

원주방향 볼류트 입구 높이를 수정한 자동차용 터보차저 원심압축기의 성능 향상

Zhou Tianjun* · 이근식**

* 울산대학교 기계공학부

Enhancement of the Performance a Centrifugal Compressor in an Automobile Turbocharger by Modifying the Circumferential Inlet Height of Volute

Zhou Tianjun* and Geun Sik Lee**

* School of Mechanical Engineering, Univ. of Ulsan

(Received May 20, 2013; Revised December 16, 2013; Accepted December 20, 2013)

Key Words: Centrifugal Compressor(원심압축기), Volute Inlet Height(볼류트 입구높이), Pressure Recovery Coefficient(압력회복계수), Total Pressure Loss Coefficient(전압력손실계수)

초록: 자동차용 터보차저 압축기의 성능 개선을 위해 원주방향의 볼류트 입구 높이들이 수정되었고 디퓨저를 포함한 볼류트에 대한 유동장이 상용 소프트웨어를 사용하여 조사되었다. 기본적으로 잘 설계된 볼류트는 높은 압력회복계수와 낮은 전압력손실계수를 보여주어야 한다. 본 연구에서는 동일한 단면형상과 설단면각(Tongue Angle)을 가지나 원주방향으로는 서로 다른 볼류트 입구 높이를 갖는 두 경우의 원형단면 볼류트가 선정되었다. 하나는 90° 원주방향에서는 단면 중앙으로 유입되나 이후의 원주방향에서는 볼류트 단면 최하단부들을 잇는 접선과 동일한 높이를 유지하면서 점진적으로 하단부로 유입되는 볼류트 형상이다(케이스 1 볼류트). 다른 하나는 설단면에서는 접선방향으로 유입되도록 모든 원주방향에 대하여 입구 높이를 2 mm 낮춘 형상이다(케이스 2 볼류트). 해석결과, 케이스 2 볼류트가 케이스 1 볼류트보다 높은 압력회복계수로 인한 높은 전압력비와 낮은 전압력손실계수로 인한 높은 등엔트로피 효율을 보여주었다.

Abstract: To enhance the performance of an automobile turbocharger compressor, the circumferential inlet heights of the volute were modified and the flow field for the combined region of the diffuser and volute was numerically investigated using commercial software. Basically, a well-designed volute should have a high pressure recovery coefficient and a low loss coefficient for the total pressure. In this study, two circular volutes with the same cross sectional shape and tongue angle, but circumferentially different volute inlet heights, were selected. One volute had the middle inlet in the cross-section at the circumferential angle of 90° but gradually lower inlet heights for the angles between 90° to 360° with respect to the cross sectional center of the volute, while maintaining the same height between the tangential line connecting the lowest positions of the cross section and the line connecting the volute inlets in the circumferential direction (case 1 volute). The other volute has an inlet height that is 2 mm lower than in case 1 volute such that the tongue section has a tangential inlet (case 2 volute). The results showed that the case 2 volute had a higher total pressure ratio because of its higher pressure recovery coefficient and higher isentropic efficiency, resulting from the lower loss coefficient along the circumferential position than the case 1 volute.

1. 서론

최근 많은 자동차 회사들은 엔진 크기를 줄이면서 엔진출력을 늘리며 배기가스 공해를 줄이려고

노력하고 있다. 터보차저는 이러한 목적들을 달성하는데 주요한 역할을 하고 있다. 터보차저의 주요 구성장치는 터빈과 압축기이다. 엔진으로부터 배출되는 배기가스는 터빈을 구동시키고 대기로 방출된다. 압축기는 터빈으로부터 압축동력을 공급받아 엔진에 유입되는 공기를 압축하여 엔진에 보다 더 높은 질량유량을 공급함으로써 엔진의 출

† Corresponding Author, gslee@mail.ulsan.ac.kr

© 2014 The Korean Society of Mechanical Engineers

력을 높이는 역할을 한다.

