2000 유체기계 연구개발 발표회 논문집, pp. 219~225
부경대학교 용당캠퍼스 종합복지관, 2000. 12. 1~2.

원심형 터보기계의 임펠러-볼류트 유동간섭에 관한 실험적 연구

이경훈* · 주원구**

Experimental investigation of impeller-volute interaction on a centrifugal turbomachinery

Kyung-Hoon Lee*, Won-Gu Joo**

Key Words : Centrifugal Turbomachinery(원심터보기계), Volute(볼류트), Impeller-Volute Interaction(임펠러-볼류트 유동간섭), Static Pressure Distortion(정압불균일)

ABSTRACT

Primary function of a centrifugal compressor volute is to serve the flow from the impeller and diffuser to pipe system. But losses in volutes at off-design lead to poor stage efficiency and reduction of operating range. This is largely caused by the interaction between the impeller and volute flow fields. The magnitude of distortion is increased as the operating point is away from the design point and, as a result, the interaction between the impeller and volute is stronger.

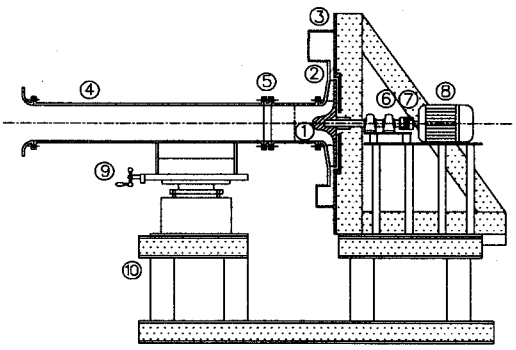
The objective of present study is to find the characteristics of the flow in the diffuser and volute of the centrifugal compressor with rectangular cross-sectional volute. The measurements are carried out in two cases with the existence and nonexistence of the volute casing. The detailed pressure is presented by comparing the experimental results obtained at two cases with each others.

1. 서 론

기존의 원심형 터보기계 설계에서는 임펠러, 디퓨져 및 볼류트의 각 부분에 대한 연구가 이상화된 경계조건의 가정 하에 독립적으로 진행되어 왔다. 하지만 이들이 합쳐졌을 때에는 그 성능이 예측된 결과와 크게 달라질 수 있다. 그 주된 이유는 볼류트 형상의 비대칭성에서 기인하는 정압장의 불균일성으로 인하여 임펠러 출구의 유동장이 비대칭적으로 나타나기 때문이다. 임펠러 출구에서의 회전방향 압력분포가 균일한 경우 일정한 에너지 전달이 가능하여 임펠러의 효율을 높일 수 있다. 하지만 이 조건은 설계유량에서만 가능하고, 비 설계점에서는 볼류트 케이싱의 영향으로 불균일한 압력분포가 나타나게 된다. 임펠러 출구 유동장의 불균일성은 설계유량에서 멀어질수록 더욱 크게 나타나며, 특히 볼류트의 비 설계점 작동 시에 나타나는 비대칭적인 회전방향 압력 분포는 임펠러와의 상호작용을 통해 스톨(stall) 이나 서어징(surging)을 조기에 유발하여 작동범위를 감소시키고, 임펠러에 비대칭적인 추력을 발생시켜 구조적 진동문제를 야기함으로써 임펠러 베어링의 수명을 감소시키고 임펠러의 효율을 저하시키는 등의 문제를 발생시킨다.

본 연구에서는 이러한 임펠러와 볼류트의 유동간섭을 파악하기 위하여 볼류트가 있는 경우와 없는 경우에 대해 디퓨져에서 유량변화에 따른 압력분포와 유동장 변화를 살펴보았다.

