

유체-구조 연성해석 기법을 이용한 소형 터보차저 건전성 향상 연구

곽우경* · 김윤제**

Improvement of the Structural Soundness of a Small-Sized Turbocharger Using Fluid-Structural Interaction Analysis

Woo-Gyeong Gwak*, Youn-Jea Kim**

Key Words : Turbocharger(터보차저), Centrifugal compressor(원심 압축기), Impeller(임펠러), Efficiency(효율), Structural soundness(건전성)

ABSTRACT

A small-sized turbocharger is generally used in downsizing engine for various vehicles. When a centrifugal compressor, which is one of the crucial units of the turbocharger, is downsized, the compressor has much more possibilities of being damaged because of its high rotating speed, causing insecure structural soundness. Thus, it is of essential to study on the improvement of the structural soundness of a small-sized turbocharger. In this study, numerical analysis on the various blade geometries and mass flow rate of the compressor was performed using the commercial software ANSYS CFX. In addition, the evaluation on the structural soundness of a compressor impeller for respective cases was conducted using ANSYS Mechanical. As a result, it was shown that the compressor had higher efficiency with increasingly secured structural soundness.

1. 서론

터보차저는 배기 에너지를 이용하여 터빈을 회전시키게 되는데, 터빈과 축으로 연결된 원심압축기가 압축 공기를 내연기관으로 보내어 출력을 향상시키는 역할을 한다. 또한 설계, 재질, 가공, 제어 내구성 등 복합적인 측면에서도 고도의 설계제작 기술이 필요한 부품이라 할 수 있다. 고효율, 연비 향상과 엔진 다운사이징으로 최근 가솔린 엔진에도 터보차저가 적용되고 있다. 가솔린 엔진과 같이 사용 공기량의 폭이 넓은 엔진에 사용하는 경우 내부형상이 복잡한 곡면으로 되어 있어 고속으로 회전하는 임펠러(impeller) 형상은 중요한 설계인자라 할 수 있다.

Came과 Robinson⁽¹⁾은 베인(vane), 허브(hub) 그리고 쉬라우드(shroud) 형상변화에 따른 임펠러 공력성과 구조적 안전성에 미치는 영향을 분석하였고, Demeulenaere 등⁽²⁾은 신경망 알고리즘(neural networks algorithm)을 이용하여 자오면 형상에서 허브와 뒷판(back plate)을 최적설계 하였다. Kang 등⁽³⁾은 임펠러 출구날개 두께가 초소형 원심압축기 성능변화에 미치는 영향을 연구하였으며, Park 등⁽⁴⁾은 블레이드(blade) 두께변화가 성능에 미치는 영향을 분석하였다.

공력 성능과 구조적 안전성 검증을 위해 임펠러에 대한 유체-구조 연성해석 기법(Fluid-Structural Interaction analysis, FSI)을 활용하여 터보차저 성능에 미치는 영향을 분석할 필요가 있다. Park 등⁽⁵⁾은 팁 간극(tip clearance) 변화에 따른 유체-구조 연성해석 기법을 활용하여 팁 간극의 최적설계를 수행하였다. Debrabandere 등⁽⁶⁾은 축

* 성균관대학교 대학원 기계공학과

** 성균관대학교 기계공학부

E-mail : yjkim@skku.edu

류 압축기에서 유체 불안정성으로 발생하는 진동이 블레이드에 미치는 영향을 분석하였고, Carstens과 Belz⁽⁷⁾은 비정상상태에서 유체로부터 발생한 진동이 블레이드에 미치는 영향을 분석하였다. 이와 같이 유체-구조 연성해석 기법은 터보차저 성능 개선을 위해 반드시 선행되어야 하는 연구이다.

본 연구에서는 임펠러 구조에 대한 안정성 확보와 원심압축기 성능을 개선할 수 있도록 블레이드 형상을 설계 변수로 선정하고 이들에 대한 CFD(Computational Fluid Dynamics)해석을 수행하였다. CFD해석 결과를 구조해석과 연계하여 일방향(one-way) 유체-구조 연성해석을 수행하여, 터보차저의 건전성을 고찰하였다. 특히, 원심압축기는 동일한 회전수에서 공기유량 변화범위가 넓기 때문에 유량변화에 따른 압축기 성능과 임펠러의 구조적 영향을 비교 분석하였다.

