Proceedings of
The Second National Congress on Fluids Engineering
August 22-24, 2002, Muju, Korea

원심형 터보기계의 볼류트형상 변화에 따른 유동특성에 관한 실험적 연구

박대송*·전경준**·주원구***

An Experimental Study on Flow Characteristics of Centrifugal Turbomachinery According to The Volute Shape Change

Dae-Song Park*, Kyung-Joon Jeon**, Won-Gu Joo***

Key Words : *Centrifugal Turbomachinery(원심형 터보기계), Volute(볼류트), Impeller-Volute Interaction (임펠러-볼류트 유동간섭)*

Abstract

The object of present study is to find the flow characteristics of centrifugal turbomachinery according to the volute shape change. The experiments were carried out for two model; volute-A designed by free vortex conditions and volute-B designed for use in high mass flow rate conditions using the volute-A test results. Flow measurements were taken in shrouded impeller with 12 backward type blades by using a five-hole pitot-tube and carried out in 4 flow rate, Q/Q_d = 0.43, 1.0, 1.27, 1.47, respectively. For volute-B, we found that pressure distribution was more uniform at high flow rate and from Q/Q_d = 0.43 to Q/Q_d = 1.20, losses decreased and efficiency increased compare with volute-A.

1. 서 론

일반적으로 터보기계는 에너지를 생산하거나 사용하는 동력 시스템의 한 구성요소(예, 공기조화시스템에서의 압축기, 발전소의 펌프류, 터빈 등)이므로 초기 시스템 설계시에 결정된 사양에 맞추어 설계된다. 그러나 터보기계가 완성된 시스템에서 실제로 동작될 때에는 대부분 주어진 설계사양과는 다른 운전상태에서 동작된다. 또한 시스템의 부하변동에 따라 동작점이 설계점을 벗어나 어떤 영역 내에서 변화될 수 있다. 그렇기 때문에 터보기계 설계시에 설계점에서의 성능뿐만 아니라 시스템의 부하 변동에 따라 동작 가능한 탈설계점 영역 내에서 최대한 고효율을 유지할 수 있도록 설계되어야 한다.

원심형 터보기계는 임펠러, 디퓨저와 볼류트 케이싱으로 이루어져 있다. 그러나 설계는 거의 대부분 각각의 요소에 대하여 이상적인 경계조건을 사용하여 독립적으로 진행되고 있다. 그렇기 때문에 임펠러, 디퓨저, 볼류트가 조립되어 졌을 때의 성능은 각 요소들의 유동장 간섭으로 인하여 요구되는 성능과 매우 다를 수 있다. 따라서 좀 더 효율이 높은 원심터보기계의 설계를 위해서 각 요소의 설계 시 조립 후에 나타나는 유동장 간섭에 의한 성능 변화에 대한 고려를 할 필요가 있다. 이를 위해서 각 요소간 유동장 간섭에 대한 물리적 이해와 설계 단계에서 이 크기를 예측할 수 있어야만 한다.

원심터보기계의 각 요소 중에서도 특히 볼류트는 임펠러와 디퓨저를 통과하여 반경방향으로 유출되는 유체를 모아 축방향으로 유도하는 단순한 가능을 가진 요소지만, 유동장 간섭을 통하여 원심터보기계의 동작특성과 효율에 매우 큰 영향을 미칠 수 있다. 일반적으로 탈설계(off design) 동작점에서는 유량의 변화에 따라 볼류트내에서 유동이 가속 또는 감속되고 이로 인해 임펠러 출구에 원주방향으로 불균일한 압력장이 발생하여, 원심터보기계의 효율이 크게 떨어뜨릴 수 있으며, 스톨(stall) 이나 서어징(surging)을 조기에 유발하여 작동범위를 감소시키고, 진동이나 베어링의 수명감소 등 많은 문제를 일으킨다.

본 연구는 원심형 터보기계에 두 가지 다른 방법으로 설계된 볼류트를 설치하였을 때, 유동 특성면에서 어떤 변화가 있으며, 이러한 설계상의 차이로 인해 원심형 터보기계의 전체적인 성능이 어떻게 변하는 지에 대해 알아보고자 하였다.