* 연세대학교 대학원, fluid291@yonsei.ac.kr
** 연세대학교 기전공학부, joo_wg@yonsei.ac.kr



1. Impeller
2. Diffuser
3. Volute
4. Duct
5. Screens
6. Bearing
7. Coupling
8. Driving motor
9. Traverse unit
10. Bed

Fig. 1 Test rig layout

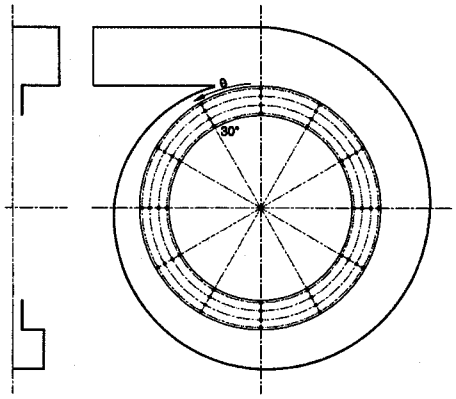


Fig. 3 Volute geometry and position of pressure taps along diffuser

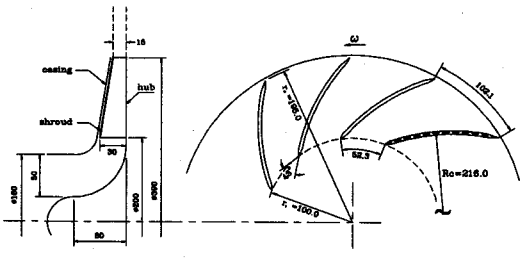


Fig. 2 Configuration of centrifugal impeller

2. 실험 장치 및 방법

2.1 실험 장치

실험은 Fig. 1과 같은 실험장치를 이용하여 수행하였다. 공기유동은 입구덕트를 통과하여 임펠러를 거쳐, 디퓨져와 볼류트를 통과하고, 그리고 출구덕트를 통해 배출된다.

우선 본 연구에서 사용된 실험용 임펠러의 형상이 Fig. 2에 나타나 있다. 임펠러의 직경은 390mm이고 폭은 15mm이며, 날개 수는 12개이다. 형태는 날개가 회전방향에 대해 43^o 후방으로 설치되어 있는 뒷보기형 임펠러로 쉬라우드 케이싱을 가지는 밀폐형이다.

볼류트의 형상은 자유와류형으로 설계되었으며 다음의 식을 따른다.

$$H_s \ln(1 + \frac{H_s}{R_3}) = \frac{\theta_s B_3 \tan\alpha_3}{B_s/H_s} \qquad (1)$$

여기서 볼류트 단면의 폭과 높이 비인 B_s/H_s는 0.8로 고정되었으며, R_3는 디퓨저 출구의 반경, α_3는 디퓨저 출구에서의 유동각을 의미한다.

볼류트는 임펠러와의 반경비가 1.38이 되는 깃 없는 디퓨져와 연결되어 있다. 그 형상은 Fig. 3에서 보여준다. 볼류트의 각 단면은 제작상의 정확도와 경제성, 그리고 측정편의를 위하여 사각단면으로 하였으며, 디퓨져는 볼류트와 일체형으로 설계를 하였다. 볼류트의 입구 반경은 디퓨져의 출구 반경과 같은 외부형(external type)이다.

2.2 실험 방법

본 연구에서는 임펠러와 볼류트의 유동간섭 현상을 살펴보기 위하여 디퓨져내부에 압력탭과 오공프루브(Five-hole probes)를 이용하여 압력장과 유동장을 살펴보았다. Fig. 3에서는 실험 측정 위치를 보여준다. 정압측정은 압력탭을 이용하였으며, 임펠러와의 반경비(=r/R2)가 각각 1.08, 1.17, 1.27 그리고 1.36인 곳에 디퓨져를 따라 회전방향으로 30^o 간격으로 48곳에 설치를 하였다. 또한 유동장을 살펴보기 위하여 오공프루브를 이용하였으며 압력탭의 위치에서 회전방향으로

3° 떨어진 곳에서 측정을 하였다. 압력측정은 Scanivalve사의 16채널 DSA 3017을 이용하였으며 10000개의 데이터를 평균하였다.

실험은 두 가지의 형태로 나누어져 행해졌다. 우선 Case 1은 볼류트가 없이 유동이 대기 중에 방출되어 있는 경우이며, Case 2는 Case 1에 볼류트와 출구덕트를 설치한 경우이다.