2. 수치해석

2.1. 해석모델

본 연구에서 사용된 임펠러 모델은 Fig. 1에 도시한 바와 같이 주 블레이드와 스플리터 블레이드를 각각 6개씩 가진 형상으로, ANSYS BladeGen과 BladeModeler

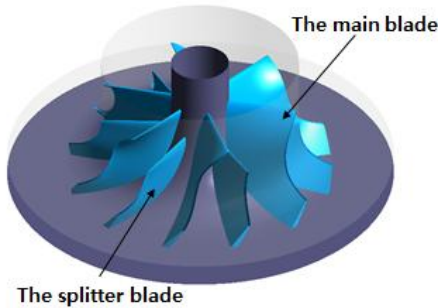


Fig. 1 3-D model of the compressor impeller

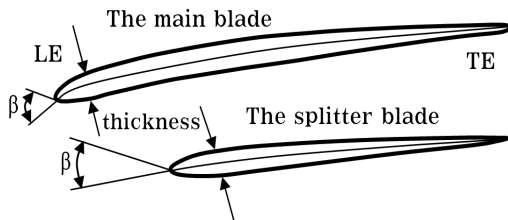


Fig. 2 Geometrical configuration on the blades

를 이용하여 3차원 모델을 생성하였고, 주 블레이드와 스플리터 블레이드의 전연(leading edge, LE)각도와 두께 변화를 설계변수로 설정하였고 이를 Fig. 2에 도시하였다. 임펠러 입구 허브 및 쉬라우드 직경과 베인리스 디퓨저 출구 및 높이에 대한 임펠러 수치는 Fig. 3과 Table 1에 제시하였다.

2.2. 유동해석

유동해석은 3차원 Navier-Stokes방정식과 에너지 방정식을 기반으로 하는 상용코드 ANSYS CFX를 이용하였다. 블레이드 주위 유동해석의 정확도 향상을 위해 ANSYS Turbogrid를 사용하여 육면체 격자계를 구성하였으며, 하나의 유로에 대한 격자수는 948,376개로 구성하고 이

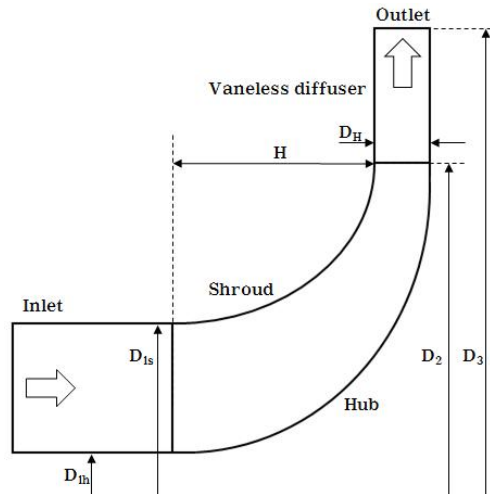


Fig. 3 Geometrical configuration on the meridional plan of the compressor impeller

Table 1 Specification of the geometrical parameters

Inlet hub diameter, D_{th}	13 mm
Inlet shroud diameter, D_{1s}	44.5 mm
Impeller axial length, H	20.5 mm
Outlet shroud diameter, D_2	60 mm
Outlet diffuser diameter, D_3	87 mm
Width, D_H	5 mm
Number of main blade	6
Number of splitter blade	6
Blade thickness	0.5 mm

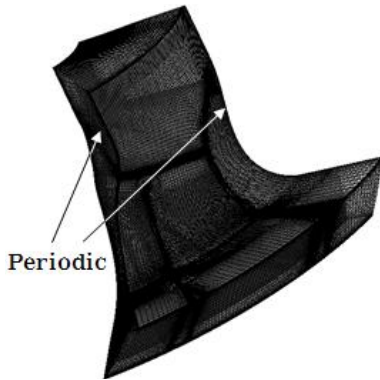
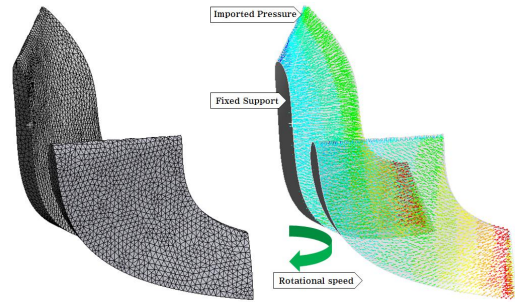


Fig. 4 Grid systems of one passage impeller



(a) Mesh of structure (b) Boundary condition

Fig. 5 FSI analysis for impeller blade

Table 2 Boundary conditions applied in this study

Fluid		Air, ideal gas
Turbulence model		SST (Shear stress transport)
Rotational speed		110,000 rev/min
Inlet	Total Pressure	1 atm
	Total Temperature	300 K
Outlet	Mass flow rate	0.11 kg/s
Interface area		Periodic

를 Fig. 4에 나타내었다.