터보차저의 압축기는 통상적으로 원심압축기이며, 원심압축기의 주요 구성품은 반경방향으로 보면 임펠러, 디퓨저, 볼류트이다. 압축기 입구로부터 흡입된 공기는 임펠러를 지나면서 속도와 압력이 증가하고 반경방향과 원주방향의 속도성분을 가지고 디퓨저에 유입된다. 디퓨저의 종류는 베인리스(Vaneless) 디퓨저와 베인 디퓨저가 있으며, 베인 디퓨저의 종류는 크게 채널(Channel)형과 에어포일(Airfoil)형이 있다. 본 연구에서는 자동차용 터보차저 압축기의 디퓨저에서 통상적으로 사용되는 베인리스(Vaneless) 디퓨저를 선정하였다. 디퓨저는 잔여 운동에너지를 회수하여 압력에너지로 변환하는 역할을 한다. 디퓨저 출구는 볼류트로 연결되며, 볼류트는 유동을 모아서 냉각된 다음, 엔진의 흡기다기관(Intake Manifold)으로 보내주는 역할을 한다.⁽¹⁾ 임펠러를 통과한 유동은 디퓨저와 볼류트의 형상에 따라 크게 영향을 받는다.

볼류트는 원주방향으로 단면적이 증가되는 나선형의 관모양 구조로서 그 시작 단면은 설단면(Tongue) 바로 전이며 끝 단면은 가장 단면적이 큰 단면으로 시작 단면과 끝 단면은 원주방향으로 각각 0도와 360도로 잡는 것이 보통이다. 따라서 설단면은 원주방향으로 볼류트에 유입되는 유동과 볼류트로부터 토출되는 유동을 나누는 역할을 한다. 한편 볼류트는 디퓨저로부터 지속적으로 원주방향을 따라 반경방향과 원주방향의 속도성분을 가지고 유입되는 구조로 되어 있으므로 볼류트의 형상 설계 역시 압축기의 효율과 압력비에 미치는 영향이 크다. 디퓨저 면적과 볼류트 출구 단면적에 따라 유동은 감속 혹은 가속, 또는 일정속도가 되기도 한다. 보통은 압축기의 설계점에서 볼류트 내부속도가 원주방향으로 일정하게 되도록 설정하므로 이 보다 높은 유량에서는 유동이 가속되고 낮은 유량에서는 감속된다. 볼류트의 성능이 떨어지는 주된 원인은 내부의 스윙속도이다. 디퓨저 출구로부터 유입된 반경방향 속도성분은 볼류트 내부에서 스윙속도로 전환되며, 볼류트 내부에서는 회수할 수 없으며, 볼류트 효율을 저감하게 된다.

볼류트에 관한 최근 문헌을 살펴보면 다음과 같다. Kim S. 등⁽²⁾은 볼류트의 성능 향상을 위해 압축기의 디퓨저로부터 유입되는 볼류트 입구를 수정하였으며 이로부터 0.37%의 압축기 효율상승과 0.45%의 압력비 상승을 얻었다. Cheng X. 등⁽³⁾은 설단면을 수정하여 압축기 효율이 상승함을 보여

주었다. 단면형상, 단면의 반경방향 위치, 설단면의 위치와 형상, 볼류트 입구의 크기와 위치는 압축기 볼류트의 주요 설계변수이다.^(4,5)

본 연구에서는 압축기의 성능개선을 위해, 기 설계된 볼류트(케이스 1 볼류트)의 입구 높이를 축방향으로 이동시켜 새로이 수정한 볼류트(케이스 2 볼류트) 두 경우의 볼류트 내부 유동장을 계산하여 비교하고 개선 정도를 살펴보고자 한다.

2. 압축기 형상과 사양

터보차저의 압축기는 1.6L 자동차용 엔진에 대하여 설계되며 3차원 형상은 Fig. 1에 제시되어 있다. 설계점의 질량유량, 회전수, 총압력비는 Table 1과 같다. 임펠러 형상은 Fig. 2에 제시된 바와 같이 6개의 주 블레이드와 6개의 보조 블레이드(Split Blade)로 구성되어 있다. 관련 상세 형상과 치수는 Fig. 3과 Table 2에 제시되어 있다. 볼류트의 각 단면은 하나의 원으로 이루어져 있다.