* 연세대학교 대학원, macgiver94@hanmail.net
** 연세대학교 대학원, joony12@hanmail.net
*** 연세대학교 기계공학과, joo_wg@yonsei..ac.kr

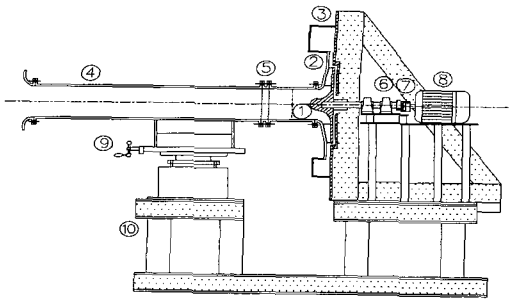
2. 실험 장치 및 실험 방법

2.1 실험 장치

실험은 Fig. 1 과 같은 장치를 이용하여 수행하였다. 작동유체는 공기이며 그 흐름은 입구 덕트를 통과하여 모터와 연결된 임펠러에서 에너지를 받고 디퓨져를 통과하여 볼류트에서 유동이 모아져 출구로 배출된다.

이번 연구에서 사용된 임펠러는 외경이 390mm 이며 출구의 폭은 15mm, 날개수는 12개이다. 형태는 날개가 회전방향에 대해 43° 후방으로 설치되어 있는 뒷보기형 임펠러로 쉬라우드 케이싱을 가지는 밀폐형 임펠러이다.

그리고 볼류트는 제작상의 정확도와 경제성, 그리고 측정 편의를 위하여 사각단면을 갖는 볼류트로 제작하였으며 디퓨져는 볼류트와 일체형으로 되어있다. 그 형상은 Fig. 2에 있다. 볼류



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

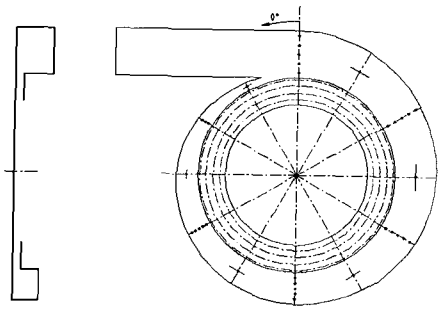


Fig. 2 Volute geometry and measuring points

트의 형상은 자유와류형으로 설계되었으며 다음의 식을 따른다.

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

여기서 볼류트 단면의 폭과 높이 비인 B_s/H_s는 0.8로 고정하였고, R_3는 디퓨저 출구의 반경, α_3는 디퓨저 출구에서의 유동각을 의미한다. 볼류트 A는 α_3를 설계유량(Q_d = 0.06 m^3/s)의 디퓨저 출구에서의 유동각으로 고정시켰으나, 제작 후 실제 측정에서 Fig. 3에서 제시된 것처럼 설계유량을 벗어난 작동점에서는 균일하지 않은 유동각 분포가 관찰되었다.

볼류트 B를 재설계할 때에는 이와 같이 볼류트 A에서 측정된

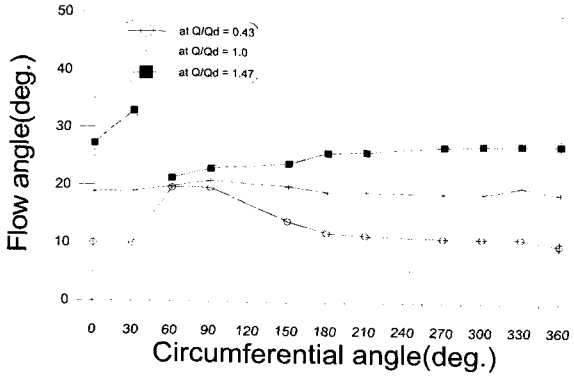


Fig. 3 Circumferential flow angle distribution in diffuser outlet(Volute A)

