트와 서지특성 주파수에도 영향을 미치는데 서지 포인트는 무차원수인 B파라미터와 관계가 있고 서지 주파수는 시스템의 헬름홀츠 주파수와 선형적 관계가 있음을 확인하였다.

주요어 : 원심 블로워, 압축 시스템, 유동 소음, 스톨, 서지
학 번 : 2011-20743

목 차

요 약 i
목 차 iii
List of Tables v
List of Figures vi
Nomenclature ix

1. 서 론 1
1.1 연구 배경 1
1.2 연구 동기 및 목적 2

2. 연구 대상 및 방법 3
2.1 연구 대상 3
2.2 연구 방법 3
2.2.1 수치 해석 방법 3
2.2.2 시스템 해석 방법 4

3. 수치해석 결과 검증 13
3.1 공력 성능 13
3.2 소음 예측 13

4. 유량별 소음 특성 17
4.1 (a)1.0Q_d 17
4.2 (b)0.85Q_d 18

4.3 (c)0.65Q_d ····· 19
4.4 (d)0.45Q_d ····· 19

5. 서지 예측 및 특성 34
5.1 서지 포인트 예측 ····· 34
5.2 시스템 조건과 서지 특성 ····· 35

6. 결 론 43

참고문헌 ····· 45
부 록 ····· 47
Abstract ····· 52

List of Tables

Table 2.1 Specifications of the test blower

Table 2.2 Cases for grid test

Table 2.3 CFD conditions

List of Figures

Fig. 2.1 Cross-section of the test blower

Fig. 2.2 Total pressure and static pressure in volute along azimuth angle (grid test)

Fig. 2.3 Computational grid for numerical simulations

Fig. 2.4 Spectral analysis of wall pressure fluctuation at the impeller outlet (time step test)

Fig. 2.5 Schematic illustration of compression system

Fig. 2.6 Schematic diagram of applying 1D system model to 3D-CFD

Fig. 3.1 Performance of the test blower at the volute outlet and the impeller outlet

Fig. 3.2 A-weighted sound pressure level of wall pressure fluctuation at the impeller outlet and MIC signal

Fig. 4.1 A-wighted noise spectra at the impeller outlet @1.0Q_d

Fig. 4.2 Pressure fluctuation at the impeller outlet @1.0Q_d (from CFD and EXP)

Fig. 4.3 Velocity distribution at the impeller mid span @1.0Q_d

Fig. 4.4 Radial velocity at the impeller outlet @1.0Q_d

Fig. 4.5 A-wighted noise spectra at the impeller outlet @1.0Q_d (with system model)

Fig. 4.6 Radial velocity at the impeller outlet @1.0Q_d (with system model)

Fig. 4.7 Pressure distribution at the diffuser mid span @1.0Q_d

Fig. 4.8 Radial velocity at the diffuser mid span @1.0Q_d
Fig. 4.9 A-wighted noise spectra at the impeller outlet @0.85Q_d
Fig. 4.10 Velocity distribution at the impeller mid span @0.85Q_d
Fig. 4.11 Radial velocity at the impeller outlet @0.85Q_d
Fig. 4.12 A-wighted noise spectra at the impeller outlet @0.65Q_d
Fig. 4.13 Velocity distribution at the impeller mid span @0.65Q_d
Fig. 4.14 Radial velocity at the impeller outlet @0.85Q_d
Fig. 4.15 A-wighted noise spectra at the impeller outlet @0.45Q_d
Fig. 4.16 Velocity distribution at the impeller mid span @0.45Q_d
Fig. 4.17 Radial velocity at the impeller outlet @0.45Q_d
Fig. 4.18 Back flow regions at the diffuser hub @0.45Q_d
Fig. 4.13 Back flow regions at the diffuser hub @0.45Q_d (with system model)
Fig. 4.13 A-wighted noise spectra at the impeller outlet @0.45Q_d (with system model)

Fig. 5.1 Aerodynamic response of the blower to change of throttle line (1D simulation)
Fig. 5.2 Aerodynamic response of the blower to change of throttle line (3D simulation with 1D system model)
Fig. 5.3 Fluctuation of pressure and mass flow rate at the volute outlet responding to change of throttle line from 0.55Q_d to 0.5Q_d
Fig. 5.4 Predicted surge point by 1D and 3D
Fig. 5.5 Relation between surge point and B
Fig. 5.6 Relation between surge frequency and ω_H

Fig. A.1 A-weighted noise spectra at the impeller outlet @1.0Qd

with the variation of the number of data

Fig. A.2 A-weighted noise spectra at the impeller outlet @1.0Qd with the variation of unsteady time steps

Fig. A.3 Pressure fluctuation at the impeller outlet @1.0Qd with Rectangular window and Gaussian window

Fig. A.4 A-weighted noise spectra at the impeller outlet @1.0Qd with the variation of windows

Fig. A.5 Raw and modified data of pressure fluctuation at the impeller outlet @1.0Qd

Fig. A.6 A-weighted noise spectra at the impeller outlet @1.0Qd with the raw data and the modified data

Nomenclature

Roman Symbols

a	Speed of sound (m/s)
A	Cross sectional area of duct (m^2)
b	Breadth (m)
f_1	Pressure rise through blower (Pa)
f_2	Pressure drop through throttle (Pa)
f	Frequency (Hz)
f_n	Shaft rotating Frequency (Hz)
L	Length of duct (m)
L_p	Sound pressure level (dB)
p	Static pressure (Pa)
Q	Mass flow rate (kg/s)
r	Radius (m)
U_t	Impeller tip speed (m/s)
V	Volume of Plenum (m^3)

Greek Symbols

θ	Circumferential location (°)
ρ	Density (kg/m^3)
τ	Time for one pitch rotation (s)
χ	L/A (m^{-1})
ϕ	Flow coefficient

ψ	Pressure coefficient

Subscripts

1	Blower
2	Throttle
a	Atmosphere
d	Results at design point
p	Plenum
$imp.$	Impeller outlet
$diff.$	Diffuser outlet
ref	Reference
sys	Results with system model
$surge$	Surge condition

Superscripts

n	Results of nth time step
$n+1$	Results of $(n+1)^{th}$ time step

Abbreviations

BPF	Blade passing frequency
CFD	Computational fluid dynamics
EXP	Experiment
FFT	Fast fourier transform
SPL	Sound pressure level

제 1 장 서 론

1.1 연구 배경

원심 블로워 내부 유동의 비정상성은 소음과 진동의 원인이 되며 대표적인 비정상 현상인 스톨과 서지는 블로워 성능을 저하시키고 운전영역의 제한을 야기한다. 지금까지 유체기계 내의 비정상 유동에 대한 많은 연구가 이루어져 왔다. 압축기의 비정상 유동에 의해 발생하는 소음에 대한 실험적 연구가 수행되었다.(Feld 외 [2001], Raitor 외 [2008]) 이 연구들에 따르면 유동의 비정상 강도가 블레이드 압력면-흡입면 사이의 압력차와 관련되어있고 이것이 유동 기인 소음의 주 원인이 된다. 수치해석적으로는 최근 들어 축류 팬에서의 유동 소음에 대한 연구들이 이루어 졌으나(Kim 외 [2010], Hase 외 [2011], Park 외 [2011], Lee 외 [2011]) 원심 블로워에 있어서는 그 연구가 충분하지 않다. 원심 블로워의 수치 해석으로는 임펠러와 디퓨저의 상호작용에 의한 비정상성에 대한 연구들이 수행되었는데, 많은 경우 임펠러와 디퓨저 한 패시지에 일어나는 현상이 원주방향으로 동일하게 일어난다는 가정 하에 한 패시지만을 연구 대상으로 삼아 왔다.(Sakaguchi 외 [2008], Liu 외 [2010], Abdelwahab [2010]) 볼류트나 석션 엘보우 같은 비대칭 요소를 포함한 연구에서도 정상 해석이거나 경계 조건으로 실험적 데이터를 적용하는 방법이 주를 이루었다.(Hunziker 외 [2001], Dickmann 외 [2005], Everitt 외 [2011]) 압축기를 포함한 압축 시스템 전체의 비정상성에 대한 연구도 이루어졌는데 1차원 적인 압축시스템 모델을 통해 압축기 내의 서지 현상을 관찰하고 제어하는 연구가 수행되었다.(Greitzer 외 [1976], Ffowcs 외 [1989])

1.2 연구 동기 및 목적

원심 블로워 내부 비정상 유동은 임펠러와 디퓨저의 상호 작용 뿐만 아니라 볼류트의 비대칭성의 영향, 전체 압축시스템 요소의 작용 등에 의해서 발생한다. 따라서 이번 연구에서는 수치 해석적 방법을 통해서 이러한 요인들을 종합적으로 고려하고자 한다. 시간에 따라 변하는 유동은 소음의 원인이 되는데, 임펠러 출구 벽 압력 섭동량을 통해 유동에 의한 소음을 예측하여 이를 동일 블로워에 대한 실험결과(Jeong 외 [2012])와 비교하고, 유동 현상을 분석하여 유량별 소음특성을 밝히고자 한다. 또한 블로워의 3차원 비정상 수치해석에 1차원 압축 시스템 모델을 적용하여 스톨과 서지와 같은 비정상 유동 특성 또한 관찰하고자 한다.

제 2 장 연구 대상 및 방법

2.1 연구 대상

연구 대상은 연료전지 자동차에서 공기를 공급하는데 사용되는 원심형 블로워로 지름 140mm의 임펠러에 메인 블레이드, 스플리터 블레이드 각각 9개를 가지고 있으며 설계회전속도는 40,000rpm이다. 그 뒤로 베인리스 디퓨저가 이어지는데 블로워의 크기 제한 때문에 $r_{_diff}/r_{_imp.}$가 1.286 정도로 일반적인 경우보다 짧은 것이 특징이다. 이어서 오버헝 타입의 볼류트로 구성되어있다. 블로워의 단면 형상을 Fig. 2.1에 나타내었고 제원을 Table 2.1에 정리하였다

2.2 연구 방법

2.2.1 수치 해석 방법

볼류트의 비대칭성 영향까지 포함한 비정상성을 관찰하기 위해 임펠러, 디퓨저 전체 패시지와 볼류트까지 해석 도메인에 포함시켰다. 블로워 전체에 대해 비정상 해석을 수행하는 데에 드는 시간과 비용이 크기 때문에 합리적인 결과를 얻을 수 있는 범위에서 격자수를 최소화 하고 비정상 해석 시간 간격을 최대로 설정하는 것이 중요하다. 먼저 격자의 수준을 정하기 위해 몇 가지 격자에 대한 테스트가 수행 되었다. 임펠러에 대해 격자 수 2,700k, 1,400k개의 두 케이스, 디퓨저와 볼류트에 대해서는 300k, 700k, 1400k의 세 케이스의 조합으로 네 가지의 테스트 케이스를 구성하였다.(Table 2.2) Fig. 2.2에 각 케이스 별로 볼류트 내부의 압

력과 전압력을 볼류트 텅 기준 360도 방향으로 나타내었다. 케이스1을 제외하고 나머지 세 가지 케이스가 같은 결과를 나타내었고 따라서 같은 결과를 나타낸 케이스 중 격자의 개수가 최소인 조합이 선정되었다. 총 2,100k개 정도의 격자가 사용되었고 Fig. 2.3은 계산 도메인의 격자 형상을 나타낸다. 비정상 해석을 수행하기 위한 해석 시간 간격 또한 몇 가지 케이스에 대한 검증을 통해 결정하였다. 메인-스플리터 블레이드 한 피치를 6개, 8개, 10개의 타임스텝으로 나눈 세 가지 해석 결과를 비교하였다. Fig. 2.4는 각 경우에 대해 임펠러 출구에서의 시간에 따른 압력신호를 FFT한 결과이며 피치 당 6개 타임스텝을 제외한 나머지 두 케이스의 결과가 유사하게 수렴함을 알 수 있다. 따라서 그 중 시간 간격이 더 큰 한 피치 당 8개 타임스텝으로 정하였다. 난류 모델은 k-ε을 사용하였다. k-ε모델은 SST에 비해 박리를 상대적으로 늦게 예측하는 것으로 보고되고 있지만, 벽 법칙을 사용하지 않는 SST를 위해서는 벽면의 격자 간격이 작아져야하고 전체 격자개수가 늘어나며, 이에 따라 계산 시간이 오래 걸리게 된다. 전체 패시지에 대한 계산을 수행해야하기 때문에 조금이라도 격자 개수를 줄이는 것이 중요했고 따라서 벽 법칙을 사용하는 k-ε을 사용하기로 한다. 입구 경계 조건으로 전압력과 전온도를, 출구 경계 조건으로 질량 유량을 주었고, 임펠러와 디퓨저의 인터페이스는 원주 방향의 평균값을 취하지 않는 frozen rotor를 적용하였다. 이밖에 경계 조건 및 해석 조건을 Table 2.3에 정리하였다. 비교 실험에서와 같은 위치인 임펠러 출구 허브면에 모니터링 포인트를 설치하여 시간에 따른 압력 변화를 관찰하였다.