Table 1 Major operational variables at the design point

Mass flow rate(kg/s)	0.06
Rotating speed(rpm)	110,000
Total pressure ratio	1.15

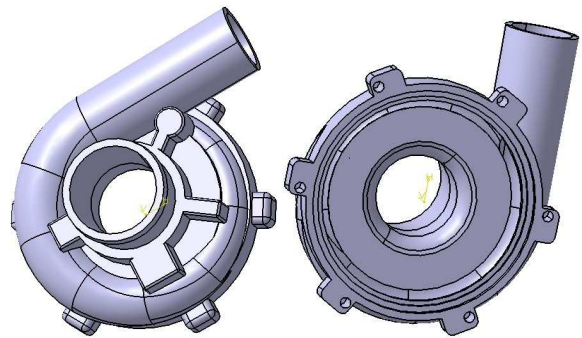


Fig. 1 Geometry of the compressor and housing



Fig. 2 3D model of impeller

Table 2 Geometrical specifications of present compressor

Geometrical parameter	Values
Impeller	
Number of main blade	6
Number of split blade number	6
Inlet hub diameter(D1h)	8mm
Inlet shroud diameter(D1s)	35mm
Outlet diameter(D2)	45mm
Impeller axial length(L)	20mm
Vaneless diffuser	
Inlet diameter(D3)	47mm
Outlet diameter(D4)	80mm
Width(B1)	3mm
Volute	
Inlet diameter(D4)	80mm
Diameter of outlet cross section(D5)	15.38mm

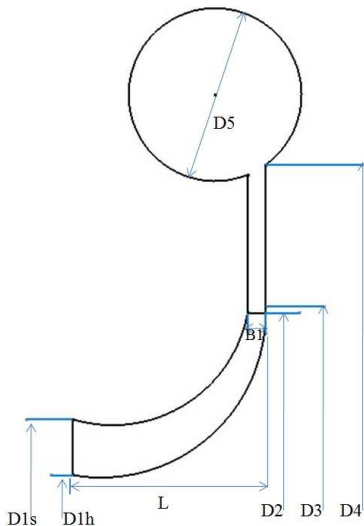


Fig. 3 Geometrical configuration of the compressor

볼류트의 단면적, 회전중심과 단면 중심간의 반경, 단면 중심의 축방향 거리는 원주방향으로 선형적으로 증가한다. 설단면의 위치는 22.5°이다.

3. 수치해석

3.1 수치모델과 그리드

Fig. 4 는 수치해석을 위한 베인리스 디퓨저와 볼류트의 유체영역, 원주방향의 좌표를 보여주고 있다. 해석영역의 그리드는 ANSYS MESH 를 이용하여 생성하였다. 베인리스 디퓨저와 볼류트에는 사면체 그리드(Tetrahedral Grids)가, 임펠러에는 블레이드 주위의 경계층 유동해석의 정확도를 높이기 위하여 TurboGrid 를 사용한 육면체(Hexahedral Meshes)가 사용되었다. 베인리스 디퓨저와

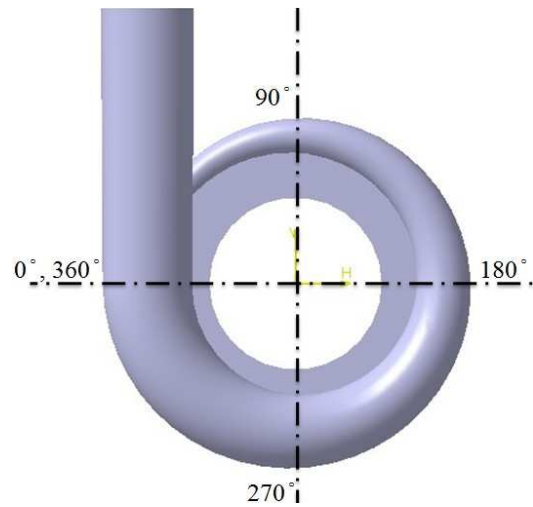


Fig. 4 The fluid domain of the vaneless diffuser

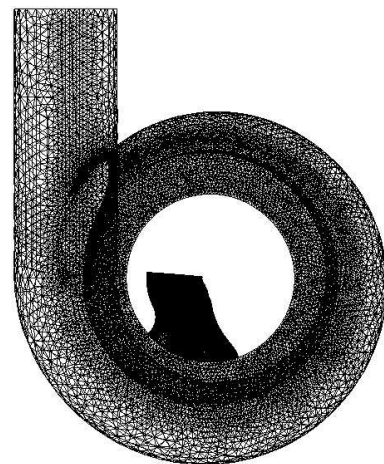


Fig. 5 The surface grid of the vaneless diffuser, volute domain, and one passage impeller

볼류트에는 590,670 개의 그리드가, 임펠러의 한 통로에는 368,060 개의 그리드가 배치되었으며, Fig. 5 에는 이들 베인리스 디퓨저와 볼류트, 또 임펠러의 한 통로에 대한 표면 그리드를 보여주고 있다.