유체는 이상기체 공기를 사용하였고 난류모델은 $k-\omega$ 기반의 SST(Shear Stress Transport)모델을 사용하여 정상상태(steady-state) 해석을 수행하였다. 경계조건으로는 입구에는 전압력 1atm과 전온도 300K를, 출구에는 0.11kg/s 질량유량을 주었으며, 상세한 경계조건은 Table 2에 제시하였다. 계산시간 단축 및 수렴성 향상을 위해 하나의 주 블레이드와 스플리터 블레이드의 유동영역이 주기적으로 형성되어 있다고 가정하여 단일 유로에 대해서만 유동해석을 수행하였다.

압축기 성능을 계산하기 위해 다음과 같은 압력비 (pressure ratio)와 등엔트로피 효율(isentropic efficiency)을 고려하였다.

$$\text{Pressure ratio, } P_r = \frac{\text{Outlet Pressure}}{\text{Inlet Pressure}} \quad (1)$$

$$\text{Isentropic efficiency, } \eta_{isen} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} \quad (2)$$

2.3. 구조해석

단일 유동에 대한 주 블레이드와 스플리터 블레이드에 대하여 ANSYS Mechanical을 이용하여 구조해석을 수행하였다. 블레이드 재질은 aluminium alloy 2618으로 설정하였으며⁽⁸⁾, 물성치는 밀도 2760kg/m³, 항복강도 280MPa, 탄성계수 71GPa이다. 구조해석시 격자는 사면체 요소를 사용하였으며, 블레이드 허브 면을 고정하고, 원심력과 단방향 유체-구조 연성해석을 수행하기 위해 유동해석으로부터 도출된 압력을 블레이드에 적용하였다(Fig. 5 참조).

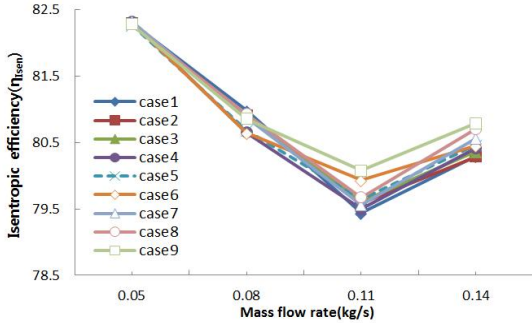
3. 결과 및 고찰

3.1. 유동해석 결과

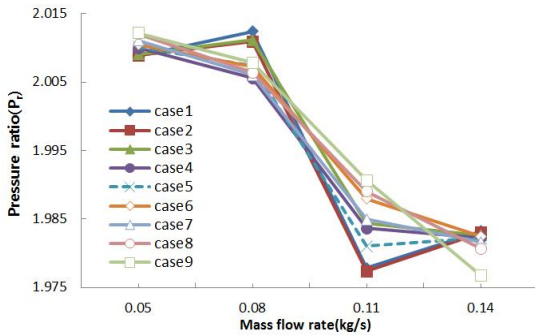
압축기 성능을 고찰하기 위해 압력비와 등엔트로피 효율을 분석하였고 Fig. 6에 도시하였다. 도시된 등엔트로피 효율은 기존보다 주 블레이드와 스플리터 블레이드의 두께와 각도가 커지는 case 6, 7, 8, 9가 질량유량이 변화하는 범위에서 대체적으로 효율이 증가하는 경향을 나타내었다. case 6의 경우 상대적으로 효율과 압력비가 증가하였지만, 질량유량이 0.08kg/s에서 효율이 감소하였다. case 7는 질량유량이 0.11kg/s에서 효율이 감소하고, case 9는 0.11kg/s에서 압력비와 효율이 최대값을 가졌지만, 0.14kg/s에서 압력비가 감소하는 것을 볼 수 있었다.

