

CFD를 이용한 소형 2단 터보블로워의 공력해석

서승재*, 류민형*, 조이상**, 조진수***

Aerodynamic Characteristics Analysis of
Small Two-Stage Turbo Blower Using CFD

Seungjae Seo*, Minhyoung Ryu*, Leesang Cho** and Jinsoo Cho***

Department of Mechanical Engineering, Hanyang University*,

Department of Mechanical & System Engineering, Hansung University**,

School of Mechanical Engineering, Hanyang University***

ABSTRACT

Aerodynamic characteristics of the small two-stage turbo blower were investigated using commercial CFD tool(ANSYS CFX Ver. 14.5) in this paper. Turbo blower, which is a centrifugal type of turbomachinery, is used in various industries. It is used for application that required high static pressure rising at relatively small volumetric flow rate. In order to understand the mechanism of static pressure rising, the aerodynamic characteristics of the small two-stage turbo blower are analyzed at high rotating speed in this study. The $k-\omega$ SST turbulence model, which is good at prediction of adverse pressure gradient flows, was applied. The CFD results of the turbo blower are validated by performance test. The static pressure rising of the turbo blower is nonlinearly increased over the first stage and the second stage. The secondary flow occurred at guide vanes, between the casing and the first impeller shroud, and the bottom of the impeller disk. As a result, It is required that whole fluid area is analyzed to predict aerodynamic characteristics of small two-stage turbo blower. and the result should be selected with considering for error from experiment and CFD.

초 록

터보블로워는 상대적으로 적은 체적유량에서 높은 압력이 요구되는 곳에 사용되는 대표적인 유체기계로서 다양한 산업에 응용되어 사용된다. 본 연구에서는 고속으로 회전하는 소형 2단 터보블로워의 정압상승 메커니즘을 이해하기 위해, 1단 임펠러 영역과 터보블로워 전체 영역에 대해서 상용툴인 ANSYS 14.5를 이용하여 CFD해석을 수행하였다. CFD 해석과정에는 역압력 구배에 의한 유동박리 예측에 적합한 $k-\omega$ SST 난류 모델을 적용하였다. 터보블로워의 전산해석 결과는 KS B 6311 및 KS A 0612에 따른 성능시험방법을 통하여 해석기법이 타당함을 검증하였다. CFD 해석결과 터보블로워의 압력상승은 선형적으로 나타나지 않으며, 안내깃에서의 손실과 케이싱과 임펠러 간극에서 손실이 발생하는 것으로 분석되었다. 소형

† Received: January 3, 2014 Accepted: March 26, 2014

*** Corresponding author, E-mail : jscho@hanyang.ac.kr

<http://journal.ksas.or.kr/>

pISSN 1225-1348 / eISSN 2287-6871

2단 터보블로워를 공력성능을 예측하기 위해서는 전체 유동영역에 대한 전산 해석이 필요하며, 실험과 전산해석의 오차에 대해 고려된 전산해석 결과가 선정되어야 한다.

Key Words : Small Two-Stage Turbo Blower(소형 2단 터보블로워), Computational Fluid Dynamics(전산유체역학), Aerodynamic Characteristics(공력특성)

I. 서 론

터보블로워는 곡물을 수송하는 농작기계 및 진공청소기, 가스공급기, 공기혼합기, 공기부양장치 등 다양한 공업장치에 사용되는 유체기계로서 상대적으로 작은 체적에 높은 압력이 요구되는 곳에 사용된다[1].

터보블로워는 고성능 고효율의 성능특성으로 넓은 범위의 영역에서 운영이 가능하고, 반영구적 수명으로 사용 할 수 있는 등 장점이 많은 장치이다. 산업용 터보블로워는 발전소, 폐기물 처리, 환기설비 등에도 광범위 하게 사용이 되는데, 이들 산업용 유체기계는 대부분 대형장비들이다. 외국의 경우는 이미 터보블로워의 형상을 결정하고 성능을 예측하는 설계기술까지 확보하고 있으며, 터보블로워의 고효율 및 저소음, 소형화를 위한 기술개발이 계속 진행중에 있다. 국내에서는 발전 설비 및 플랜트에 사용되는 대형 터보블로워는 대부분 수입에 의존하고 있으며, 1998년 첫 국내 터보압축기 제품이 개발된 이래 중형 저압 터보블로워 제품군을 독자기술로 확보하였다. 확보된 기술력을 바탕으로 국내와 해외시장에 진출을 하고 있으나, 해외 업체에 비해 기술력과 경험이 부족하여 선진 기술을 가진 외국에 비해 그 진출이 쉽지 않은 상황이다[2,3].

본 연구에 관련된 연구로는 장춘만 등[4,5]은 전산해석을 이용하여 관로이송설비에서 사용되는 중형 터보블로워의 성능을 해석하였다. 그 결과 볼류트 케이싱 형상개선으로 임펠러 익간 및 블로어 출구의 압력손실을 줄임으로써 효율 및 압력상승을 개선하였고, 스플리터를 부착하여 압력상승과 효율향상을 확인하였다.

박한영등[6]은 상용코드를 이용하여 원심 압축기 임펠러를 해석하였다. 해석결과 내부 유동특성 해석에는 Frozen Rotor 기법을 사용하는 것과 경계조건을 유량·정압조건으로 부여하는 것이 더욱 유용하다고 판단하였다.

H. Stel. 등[7]은 베인드 디퓨저를 포함하는 2단 원심펌프에 대해서 전산해석과 실험을 수행하

였다. 전산해석 결과 최고 효율점은 실험값과 비교하여 상대적으로 높게 나타났으며 상사법칙을 사용하여 작동영역에 대한 펌프 헤드 관계식을 도출하였다.