3.2 해석방법 및 경계조건

임펠러 회전에 의해 유입된 불균일한 디퓨저와 볼류트 유동장 해석은 ANSYS CFX 를 이용하여 수행되었다. 압축기 내부의 난류해석은 벽면 전단 응력을 잘 예측하는 k- ω -SST(Shear Stress Transport) 모델을 사용하였다. 경계조건으로는 입구에는 입구 온도도와 전압력을, 출구에는 질량유량을 주었다. 정지면과 회전면 사이의 인터페이스(Interface)

Table 3 Analysis and boundary conditions

Inlet total pressure	1 atm
Inlet total temperature	300 K
Outlet mass flow rate	0.06kg/s
Rotational speed	110,000 rpm
Turbulence model	k- ω -SST
Interface type	Mixing plane

Table 4 Results of pressure ratio and isentropic efficiency for the two volutes

	Total pressure ratio	Total-to-total isentropic efficiency
Case 1	1.148	0.803
Case 2	1.152	0.815

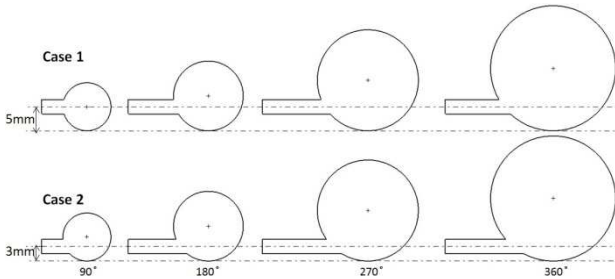


Fig. 6 Two cases of compressor volute

는 수렴성이 양호한 혼합면 모델(Mixing Plane Model)이 사용되었다. 관련 상세 값은 Table 3 에 제시되어 있다.

3.3 수치해석 확인 및 볼류트 유입형상 수정

Fig. 6 에는 본 해석에서 사용된 기 설계된 케이스 1 볼류트(M 사)와 수정된 경우인 케이스 2 볼류트의 2 가지 볼류트 형상이 제시되어 있다. 이들 2 가지 볼류트 형상은 모두 다 동일 원주각에서 동일한 단면적을 유지하며, 축방향에 수직인 면과 볼류트 단면 하단점들을 원주방향으로 잇는 접선이 이루는 각도는 2.5 도로써 동일하여 원주각이 증가함에 따라(볼류트 단면 중심부의 반경이 증가함에 따라) 축방향에 수직인 면과 이루는 거리가 증가하는 형상이 공통점이다. 다른 점은 케이스 1 볼류트는 단면 하단점들을 잇는 접선과 유입구 중심선과의 거리가 5 mm 로써 설(Tongue)단면을 지나 원주각 90°에서 단면중심에서 유입되는 형상인데 반하여 케이스 2 볼류트는 이 거리가 3 mm 로써 설단면에서 단면의 접선방향으로 유입되는 형상이다. 이를 2 mm 로 낮춘 이유는, 이보다 작은

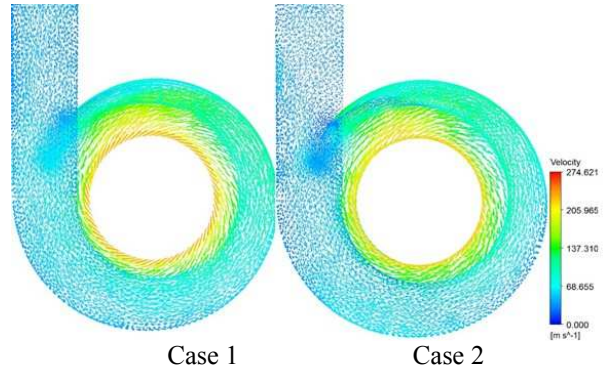


Fig. 7 Velocity vector for the two volute cases

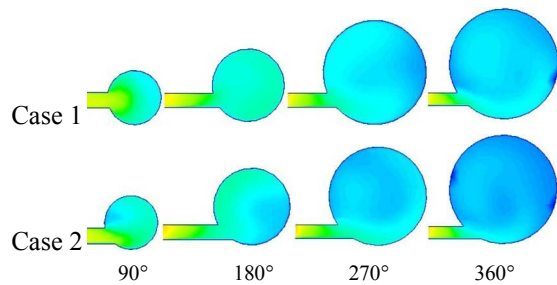


Fig. 8 Velocity distributions in four cross-sections for the two volute cases

값에서는 전압력비와 효율의 향상 정도가 낮았으며, 이보다 큰 값에서는 설(Tongue)단면에서 접선 방향을 벗어나서 설계가 되지 않기 때문이다.