원심압축기에서 마하수(Mach number)는 압축기 성능에 민감한 영향을 주는 변수로, 블레이드 근처에서 마하수가 증가하여 충격과가 발생함으로써 이에 따른 손실이 발생하고 블레이드 내구성에 악영향을 끼친다. 기본형상 case 5와 전체적인 효율이 증가한 case 6과 9에서의 블

레이드 내 상대 마하수를 비교하기 위해 Fig. 7에 각 블레이드의 90% 스패에서의 분포를 나타내었다. 효율이 증가한 형상에서 주 블레이드 근처에서 마하수가 감소하는



(a) Isentropic efficiency



(b) Pressure ratio

Fig. 6 Performance of the centrifugal compressor

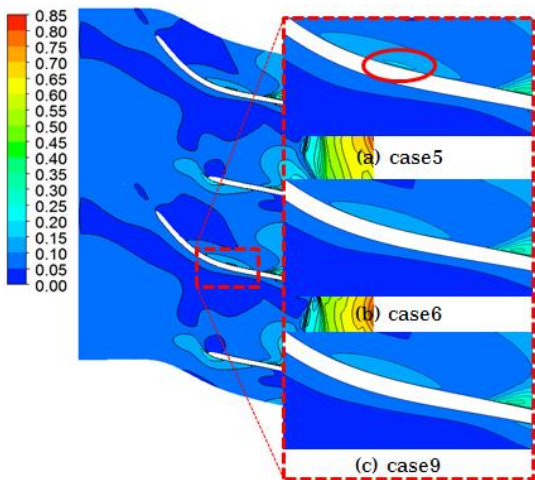


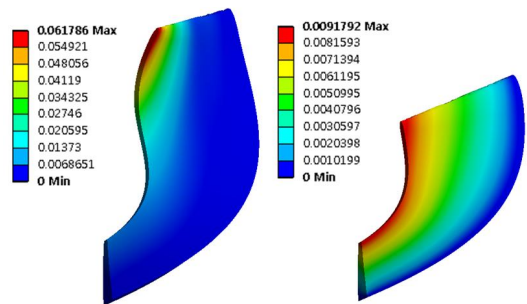
Fig. 7 Relative Mach number contours at span 90%

것을 볼 수 있었으며, 충격파로 인해 블레이드에 미치는 영향과 파손의 위험성을 감소시키는 것을 예측할 수 있었다.

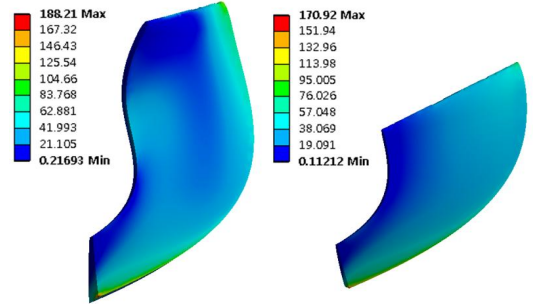
수치해석을 통해 총 9가지 경우에 대한 압축기 성능을 분석하였다. 주 블레이드 각도와 두께가 커질수록 효율과 압력비가 증가하고, 마하수가 감소하는 것을 알 수 있었다. case 9의 경우가 case 5보다 효율과 압력비가 각각 0.32%, 0.05% 증가하는 것을 확인할 수 있었다.

3.2. 구조해석 결과

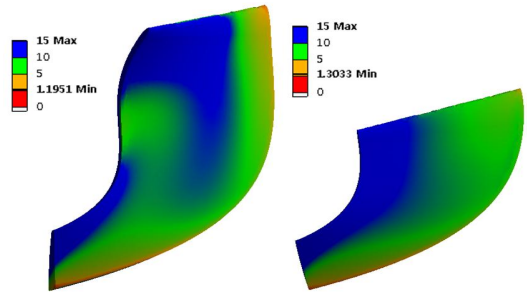
회전력과 유체압력에 대한 FSI 해석 결과를 Fig. 8에



(a) Total deformation (mm)



(b) Equivalent stress (MPa)



(c) Safety factor

Fig. 8 Results of FSI analysis

Table 3 Comparison results of FSI analysis between the reference model and others models

		case5	case6	case7	case8	case9
Total deformation (mm)	Main blade	0.0618	0.0558	0.0841	0.0776	0.0711
	Splitter blade	0.0092	0.0095	0.0089	0.0092	0.0095
Equivalent stress (MPa)	Main blade	188.2	191.2	192.2	187.6	178.2
	Splitter blade	170.9	189.8	179.3	170.9	189.8
Safety Factor	Main blade	1.20	1.18	1.19	1.21	1.28
	Splitter blade	1.30	1.25	1.24	1.30	1.25

도시하였는데, 최대변위는 주 블레이드와 스플리터 블레이드에서 각각 0.062mm, 0.009mm이고, 최대응력은 각각 188.2MPa, 170.9MPa이며, 항복강도 기준 안전계수는 1.20, 1.30을 나타내었다. 회전력과 유체압력이 부하가 큰 지점인 허브 중심부터 가장 먼 곳의 블레이드에서 최대응력이 발생하였고 낮은 안전계수 값을 나타냈으며, 전연(leading edge)에서 변형이 가장 많은 것을 알 수 있었다.