인버터를 이용하여 700rpm의 일정한 회전수에서 실험이 행해졌으며, 유량조절 댐퍼를 이용하여 설계유량인 Qd=0.09 m^3/s를 기준으로 Q/Qd=0.43, 1.00, 1.27 그리고 1.47인 4가지의 작동 유량에 대해서 실험을 하였다.

3. 실험 결과

디퓨져 내부의 압력 불균일장을 평가하기 위해 정압계수(Cp_{st})와 총압계수(Cp_{tot})를 아래와 같이 정의한다.

$$Cp_{st} = \frac{P - P_1}{1/2\ \rho U_2^2} \tag{2}$$

$$Cp_{tot} = \frac{P_o - P_{o1}}{1/2\ \rho U_2^2} \tag{3}$$

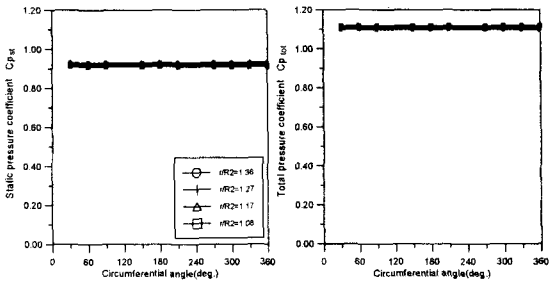
여기서 하첨자 1은 입구덕트를 의미한다.

3.1 볼류트가 없는 디퓨져에서의 압력분포

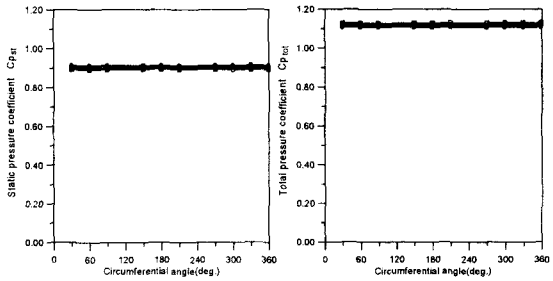
볼류트가 없는 Case 1에서 디퓨져 내부에 발생하는 압력 분포가 Fig. 4에 있다.

Fig. 4는 정압계수를 작동유량에 따라 각 반경위치에서 나타낸 것이다. 본 실험에서는 유동이 디퓨져의 출구를 통해 대기 중으로 방출되기 때문에 각 작동유량에서 원주방향으로 균일한 압력분포를 나타내고 있다. 유량변화에 따라서는 저유량에서 고유량으로 증가할수록 정압계수가 낮게 나타나고 있음을 보여준다.

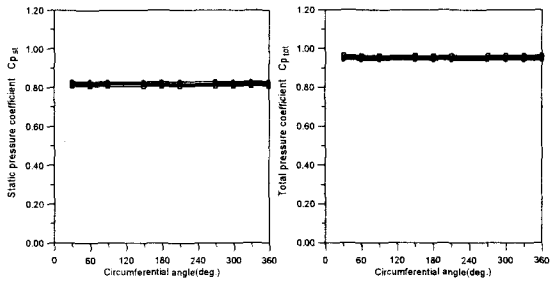
Fig. 5는 각 반경위치에서 작동유량에 따라 나타낸 총압 변화이다. 회전방향으로 균일한 압력분포를 나타내며 정압 보다 큰 값을 보여주고 있다. 한편 대기중으로 바로 방출되는 유동으로 인해 반경비가 증가함에 따라 총압값의 감소가 보인다.