2.2.2 시스템 해석 방법

Fig.2.5는 블로워를 포함한 전체 시스템의 개략도이다. 일반적인 압

축 시스템은 공기를 압축하는 블로워와 압축된 공기를 저장하는 플레넘, 유량을 조절하는 쓰로틀 밸브와 각 요소들을 연결하는 덕트로 구성되어 있다. 한 정상 상태에서, 블로워에 의한 압력 상승량과 플레넘 내부의 압력, 쓰로틀에 의한 압력 하강량이 평형을 이루다가 쓰로틀 밸브의 순간적인 개폐에 따라 각 부분의 압력 및 유량 섭동이 일어나고 다시 각 부분이 또 다른 정상상태로 평형을 이루게 된다. 하지만 특정 유량 이하영역에서는 이러한 섭동이 제어되어 평형을 이루지 못하고 그 크기가 점점 증폭되어 정상상태에 이르지 못하게 되는데 이것이 축 방향 일차원적 진동인 서지현상이 된다. 따라서 대표적인 비정상성인 서지현상을 살펴보기 위해서는 블로워 뿐만 아니라 시스템 전체에 대한 고려가 필요하다. 전체 시스템을 격자로 구성하여 수치해석을 수행하기에는 그 비용이 너무 크므로 기존의 블로워에 대한 수치 계산에 나머지 시스템을 일차원적으로 모델링하여 적용하고자 하였다. 시스템에 대한 모델을 세우기 위해 Greitzer [1976]의 논문에 소개된 지배방정식을 사용하였다. 지배방정식은 식 (2.1)-(2.3)과 같다

$$\chi_1 \frac{dQ_1}{dt} = f_1(Q_1) - (p_p - p_a) \tag{2.1}$$

$$\frac{V}{a^2}\frac{dp_p}{dt} = Q_1 - Q_2 \tag{2.2}$$

$$\chi_2 \frac{dQ_2}{dt} = (p_p - p_a) - f_2(Q_2) \tag{2.3}$$

χ_1와 χ_2는 각각 압축기 입구 덕트와 쓰로틀 덕트의 형상에 관계되는 변수이며 f_1은 블로워에 의한 압력상승량, f_2는 쓰로틀 밸브에 의한 압력 하강량을 의미한다. 식 (2.1)과 (2.3)은 블로워와 플레넘 사이, 플레넘과 쓰로틀 밸브 사이의 덕트에서 압력차에 따른 유체의 운동량 방정식이고

식 (2.2)는 플레넘 내부에서의 연속방정식으로부터 유도되었다. 이를 블로워 3D 수치 해석에 적용하기 위해서 정상 해석 결과값을 초기값으로 계산을 진행하며 이전 타임 스텝에서의 유량, 압력 결과를 가지고 지배방정식에 의해 새로운 유량을 계산하고 그 값을 다시 다음 스텝의 출구경계 조건으로 설정해 주는 방법을 사용했다. 이 때 오버슈팅에 의한 발산을 줄이기 위해 식 (2.4)와 같이 댐핑 팩터 α를 적용했다.

$$Q_{\mathrm{modified}}^{n+1} = Q^{n} + \alpha\left(Q^{n+1} - Q^{n}\right) \tag{2.4}$$

미분방정식을 풀 때는 Runge-Kutta 4차 방법을 사용하였다. 이 과정을 도식화 하여 Fig. 2.6에 나타내었다. 쓰로틀 압력 하강량(f_2)은 식 (2.5)와 같이 쓰로틀 유량(Q_2)의 제곱에 비례하는 식을 사용했고 그 비례상수 k를 변화시킴으로써 쓰로틀 라인을 변화시켰다.

$$f_2 = kQ_2^2 \tag{2.5}$$

Table 2.1 Specifications of the test blower.

Design RPM	40,000
Design mass flow rate [kg/s]	0.1756
Number of Impeller blades	18 (9 main, 9 splitter)
Impeller diameter [mm]	140
$b_{imp.}$ / $r_{imp.}$	0.0643
Diffuser type	parallel wall vaneless
$r_{diff.}$ / $r_{imp.}$	1.286
Inlet blade angle @ shroud	60°
Exit blade angle	55°
Volute type	overhung
Volute exit diameter [mm]	72

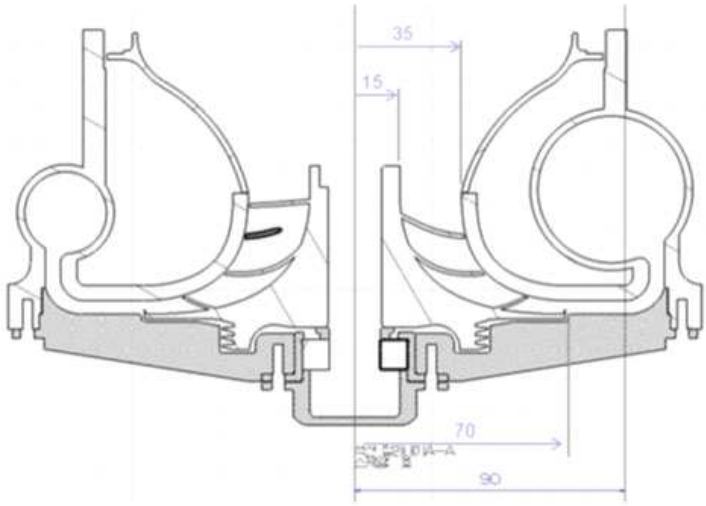


Fig. 2.1 Cross-section of the test blower.

Table 2.2 Cases for grid test.

Case No.	Number of nodes		
	Impeller	Diffuser and Volute	Total
1	2,700k	300k	3,000k
2	2,700k	700k	3,400k
3	1,400k	700k	2,100k
4	1,400k	1400k	2,800k

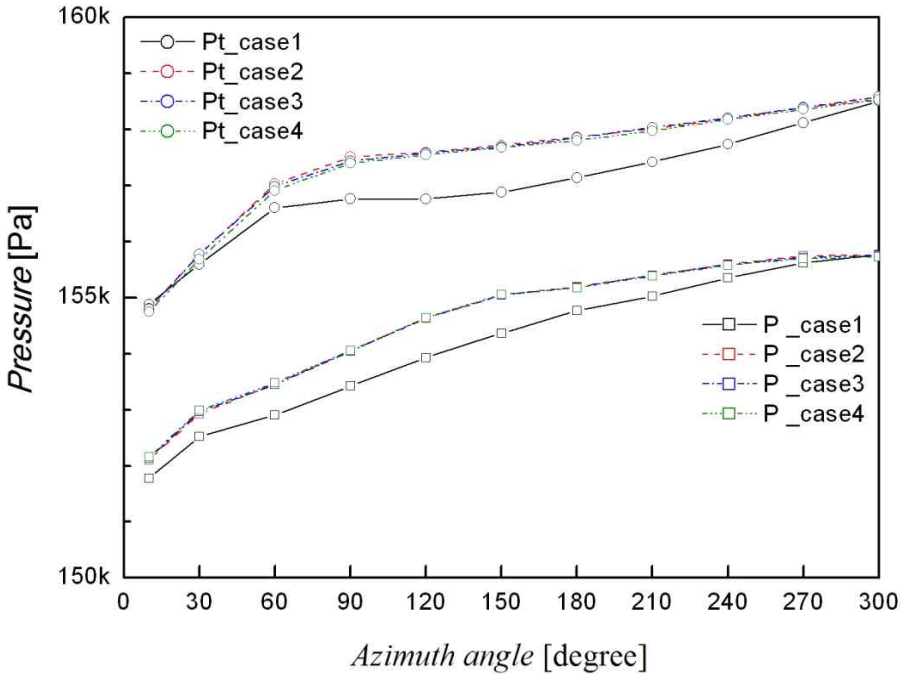


Fig. 2.2 Total pressure and static pressure in volute along azimuth angle. (Grid test)

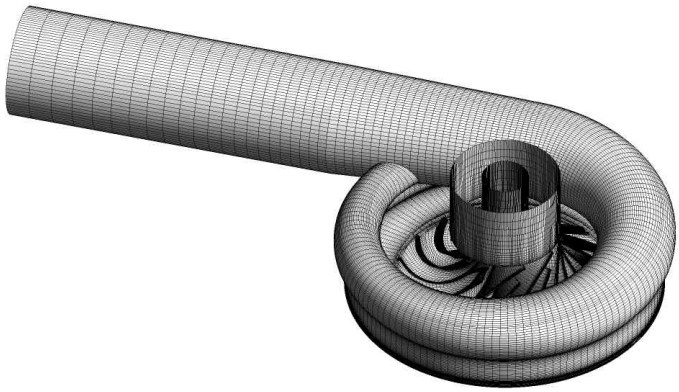


Fig. 2.3 Computational grid for numerical simulations.

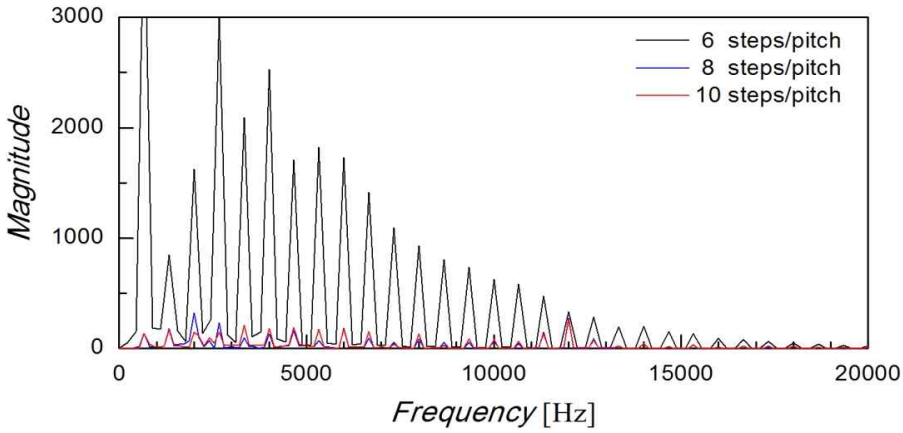


Fig. 2.4 Spectral analysis of wall pressure fluctuation

@ the impeller outlet (time step test)

Table 2.3 CFD conditions.

Grid / Solver	CFX Turbogrid 11, Star-CD / CFX11
$y+$	20-70
Grid size (No. of Nodes)	2,100k
Turbulence model	k-ε model
Simulation type	Unsteady
Unsteady time step	8 steps / a pitch
Inlet B.C.	Total pressure Total temperature Flow vector
Outlet B.C.	Mass flow rate
Interface	Frozen rotor

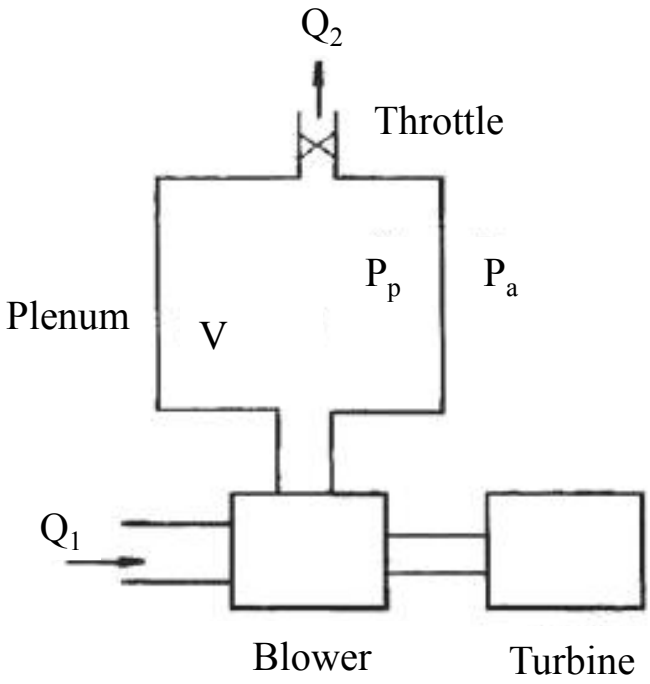


Fig. 2.5 Schematic illustration of compression system

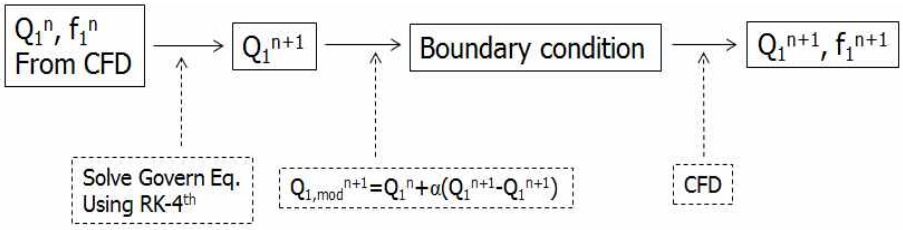


Fig. 2.6 Schematic diagram of applying 1D system model to 3D-CFD

제 3 장 수치 해석 결과 검증

3.1 공력 성능

Fig. 3.1은 블로워의 유량별 성능곡선이다. 가로축은 각 운전 유량을 설계점 유량으로 나눈 값을 표시했고, 세로축은 입구 대기압에 대한 볼류트와 임펠러 출구 압력의 비율이다. 블로워만을 해석대상으로 한 결과를 검정 삼각형으로 표시하였고 시스템 모델을 함께 적용한 결과를 붉은 역삼각형으로 표시하였다. 이를 동일 블로워에 대한 실험에서의 결과와 비교하였다. 임펠러 출구에서의 결과는 수치해석 결과와 실험 결과가 전체적으로 일치한다. 볼류트 출구에 대해서는 수치해석에 의한 결과가 실험값보다 전체적으로 약간 크게 예측되고 유량에 따른 압력비 변화 경향은 유사하나 저유량 영역에서는 실험값과 그 차이가 약간 더 커진다. 즉 디퓨저와 볼류트를 지나면서 회복되는 압력 양이 실험값보다 더 크게 예측된 것이다. 이는 실험에서 주물 제조된 임펠러와 디퓨저 체결에 따른 부차적 손실을 일차적 원인으로 생각할 수 있다. 또한 뒤에서 설명할 저유량에서의 디퓨저 영역 스톨 특성 차이도 추가적 원인이 되는 것으로 보인다. 이후에 유량별 소음 특성을 살펴볼 때에 임펠러 출구에서의 시간에 따른 압력 변화를 소음과 비교하게 되며 따라서 수치 해석 결과가 이후 논의를 진행할 만한 타당성을 갖췄다고 판단된다. 블로워 단독 해석의 결과와 시스템 모델을 적용한 결과는 성능 면에서는 큰 차이를 보이지 않는다.

3.2 소음 예측

임펠러 출구에서의 시간에 따른 벽 압력 섭동량을 A-가중치를 주어

식 (3.1)에 의해 음압 레벨 단위로 변환하고 마이크 신호와 비교하여 Fig. 3.2에 나타내었다.

$$SPL = 20\log(\frac{P}{P_{ref}})[dB], P_{ref} = 2 \times 10^{-5}[Pa] \tag{3.1}$$

실험에서 측정된 임펠러 출구 벽 압력 섭동량을 나타내는 검은 실선과 실험에서의 마이크로 측정된 소음 정도를 나타내는 붉은 실선을 비교해보면, 유량에 따른 유사한 경향성을 확인할 수 있다. 이를 통해 임펠러 출구에서의 벽 압력 섭동을 통해 전체 소음의 경향성을 예측할 수 있다고 판단할 수 있다. 검은 점선으로 표시된 수치 해석 결과 또한 실험과 마찬가지로 유량에 따른 특정한 경향성을 나타내고 있다. 저유량 구간을 제외 하고는 그 크기도 상당히 근사하게 예측하고 있다. 시스템 모델을 적용한 결과를 보면 설계점에서 소음레벨이 약간 감소하고 저유량 구간에서는 약간 증가하여 결과적으로 실험결과와 더 근접한 결과를 나타낸다. 결론적으로 수치 해석으로부터 얻은 임펠러 출구 벽 압력 섭동량을 통해 블로워의 상대적 소음을 어느 정도 예측할 수 있다. 유량별 소음의 특성을 더 자세히 밝히기 위해 특이점이 되는 Fig. 3.2의 (a),(b),(c),(d) 네 운전점에 대해서 주파수 분석을 수행하였고 이와 관련된 유동현상을 살펴 보았다.