Si Huang 등[8]은 5단 원심 펌프의 유동을 예측하기 위해 k- ϵ 난류모델을 이용하여 전산해석을 수행하였다. 전산해석 결과 임펠러의 블레이드와 디퓨저(diffuser)의 상호작용에 의해 임펠러 출구에서 역류가 발생함을 확인하였다.

중·대형 크기의 1단 또는 다단 원심 팬과 압축기에 대해 전산해석을 통한 연구는 국내외로 활발히 진행중이다. 그러나 소형화 기기에 적용 가능한 임펠러 직경 50mm 미만의 소형 터보블로워에 관한 연구는 미비한 편이다.

본 연구에서는 임펠러 직경 50mm 미만을 갖는 소형 2단 터보블로워의 압력상승 메커니즘과 유동특성을 이해하기 위해 1단 터보블로워만 존재하는 경우와 2단 터보블로워 및 볼류트를 포함하여 작동하는 경우에 대해서 전산해석을 수행하였다.

II. 본 론

2.1 2단 터보블로워 형상

본 연구에서는 소형 2단 터보블로워에 대한 성능을 분석하기 위해 전산해석을 수행하였다. Fig. 1은 전산해석에 사용된 터보블로워 형상이다. 터보블로워는 2단 임펠러, 안내깃, 볼류트 및 케이싱으로 구성되어 있다. 입구를 지난 유체는 각 단의 임펠러와 안내깃을 지나서 출구로 토출된다.

Table 1은 2단 터보블로워의 제원을 나타낸 표이다. 임펠러 디스크 직경은 42mm 이며 총 2단으로 구성되어 있다. 작동조건은 체적유량이 200 ℓ /min 일 때 터보블로워 출구에서 정압비 1.05를 갖는다. 1단과 2단 임펠러는 회전수 35,000 rpm으로 동축으로 회전하며, 임펠러의 블레이드는 최대 두께 1.6mm를 갖는 익형(Airfoil)형태로 총 13개의 블레이드로 구성되어 있다.

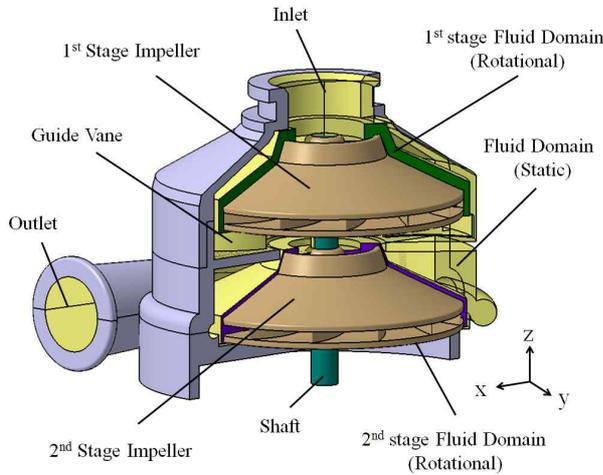


Fig. 1. Configuration and Computational Domain of the small two stage turbo blower

Table 1. Specification of turbo blower

항 목	값
회전수	35,000 rpm
체적유량	200 ℓ/min
입구 내경	16 mm
출구 내경	11.5 mm
디스크 직경	42 mm
블레이드 수	13 개

2.2 전산해석기법

본 연구에서는 2단 임펠러, 케이스와 볼류트를 포함하는 형상으로 회전영역과 고정영역이 존재하여 MRF기법을 적용하였다.

MRF 기법은 정상상태에서 등속회전 운동에 대한 해석 기법으로 비정상 상태 해석 기법인 Mixing Plane 또는 Sliding mesh 기법에 비해 계산 시간과 비용을 줄여주며 추가 적인 source 항이나 UDF(User Dfined Function)를 사용하지 않는다. 따라서 경계조건 설정을 쉽게하여 계산 과정과 후처리과정에 유리한 장점을 가진다. Fig. 2는 2단 소형터보블로워의 CFD해석을 위해 사용된 회전 좌표계와 고정 좌표계를 나타낸 것이다. 여기서 \vec{r} 는 회전 좌표계의 위치벡터, $\vec{\omega}$ 는 각속도를 나타낸다[9].

본 연구에서 사용된 전산해석 상용틀인 CFX에서 3차원 비압축성해석에 이용되는 지배방정식 Navier-Stokes 방정식을 아래에 표현 하였다. 식 (1)은 연속 방정식, 식 (2)는 모멘텀 방정식, 그리

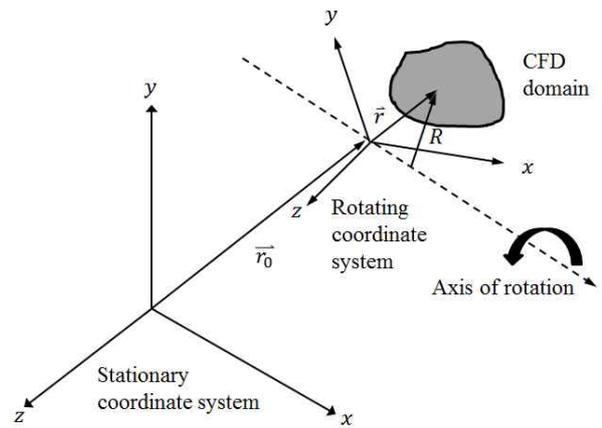


Fig. 2. Coordinate systems of stationary and rotating reference frames

고 식 (3)은 에너지방정식을 나타낸다[10].

$$\frac{D\rho}{Dt} + \rho \nabla \cdot \vec{v} = 0 \tag{1}$$

$$\rho \frac{D\vec{v}}{Dt} = -\nabla p + \mu \nabla^2 \vec{v} + \rho \vec{g} \tag{2}$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(\rho e_t) + \nabla \cdot (\rho e_t \vec{v}) \\ = \nabla \cdot (\vec{v} \cdot \sigma_{ij}) + \rho \vec{f} \cdot \vec{v} - \nabla \cdot \vec{q} \end{aligned} \tag{3}$$

난류모델은 2-equations 모델인 k- ω SST (Shear-Stress Transport) 난류모델을 사용하였다. k- ω SST 난류 모델은 복잡한 역압력 구배에 의한 유동박리 예측에 가장 적합한 난류 모델로 사용되고 있다[11].