(a) Q/Qd=0.43



(b) Q/Qd=1.00



(c) Q/Qd=1.47

Fig. 4 Circumferential static pressure distribution in diffuser without volute

(a) Q/Qd=0.43

(b) Q/Qd=1.00

(c) Q/Qd=1.47

Fig. 5 Circumferential total pressure distribution in diffuser without volute

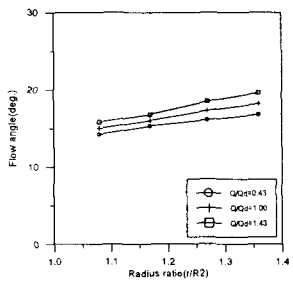
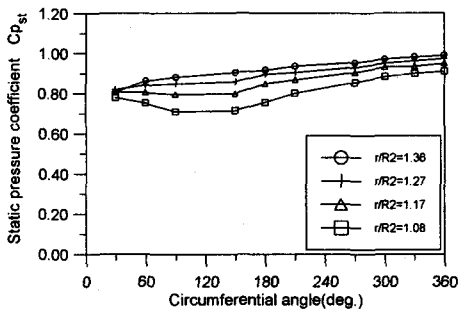
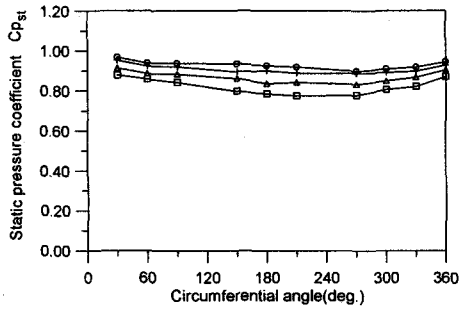


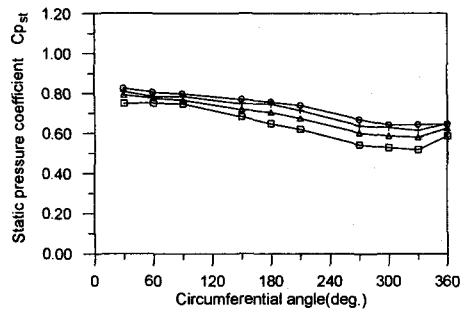
Fig. 6 Flow angle in diffuser without volute



(a) Q/Qd=0.43

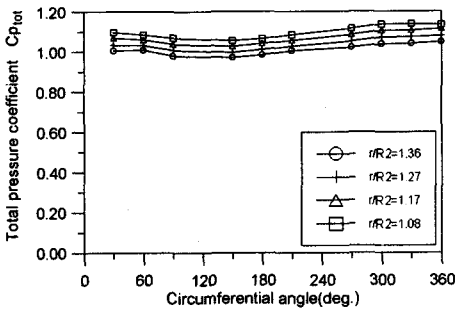


(b) Q/Qd=1.00

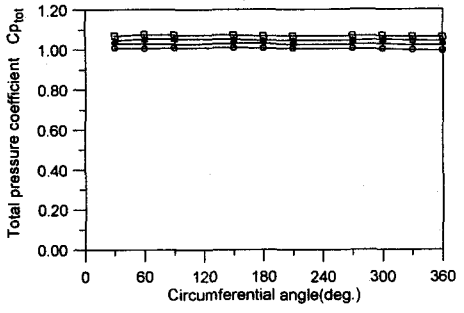


(c) Q/Qd=1.47

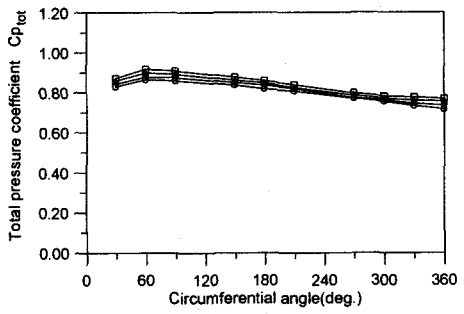
Fig. 7 Circumferential static pressure distribution in diffuser with volute



(a) Q/Qd=0.43



(b) Q/Qd=1.00



(c) Q/Qd=1.47

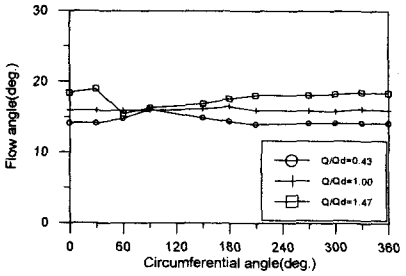
Fig. 8 Circumferential total pressure distribution in diffuser with volute

Fig. 6은 유량변화에 따른 반경방향으로의 유동각의 변화를 나타낸다. 유동각은 저유량에서 고유량으로 유량이 증가함에 따라 높게 나타났다. 또한, 디퓨져 입구에서 출구쪽으로 반경비가 증가할수록 점차 증가하고 있다.