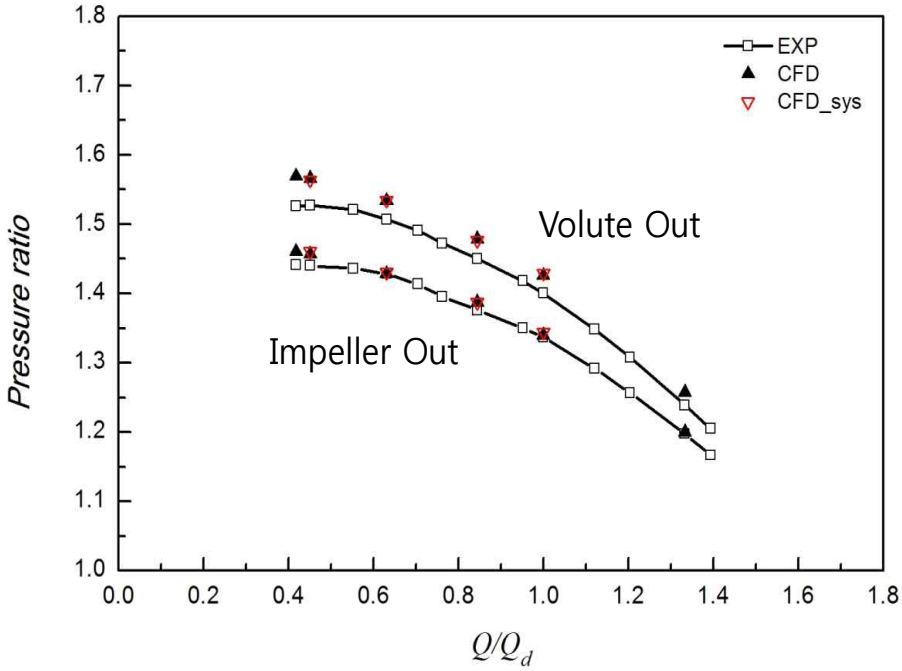


Fig. 3.1 Performance curve of the test blower at the volute outlet and the impeller outlet.

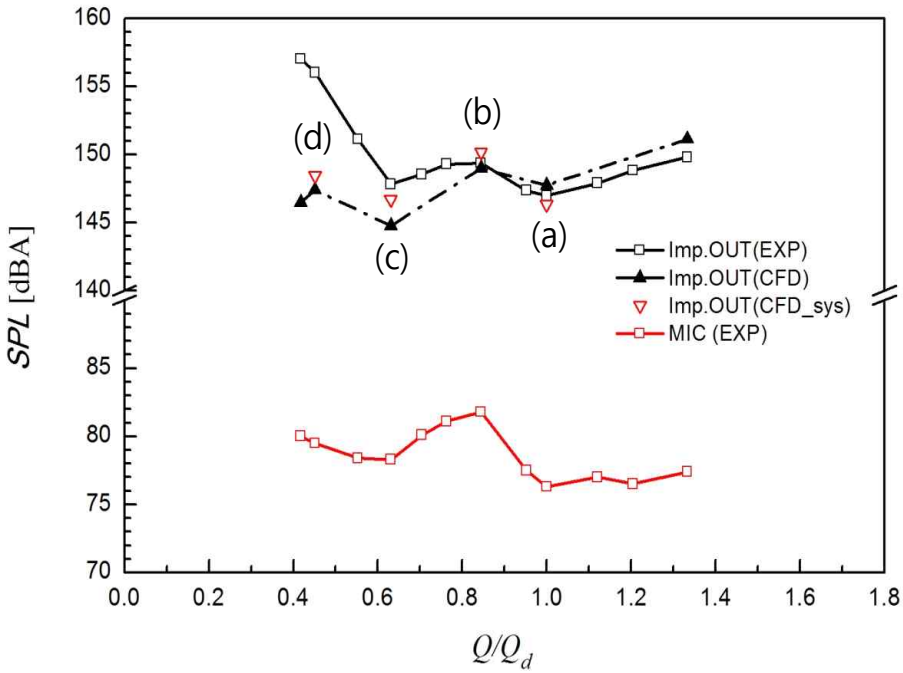


Fig. 3.2 A-weighted sound pressure level of wall pressure fluctuation at the impeller outlet and MIC signal.

제 4 장 유량별 소음 특성

4.1 (a)1.0Q_d

설계점인 (a)1.0Q_d에서 임펠러 출구에서의 시간에 따른 벽 압력 변화를 주파수 분석하여 Fig.4.1에 나타내었다. 실험 결과와 마찬가지로 12kHz 의 BPF성분이 가장 크게 예측되었고 저 주파수로 갈수록 소음레벨이 증가하는 경향을 확인 할 수 있다. 하지만 수치 해석 결과에서는 축 회전 주파수 f_n(666Hz)의 정수배 되는 성분들, 즉 BPF의 하모닉 성분들이 일정간격으로 크게 나타나고 있는데 이는 실험 결과에는 나타나지 않는다. 시간에 따른 임펠러 출구 벽 압력 그래프(Fig. 4.2)를 살펴보면 수치 해석 결과에서는 임펠러 한 바퀴 회전에 해당하는 주기성이 뚜렷이 보이는 반면 실험 결과에서는 뚜렷한 주기성을 찾을 수 없다. 실험에서는 실험 기구의 한계로 수치 해석의 경우와 달리 축 회전 속도를 정확히 일정하게 유지하기 어렵고 또한 진동 등의 부수적인 영향들로 인해 매 회전의 동일성이 보장되기 어렵다. 이러한 이유로 인해 실험 결과에서는 나타나지 않는 f_n의 정수배 되는 성분들이 수치 해석 결과에는 크게 나타나는 것으로 이해할 수 있다. 결과적으로 수치해석을 통해서 설계점에서는 BPF와 그 하모닉 성분이 주요 소음원이라는 정성적 결과와, BPF의 크기, 전체 주파수에 대한 평균적 경향, 전체 소음 레벨 등의 정량적 결과를 얻을 수 있다.

위 결과를 자세히 설명하기 위해 세부 유동현상을 살펴보았다. Fig. 4.3에서 보이듯이 임펠러 내부를 통과하는 유동이 원주 방향으로 균일하며 이러한 균일한 분포가 시간에 따라서도 변하지 않음을 확인할 수 있다. Fig. 4.4은 임펠러 출구 단면에서의 반경방향 속도 분포를 보여준다. 1τ는 메인블레이드-스플리터 블레이드 한 구간 회전에 대한 시간을 의

미하며 중앙의 검은 실선에 모니터링 포인트가 위치한다. 0-1τ 사이의 변화에서 알 수 있듯이 일정한 속도 분포가 임펠러 회전에 따라 같이 회전하며, 한 블레이드 간격를 주기로 같은 속도분포가 반복됨을 확인할 수 있다. 이러한 유동이 주요하여 BPF(12kHz)와 그 하모닉 성분의 소음이 두드러지게 된다.

시스템 모델을 적용한 해석에 의하면 Fig. 4.5에서 보이듯이 톤 소음이 주요함은 동일하지만 블로워 단독 해석 결과에 비해 전체 소음레벨이 감소하였다. Fig. 4.4에 비해 Fig. 4.6에서 블레이드 사이의 고속구간과 저속구간의 구분이 더 뚜렷하게 나타나고 있으며 이로 인해 톤 소음 이외의 광대역 소음 성분이 줄어들게 된 것으로 보인다.

디퓨저에서의 압력분포는 Fig. 4.7과 같다. 디퓨저에서는 임펠러 회전에 따라 변하지 않는 지배적인 압력 분포가 존재하고 있다. 이것은 볼류트의 원주 방향 비대칭성에 의한 것으로 볼류트 텅을 기준으로 위쪽으로 고압력, 아래쪽으로 저압력 구간이 형성된다. Fig. 4.8의 반경방향 속도 컨투어에서는 임펠러 출구 근처에서 블레이드 움직임에 따라 특정한 분포를 보이던 것이 디퓨저 내에서 급격히 혼합되어 원주 방향으로 균일한 분포를 갖게 되며 앞서 말한 디퓨저 내 지배적인 압력 분포에 상응하는 속도 분포를 보인다. 디퓨저 내의 압력과 속도 분포는 이후 검토할 다른 운전점에서도 그 절대적 크기는 다르지만 분포 양상은 같다.

4.2 (b)0.85Q_d

유량이 줄어들어 (b)0.85Q_d 운전점에서는 Fig. 4.9에서 보이듯이 톤 소음의 크기가 약간 줄어들고 2~4kHz 성분이 두드러진다. 이는 실험에서도 동일하게 나타나는 현상으로서 이 영역의 소음 상승이 전체 소음 레벨을 상승시키는 역할을 한다. Fig. 4.10에서 알 수 있듯이 임펠러 블

레이드 뒷전 흡입면에서 박리에 의한 저속 구간이 발생하기 시작하여 원주 방향으로 불균일한 유동이 형성된다. 이 저속 구간은 특정 블레이드에 붙어서 함께 이동하는 것이 아니라 4τ정도의 주기성을 가지고 고정된 특정 위치에서 발생 소멸을 반복함을 알 수 있다. 이러한 불균일성은 임펠러 출구까지 이어져 Fig. 4.11에서 보이듯이 블레이드가 같은 위치에 있더라도 4τ를 주기로 속도의 강약이 반복됨을 확인할 수 있다. 4τ는 2,700Hz에 해당하는 주기로, 2~4kHz구간의 소음 상승 현상을 설명할 수 있다.

4.3 (c)0.65Q_d

유량이 더 줄어들어 (c)0.65Q_d에서는 Fig. 4.12와 같이 톤 소음 크기가 훨씬 더 줄어들었고 앞의 2~4kHz 영역의 성분이 다시 감소하며 이에 따라 전체 소음 크기도 줄어들게 된다. Fig. 4.13에서 볼 수 있듯이, 임펠러 내부에서 저속 영역이 모든 메인 블레이드와 스플리터 블레이드로 확대되고 블레이드 이동에 따라 같이 움직이게 된다. Fig. 4.14의 임펠러 출구 단면에서의 반경 방향 속도 컨투어를 보면 1τ 간격의 주기적인 속도 분포 양상이 보이지만 한 주기 내의 속도차가 크지 않고 원주 방향으로도 거의 균일한 분포가 나타난다. 따라서 2~4kHz 영역의 소음도 줄어들고 전체적인 톤 소음도 줄어들어 전체 소음크기가 감소하게 된다.

4.4 (d)0.45Q_d

(d) 0.45Q_d에서는 Fig. 4.15의 주파수 분석에서 보이듯이 저주파수 영역에서 실험값과 상당히 다른 양상을 보인다. 실험에서는 f_n(666Hz)보다 약간 작은 612Hz의 소음성분이 크게 나타난 반면 수치 해석에서는

3000Hz 성분이 크게 예측되었다. 유동 현상을 살펴보면 임펠러 내에서 저속 구간이 더욱 성장하여 모든 블레이드에 비슷한 크기로 형성 되고 블레이드를 따라 회전한다(Fig. 4.16) 임펠러 출구 단면에서의 반경 방향 속도 분포(Fig. 4.17)는 이전의 운전점에서와는 큰 차이를 보이는데 허브와 쉬라우드에서 교대로 역류 구간이 나타나며 또 그것이 이동하는 속도는 기존의 1τ주기보다 훨씬 느리다. Fig. 4.18은 디퓨저 허브에서 반경방향 속도가 0이하인 역류 구간을 표시한 컨투어이다. 임펠러 출구 근처에서 전체 블레이드 패시지와 같은 개수인 9개의 역류 구간이 형성되지만 임펠러보다 느린 속도로 회전 한다. 이것은 로테이팅 스톨(rotating stall)의 전형적인 특징으로 알려져 있다. 임펠러가 한 바퀴 회전하는 동안 하나의 역류구간은 반 바퀴 회전하게 되고 이에 따른 주파수 성분은 333Hz이다. 즉 총 9개의 역류 구간이 고정된 모니터링 포인트를 지나면서 약 3000Hz의 주파수 성분을 나타내게 된다. 이렇듯, 수치해석에서 예측된 스톨 특성이 실험에서의 스톨 특성과 차이를 보이며 이것이 원인이 되어 저유량 구간의 성능과 소음 예측에 있어 오차가 생기게 된다.

블로워 단독 수치 해석 결과와는 달리 시스템 모델이 적용된 결과에서는 Fig. 4.19에서와 같이 10개의 역류 구간이 관찰되며 주파수로는 3300Hz의 소음 성분을 만든다.(Fig. 4.20) 시스템 모델의 적용으로 인해 저유량 구간의 스톨 특성이 다르게 예측됨을 알 수 있다. 비록 두 가지 수치 해석 결과 모두 저유량 영역에서의 소음 특성을 정확히 예측하지 못했지만 시스템 모델을 적용함으로써 다른 스톨 특성을 보인다는 결과로부터 저유량 영역 해석의 개선 가능성을 엿볼 수 있다. 이번 연구에서는 계산 수렴 속도를 고려하여 덕트 길이나 플레넘 부피 등의 시스템 변수들을 임의로 선정하였기 때문에 실험 결과와 일치하는 결과를 얻기는 어려웠다. 실제 실험 조건과 같은 압축 시스템 변수를 적용한다면 실험에 근접한 결과를 얻을 수 있을 것으로 기대한다.