Table 4 는 본 해석결과로부터 얻어진 전압력비와 등엔트로피 효율을 보여주고 있다. 케이스 1 볼류트에 대한 계산결과 전압력비는 1.148 로써 설계값 1.15 와 유사하며 효율도 80.3%로 기 설계사양과 잘 일치하고 있음을 알 수 있으며, 본 해석모델 및 해석방법이 타당함을 알 수 있다. 수정된 경우인 케이스 2 볼류트가 기 설계된 케이스 1 볼류트보다 전압력비와 효율면에서 향상되었음을 보여주고 있다.

4. 유동장 해석 결과

4.1 속도분포

볼류트 내부의 스윙속도 성분은 반경방향 속도 손실과 마찰 손실 및 열 발생의 원인이 된다. 압축기의 공기유동은 임펠러로부터 가속 및 가압되고 베인리스 디퓨저를 통과하면서 감속으로 인한 압력상승이 발생되나, 볼류트 입구에서 허브(Hub)부분의 박리 때문에 허브로부터 슈라우드(Shroud)로 반경방향의 속도성분이 증가하게 되며 이 증가된 반경방향 속도성분은 강한 스윙속도 성분을 유발하게 된다. 따라서 볼류트 입구 높이를 단면의

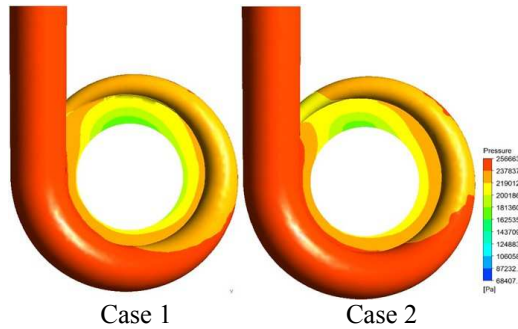


Fig. 9 Pressure distributions for the two cases of the combined vaneless diffuser and volute

중양으로부터 하단부로 변경하게 되면 스윙속도 성분을 낮출 가능성이 있다.

케이스 1 과 케이스 2 볼류트에 대한 속도벡터장이 Fig. 7 에, 원주방향 4 단면에 대한 속도분포가 Fig. 8 에 제시되어 있다. 볼류트의 또 다른 기능은 공기의 속도를 감속시키고 압력을 회복하는 것이다. 이런 관점에서 공기의 속도성분 중 스윙속도가 크면 그 만큼 압력회복을 하지 못하며 이 스윙속도 성분은 압축기의 전압력손실을 가져오게 된다. 본 해석에 사용된 볼류트의 단면 형상은 완전히 좌우대칭 형상도 아니며 또한 완전한 오버형 타입의 형상도 아니므로 이들 두 형태의 중간형 유동을 가질 것으로 추정된다. 두 경우에 대한 속도벡터장이 유사하나 케이스 2 볼류트의 스윙속도가 케이스 1 볼류트의 스윙속도보다 작으므로 손실이 작음을 알 수 있다.

4.2 압력분포

터보차저 압축기의 주목적은 주어진 실린더 체적에 압력을 높여서 공기를 공급함으로써 더 많은 공기를 주입하여 엔진의 출력을 높이기 위함이다. Fig. 9 에 디퓨저와 볼류트의 압력분포가 제시되어 있다. 베인리스 디퓨저의 압력분포는 케이스 1 과 케이스 2 가 유사하나 볼류트의 압력분포는 확실히 다를 수 있다. 우선 설단면 부근에서 케이스 2 가 케이스 1 보다 압력이 낮아서 보다 빠른 원주방향속도를 예측할 수 있으며 이는 더 많은 원주방향 유량의 유입이 추정된다. 180 도 이후 360 도까지의 압력분포를 살펴보면, 케이스 2 가 케이스 1 보다 더 넓은 영역에서 높은 압력분포를 가진다. 특히 360 도 출구압력이 보다 높고 균일함을 Fig. 7 과 Fig. 8 의 속도분포로부터 추정될 수 있다.