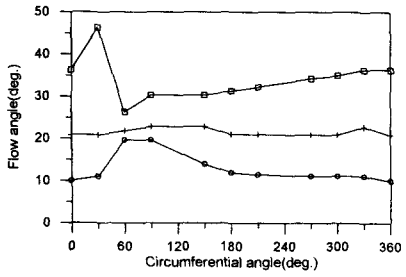
3.2 볼류트가 있는 디퓨져 내부의 압력분포

디퓨져 내부에서 발생하는 임펠러-볼류트 유동간섭 현상을 살펴보기 위해 볼류트가 있는 Case 2에서 디퓨져 내부의 압력장과 유동장을 살펴보았다.

Fig. 7은 정압계수를 작동유량에 따라 각 반경위치에서 나타낸 것이다. 설계유량에서는 디퓨져 출구에서 회전방향 압력분포가 비교적 균일하게 나타나고 있음을 볼 수 있다. 그러나 비 설계점에서는 볼류트 케이싱의 영향으로 불균일한 압력 분포가 나타나고 있다. 저유량인 Q/Qd=0.43에서는 원주방향으로 점차 압력이 상승하고 있으나, 고유량인 Q/Qd=1.47의 경우에는 압력이 원주방향을 따라 감소하고 있다. Q/Qd=1.47의 경우 원주방향으로 240^{o} 까지는 크게 감소하며 다시

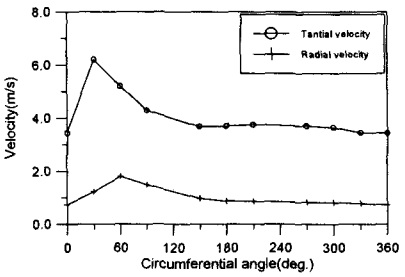


(a) r/R2=1.08

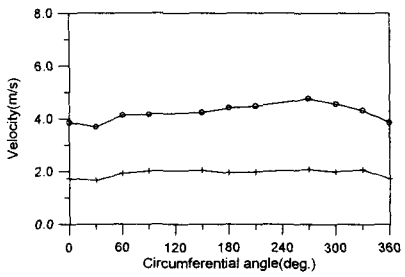


(b) r/R2=1.36

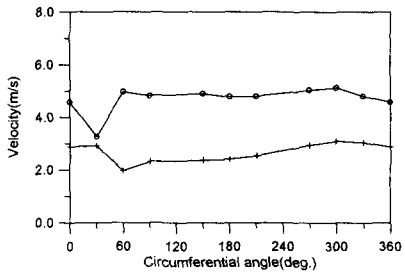
Fig. 9 Circumferential flow angle distribution in diffuser with volute



(a) Q/Qd=0.43



(b) Q/Qd=1.00



(c) Q/Qd=1.47

Fig. 10 Circumferential velocity distribution in diffuser with volute

300° 에서는 일정하게 유지된다. 이는 설계량 보다 작은 유량에서는 볼류트 케이싱의 단면적이 유량에 비하여 큰 상태가 되므로 디퓨저와 같이 절대속도를 낮추는 역할을 하여 회전방향으로 점차 압력이 상승하게 되고, 반대로 큰 유량조건에서는 단면적이 작은 상태이므로 점차 압력이 감소하게 되기 때문이다.