고유량에서의 유동각을 α_3 값으로 사용하였는다. 이는 고유량의 유동 특성에 맞추어 볼류트를 설계함으로써 원심형 터보기계가 설계점을 벗어나 고유량으로 작동될 때, 기계의 전체적인 성능과 효율을 향상시키기 위한 것이다. 이 결과 재설계된 볼류트 B는 볼류트 A보다 볼류트의 전체적인 단면적이 증가하였다. 만약 저유량(Q/Q_d=0.43)을 탈설계점으로 잡고 이와 동일한 방법으로 볼류트 A의 저유량에 대한 유동각을 사용하였을 경우에는 재설계된 볼류트의 전체적인 단면적이 기존 볼류트보다 작아짐을 확인할 수 있었다.

볼류트는 임펠러와 반경비가 1.38이 되는 깃 없는 디퓨져와 연결되어 있다. 볼류트의 입구 반경은 디퓨저의 출구 반경과 같은 외부형(External type)이다.

2.2 실험 방법

본 연구에서는 볼류트 내의 유동구조와 볼류트에서의 압력분포등을 살펴보기 위하여 볼류트 내부에 측정구멍을 내어 5공 피토관(5-holes pitot tube)을 이용하여서 실험을 수행하였다.

또한 임펠러와 볼류트의 유동간섭 현상을 살펴보기 위하여 Fig. 2에서와 같이 디퓨저 내부에서 임펠러 반경에 대한 반경비(=r/R2)가 각각 1.08, 1.17, 1.27, 1.36 인 4개의 반경위치에서 원주방향으로 30° 간격으로 12 위치에서 총 60개의 측정점에서 5공 피토관을 사용하여 총압, 정압 및 3차원 속도를 측정하였다. 압력측정은 Scanivalve사의 16채널 DSA3017을 사용하였으며 5000개의 데이터를 평균하여 사용하였다.

실험에 사용된 모터는 0.75 KW 삼상유도 전동기를 사용하였으며 입력전원에 인버터를 설치하여 임펠러의 회전속도를 700rpm±0.3으로 고정하였다.

유량의 측정은 가노막스(Kanomax)사의 I형 열선을 이용하여 입구에서 측정하였으며 유량은 출구측에 있는 원추형 유량조절 댐퍼를 이용하여 조절하였다. 유량은 설계유량(Q_d = 0.06 m^3/s)을 기준으로 볼류트 A와 B모두 각각 Q/Q_d = 0.43, 1.0, 1.27, 1.47등 4가지의 작동유량에 대해 실험하였다.

3. 결과 및 고찰

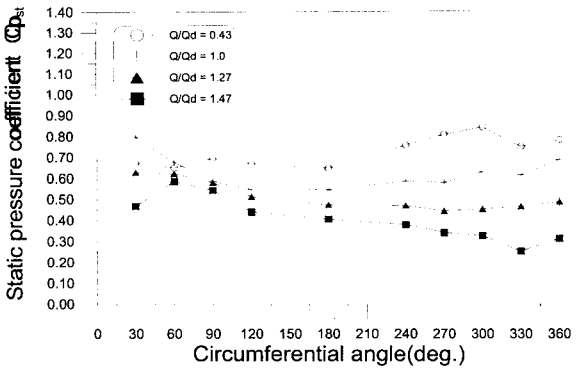
3.1 정압분포

Fig. 4는 임펠러 출구(r/R_2=1.08)에서 볼류트 A와 볼류트 B에 대해 4개의 작동유량에 따른 원주방향으로의 정압 분포를 보여주고 있다. 정압분포는 다음과 같이 정의되는 정압계수(Cp_{st})를 사용하였다.