4.3 압력회복계수(C_p)와 전압력손실계수(ω)

압력회복계수(C_p)와 전압력손실계수(ω)는 압축

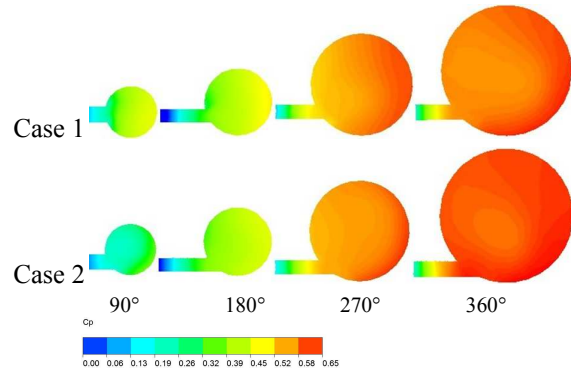


Fig. 10 Pressure recovery coefficient distributions (C_p) in four cross sections for the two volute cases

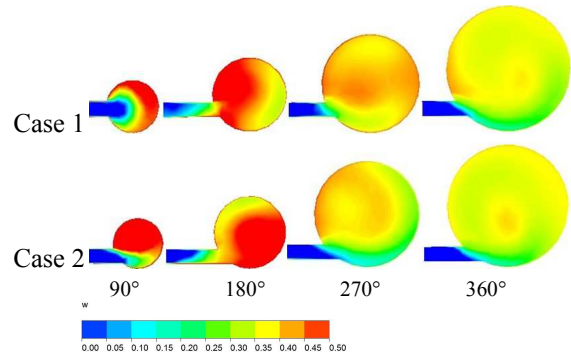


Fig. 11 Total pressure loss coefficient distributions (ω) in four cross sections for the two volute cases

기 볼류트의 성능을 표시하는 주요 파라미터이다. 압력회복계수(C_p)는 볼류트의 입구 동압에 대한 정압의 증가량으로 표시되며 이 값이 클수록 높은 압력회복 능력을 표시한다.

$$C_p = \frac{P_s - \overline{P_{s,in}}}{P_{tot,in} - P_{s,in}} \quad (1)$$

전압력손실계수(ω)는 압축기 볼류트의 입구 동압에 대한 전압력 손실량으로 표시되며 이 값이 작을수록 손실이 작고 효율이 높은 볼류트 임을 표시한다.

$$\omega = \frac{\overline{P_{tot,in}} - P_{tot}}{P_{tot,in} - P_{s,in}} \quad (2)$$

케이스 1 과 케이스 2 볼류트에 대한 압력회복계수(C_p)와 전압력손실계수(ω)가 각각 Fig. 10 과 Fig. 11 에, 원주방향 4 단면에 대하여 제시되어 있다. 압력회복계수는 원주방향으로 지속적으로 증가함을 살펴볼 수 있다. 이는 나선형의 긴 열린 파이프형상의 볼류트 유동은, 각운동량 보존법칙에 의해

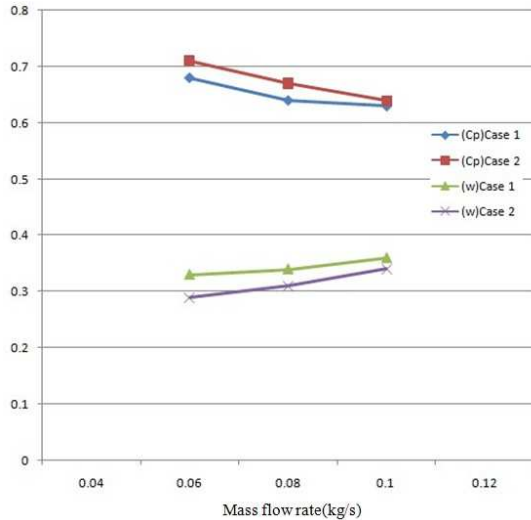


Fig. 12 Average values of C_p and ω at the volute outlet cross section for change in mass flow rate for the two volute cases

단면 중심간의 반경은 증가하고 원주속도는 감소하며 감속된 운동에너지는 원주방향의 압력증가로 변환되기 때문이다. 설단면 부근에서는 유동이 둘로 나누어지고 와류의 발생에 의해 유효단면적이 변하고 유량에 따른 정체점이 이동하는 등 복잡한 유동이 발생된다. 두 케이스의 압력회복특성을 살펴보면, 케이스 2 볼류트의 압력회복특성이 좋고 특히 볼류트 출구부분인 360° 단면에서 높은 압력회복계수와 더 균일한 압력분포를 보여주고 있다.