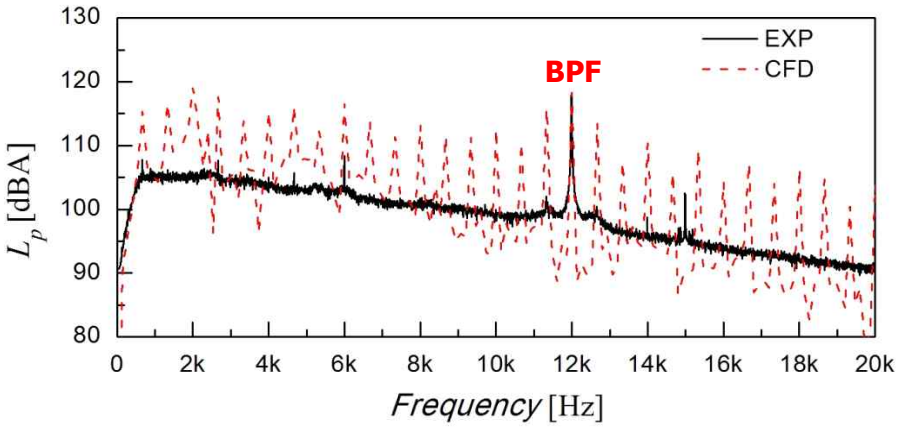


Fig. 4.1 A-weighted noise spectra at the impeller outlet @1.0Q_d

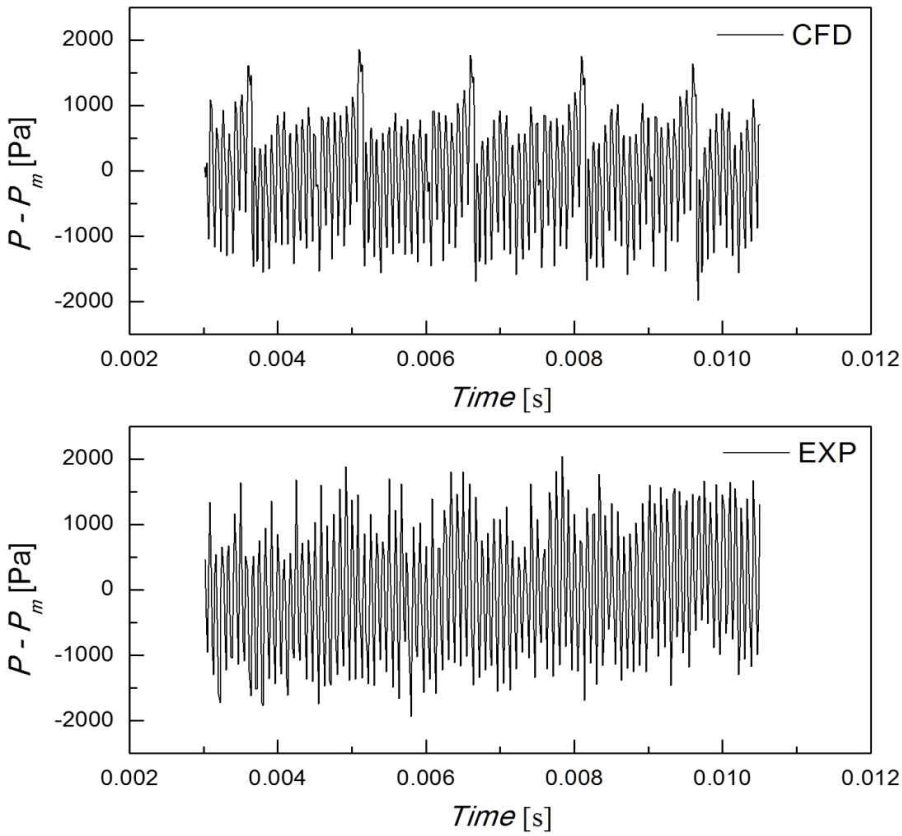


Fig. 4.2 Pressure fluctuation at the impeller outlet @1.0Q_d (from CFD and EXP)

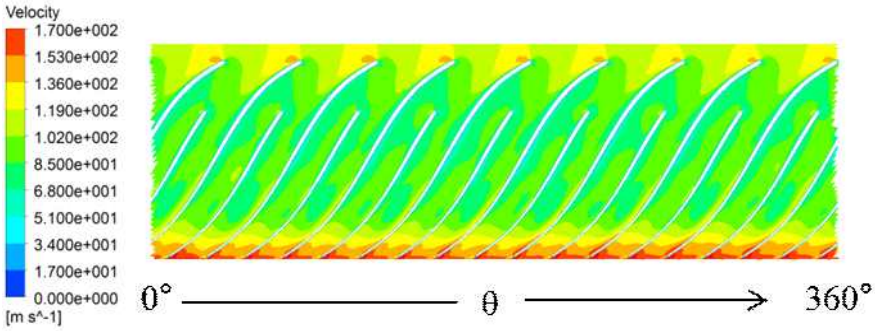


Fig. 4.3 Velocity distribution at the impeller mid span @1.0Q_d

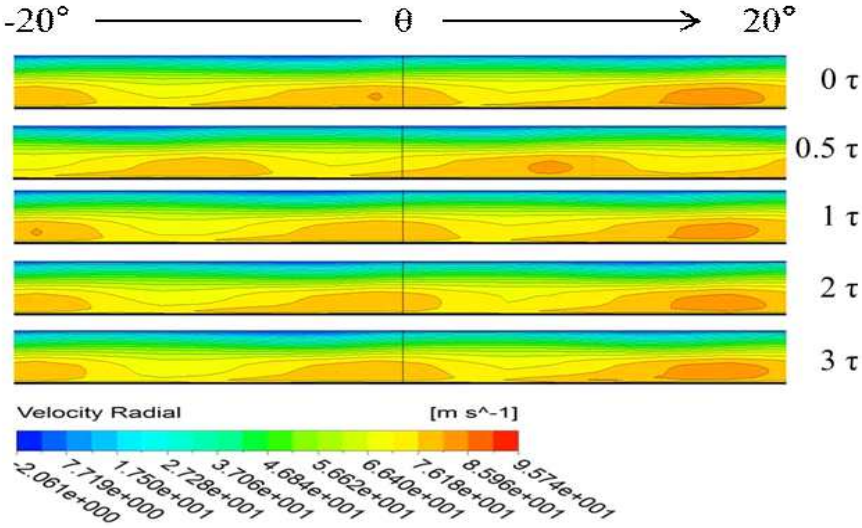


Fig. 4.4 Radial velocity at the impeller outlet @1.0Q_d

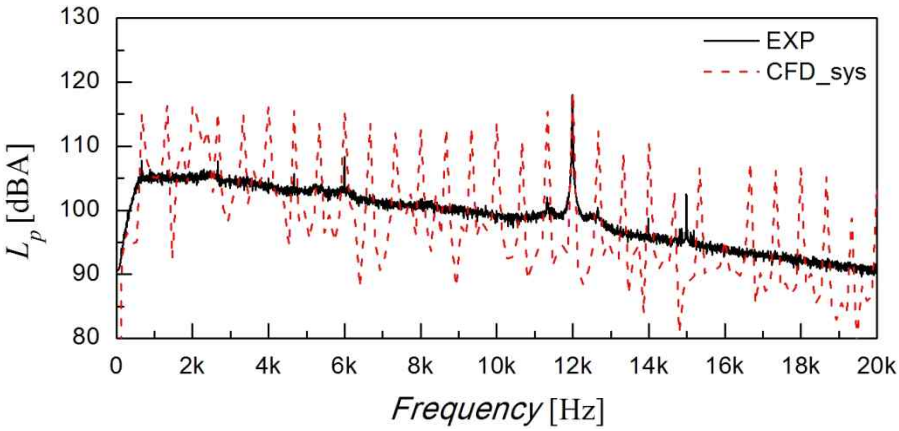


Fig. 4.5 A-weighted noise spectra at the impeller outlet @1.0Q_d (with system model)

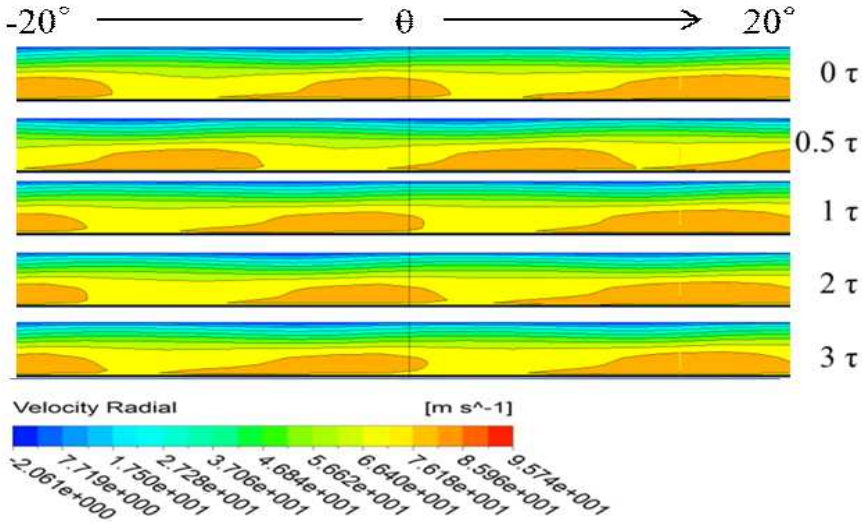


Fig. 4.6 Radial velocity at the impeller outlet @1.0Q_d (with system model)