FSI해석 결과를 Table 3에 나타내었다. 동일한 각도에서 블레이드 두께가 증가하는 경우 주 블레이드의 최대 변형량이 감소하고 스플리터 블레이드의 최대 변형량과 최대응력이 증가하였다. 반면, 스플리터 블레이드의 두께가 얇을수록 최대 변형량이 작아지는 것을 알 수 있었다.

기본형상과 동일한 각도에서 블레이드 두께가 증가된 case 6의 경우 주 블레이드에서 최대 변형량이 9.7% 감소하였지만, 최대응력은 1.0% 증가, 안전계수는 1.7%로 감소하였다. case 9의 경우 기본형상보다 최대응력이 5% 감소하여 안전계수가 증가하였지만, 선연에서 최대 변형량과 스플리터 블레이드에서 발생하는 최대 응력은 각각 15%, 11% 증가하였다.

4. 결 론

본 연구에서는 소형 터보차저 건전성을 분석하기 위해 주 블레이드와 스플리터 블레이드 전연(leading edge)에서의 각도와 두께에 대해 일방향 유체-구조 연성해석기법을 이용하여 압축기 성능과 구조적 안전성에 미치는 영향을 분석하였으며, 다음과 같은 결론을 얻었다.

- 1) 9가지 블레이드 형상의 유량 변화에 대한 유동해석을 수행하였고, 블레이드 각도와 두께가 커지는 형상에서 압력비와 등엔트로피 효율이 증가하며, 주 블레이드 근처에서 마하수가 감소하는 것을 알 수 있었다.
- 2) 기본형상 대비 효율은 0.32%, 압력비는 0.05% 증가한 case 9의 경우가 더 좋은 공력성능을 가지는 것을 확인할 수 있었다.
- 3) 두께와 각도가 증가된 주 블레이드 근처에서 마하수가 감소하는 것을 확인할 수 있었으며, 충격파로 인한 블레이드 파손 위험이 감소한다.
- 4) FSI해석 결과, 효율과 압력비가 상대적으로 높은 case 9는 최대응력이 5% 감소하였다.

주 블레이드와 스플리터 블레이드 형상에 대한 일방향 FSI해석을 수행하였고, 이를 기반으로 원심압축기 성능과 구조적 안전성, 소형 터보차저 건전성에 미치는 영향이 달라진다는 것을 알 수 있었다. 향후, 열응력을 고려하여 터보차저 성능과 구조 안전성을 고려한 최적설계를 수행할 예정이다.

참고문헌

- (1) Came, P. M., and Robinson, C. J., 1998, "Centrifugal Compressor Design," Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science, Vol. 213, No. 2, pp. 139~155.
- (2) Demeulenaere, A., Bonaccorsi, J. C., Gutzwiller, D., Hu, L. and Sun, H., 2015, "Multi-Disciplinary Multi-Point Optimization of a Turbocharger Compressor Wheel," ASME Paper No. GT-2015-43631, pp. V02CT45A020.
- (3) Kang, S. H., Cho, W. J., Yun, H. Y. and Lee, S. K., 1999, "Performance Variations of a Small Centrifugal Compressor with Exit Blade Thickness," Journal of Fluid machinery, Vol. 2, No. 1, pp. 15~21 (in Korean).
- (4) Park, J. Y., Park, M. R., Hwang, S. C., and Ahn, K. Y., 2010, "Effect of Impeller Blade Thickness on Performance," Journal of Fluid machinery, Vol. 13, No. 4, pp. 5~10 (in Korean).
- (5) Park, T. G., Chung, H. T., Kim, H. B., and Park,

- J. Y., 2011, "Numerical Study on the Aerodynamic Performances of the Turbo Blower Using Fluid-Structure Interaction Method," Journal of the Korean Society for Power System Engineering, Vol. 15, No. 6, pp. 35~40 (in Korean).
- (6) Debrabanere, F., Tartinville, B., Hirsch and C., Coussement, G., 2012, "Fluid-Structure Interaction Using a Modal Approach," Journal of Turbomachinery, Vol. 134, No. 5, pp. 051043.
- (7) Carstens, V. and Belz, J., 2000, "Numerical Investigation of Nonlinear Fluid-Structure Interaction in Vibrating Compressor Blades," ASME Paper No. 2000-GT-0381, pp. V004T03A024.
- (8) Engels, B., 2002, "C602/037/2002 Lifetime Prediction for Turbocharger Compressor Wheels," IMechE Conference Transactions, Vol. 1, pp. 297~310.