2단 터보블로워의 성능 특성을 판단하기 위한 지표인 유량계수와 압력계수를 식 (4), (5)에 나타내었다. 여기서, ω , ρ , Q , D , P_s 는 회전수, 밀도, 체적유량, 임펠러 디스크직경, 정압상승을 의미한다.

$$\text{Flow coefficient : } \phi = \frac{Q}{\omega D^3} \tag{4}$$

$$\text{Pressure coefficient : } \psi = \frac{P_s}{\rho \omega^2 D^2} \tag{5}$$

2.3 해석영역 및 경계 조건

소형 2단 터보블로워의 해석영역은 두 개의 회전영역과 하나의 비회전 영역을 구성되어 있

며, 각 단의 임펠러는 회전영역으로 설정되었다. 회전영역과 비회전 영역은 경계면 설정으로 격자 노드점의 위치가 달라도 사용이 가능하고 두 경계면의 데이터가 직접전달되어 회전방향에 따라 유동변화를 실제와 유사하게 묘사할 수 있는 프로즌로터(Frozen Rotor)조건을 사용하였고, 총 15개의 경계면을 갖는다[12].

2단 터보블로워의 경계조건은 입구에는 유동의 입출입이 자유로운 오픈링(Opening) 조건을 적용하였으며, 압력은 대기압이 설정되었다. 출구에는 유량변화에 따른 성능변화를 알아보기 위하여 질량유량(Mass flow) 조건이 적용되었으며 케이싱의 내부 벽면 및 임펠러와 회전축의 벽면에는 점착조건(No slip condition)이 부여 되었다.

2.4 격자 의존성 테스트

소형 2단 터보블로워의 내부 유동 해석을 위해 전체 유동영역에 대해 격자를 생성하였다. 고속으로 회전하는 임펠러와 정지상태에 있는 케이싱

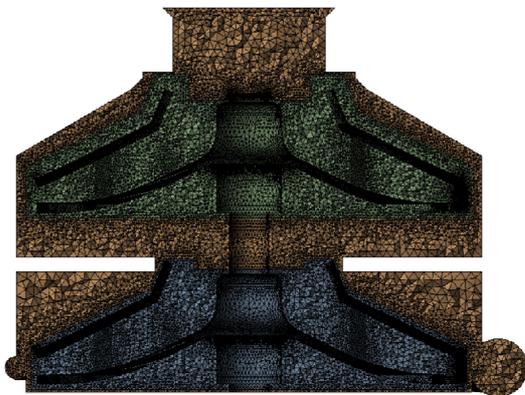


Fig 3. Computational mesh for two stage turbo blower

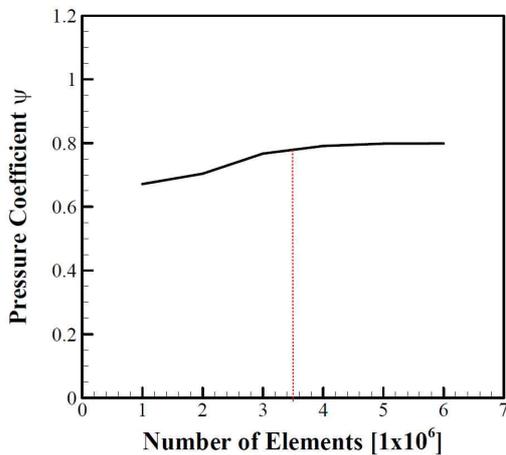


Fig. 4. Grid independence test

내부 유동영역 경계면의 유연한 유동묘사를 위해 유동영역의 접합부인 경계면에는 더욱 조밀한 격자가 생성되었다. 전체 유동영역 해석격자는 복잡한 형상에 적용이 용이한 사면체 격자(Tetra mesh)가 비정렬로 형성되었으며 Fig. 3에 나타내었다.

Figure 4는 해석에 사용된 격자 의존성평가(Grid independence test)를 위해서 격자 개수에 따른 2단 터보블로워 출구에서의 압력 계수를 나타낸 결과이다. 격자의존성 평가 결과 약 530만 개 이상 격자에서는 해석결과에 크게 영향이 없으므로 해석시간을 고려해 약 530만개의 격자수로 결정되었다.

2.5 전산해석 검증 시험방법

소형 2단 터보블로워의 전산해석 결과를 검증하기 해서 KS B 6311 및 KS A 0612에 따라 팬 성능 시험을 수행하였다.

실험에 사용된 시편은 RP(Rapidly Prototype)로 제작되었으며, 산업용 열가소성 수지를 반액체로 녹여 적층하는 방식인 FDM(Fused Deposition Modeling, 응용적층모델링)방식이 사용 되었다.

본 실험에 사용된 시험장치의 개략도를 Fig. 5에 도식하였다. 소형 2단 터보블로워에서 토출된 공기는 정류격자를 지나 유동이 안정화된 후 오리피스를 지나게 된다. 오리피스 전후방에서 측정된 압력으로 체적 유량과 정압을 계산하게 된다. 터보블로워의 공력 성능특성을 분석하기 위해 임펠러의 회전 속도는 35,000rpm으로 고정하였다. 공기밀도는 상온의 온도를 측정하여 공기 비중량을 계산하여 사용하였다[13]. 유량조절 장치를 사용하여 체적유량을 조절하여 터보블로워의 정압과 체적유량을 측정하였다.