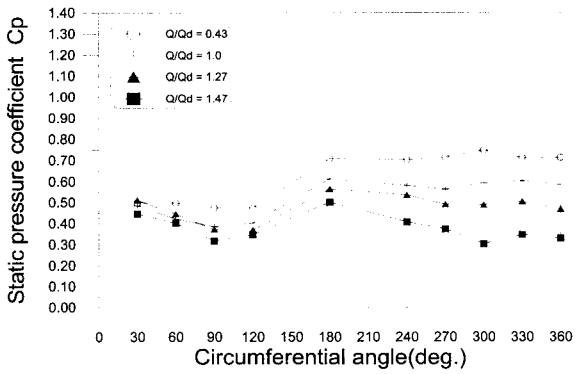
$$Cp_{st} = \frac{P - P_{01}}{1/2\ \rho U_2^2} \quad (2)$$

볼류트 A는 설계유량(Q/Q_d=1.0)을 기준으로 설계하였기 때문에 설계유량에서 정압은 원주방향으로 비교적 일정하게 나타나고 있다. 유량이 설계유량보다 작아질수록 볼류트의 영향으로 원주방향(즉 임펠러의 회전방향)으로 진행함에 따라 압력이 커지는 반면 유량이 증가할수록 원주방향으로 압력이 더 많이 감소한다.

이에 비해 고유량(Q/Q_d=1.47)을 기준으로 설계된 볼류트 B의 경우에는 고유량에서 맞춰 설계되었기 때문에 Q/Q_d=1.27 및 1.47의 고유량에서 압력분포가 균일하고 설계유량에서도 저유에서와 같이 원주방향으로 돌아가면서 압력이 상승한다.

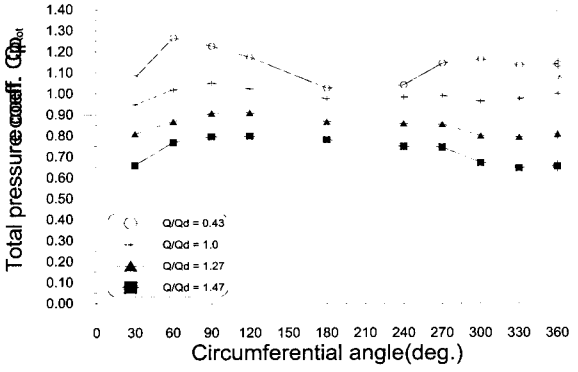


(a) Volute A

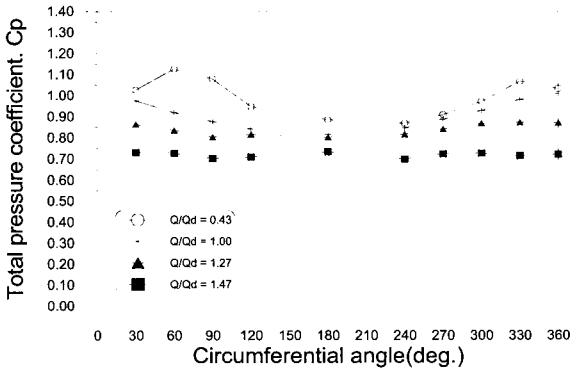


(b) Volute B

Fig. 4 Circumferential distribution of static pressure at impeller exit



(a) Volute A



(b) Volute B

Fig. 5 Circumferential distribution of total

일반적으로 볼류트와 임펠러를 결합할 때 설계크기보다 작은 볼류트에서는 압력강하가 크고, 성능곡선의 기울기가 급격해지는 반면, 큰 볼류트에서는 압력강하와 성능곡선의 기울기 모두 완만해지는 경향을 보인다. 이러한 관점에서 볼 때, 볼류트 A에 비해 볼류트 B에서의 유량변화에 따른 압력변화의 폭이 더 작은 것은 설계유량보다 작은 유량의 경우에서는 볼류트가 설계크기보다 더 큰 것과 유사하기 때문으로 보인다. 다만 위의 정압분포에서 볼류트 B에서의 각 유량별 정압이 90° 와 180° 사이에서 큰 폭으로 증가하는 이유는 볼류트를 재설계하였을 때 볼류트 혀(tongue)의 면적이 볼류트 A보다 1.8배 정도 넓어져서 이로 인한 재순환의 발생으로 증가된 유량이 원주방향으로 회전이 꺾이는 180° 부근에서 높은 압력을 일으키기 때문으로 생각된다.

