

임펠러-볼류트 유동간섭이 원심형 터보기계의 성능에 미치는 영향에 관한 수치해석적 연구

이재두* · 주원구**

Numerical simulation of impeller-volute interaction on a centrifugal turbomachinery

Jae-Doo Lee*, Won-Gu Joo**

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

ABSTRACT

In general, an impeller of centrifugal turbomachinery is designed at isolated condition without considering the presence of a volute, but when the impeller is operating with its volute, the performance of impeller can be different. 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.

In the present calculation, the flow through the impeller is simulated using coarse grids. The flow within the impeller and the volute is naturally unsteady, but the flow is assumed to be steady across the interface between the volute and impeller flow fields. Under the assumption of steady three-dimensional incompressible turbulent flow, the time averaged N-S equations involving standard $k-\epsilon$ turbulent model was solved by the F.V.M.

The calculation results are compared with the experimental results obtained for an industrial fan by Sakai etc. and the good agreement is demonstrated. And the effects of the impeller-volute interaction are studied.

1. 서 론

기존의 원심형 터보기계 설계에서는 임펠러, 디퓨저 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 출구 유동장의 불균일성은 설계유량에서 멀어질수록 더욱 크게 나타나며, 특히 볼류트의 비설계점 작동 시에 나타나는 비대칭적인 회전방향 압력 분포는 임펠러와의 상호작용을 통해 스톨(stall)이나 서어징(surging)을 조기에 유발하여 작동범위를 감소

* 연세대학교 기계전자공학부

** 연세대 대학원

시키고, 임펠러에 비대칭적인 추력을 발생시켜 구조적 진동문제를 야기함으로써 임펠러 베어링의 수명을 감소시키고 임펠러의 효율을 저하시키는 등의 문제를 발생시킨다⁽¹⁾.

따라서 임펠러를 단독 계산할 경우 비정상적인 입구 및 출구조건으로 인하여 실제 유동현상을 정확히 모사할 수가 없으며 이는 불류트 케이싱의 계산도 마찬가지이다. 따라서 원심형 터보기계의 내부유동장을 파악하기 위해서는 3차원 비정상 점성 계산이 필요하지만, 아직까지 메모리와 계산시간의 한계로 인하여 공학적인 효율성을 가지지 못한다. 이런 이유로 인하여 임펠러와 불류트의 유동간섭현상을 모사하기 위한 시도들이 최근에 와서야 시작되고 있다.

Miner⁽²⁾ 등은 임펠러와 불류트에 대하여 2차원 준정상 계산을, Morfiadakis⁽³⁾와 Badie⁽⁴⁾ 등은 2차원 비정상 포텐셜 유동계산을 수행하였고, Chen⁽⁵⁾ 등은 디퓨저가 없는 시로코 팬에 대하여 3차원 준정상 계산을 시도하였다. 최근에 Hillewaert⁽⁶⁾ 등은 원심압축기를 대상으로 임펠러는 비정상 3차원 비점성으로, 불류트는 3차원 시간평균 점성계산으로 하여 두 계산영역의 경계조건을 바꾸어 가며 계산하였다.

Qi⁽⁷⁾ 등에 따르면 디퓨저 입구조건을 2차원적으로 불균일하게 배치함으로써 효율, 성능, 작동범위, 소음 등의 측면에서 큰 효과를 볼 수 있음을 보였다. 하지만 이 방법은 3차원 효과가 크게 작용하는 불류트의 경우에 그다지 영향을 미치지 못하는 한계를 가진다. 따라서 보다 정확한 3차원 계산의 필요성이 대두되고 있다.

본 연구에서는 이러한 임펠러와 불류트의 유동간섭을 해석하는 수치해석 코드를 개발하고, 그에 따른 계산결과를 산업용 팬을 이용한 Sakai의 실험결과와 비교하였으며, 동일한 실험장치를 대상으로 한 Dilin의 불류트 단독 계산결과⁽¹⁰⁾를 참고로 제시하였다. 그 결과 임펠러-불류트의 유동간섭을 고려한 계산결과가 불류트만의 단독계산결과보다 실험 값에 더욱 근사하게 나타났고, 설계유량보다 약간 작은 유량에서 유동분포가 더욱 안정적인 경향을 보였다. 불류트에 의해 발생하는 정압 불균일장이 임펠러에 미치는 영향을 예측하고자 할 때, 불류트의 단독계산만으로는 한계가 있음을 확인할 수 있었다. 또한 임펠러만의 단독계산결과와의 비교를 통해 임펠러-불류트의 유동간섭이 임펠러의 성능에 미치는 영향을 연구하였다.

2. 수치해석 기법

본 연구의 수치해석은 세가지 경우에 대하여 수행되었다. 각 경우에 대한 계산영역과 격자수 및 계산시간은 Table 1과 같다. 여기서의 계산시간은 Pentium II-300Mhz PC를 기준으로 제시되었다. 모든 경우에 대하여 계산은 3차원, 비압축성, 정상상태의 가정하에 수행되었으며, SIMPLE 알고리즘을 사용하였다. 난류 모델은 벽함수를 사용하는 표준 $k-\epsilon$ 모델을 적용하였고, 하이브리드 도식(Hybrid scheme)을 사용하여 대류-확산항을 처리하였다.

CASE 3에 대해서 생성된 격자의 형상이 Fig. 1에 나타나 있다. CASE 1과 CASE 2에 대한 형상은 Fig. 1의 형상에서 각각 임펠러와 디퓨저, 디퓨저와 불류트 부분을 연결한 형상과 거의 동일하다.