본 연구에 사용된 마노미터는 Yokokawa社의 MT110 모델로 0~130.0kPa의 범위를 측정할 수 있으며, 1.0Pa의 분해능과 9,600Hz의 표본추출

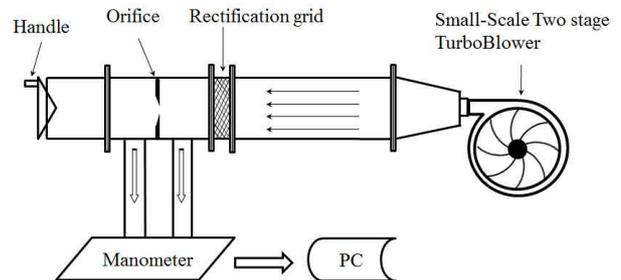


Fig. 5. Schematic diagram of experimental apparatus

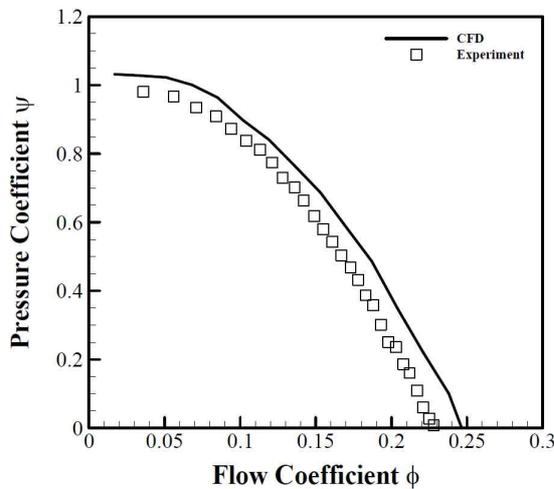


Fig. 6. Performance curve of small two-stage turbo blower

을 성능을 갖는다. 1,000개의 표본수로 1,000개의 표본세트를 구성하여 총 1,000,000개의 데이터를 얻었으며 이를 산술평균하여 실험값을 얻게 되었다. 유량은 0에서 350 l/min 까지 총 40개의 케이스로 구분하였다.

2.6 결과 및 고찰

2.6.1 전산해석 결과 검증

소형 2단 터보블로워의 전산해석결과를 검증하기 위해서 성능 시험을 수행하였다.

Figure 6은 전산해석 결과와 실험값을 비교하여 나타낸 그래프이다. 전산해석값이 실험값보다 다소 높은 값을 예측하고 있음을 알 수 있다. 작동 체적유량인 200 l/min에서 5,489.4Pa의 정압이 상승함을 확인하여 압력비가 만족함을 확인하였다. 이 때, 압력계수는 0.136을 갖는다.

실험값과 전산해석 결과값은 최대8.9%의 오차를 갖는다. 작동영역에서 오차는 4.3%로 시험에서 나타나는 측정오차를 고려 하였을 때, 본 연구에 사용된 전산해석 기법이 타당함을 확인하였다. 실험값과 전산해석 결과값의 오차가 발생한 원인으로는 전산해석에서 사용된 모델의 표면 거칠기의 차이에서 비롯되는 것으로 판단된다 [14]. 시험 모델의 경우 RP로 제작되어 매끄러운 거칠기를 묘사하기에 한계가 존재한다.

2.6.2 1단 터보블로워 전산해석

소형 2단 터보블로워의 압력 상승 메커니즘을 이해하기 위해서 터보블로워의 1단 영역에 대해서만 전산해석을 수행하였다. 경계조건은 동일하게 적용되었다.

전산해석에는 3.10GHz Octa Core 2개를 사용

하였으며, 각 CPU당 메모리는 96GB이다. 1단 터보블로워해석에는 2시간/case가 소요되었다.

단면의 위치는 z/D로 나타내었으며, 여기서 z는 도메인의 전체 높이, D는 임펠러의 직경을 나타낸다. z₁= 26.3mm 이다.

Table 2는 터보블로워의 위치에 따른 압력값을 나타낸 표이다. 전체 정압상승은 2,370.2Pa 이며 임펠러의 출구에서 정압은 2,707.0Pa로 나타나 약 121.5%의 압력상승이 나타난다. 임펠러 출구에서 토출된 유동은 안내깃에 유입이되면서 약 37%의 압력강하를 나타내었다. 안내깃을 따라 흐른 유동은 약 16%의 압력상승률을 나타내며 출구로 토출된다.

Figure 7은 터보블로워의 중앙단면에서 정압분포를 나타낸 그림이다. 터보블로워 입구로 유입된 공기는 임펠러를 지나면서 반경방향으로 균일한 압력 상승이 나타남을 확인하였다.