3.2 총압분포

총압을 평가하기 위해 정압계수의 정의와 같은 방법으로 아래와 같이 정의된 총압계수(Cp_{tot})를 사용한다.

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

볼류트에 의해 발생되는 불균일 압력은 디퓨저를 통해 상류로 전파되어 임펠러의 압력상승 특성에 영향을 미친다. 일반적으로 임펠러 입구에서의 원주방향속도는 영이므로 임펠러 출구에서의 압력상승은 Euler식을 변형하면 아래와 같이 간단히 쓸 수 있다.

$$P_{02} = P_{01} + \rho\ U_2 V_{\theta 2} \tag{4}$$

그러므로 입구에서의 총압 P_{01}과 출구에서의 원주방향 속도 $V_{\theta 2}$가 균일하다면 임펠러 출구에서의 총압 P_{02}도 균일할 것이다. 하지만 볼류트의 형상이 대칭이 아니기 때문에 입구에서의 총압은 균일하지만 원주방향 속도가 볼류트의 영향으로 균일하지 않고, 따라서 임펠러 출구에서의 총압 역시 균일하지 않은 결과를 보여준다.

그러나 Fig. 5에서 보는 것처럼 탈설계점에서 벗어나 설계유량과 고유량으로 갈수록 각각의 조건에 맞도록 설계된 볼류트 A와 볼류트 B에서의 총압 분포가 균일해짐을 알 수 있고, 볼류트 A에 비해 볼류트 B에서의 유량에 따른 압력 변화가 훨씬 적게 관찰되었다.

3.3 성능곡선

볼류트가 임펠러의 성능에 미치는 영향을 알아보기 위해 아래와 같이 정의되는 무차원의 총압상승계수를 사용하였다.

$$\Psi_{tot} = \frac{\overline{P_{02}} - \overline{P_{01}}}{1/2\ \rho U_2^2} \tag{5}$$

여기서 하첨자 1은 임펠러 입구에서, 하첨자 2는 임펠러 출구를 의미하며, '-'는 원주방향으로 유량 평균한 값을 의미한다.

Fig. 6은 임펠러의 총압상승 특성을 보여주고 있다. 설계유량을 기준으로 설계한 볼류트 A와 고유량을 기준으로 설계한 볼

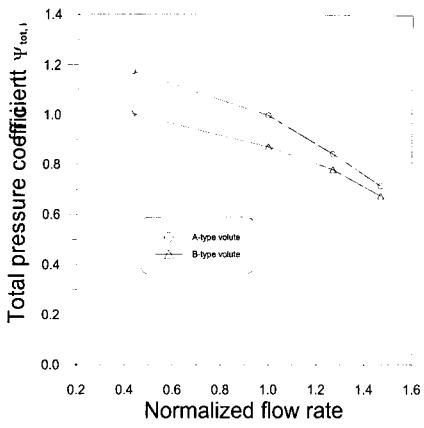


Fig. 6 Total pressure rise characteristics

류트 B의 경우를 비교해보면 볼류트 내부유로의 면적이 더 큰 볼류트 B의 성능곡선의 기울기가 좀 더 완만해지고 압력상승량도 상당한 크기로 작아지고 있음을 볼 수 있다.

3.5 효율곡선

앞에서는 임펠러에서의 압력상승특성을 살펴보았다. 볼류트 B의 경우가 A에 비해 압력상승량이 더 작았는데 이와 같은 작은 압력 상승량이 모두 손실로부터 기인되지는 않는다. 따라서 두 볼류트의 손실과 효율을 정확히 평가해 보고자 한다. 효율을 원심형 터보기계가 이상적인 상태로 작동될 때를 기준으로 실제 작동상태에서 발생하는 손실을 제외한 값이라고 보면, 손실과 효율은 하나의 경우만으로도 두 가지 모두를 평가할 수 있다. 여기에서는 효율을 다루기로 하며 효율은 다음과 같이 정의될 수 있다.

$$\eta = \frac{P_{o2} - P_{o1}}{P_{o2}^{isen} - P_{o1}} \times 100 \ (\%) \tag{6}$$

여기서 P_{01}은 임펠러 입구에서 측정된 총압, P_{02}는 임펠러출구에서의 측정된 총압, P_{o2}^{isen}는 임펠러 출구에서의 이상적인 총압이다.