전압력손실계수는 원주방향으로 지속적으로 감소함을 살필 수 있다. 단면에서 강한 스윙발생 영역과 벽면이 전압력손실계수가 큰 영역이다. 설단면도 전압력손실계수가 큰 영역인데, 이는 설단면에서 분류에 의한 유동의 이끌림과 막음, 와류발생으로 추정된다. 케이스 2 볼류트의 전압력손실계수가 케이스 1 보다 작은 것은 케이스 2 볼류트의 단면 속에 반경방향 속도 성분이 효과적으로 잘 분배되어 스윙속도가 더 작기 때문이다.

질량유량변화에 따른 C_p 와 ω 의 변화가 Fig. 12 에 제시되어 있다. 유량이 증가하면 C_p 는 감소하고 ω 는 증가한다. 이는 유량이 증가하면 동일 단면적에 대하여 속도가 증가하는데 반하여, 설계점에서 설계된 볼류트가 고유량으로 운전되면, 고속의 운동에너지를 설계점에서의 운동에너지보다 적게 압력으로 회복하기 때문이다. 그러나 케이스 2 볼류트의 압력회복과 전압력손실이 케이스 1 보다 우수한 특성을 가짐을 살필 수 있다.

5. 결론

자동차용(배기량 1.6L) 터보차저 압축기의 성능향상을 위해, 기 설계된 볼류트(케이스 1 볼류트)의 원주방향 입구 높이를 낮게 수정하여(케이스 2 볼류트) 속도 및 압력장을 수치해석하여 구하고 성능 파라미터로서 압력회복계수와 전압력손실계수 분포를 구하여 비교하였다. 또한 탈설계성능을 비교하기 위하여 설계유량을 변화하여 해석하였다. 본 연구의 범위 내에서 결론은 다음으로 요약되었다.

(1) 케이스 2 볼류트는 케이스 1 볼류트보다, 원주방향으로 균일하고도 낮은 속도분포를 보이며 압력회복 특성이 우수하여 약간 더 높은 전압력비(1.148/1.152)를 보여주었다.

(2) 케이스 2 볼류트는 케이스 1 볼류트보다, 원주방향 각 단면에서 균일하고도 낮은 스윙속도분포를 보이며 전압력손실계수가 작아서 약 1.2% 높은 등엔트로피 효율을 제시하였다.

(3) 케이스 2 볼류트는 케이스 1 볼류트보다 설계점보다 고유량에서 운전시에도 높은 압력회복계수와 낮은 전압력손실계수를 보여 줌으로써 우수한 설계형상임을 알 수 있었다.

(4) 터보차저 압축기는 오버형 타입 볼류트로 할 수 없는 경우가 있다. 이 상황에서는 볼류트 입구높이가 압축기의 성능에 큰 영향을 주므로 적절한 유입 높이가 선정되어야 한다.

후기

이 논문은 2013 년 울산대학교 기계공학부 일류화사업단의 연구비에 의하여 연구되었음.

참고문헌

- (1) Nicholas, C. B, 2005, *Fundamental of Turbocharging*, Concepts, Inc.
- (2) Kim, S., Park, J., Ahn, K. and Baek, J., 2010, "Improvement of the Performance of a Centrifugal Compressor by Modifying the Volute Inlet," *Journal of Fluids Engineering*, Vol. 224, No. 2, pp. 251~259.
- (3) Cheng, X. and Michael, M., 2005, "Development and Design of a Centrifugal Compressor Volute," *International Journal of Rotating Machinery*, Vol. 3, pp. 190~196
- (4) Japikse, D., 1996, *Centrifugal Compressor Design and Performance*, Concepts, Inc.
- (5) Ayder, E., Van den Braembussche, R, and Brasz, J. J., 1993, "Experimental and Theoretical Analysis of the Flow in a Centrifugal Compressor Volute," *ASME J. Turbomach.*, Vol. 115, No. 6, pp. 582~589.