여기서 주목할 점은, 반경비가 감소함에 따라 정압변화의 기울기가 커지고 있으며 임펠러 출구부인 r/R2=1.08에서는 기울기가 가장 크게 나타난다. 즉, 볼류트에 기인한 압력 불균일장이 임펠러 출구에 가까워짐에 따라 증폭되고 있음을 알 수 있다. 이러한 현상이 나타나는 것은 볼류트 내부의 속도교란(velocity perturbation)이 반경위치에 반비례하여 나타나기 때문으로 보여진다. 증폭된 압력 불균일장은 임펠러 출구의 압력 불균일장에 영향을 미쳐서, 임펠러의 원주방향 위치에 따라 불균일한 에너지를 전달하도록 하여, 임펠러의 성능에 영향을 미치게 된다. 따라서 설계 시에 가정한 균일한 압력분포와는 다른 불균일 압력분포로 인하여 비 설계점에서의 성능곡선이 달라질 수 있다.

Fig. 8은 총압계수를 작동유량에 따라 각 반경위치에서 나타낸 것이다. 설계유량에서는 정압분포와 마찬가지로 비교적 균일한 분포를 보이고 있다. 반경방향으로는 반경비의 증가에 따라 총압분포의 감소가 나타난다. Q/Qd=1.47의 고유량에서는 정압의 회전방향 분포가 총압변화에 반영되어 회전방향으로 총압이 감소하고 있다. 이것은 디퓨져 내부에서 정압분포의 감소가 회전방향으로 증가할수록 유량의 증가로 이어지고, 이로써 총압의 감소를 초래한다. 고유량에서 이러한 회전방향으로의 유량증가는 디퓨져 출구(r/R2=1.36)에서 유동각의 증가로 나타나고 있음을 Fig. 9에서 보여준다. Q/Qd=0.43의 저유량에서는 반대현상이 관측된다. 총압은 회전방향을 따라 증가하고 있다. 또한, 유동각은 회전방향으로 감소하고 있다.

Fig. 9는 회전방향으로 디퓨져 입구와 출구에서의

유동각을 제시하고 있다. 임펠러 출구에서는 디퓨져 출구보다 비교적 균일한 유동각을 나타내고 있다. 설계유량에서는 비교적 균일하며 고유량에서는 전반적으로 유동각이 회전방향을 따라 증가하고 있으며, 저유량에서는 감소하고 있음을 보여준다. 또한, 고유량에서 임펠러의 유동각은 작동영역에서 음의 경사를 가짐을 볼 수 있다. 여기서 회전방향으로 약 $\theta = 70^{o}$ 에서 불균일한 압력분포와 유동각을 볼 수 있다. 이는 볼류트 혀(volute tung)의 뒤에 위치하는 부분으로 혀의 교란이 임펠러에 영향을 미쳐 디퓨져를 따라 전달된 것으로 보여진다.

Fig. 10은 디퓨져 출구(r/R2=1.36)에서 작동유량에 따른 회전방향으로의 속도분포를 나타내고 있다. 비설계점에서 볼류트 혀의 영향으로 큰 속도변화가 나타난다. 저유량에서의 큰 접선속도 분포는 볼류트 혀 부분에서의 작은 단면적의 영향으로 보여진다. 따라서 설계시 성능향상을 위해 더 커져야 할 것으로 보여진다.

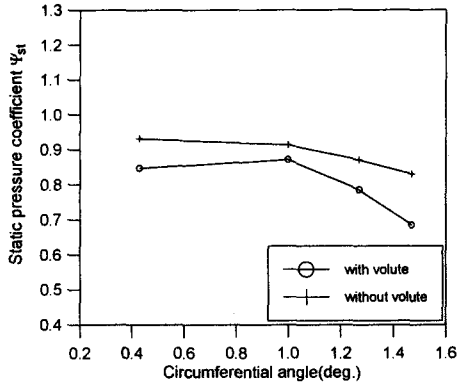
3.3 임펠러 성능에 미치는 영향

앞서 살펴본 바와 같이 임펠러-볼류트 유동간섭현상이 임펠러의 성능에 미치는 영향을 살펴보기 위해서 Fig. 11에서는 임펠러의 입구와 디퓨져 사이의 정압과 총압 상승량을 기준으로 Case 1과 Case 2에서 나타나는 성능곡선을 제시하였다. 유량계수(Ψ_{st})와 정압계수 (Ψ_{tot})를 다음과 같이 정의한다.