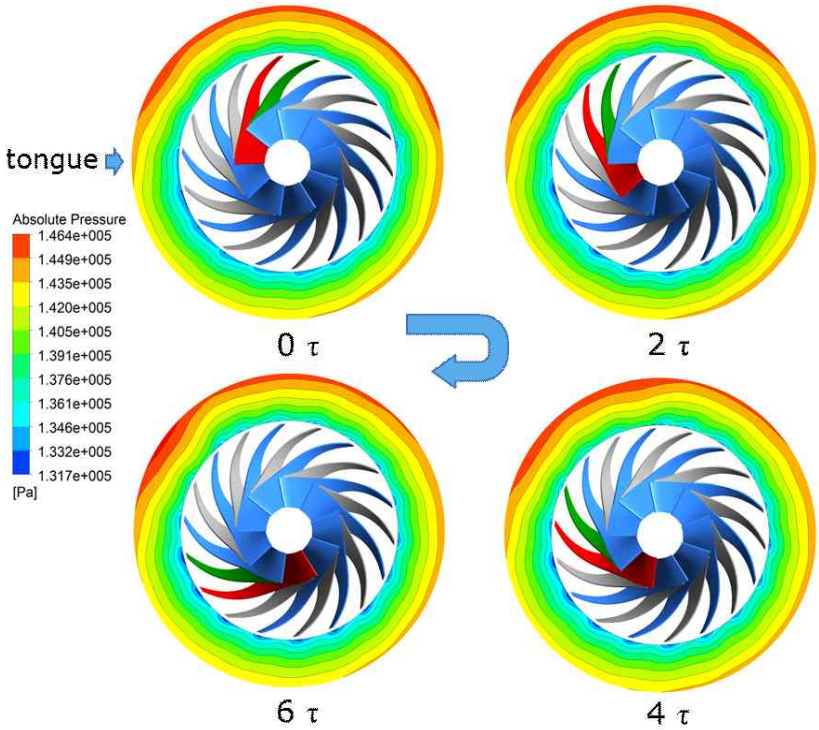


Fig. 4.7 Pressure distribution at the diffuser mid span @1.0Q_d

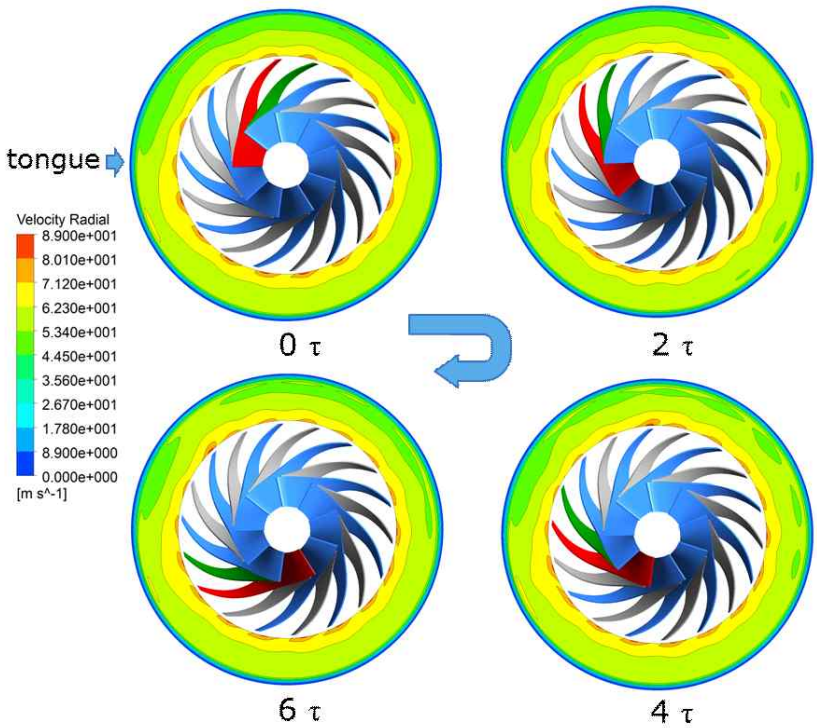


Fig. 4.8 Radial velocity at the diffuser mid span @1.0Q_d

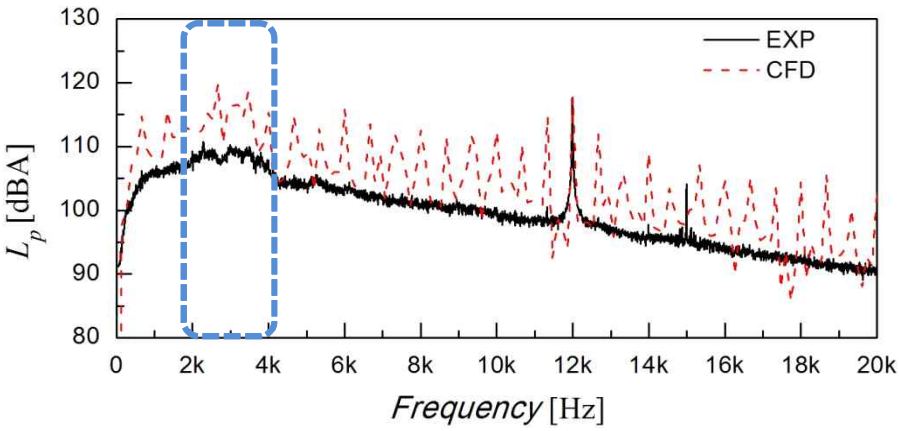


Fig. 4.9 A-weighted noise spectra at the impeller outlet @0.85Q_d

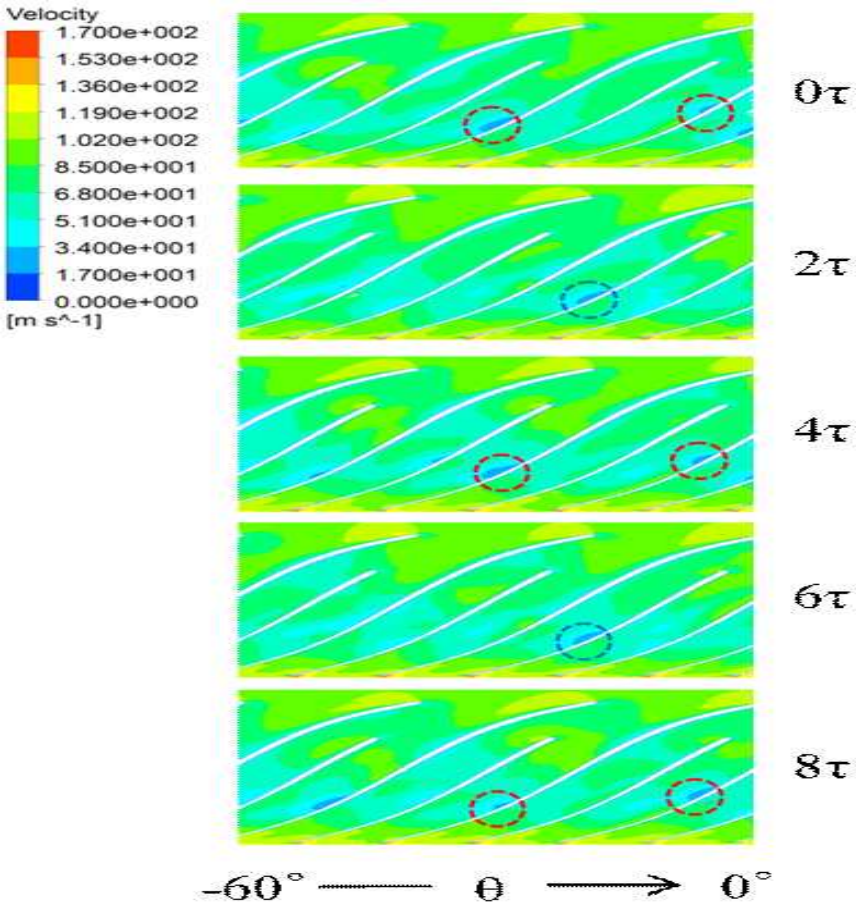


Fig. 4.10 Velocity distribution at the impeller mid span @0.85Q_d

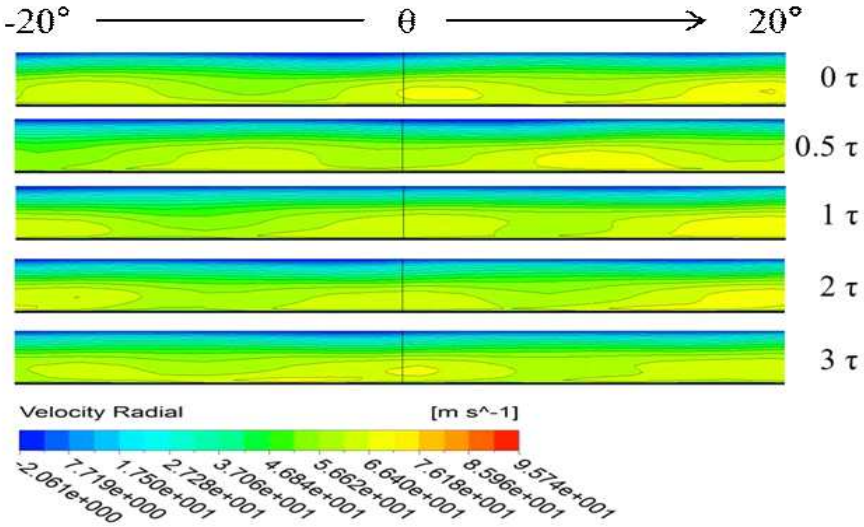


Fig. 4.11 Radial velocity at the impeller outlet @0.85Q_d

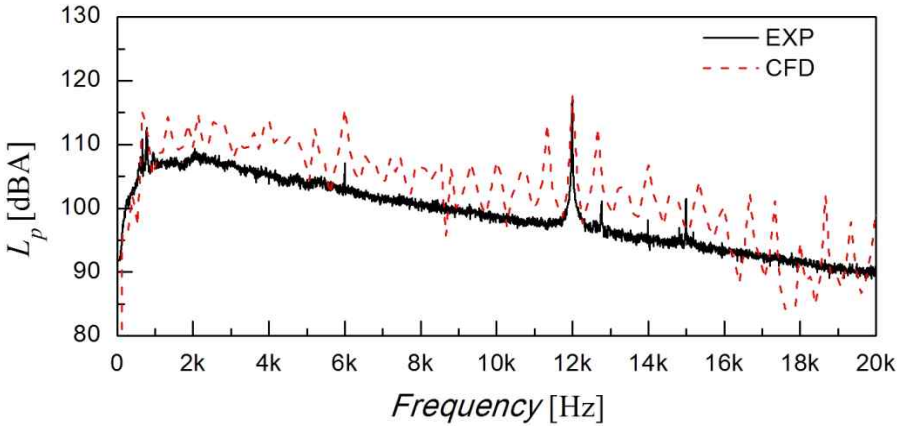


Fig. 4.12 A-weighted noise spectra at the impeller outlet @ 0.65Q_d

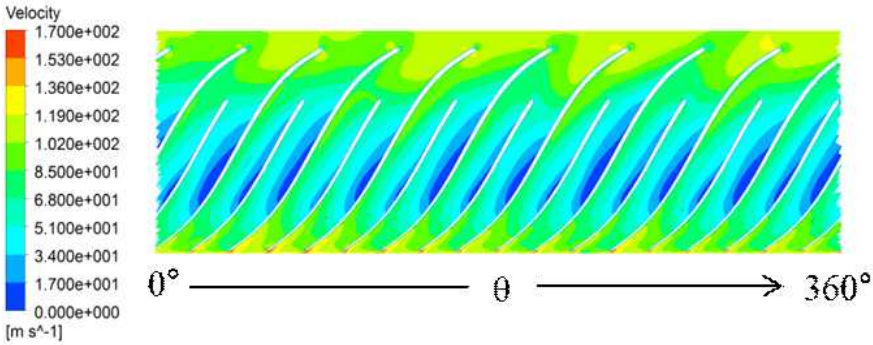


Fig. 4.13 Velocity distribution at the impeller mid span @0.65Q_d

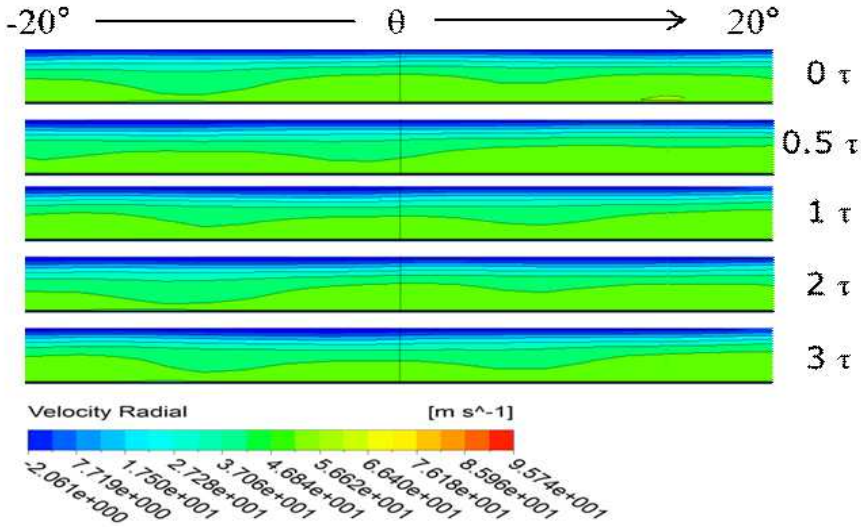


Fig. 4.14 Radial velocity at the impeller outlet @0.85Q_d

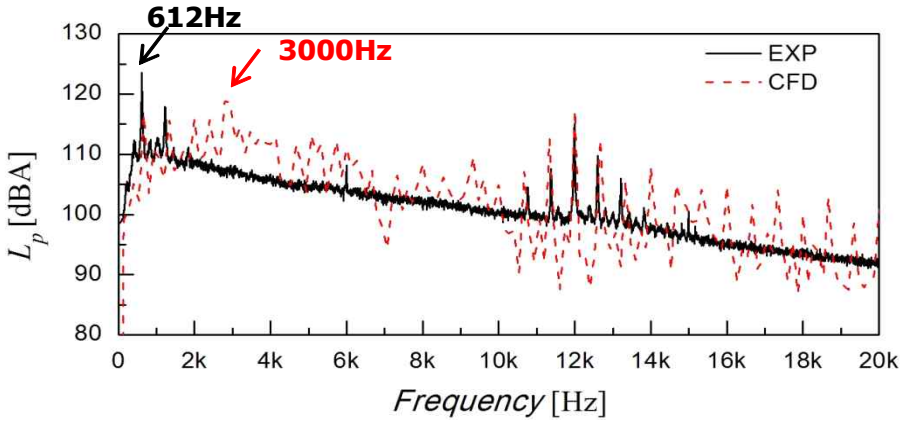


Fig. 4.15 A-weighted noise spectra at the impeller outlet @ $0.45Q_d$

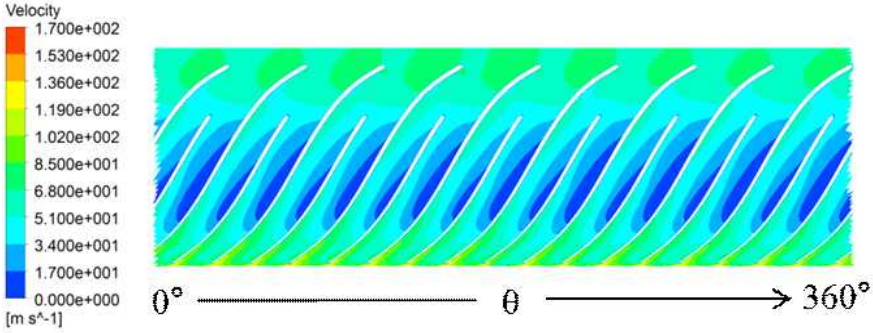


Fig. 4.16 Velocity distribution at the impeller mid span @$0.45Q_d$

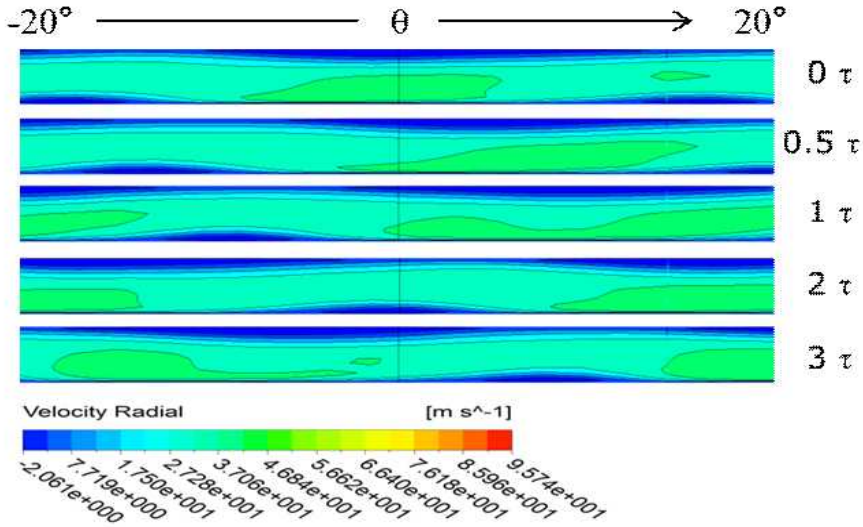


Fig. 4.17 Radial velocity at the impeller outlet @0.45Q_d

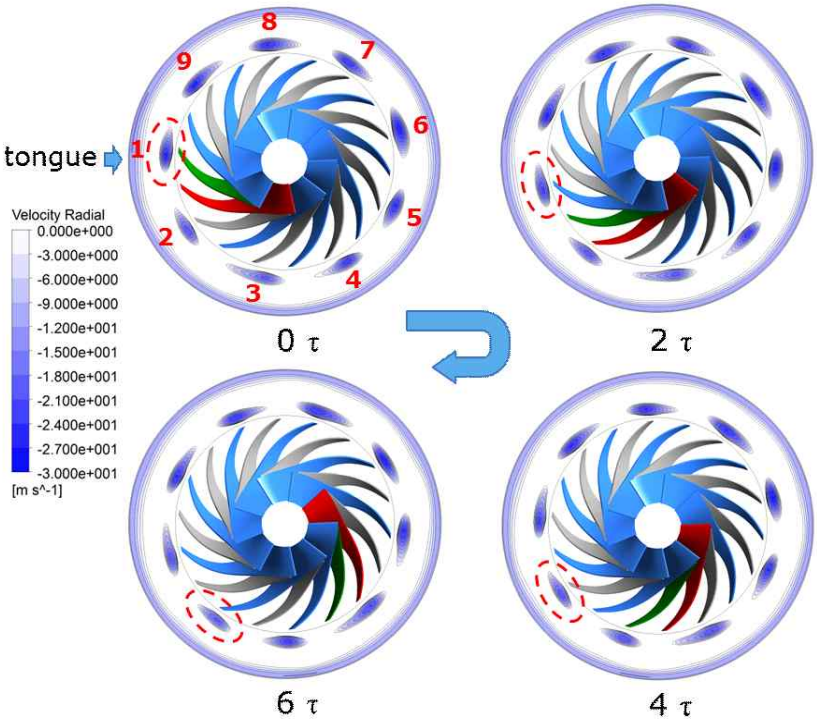


Fig. 4.18 Back flow regions at the diffuser hub @0.45Q_d

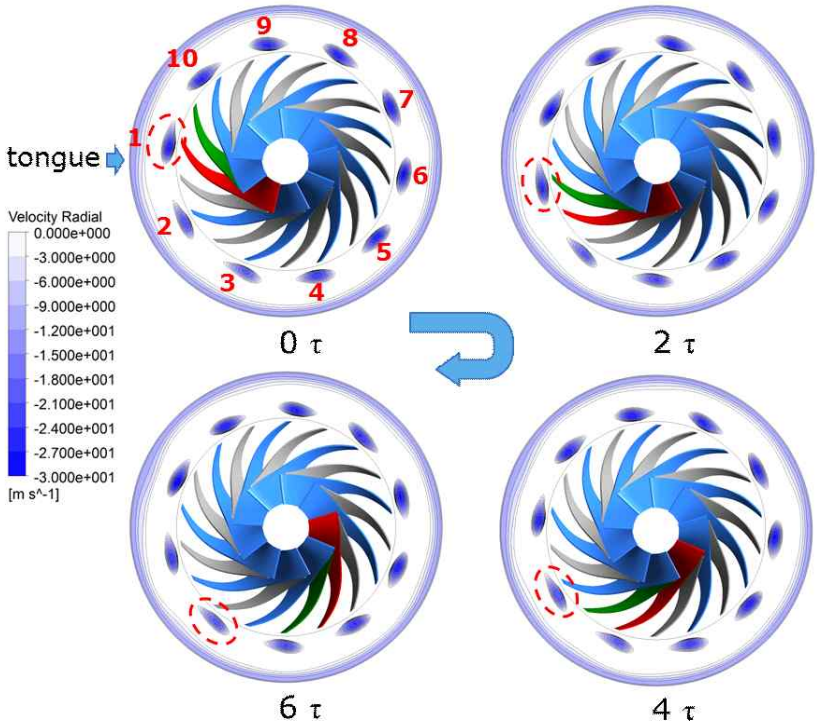


Fig. 4.19 Back flow regions at the diffuser hub @0.45Q_d (with system model)