Figure 8은 터보블로워의 중앙단면에서의 유선

Table 2. Static pressure distributions of first stage analysis

위 치	압력[Pa]
입 구	-171.4
임펠러 출구	2,707.0
안내깃	1,831.1
1단 출구	2,198.8

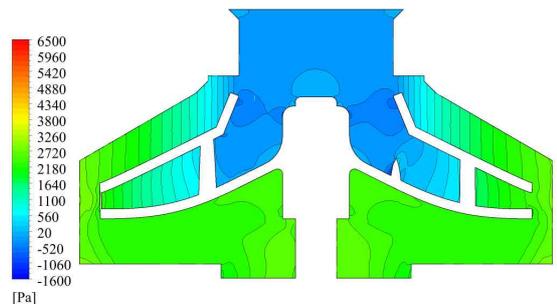


Fig. 7. Static Pressure distributions at mid section

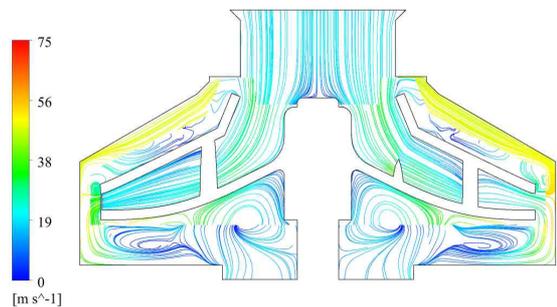


Fig. 8. Streamline distributions at mid section

분포를 나타낸 그림이다. 케이스 벽면 근처에서 높은 유속이 나타남을 확인하였다. 임펠러 출구에서 2차유동이 발생함과 동시에 케이싱과의 간극을 통해 임펠러 상단으로 유입되는 역류가 발생함을 확인할 수 있다. 임펠러 디스크 하단에서는 임펠러 허브(Hub)로 유입되는 2차 유동이 발생한다.

Figure 9~10은 1단 터보블로워의 $z_1/D=0.54 \sim 0.64$ 에서의 단면에서 윤곽을 나타내었다.

Figure 9에서는 정압분포를 나타내었다. 임펠러의 반경방향으로 고른 압력상승이 이루어진다. 임펠러 입구 부근에서 흡입으로 인한 음(-)의 정압이 나타나며 블레이드 입구의 압력분포는 회전방향으로 고르게 분포되어 있는 것을 알 수 있다.

Figure 10은 임펠러에서 유선의 분포를 나타내었다. 입구로 유입된 유선이 균일하게 안내깃으로 토출됨을 확인할 수 있다.

Figure 11은 1단 터보블로워의 $z_1/D=0.071$ 에서의 유동단면의 정압 윤곽을 나타낸 그림이다. 안내깃에서 정압 분포를 나타내는 그림으로 전체적으로 균일한 압력 분포를 갖는다. 중앙 출구부에

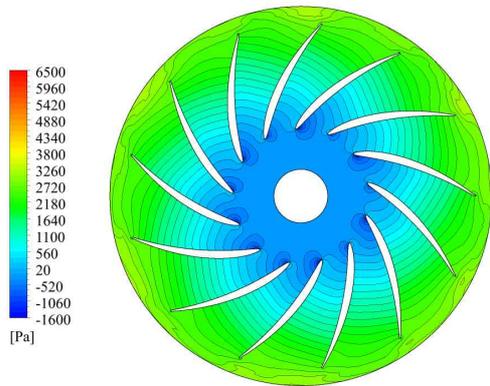


Fig. 9. Static pressure distributions at impeller

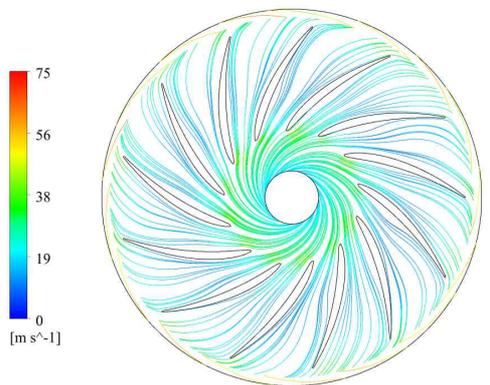


Fig. 10. Streamline distributions at impeller

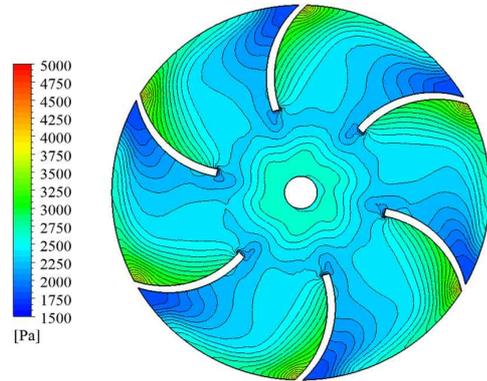


Fig. 11. Static pressure distributions at guide vane section

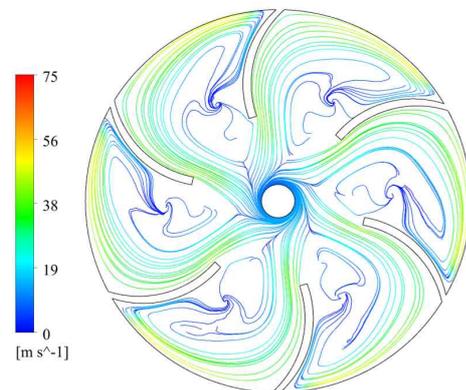


Fig. 12. Streamline distributions at guide vane section

서도 전체적으로 균일한 압력을 분포를 갖는 것을 확인할 수 있다.

Figure 12는 1단 터보블로워의 $z_1/D=0.071$ 에서의 유동단면의 유선 분포를 나타낸 그림이다. 입구로 유입된 유선이 균일하게 임펠러 출구로 토출됨을 확인할 수 있다. 안내깃 사이에서는 유동의 회전성분으로 인해 아랫면에서 회전부 중심으로 유동성분이 형성되는 2차유동이 발생함을 확인할 수 있다.

2.6.3 2단 터보블로워 전산해석

2단 터보블로워의 압력 상승 메커니즘을 이해하기 위해 터보블로워의 전체 영역에 대해서 전산 해석을 수행하였다.

2단 터보블로워 해석에는 16.5 시간/case가 소요되었다. 작동점에서 주요 위치별 압력 변화 값을 Table 3에 나타내었다.