Fig. 7은 볼류트 A및 볼류트 B에 대한 효율을 나타내고 있다. 볼류트 A와 볼류트 B에서의 손실은 유사함을 알 수 있고, 두

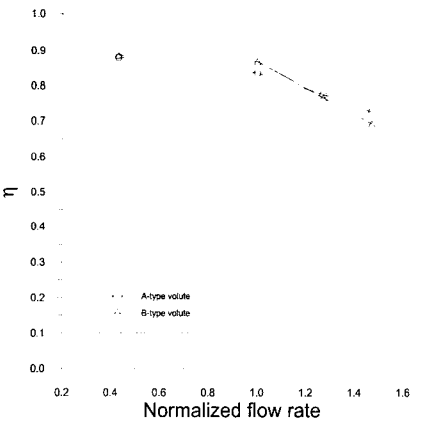


Fig. 7 Efficiency

경우 모두 볼류트 설계기준으로 삼은 유량보다 저유량에서 효율이 더 크게 나타난다. 이 결과로부터 볼류트 A와 볼류트 B에서 임펠러가 하는 일(즉, 유체에 주어지는 에너지)이 작아 임펠러에서의 압력상승이 작아짐을 알 수 있다.

두 가지 경우의 볼류트를 비교해보면 설계유량으로 설계된 볼류트 A에 비해 고유량에 적합하도록 설계된 볼류트 B의 경우에서 유량계수 Q/Q_d = 1.20의 작동점까지 효율이 약간 높게 나타나고 있으며, 이는 곧 손실이 적다는 것을 의미한다. 일반적으로 원심형 터보기계에서 설계유량보다 적은 유량에서 가장 높은 효율을 보인다는 점을 감안할 때 이러한 결과는 볼류트 B가 볼류트 A에 비해서 고유량의 작동점에 대해 보다 적합하도록 설계되었음을 의미한다고 볼 수 있다.

율을 보인다는 점을 감안할 때 이러한 결과는 볼류트 B가 볼류트 A에 비해서 고유량의 작동점에 대해 보다 적합하도록 설계되었음을 의미한다고 볼 수 있다.

4. 결 론

본 연구에서는 일반적으로 원주방향으로 일정하게 분포된 유량이 볼류트로 들어온다고 가정하고 볼류트의 단면의 크기를 결정하는 방법을 사용한 볼류트 A와 실제 유동 조건에 맞추어 설계된 볼류트 B에서의 유동 특성에 대해 살펴보았고 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

1) 볼류트로 인하여 임펠러와의 유동간섭 현상이 일어나 유량변화에 따라 압력분포가 변화하며, 설계점에서 멀어질수록 압력의 불균일성이 커진다.

2) 설계유량에서의 유동각을 가정하여 설계한 볼류트 A에 대해 A의 실험결과를 바탕으로 실제 측정된 고유량에서의 유동각을 사용하여 설계한 볼류트 B는 유량이 증가할수록 압력 불균일장이 완화되었으며, 약 Q/Q_d = 1.20의 작동점까지 전체적인 효율이 다소 향상됨을 알 수 있었다.

볼류트가 비설계점에서 동작될 때, 원주방향으로 상당한 크기의 불균일 압력 및 속도장을 만들고, 이는 곧 기계의 성능을 떨어뜨리게 된다. 따라서 원심형 터보기계의 설계에 있어 이러한 임펠러-볼류트간 유동 간섭현상을 고려한다면 좀더 효율이 높은 원심 터보기계를 설계할 수 있으리라 생각된다.

참고문헌

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

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

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

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

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