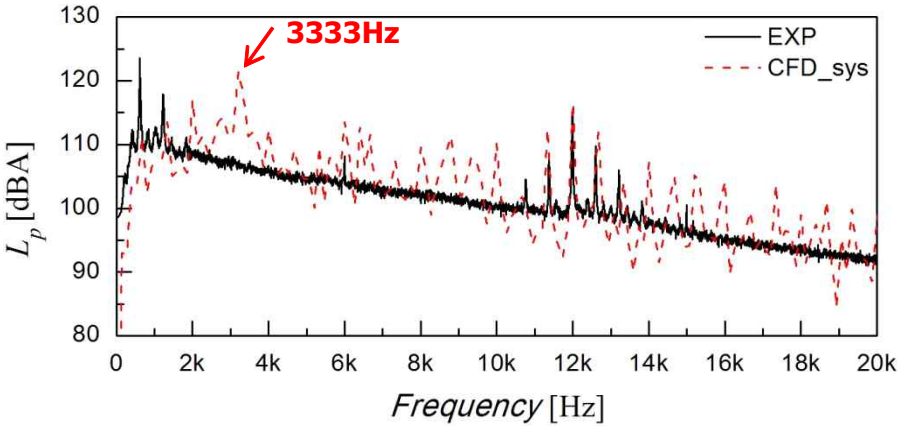


Fig. 4.20 A-weighted noise spectra at the impeller outlet @ 0.45Q_d (with system model)

제 5 장 서지 예측 및 특성

5.1 서지 포인트 예측

시스템 모델을 적용하여 설계점 유량부터 저유량으로 운전점을 변화시키며 그에 대한 비정상 반응을 관찰하였다. 시스템을 해석할 때 식(2.1)의 블로워에 의한 압력 상승량(f_1)을 적용하는 방법에 따라 두 가지 해석 방법을 사용하였다. 첫 번째는 수치 해석 결과로부터 얻은 블로워의 성능 곡선을 유량에 대한 4차식으로 근사하여 f_1에 적용하는 방법으로 이후에 1D 예측방법이라 부르기로 한다. 또 다른 한 가지는 블로워 3D 비정상 수치해석 과정에 직접 시스템 모델을 적용하는 것으로 볼류트 출구의 실시간 압력 변동이 f1에 적용된다. 이를 3D 예측방법이라 부르기로 하며 이 방법을 통해서 시스템의 일차원적인 영향과 더불어 임펠러 회전에 따른 비정상성의 영향까지 함께 고려하게 된다. 입출구 덕트의 길이는 0.2m, 단면적은 0.004m^2, 플레넘 부피는 0.001m^3 으로 선정하여 계산을 진행하였다.

Fig. 5.1은 1D 예측 방법으로 압축 시스템을 해석하였을 때 쓰로틀 라인 변화에 따른 압축기 압력 및 유량변화를 나타낸다. 설계점 근처($1.0Q_d \rightarrow 0.85Q_d$)에서는 쓰로틀 밸브가 닫히면서 유량이 줄고 압력이 높아지며 다음 정상상태로 수렴함을 볼 수 있다. 하지만 저유량 구간($0.42Q_d \rightarrow 0.34Q_d$)에서는 다음 정상상태로 수렴하는 궤적이 길어지며 특정 유량점($0.33Q_d$) 이하가 되면 유량과 압력이 안정 상태로 수렴하지 않고 발산함을 확인할 수 있다.

마찬가지 과정으로 3D 예측방법을 사용하여 해석한 결과를 Fig. 5.2에 나타내었다. 설계점 유량($1.0Q_d$)으로부터 $0.95Q_d$, $0.85Q_d$, $0.63Q_d$, $0.55Q_d$ 유량점 까지 순차적으로 유량을 줄였을 때는 섭동이 억제되며 다

음 정상상태로 수렴되었지만 $0.55Q_d$에서 $0.5Q_d$로 쓰로틀을 닫았을 때에는 수렴하지 못하고 발산하였다. 이때의 압력과 유량의 반응을 Fig. 5.3에 나타내었고 압력과 유량의 진폭이 점점 증가하여 발산함을 확인할 수 있다.

이를 종합하여 Fig. 5.4에 1D, 3D 예측 방법에 의해 예측된 서지 포인트와 일반적으로 이론적 서지 포인트로 사용되어 온 성능곡선의 기울기가 0인 점을 함께 표시하였다. 1D에 의해서는 성능곡선 기울기가 0인 지점(설계점 유량 대비 33%) 보다 조금 저유량인 설계점 유량 대비 32.6%지점에서 서지를 예측하였지만 3D 예측에 의하면 그보다 더 큰 유량인 55%지점에서 서지를 예측하고 있다. 이는 시스템에 의한 공진 주파수와 블로워 내부의 특성 주파수 사이의 상호작용에 의해 보다 큰 유량에서 유동의 섭동이 제어되지 못하고 증폭되기 때문이다.

5.2 시스템 조건과 서지특성

일차원 시스템 모델식인 식 (2.1)-(2.3)에서 유량과 압력 변화에 영향을 미치는 변수는 입구 덕트 길이(L_1)와 단면적(A_1),플레넘 부피(V) 등이다. 이러한 시스템 조건과 서지 특성의 관계를 알아보기 위해 여러 가지 시스템 조건하에 1D 예측 방법으로 서지 포인트와 서지 주파수를 구하였다. 이 관계를 일반화 하기 위해 시스템 모델식을 무차원화 하면 식 (5.1)-(5.3)과 같다.

$$\frac{d\phi_1}{dt^*} = B[\psi(\phi_1) - P_p] \tag{5.1}$$

$$\frac{dP_p}{dt^*} = \frac{\phi_1 - \phi_2}{B} \tag{5.2}$$

$$\frac{d\phi_2}{dt^*} = \lambda B[P_p - T(\phi_2)] \tag{5.3}$$

$$\phi_1 = \frac{Q_1}{\rho A_1 U_t}, \phi_2 = \frac{Q_2}{\rho A_1 U_t}, P_p = \frac{p_p - p_a}{\frac{1}{2}\rho U_t^2}, \psi = \frac{f_1(Q_1)}{\frac{1}{2}\rho U_t^2}, T = \frac{f_2(Q_2)}{\frac{1}{2}\rho U_t^2},$$

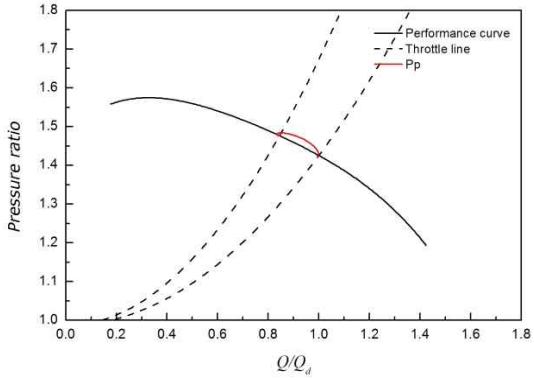
$$t^* = \omega_H t, \omega_H = a\sqrt{\frac{A_1}{VL_1}}, B = \frac{U_t}{2a}\sqrt{\frac{V}{A_1 L_1}}, \lambda = \frac{\chi_1}{\chi_2}$$

무차원화 된 식에서는 B파라미터가 압력 및 유량의 변화에 영향을 미치게 되는데 B파라미터는 시스템의 형상변수들로 이루어진 무차원수이다. 또한 시스템의 헬름홀츠 공명 주파수로 알려진 ω_H 또한 시스템 형상 변수들의 조합으로 구성되어있으며, 시스템의 특성 주파수를 나타낸다. 여러 가지 시스템 조건에 대한 1D 예측 결과를 살펴보면 파라미터 B의 크기와 서지 포인트가 특정한 관계를 나타낸다.(Fig. 5.5) 특정 B(≈ 0.4)이상에서 서지 포인트는 거의 일정하며 그 아래 영역에서는 B가 작아질수록 서지 발생 유량이 작아진다. 즉, 플레넘 부피(V)를 줄이거나 덕트(A_1, L_1)를 더 크고 길게 만들면 서지 포인트를 더 낮출 수 있다. 실제 실험에서는 실험 조건의 한계로 40%유량까지 실험이 수행되었고 서지는 관찰되지 않았다. 실험에서는 덕트 길이가 1m 이상으로 수치해석에서 임의로 선정한 덕트 길이(0.2m)보다 더 길기 때문에 더 안정적인 조건이 되고 따라서 더 저유량 쪽에서 서지가 발생하는 것으로 설명할 수 있다.

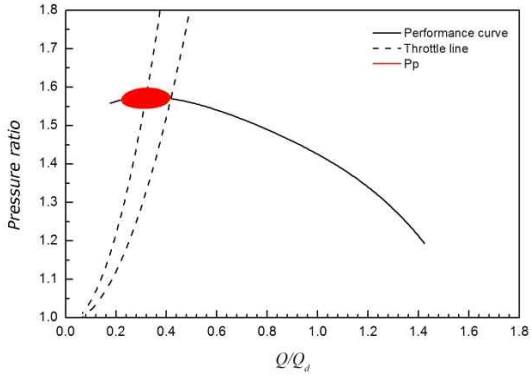
시스템 조건과 서지 주파수 사이에서도 특정한 관계를 찾을 수 있으며 이 관계를 Fig. 5.6에 나타내었다. 서지 주파수는 시스템의 헬름홀츠 공명 주파수 ω_H에 선형적으로 비례하는 것을 알 수 있다. 이 관계를 식으로 나타내면 식 (5.4)와 같다.

$$f_{surge} = k\omega_H + c, k = 0.18, c = -8 \tag{5.4}$$

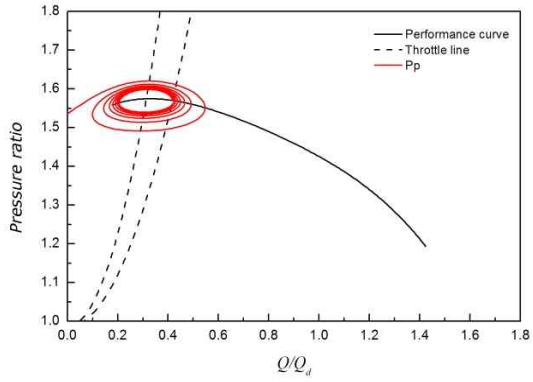
특히 서지 주파수는 안전 영역에서의 운전점 간 이동에서 나타나는 주파수와도 동일하다. 특히 3D 예측에 사용된 시스템 조건은 ω_H가 1400 정도로, 예측되는 서지 주파수는 250Hz에 달한다. 이는 저유량 영역에서 관찰된 스톨주파수(333Hz)와 같은 자릿수이며 이러한 진동 성분들이 상호 작용하여 스톨 특성 및 서지 포인트 예측이 실험과 차이를 나타내는 것으로 생각된다. 실험에서는 덕트가 더 길어서 ω_H가 더 작고 이에 따라 시스템 특성 주파수가 훨씬 작다.



(a) $1.0Q_d \rightarrow 0.85Q_d$



(b) $0.42Q_d \rightarrow 0.34Q_d$



(b) $0.42Q_d \rightarrow 0.33Q_d$

Fig. 5.1 Aero dynamic response of blower to change of throttle line (1D simulation)

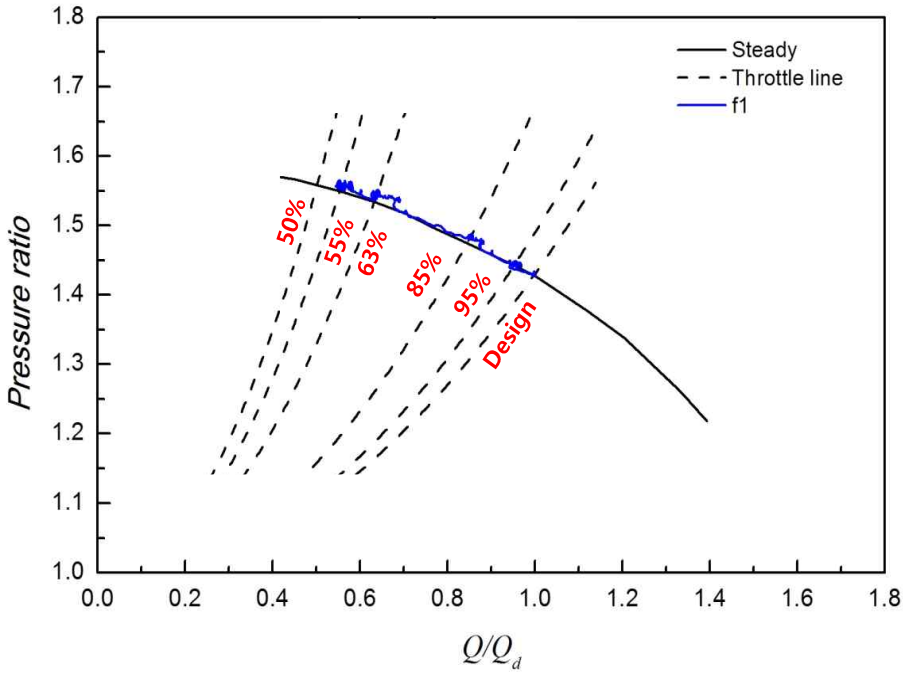


Fig. 5.2 Aero dynamic response of blower to change of throttle line (3D simulation with 1D system model)