Figure 13은 2단 터보블로워의 단면에서의 정압 분포에 대한 윤곽을 나타낸 그림이다. 입구에서 압력강하로 인한 공기의 흡입을 볼 수 있으며

Table 3. Static Pressure distributions of two stage turbo blower

위 치	압력[Pa]	상승률[%]
입 구	-173.3	52.6
1단 임펠러 출구	2,804.3	
안내깃 및 2단 입구	2,105.8	-12.3
2단 임펠러 출구	5,012.0	51.3
출 구	5,489.4	

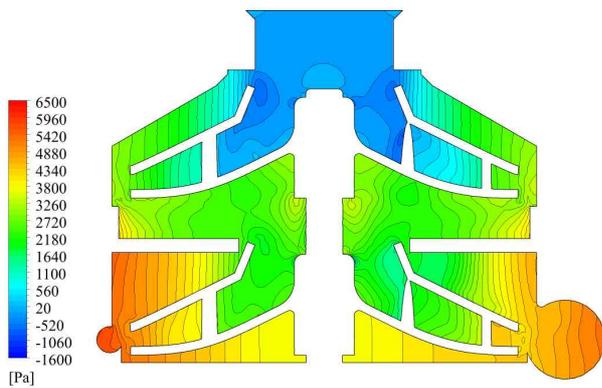


Fig. 13. Static pressure distributions at mid section

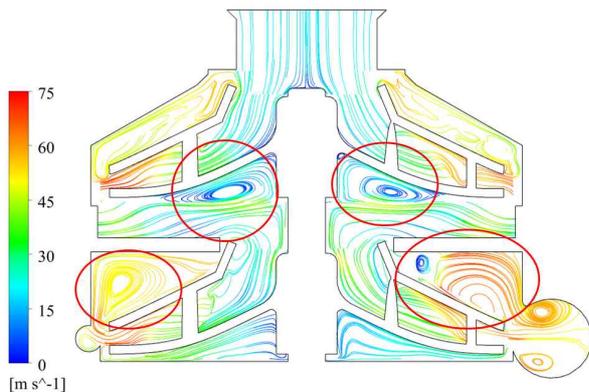


Fig. 14. Streamline distributions at mid section

2단 임펠러를 지나면서 반경방향으로 압력상승이 일어남을 알 수 있다.

Figure 14는 2단 터보블로워의 단면에서의 유선을 나타낸 그림이다. 1단 터보블로워만 해석한 경우와 달리 2단 터보블로워를 해석한 경우에 1단 임펠러 디스크 하단부에 와류가 발생함을 알 수 있다. 또한, 2단 임펠러로 인하여 유동의 흐름이 1단 임펠러 출구로부터 더욱 빠른 속도로 토출됨을 알 수 있다.

2단 임펠러와 케이싱 사이에서 임펠러 출구로 토출된 공기가 다시 상단으로 유입되어 와류를 형성하는 것을 볼 수 있다. 이는 터보블로워의 성능저하를 가져오는 원인으로 판단이 된다.

Figure 15는 2단 터보블로워의 $z_2/D=0.53\sim 0.63$ 에서 1단 임펠러에서 압력분포를 나타낸 그림이다. $z_2=38.4\text{mm}$ 이다. 전체적으로 균일한 압력 증가를 나타내고 있다. 블레이드 입구의 회전방향 압력분포에서 상대적으로 저압이 나타나는 부분을 관찰 할 수 있다. 임펠러 출구의 회전방향에 따른 불균일한 압력증가는 안내깃에 의한 것으로, 회전하는 공기가 곡률이 다른 안내깃에 부딪치면서 일시적 압력상승을 가져 온다.

Figure 16은 2단 터보블로워의 1단 임펠러에서 유선을 나타낸 그림이다. 압력면(Pressure side)에서 재순환유동이 발생되어 유동의 불균형이 나타나며, 속도저하 또한 나타난다. 1단만 구동될 때보다 2단으로 작동할 때, 입구에서 유입속도가 증가한 것으로 확인되었다. 증가된 속도로 인해

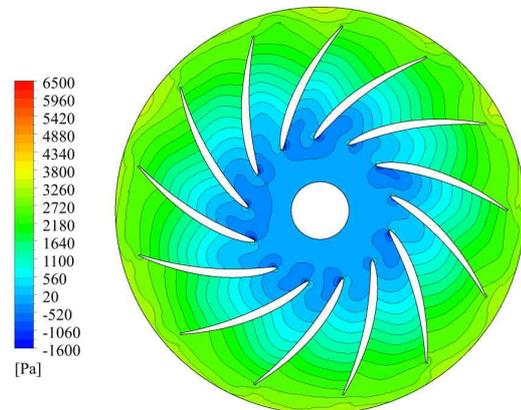


Fig 15. Static pressure distributions at first stage impeller

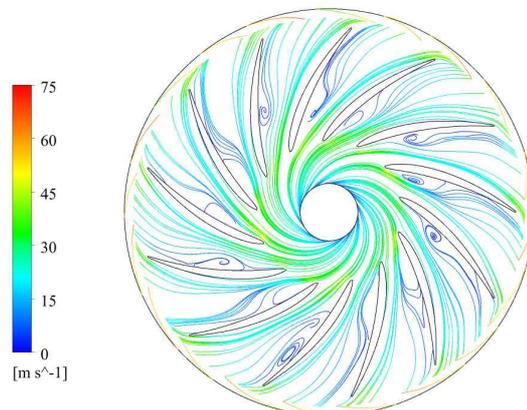


Fig 16. Streamline distributions at first stage impeller

블레이드 입구에서 유동박리가 발생하였고 압력면에 재순환유동이 발생한 것으로 확인된다. 이는 성능저하를 유발하는 원인으로 판단된다.