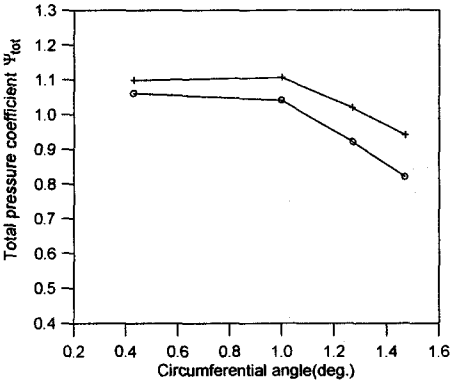
$$\Psi_{st} = \frac{P_3 - P_1}{1/2\ \rho U_2^2} \tag{4}$$

$$\Psi_{tot} = \frac{P_{o3} - P_{o1}}{1/2\ \rho U_2^2} \tag{5}$$

여기서 하첨자 1은 임펠러 입구에서, 하첨자 3은 디퓨져 출구를 의미하며, 유량평균을 하여 제시하였다.
볼류트가 있는 경우는 작동범위가 좁아짐을 알 수 있다. 설계유량에서 멀어질수록 성능저하가 나타나며, 이러한 성능저하는 고유량에서 크게 나타나고 있다. 이는 비 설계점에서 임펠러-볼류트 간의 유동간섭이 커지고, 이로 인해 압력 불균일장이 커져서 임펠러의 성능에 영향을 미치기 때문이다. 따라서 임펠러-볼류트



(a) Characteristic curves of static pressure



(b) Characteristic curves of total pressure

Fig. 11 Characteristic curves in the diffuser

유동간섭은 임펠러의 성능과 효율을 저하시키고 원심팬의 작동범위를 줄이는 등의 영향을 미친다고 할 수 있겠다.

4. 결론 및 고찰

본 연구에서는 뒷보기형의 밀폐형 임펠러로 볼류트의 설치 유무에 따른 디퓨져 내부에서의 압력분포를 살펴보고, 이를 통해 임펠러-볼류트의 유동간섭 현상을 살펴보았다. 본 연구를 통해 얻은 결론은 다음과 같다.

1) 볼류트가 없는 경우에 디퓨져에서의 균일한 압력분포는 볼류트로 인하여 임펠러와의 유동간섭 현상이 일어나 유량변화에 따라 압력분포가 변화하며, 설계점에서 멀어질수록 압력의 불균일성이 커진다.

2) 볼류트에 기인한 압력의 불균일장은 디퓨져의 반

경위치에 반비례하여 임펠러 출구에 가까워짐에 따라 증폭되어 나타난다.

3) 볼류트로 인하여 유동장이 비설계점에서 크게 변화하며, 볼류트 혀의 교란이 임펠러에 영향을 미친다.

4) 임펠러-볼류트의 유동간섭 영향에 의한 압력 불균일장으로 임펠러의 성능과 효율에 영향을 미친다.

후 기

본 연구는 에너지관리공단의 에너지기술 학술진흥사업으로 수행되었으며, 관계기관에 깊은 감사를 표합니다.

참고 문헌

(1) Ayder, E. et al, 1993, "Experimental and theoretical analysis of the flow in a centrifugal compressor volute," ASME Journal of Turbomachinery, Vol. 115, pp. 582~589.

(2) Miyamoto et al, 1995, "The effect of flow rate on characteristics in centrifugal compressor", JSME International Journal, vol. 38, No 1

(3) Qi, D. T., 1996, "A new approach to the design of fan volute profiles", Proc. Instn Mech Engrs, Vol. 210, pp. 287~294

(4) Dilin, P. and Sakai, 1997, T., "A computational and experimental evaluation of the performance of a centrifugal fan volute"

(5) Hagelstein, D. et al, 1997, "Experimental investigation of the circumferential static pressure distortion in centrifugal compressor stages", ASME Paper 97-GT-50

(6) Hagelstein, D. et al, 1999, "Experimental and numerical investigation of the flow in a centrifugal compressor volute", ASME Paper 99-GT-6