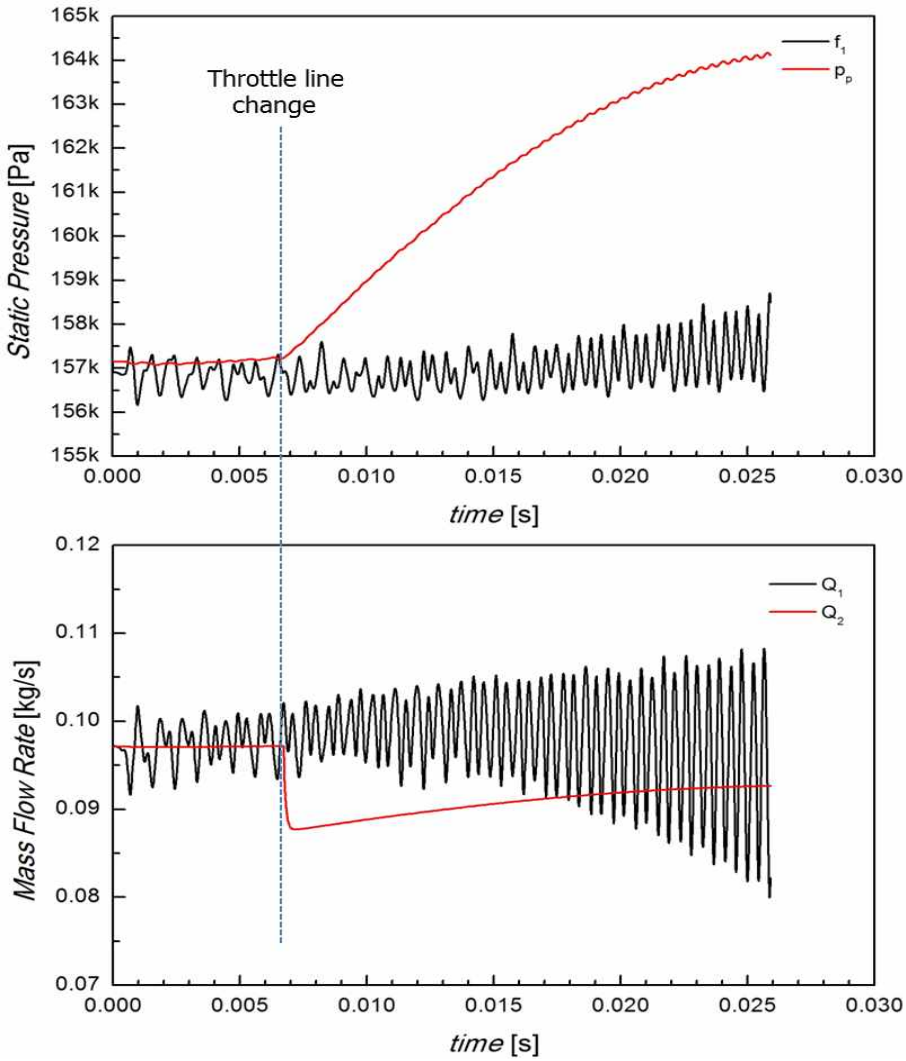


Fig. 5.3 Fluctuation of pressure and mass flow rate at the volute outlet responding to change of throttle line from $0.55Q_d$ to $0.5Q_d$

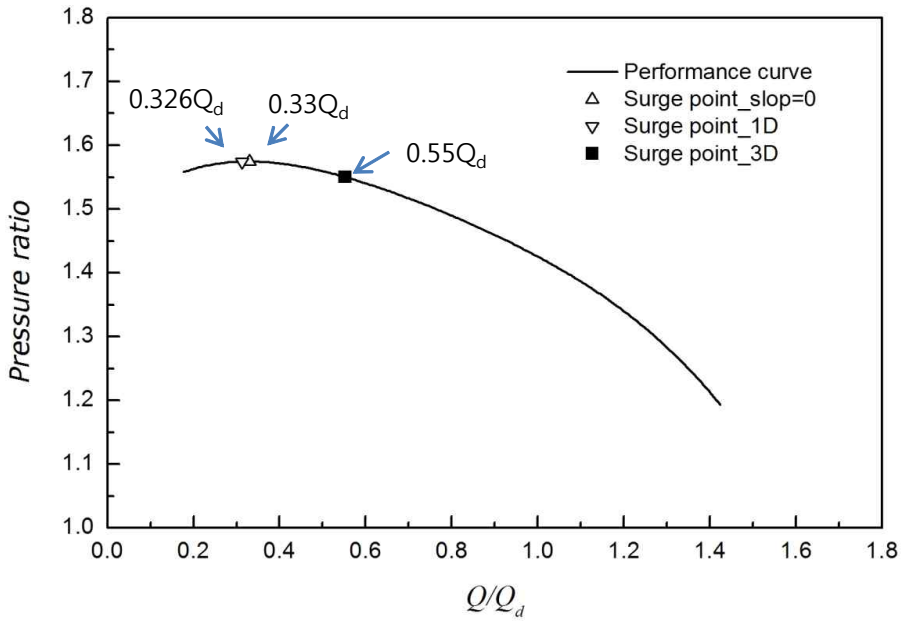


Fig. 5.4 Predicted surge point by 1D and 3D

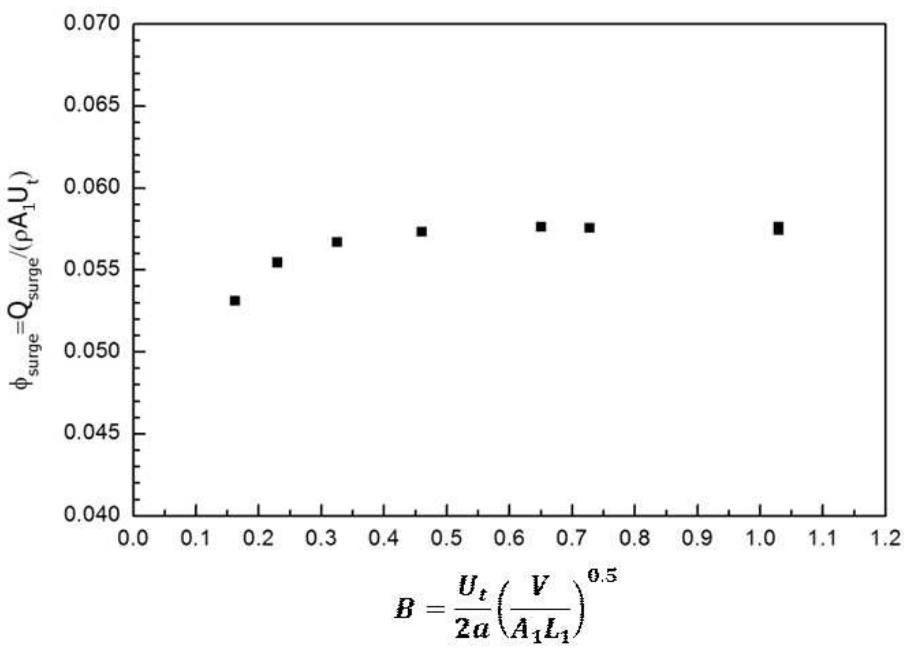


Fig. 5.5 Relation between surge point and B

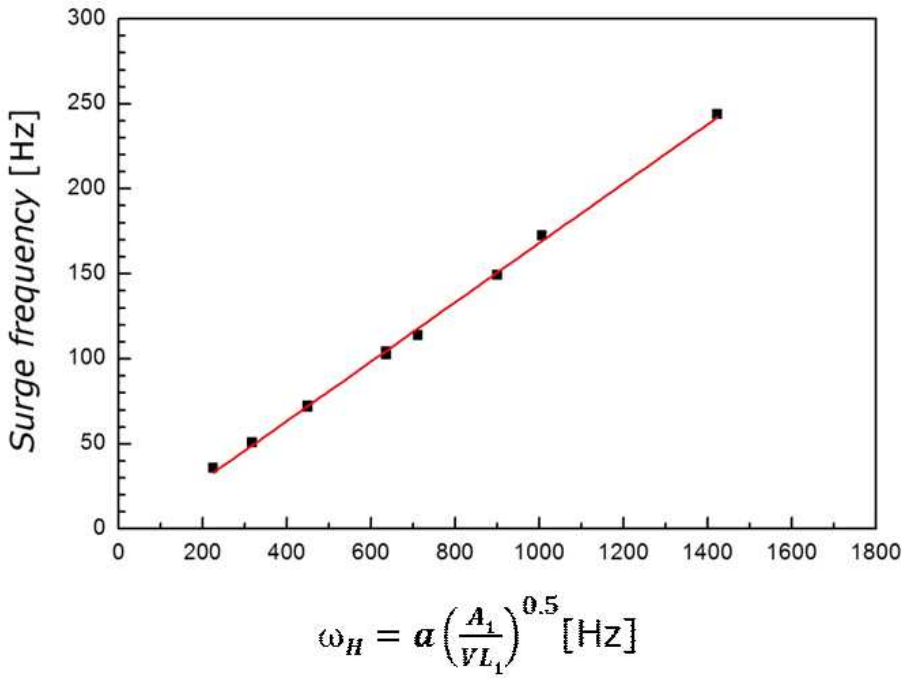


Fig. 5.6 Relation between surge frequency and ω_H

제 6 장 결 론

3차원 비정상 수치해석을 이용해 원심형 블로워의 비정상 유동 특성에 관한 연구를 수행하였다. 압축 시스템의 영향을 고려하기 위하여 3차원 해석에 1차원 시스템 모델을 적용하였다. 임펠러 출구 벽 압력 섭동량을 통해 블로워의 소음을 예측하였고 이를 실험결과와 비교하였다. 주파수 분석과 내부 유동 관찰을 통해 유량별 소음 특성을 살펴보았다.

임펠러 출구에서의 벽 압력 섭동량에 의한 음압레벨은 유량에 따라 블로워 전체 소음과 유사한 경향을 보인다. 주파수 분석 결과 각 유량별로 특정 주파수가 주요하게 나타났고 이들은 특정 유동 현상과 관련이 있다. 설계점 유량((a)1.0Q_d)에서는 BPF성분과 그 하모닉 성분들이 주요 소음원으로 작용한다. 유량이 줄어들면서((b)0.85Q_d) 임펠러 내부에 원주 방향 비균일한 저속 구간이 주기적으로 발생하기 시작하며 이에 해당하는 2~4kHz 영역의 소음 크기가 증가하여 전체 소음 레벨이 증가한다. 그 이하의 유량((c)0.65Q_d)에서는 박리 구간이 임펠러 전 블레이드에 걸쳐 성장하며 임펠러 출구에서 원주 방향으로 균일한 유동이 형성되어 톤 소음이 줄어들고 2~4kHz영역의 소음도 감소한다. 스톨 영역에 가까운 저유량((d)0.45Q_d)에서는 저주파수 영역의 광대역 소음이 우세하며 톤 소음이 작다. 수치해석과 실험 모두 임펠러 출구에서 로테이팅 스톨이 발견되지만 그에 해당하는 주파수는 차이를 보인다. 시스템 모델을 적용한 결과에서는 해당 유량에서 스톨 특성을 다르게 예측하는데, 시스템 변수를 실제와 유사하게 모사함으로써 더 정확한 스톨 현상을 예측할 수 있을 것으로 기대된다. 또한 이후의 연구를 통해 본 연구에서 나타난 소음 관련 유동 현상을 일으키는 원인을 파악한다면 저소음 블로워를 개발하는데 도움이 될 것이다.

시스템 모델을 적용함으로써 유량 및 압력 섭동이 발산하는 운전점을

서지 포인트로 예측할 수 있다. 3차원 해석에 시스템 모델을 적용한 결과는 일차원 예측과 비교 하였을때 설계점 유량 대비 22% 더 큰 유량에서 서지를 예측하였다. 덕트 단면적과 길이, 플레넘 부피 등의 시스템 변수는 서지 포인트와 서지특성 주파수에도 영향을 미치는데 서지 포인트는 무차원수인 B파라미터와 관계가 있다. B파라미터가 특정 값 이상에서는 서지 포인트가 일정하고 특정 B 이하에서는 B가 감소할수록 서지 포인트 유량이 작아져 운전영역이 넓어진다. 서지주파수는 시스템의 헬름홀츠 공명 주파수 ω_H와 선형적 비례 관계가 있다.

참고 문헌

H. J. Feld, S. Aschenbrenner, R. Girsberger, Investigation of Acoustic Phenomena at the Inlet and the Outlet of a Centrifugal Compressor for Pressure Ratio 4.5, Proc. of ASME Turbo Expo, GT-0314, 2001

T. Raitor, W. Neise, Sound generation in centrifugal compressors, Journal of Sound and Vibration, 314, pp.738-756, 2008

W. Kim, N. Hur, W.-H. Jeon, Numerical Analysis of Unsteady Flow Field and Aeroacoustic Noise of an Axial Flow Fan, KSCFE, Vol.15, No.4, pp.60-66, 2010

T. Hase, N. Yamasaki, T. Ooishi, Numerical Simulation for Fan Broadband Noise Prediction, Journal of Thermal Science, Vol.20, No.1, pp.58-63, 2011

I.-S. Park, C.-H.Sohn, J.-K. Oh, Characteristics of Flow-Induced Noise in the Suction Nozzle of a Vacuum Cleaner with a Double-Blade Fan, KSME-B, Vol.35, No.2, pp.205-213, 2011

M. Lee, S. Kang, N. Hur, J. Park, A Detached Eddy Simulation for the Flow Noise of a Cross-Flow Fan, KFMA2011, Kyounju Korea, pp.216-217, 2011

D. Sakaguchi, M. Ishida, H. Ueki, H. Hayami, Analysis of noise generated by low solidity cascade diffuser in a centrifugal blower, GT2008-50750, 2008

Y. Liu, B. Liu, L. Lu, Investigation of Unsteady Impeller-Diffuser Interaction in a Transonic Centrifugal Compressor, GT2010-22737, 2010

A. Abdelwahab, Numerical Investigation of the Unsteady Flow Fields in Centrifugal Compressor Diffusers, GT2010-22489, 2010

R. Hunziker, H. P. Dickmann, R. Emmrich, Numerical and Experimental Investigation of a Centrifugal Compressor with an Inducer Casing Bleed System, ATI-CST-0225/01, 2001

H. P. Dickmann, T. S. Wimmel, J. Szwedowicz, D. Filsinger, C. H. Roduner, Unsteady Flow in a Turbocharger Centrifugal Compressor: 3D-CFD-Simulation and Numerical and Experimental Analysis of Impeller Blade Vibration, GT2005-68235, 2005

J. N. Everitt, Z. S. Spakovszky, An Investigation of Stall Inception in Centrifugal Compressor Vaned Diffusers, GT2011-46332, 2011

E. M. Greitzer, Surge and Rotating Stall in Axial Flow Compressors, Journal of Engineeing for Power, 1976

J. E. Ffowcs Williams, X. Y. Huang, Active stabilization of compressor surge, J. Fluid Mech.vol204, pp.245-262, 1989

Taebin Jeong, Chanyoung Lee, Kyung-Ku Ha, Shin-Hyoung Kang, An investigation on the Flow-induced Noise Characteristics of Centrifugal compressor, ACGT2012-1117, 2012

H. Sun, S. Lee, Numerical Prediction of Centrifugal Compressor Noise, Journal of Sound and Vibration 269:421-430, 2004

부 록

설계점 유량에서 수치해석 결과를 주파수 분석하였을 때 실험에서와는 달리 축 회전 주파수의 정수배 되는 성분들이 크게 나타남을 확인할 수 있었다. 이 장에서는 주파수 분석에 있어 데이터 처리방법에 따른 결과 차이를 살펴봄으로써 주파수 분석 과정을 이해하고 실험 결과와 차이를 보이는 원인을 알아보고자 한다. 본 논문에 실린 결과는 메인-스플리터 블레이드 한 피치당 8개 타임 스텝으로 비정상 계산을 수행하였을 때 임펠러 5바퀴 회전에 해당하는 데이터 720개를 가지고 주파수 분석을 수행한 것이다. 또한 직사각 윈도우(Rectangular window)를 적용했다.