Figure 17은 2단 터보블로워의 1단과 2단 사이에 설치된 안내깃에서 압력분포를 나타낸 그림이다.

1단 임펠러만 해석한 결과와 다르게 압력분포가 고르지 않음을 알 수 있다. 이는 2단 임펠러의 회전에 따른 유동의 회전 성분으로 인하여 나타나는 특성으로 판단된다. 상대적으로 저압이 두드러지게 나타나는 위치는 2단에서 볼류트의 반경이 최대가 되는 지점으로, 1단 임펠러 및 안내깃의 유동은 2단 볼류트 출구유동과 상관성이 있다고 판단된다.

Figure 18은 2단 터보블로워의 안내깃에서 유선을 나타낸 그림이다. 1단 임펠러로 토출된 유동이 안내깃을 통해 2단 임펠러 입구로 모아지는 유선을 보인다. 안내깃 안쪽벽면에서 비교적 빠르고 고른 형태의 유동을 나타내지만, 바깥 벽

면에서는 2차 유동과 함께 난류흐름이 나타난다. Fig. 13과 비교하였을 때, 2단임펠러의 영향으로 유동의 속도가 증가하여 2차유동이 강하게 나타나는 것으로 확인된다. 이 흐름은 2단으로 유입이 되는 유동 흐름에 불안정을 주고 성능 손실을 발생할 수 있는 것으로 판단된다.

Figure 19는 2단 임펠러 및 볼류트에서의 압력분포를 나타낸 그림이다. 볼류트 혀(Volute Tongue)에 인접한 임펠러 입구에서 압력강하게 두드러지게 나타남을 보인다 이는 Fig. 16에서 블레이드 입구에서 나타나는 압력분포의 모습과 비슷하다.

Figure 20은 2단 임펠러 및 볼류트에서 유선분포를 나타낸 그림이다. 2단 임펠러 블레이드의 압력면에서 유동박리가 생성됨을 확인할 수 있다. 생성된 유동박리는 볼류트의 넓이가 확장되

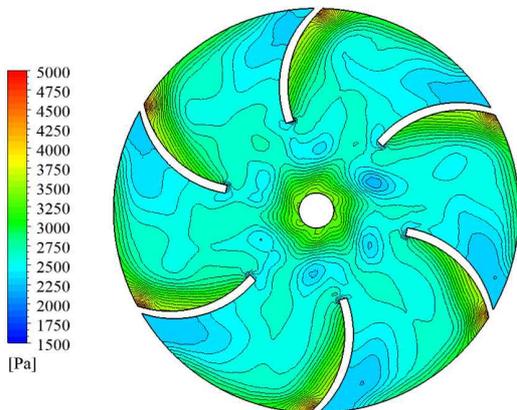


Fig. 17. Static pressure distributions at guide vane section

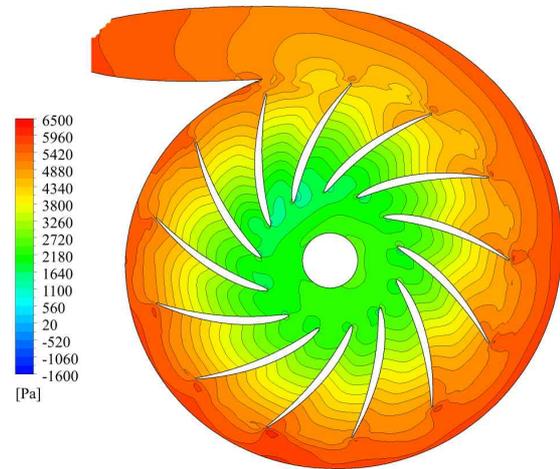


Fig.19. Static pressure distributions of second stage impeller and volute

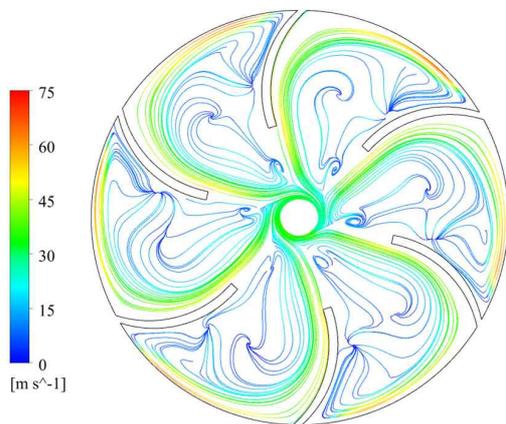


Fig. 18. Streamline and vector distributions at guide vane section

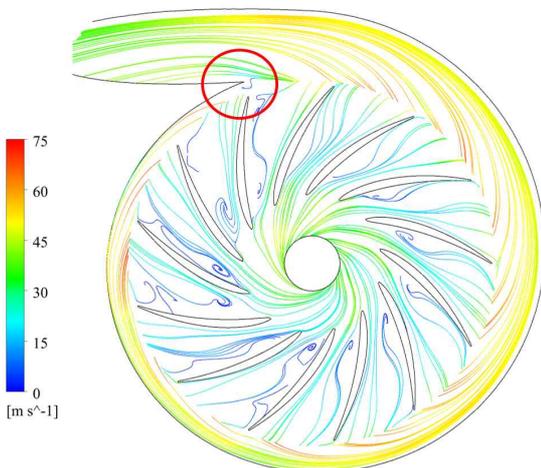


Fig. 20. Streamline distributions at second stage impeller and volute

는 반경방향으로 임펠러가 회전면서 볼류트허를 통해 토출 될때 완전히 해소됨을 알 수 있다. 임펠러 출구를 통해 토출된 유동은 볼류트를 따라 흐르면서 유속이 상승하는 것을 보인다. 적색원으로 표시된 곳은 볼류트 허와 볼류트가 연결되는 곳이다.

이 부분에서는 볼류트를 따라 흐르는 유속의 일부가 연결부 모서리에 부딪치면서 급격히 유동이 정체되거나 다시 회전방향으로 유입이 됨을 알 수 있다. 여기서 발생하는 손실은 연결부의 형상을 개선함으로써 유동을 안정시켜 정체 및 유입량을 조절하고 손실을 저감 할 수 있을 것으로 판단된다.

III. 결 론

본 연구에서는 소형 2단 터보블로워의 공력특성을 알아보기 위해 전체 유동영역에 대하여 전산해석을 수행하였으며, 다음과 결론을 얻었다.

1) 소형 2단 터보블로워의 CFD 해석결과는 성능시험결과와 비교분석되어 CFD기법의 타당성이 검증되었다. 전산해석의 결과는 성능시험 결과와 비교하였을때 8.9% 오차를 보였다. 오차는 시험모델의 표면 묘사의 한계로 발생하는 것으로 판단된다. 성능시험에서 생기는 오차를 고려할 때 10% 이내의 오차 범위는 전산해석 기법이 타당함을 알 수 있다.

2) 2단 소형 터보블로워의 각 단에서 임펠러와 안내깃에 2차 유동이 발생하며, 1단 임펠러에서 토출된 유동이 안내깃을 통해 2단 입구로 유입되며 이 때 손실이 가장 큰 것으로 나타났다.

3) 임펠러 출구와 케이싱 사이 간극에서 유동의 역류가 발생하며, 임펠러 디스크 하단과 상단 케이싱에서 2차유동이 발생함을 확인하였다. 이는 터보블로워의 성능을 저하시키는 요인으로 판단된다.

4) 소형 2단 터보블로워를 설계함에 있어서 안내깃 형상이나 깃수 따른 손실의 최소화가 필요하며, 임펠러 출구와 케이싱 사이 간극에 유입되는 역류 및 2차유동을 최소화 하기 위한 간극의 최적형상이 고려되어야 한다.

5) 소형 2단 터보블로워의 임펠러와 케이싱 간극에 손실을 줄이기 위한 연구가 필요하며, 1단과 2단 사이 안내깃의 형상에 따른 유동특성에 대한 연구가 필요하다. 이를 통하여 고성능의 소형 2단 터보블로워 설계에 기여할 수 있을 것으로 기대된다.

후 기

이 논문은 2009년도 정부(교육과학기술부)의 재원으로 한국과학재단의 지원을 받아 수행된 연구임(No. 2009-009072).

References

- 1) Frank P. Bleier, *FanHandBook*, McGraw-Hill, 1997.
- 2) Woosung Kwon, "Status and Development of an Industrial Compressor," *KSME*, Vol.52, No.10, 2012, pp.45~48.
- 3) Hweryong Kim, Kwangho Kim, "Research and Development Trends of Industrial Blowers," *KFMA*, Vol. 2, No. 3, 1999, pp.77~82.
- 4) Choon-Man Jang and Sang-Ho Yang, "Performance Characteristics of a Turbo Blower Having the Various Shapes of a Volute Casing," *KSME-B*, Vol. 34, No. 9, 2010, pp.834~850.
- 5) Choon Man Jang, Ka Ram Choi and Sang Ho Yang, "Performance Analysis of a Centrifugal Fan with Splitters," *KSME-B*, Vol. 35, No. 10, 2011, pp.1067~1073.
- 6) Hanyoung Park, Hyuntaek Oh, Youhwan Shin, Yoonpyo Lee, Kwangho Kim, Jintaek Chung, "Numerical Analysis Techniques and Flow characteristics of Two-Stage Centrifugal Compressor for R135a Turbo-Chiller," *KSFM*, Vol 10, No. 4, 2007, pp.29-38.
- 7) H. Stel, G. D. L. Amaral, C. O. R. Negrao, S. Chiva, V. Estevam and R. E. M. Morales, "Numerical Analysis of the Fluid Flow in the First 15Stage of a Two-Stage Centrifugal Pump With a Vaned Diffuser," *Journal of Fluids Engineering*, Vol. 135, No. 7, 2013, pp.071104,1~9.
- 8) Si Huang, Mohammed F. Islam, Pengfei Liu, "Numerical simulation of 3D turbulent flow through and entire stage in a multistage centrifugal pump," *International Journal of Computational Fluid Dynamics*, Vol. 20, No. 5, June 2006, pp.309~314
- 9) ANSYS CFX, *Ansys CFX Realease 14.5 User Guide*, ANSYS Inc. 2012.

10) H.K. Versteeg, W. Malalasekera, *An introduction to computational fluid dynamics*, Prentice Hall, 1995.

11) Menter, F. R., "Two-equation eddy viscosity turbulence models for engineering applications," *AIAA Journal*, Vol.32, No. 8, 1994, pp. 1598~1605.

12) Rodrick V. Chima, "Calculation of multistage turbomachinery using steady characteristic boundary conditions," 36th Aerospace Sciences Meeting & Exhibit (Reno, NV, 1998), AIAA 98-0968.

13) R.A Walis, *Axial Flow Fan and Ducts*,

John Wiley & Sons Inc., 1983.

14) Leesang Cho, Seawook Lee and Jinsoo Cho, "Use of CFD Analyses to Predict Disk Friction Loss of Centrifugal Compressor Impellers," *Transactions of the Japan Society for Aeronautical and Space Sciences*, Vol. 55, No. 3, 2012, pp.150-156.

15) David Japikse, *Centrifugal Compressor Design and Performance*, Concepts ETI, VT, 1996.

16) David Japikse, Nicholas c. Baines, *Introduction to Turbomachinery*, Concepts ETI and Oxford University Press, VT, 1994.