데이터 개수

임펠러 5바퀴에 회전에 해당하는 데이터 720개로 주파수 분석한 결과와 10바퀴 회전에 해당하는 데이터 1440개로 주파수 분석한 결과를 비교해보면 각 피크들의 크기가 차이가 없다.(Fig. A.1) 다만 5바퀴 결과에서는 주파수 해석 간격이 133.3Hz이고 10바퀴 결과의 주파수 해석 간격은 66.6Hz로서 데이터 개수는 주파수 해석 간격을 결정한다.

비정상 해석 시간 간격

블레이드 한 피치당 8타임스텝으로 나누어 비정상 계산한 결과와 16타임스텝으로 나누어 계산한 결과에 대해 Fig. A.2에 나타내었다. 마찬가지로 두 결과에 있어 각 피크들의 크기는 차이가 없다. 다만 8 타임스텝 결과에서는 50kHz 까지의 결과를 얻을 수 있었고 16타임스텝 결과에서는 100kHz 까지의 결과를 얻을 수 있었다. 즉 비정상 해석 시간 간격

은 주파수 해석 범위를 결정하며 시간 간격이 작아질수록 주파수 해석 범위가 늘어난다.

윈도우 적용

주파수 분석 과정에서 누설 오차를 줄이기 위해 윈도우를 적용하는데 윈도우 종류에 따라 Fig. A.3와 같이 데이터를 변형하게 된다. 이러한 윈도우의 종류에 따라서는 그 결과가 크게 달라지지 않는 것을 확인할 수 있다.(Fig. A.4)

원 데이터 특성

위와 같이 주파수 분석 방법에 따라서는 그 결과의 차이가 보이지 않는다. 실험값과의 차이는 수치해석 원 데이터에서 보이는 임펠러 회전한 바퀴 마다 주기적으로 보이는 특이점 때문으로 보인다. 이 부분을 인위적으로 가공하여 Fig. A.5와 같이 만들고 주파수 분석한 결과 Fig. A.6를 살펴보면 BPF의 크기는 같으나 축 회전 주파수의 정수배 되는 성분들의 크기가 상당히 줄어든 것을 확인할 수 있다.

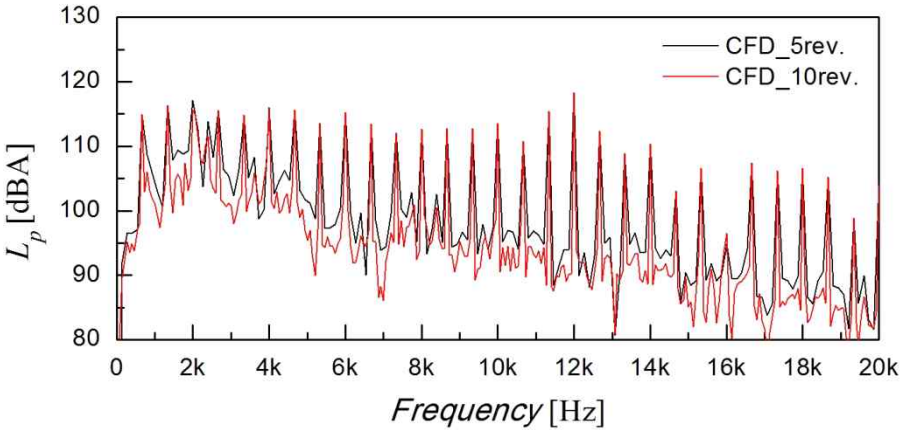


Fig. A.1 A-weighted noise spectra at the impeller outlet @1.0Q_d with the variation of the number of data

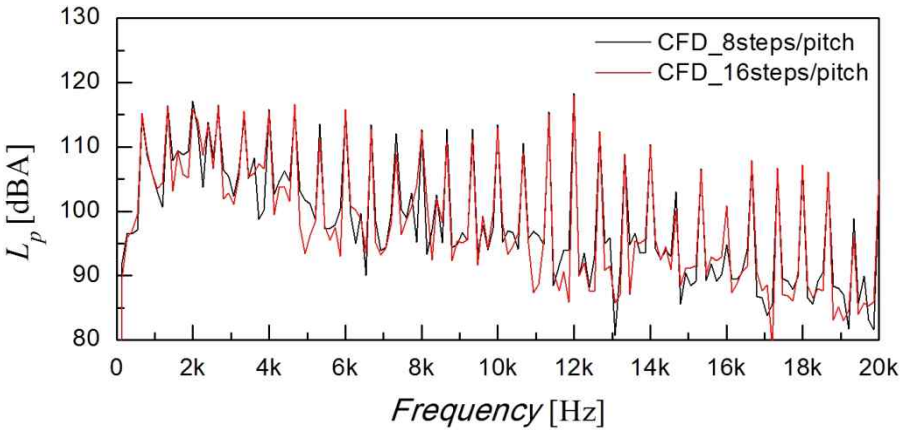


Fig. A.2 A-weighted noise spectra at the impeller outlet @1.0Q_d with the variation of unsteady time steps

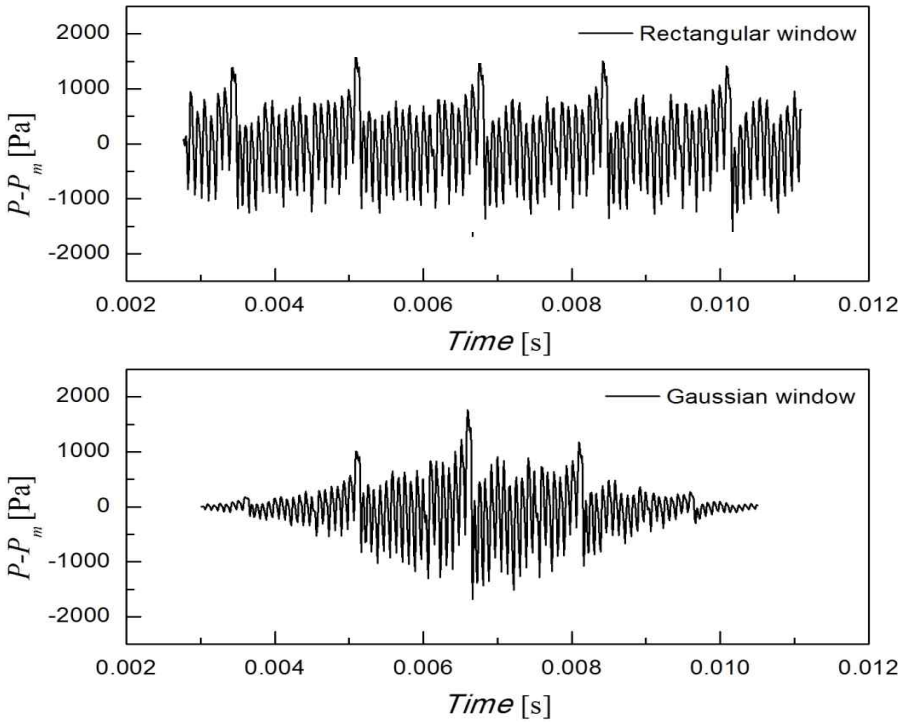


Fig. A.3 Pressure fluctuation at the impeller outlet @1.0Qd with Rectangular window and Gaussian window

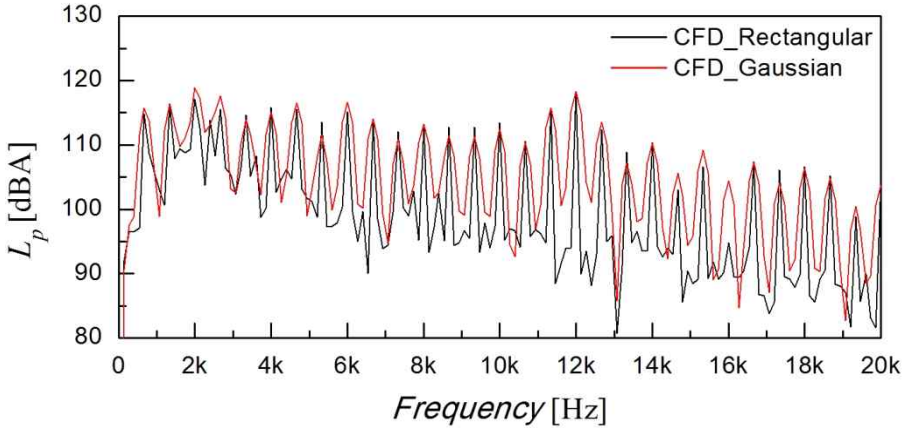


Fig. A.4 A-weighted noise spectra at the impeller outlet @1.0Q_d with the variation of windows

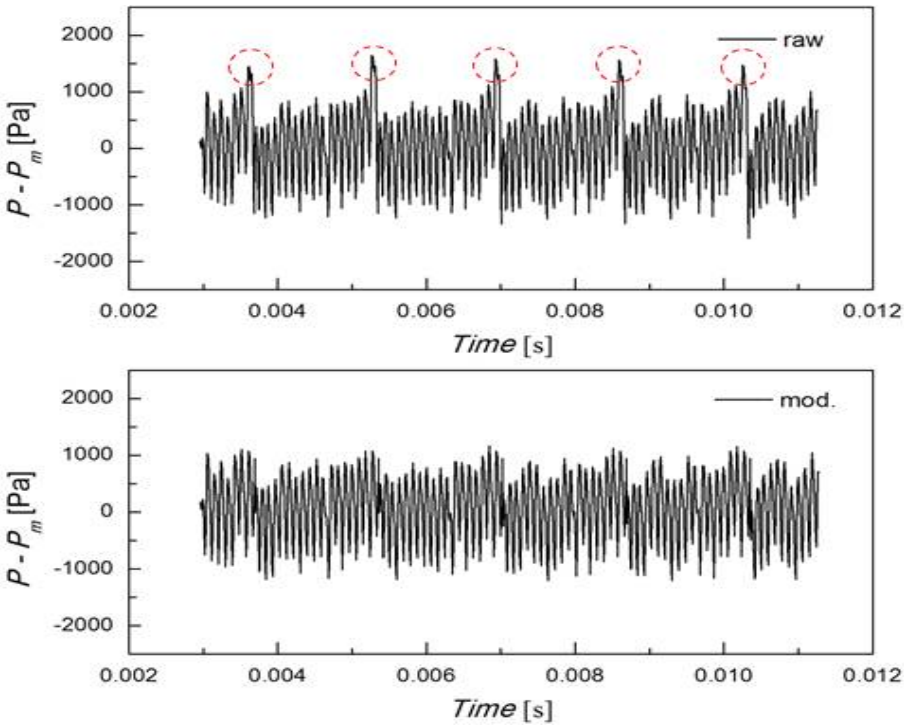


Fig. A.5 Raw and modified data of pressure fluctuation at the impeller outlet @1.0Q_d

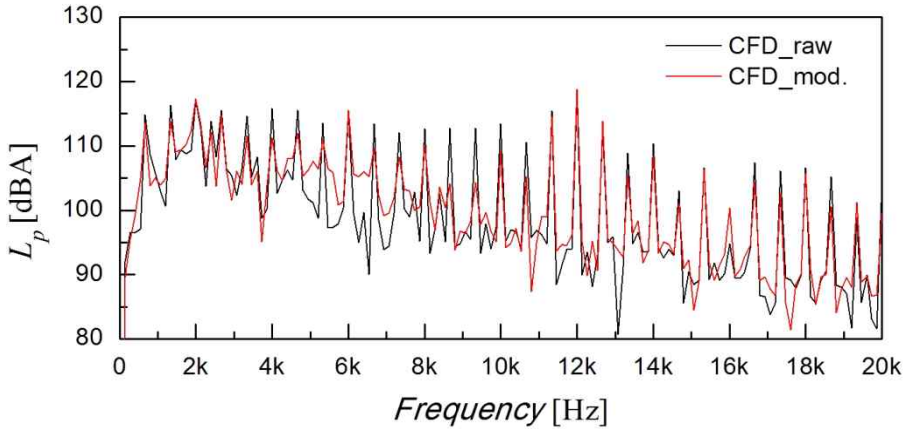


Fig. A.6 A-weighted noise spectra at the impeller outlet @1.0Q_d with the raw data and the modified data

An Investigation on the Unsteady Flow in a Centrifugal Blower

Seoul National University
School of Mechanical and Aerospace Engineering
Chanyoung Lee

Abstract

In this study, 3-D unsteady numerical calculation of a centrifugal blower has been conducted to investigate on the unsteady flow in a centrifugal blower. A 1-D model of compression system is adopted to the 3-D calculation to consider effects of all components of the system. Noise level was predicted by measuring wall pressure fluctuation at the impeller outlet and the results were compared with the experimental data. The wall pressure fluctuations at the impeller outlet were transformed into the frequency domain by Fourier decomposition to find the relationship between flow behaviors and noise characteristics. The sound pressure level (SPL) which is obtained from wall pressure fluctuation at the impeller outlet shows similar trend with the overall sound level of the blower. The sound spectra show that there are some specific peak frequencies at each mass flow rate and they are related with the flow behaviors. At the design point, BPF and its harmonic components are the main sources of noise. As the flow rate

decreases periodic separations begin to occur at certain locations of the impeller blade and nonuniformity increases in the circumferential direction. As a result, noise components of 2~4kHz increase and they lead to rise in overall noise. At the operating point of less mass flow rate, the separations in the impeller grow to overall blades and more uniform flow along circumference is established at the impeller outlet. So the tonal noise and 2~4kHz components decrease. At low flow rate near stall, the low frequency broad band noise that has no specific frequency covers other tonal noise. The rotating stall at the impeller outlet and its related noise frequency are found. Although there are some differences in the frequency between the CFD and the experimental results, the phenomenon itself can be found in both results. In the results of adopting 1-D system model the stall characteristics are differently predicted. So it can be expected that more reasonable results can be got using real spec of the compression system. By adopting system model, surge point where the fluctuations of the pressure and the mass flow rate diverge is predicted. The system variables of system such as the length and the sectional area of the duct or the volume of the plenum affect the surge point and the surge frequency. The Surge point is related to the dimensionless number B and the surge frequency has a linear relationship with the frequency of Helmholtz resonance of the system.

Keywords : Centrifugal blower, Compression system, Flow-induced noise, Stall, Surge

Student Number : 2011-20743