이전의 실험과 계산결과에 따르면, 임펠러와 불류트의 유동간섭이 임펠러에 의해 발생한 파형의 전파에 의해서 크게 영향을 받고, 이로 인한 임펠러 내부의 3차원 비정상 유동은 점성에 의한 영향보다는 관성력에 의해 지배된다는 것이 알려져 있다⁽⁸⁾. 따라서 CASE 3에서는 임펠러 내부유동 계산 시에 Fig. 1과 같이 성긴 격자(coarse grid)를 사용하여 점성유동의 영향을 줄이고 메모리와 계산시간을 향상시켰다. 또한 격자수의 한계로 인하여 임펠러 내부에서는 적절한 $y+$ 값을 가질 수 없으므로 층류로 가정하여 계산하였다.

불류트 유동의 비정상성은 회전하는 임펠러 출구에서 발생하는 피치(pitch) 방향의 유동변화에 기인하는데, 이런 비정상성은 베인리스 디퓨저에서의 급속한 혼합에 의해서 소멸되기 때문에 임펠러 출구부분까지로 그 영향이 한정된다⁽⁹⁾. 이런 이유로 CASE 3에서는 임펠러 출구와 불류트 입구의 중간 영역에 회전좌표계와 정지좌표계가 만나는 부분혼합면(partial mixing plane)을 설정하고, 이 면의 경계값을 상류는 하류의

Table 1 Calculation domain, number of grid and calculation time of each case

	Calculation domain	Number of grid	Calculation time
CASE 1	Impeller+Diffuser	237,160	18 hr
CASE 2	Diffuser+Volute	162,920	6 hr
CASE 3	Impeller+Diffuser+Volute	239,160	40 hr

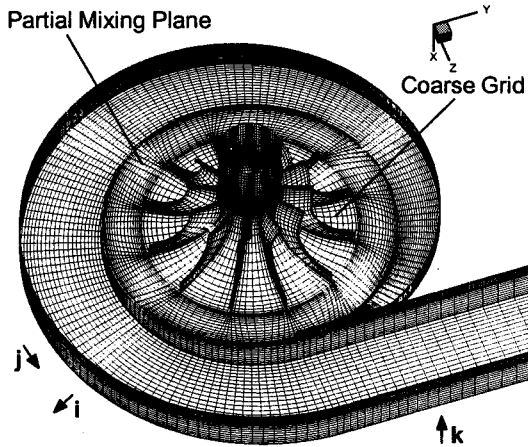


Fig. 1 Grid configuration

한 피치에 해당하는 부분의 유동변수값을 면적 평균하여 계산하고, 하류는 다시 상류의 유동변수값을 피치만큼 평균하여 계산함으로써, 임펠러 피치에 의한 짧은 파장의 불균일성은 무시하고 임펠러-볼류트 유동간섭의 주된 원인이 되는 볼류트 케이싱에 기인한 긴 파장의 불균일성만을 고려하고자 하였다(Fig. 2).

모든 경우에 대하여 입구에서는 균일유동, 출구에서는 Neumann조건을 적용하였다. 참고로 제시될 Dilin의 계산결과는 본 연구의 CASE 2와 동일한 방법으로 계산된 결과이다.

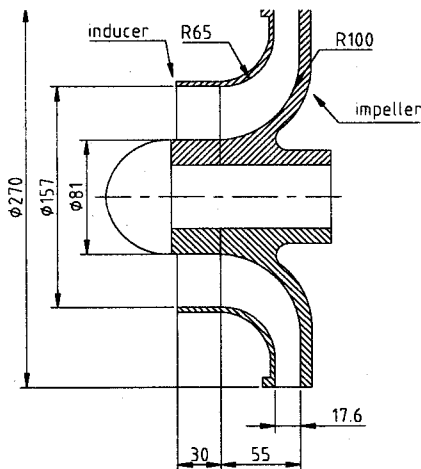


Fig. 3 Schematic diagram of test impeller

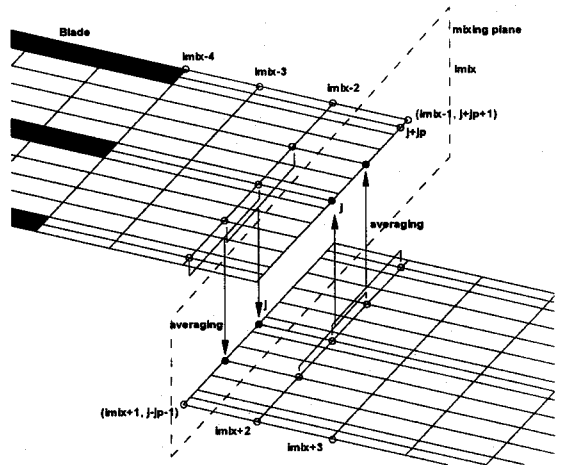


Fig. 2 Concept of partial mixing plane model

3. 원심팬의 형상

본 연구에서는 Sakai의 원심송풍기를 모델로 선정하여 수치해석하고 실험결과 및 Dilin의 수치해석 결과 그리고 CASE 2의 결과와 비교검토 하였다.

Fig. 3에는 대상이 되는 임펠러의 형상이 제시되어 있다. 날개수는 12개이며 반경류형(radial type) 임펠러이다. 이러한 임펠러에 따른 볼류트 형상은 Dilin과 Sakai⁽¹⁰⁾의 논문에 제시된 방법으로 설계되었다. 볼류트의 각 단면은 자유와류형으로 설계되어 다음 식을 따른다.

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

여기서 B_s 와 H_s 는 각각 볼류트 단면의 폭과 높

Table 2 Specification of experimental apparatus

Diffuser Width(B_3)	17.6 mm
Diameter of impeller(D_2)	270 mm
Diameter of diffuser(D_3)	370 mm
Designed rotating speed(N_d)	1200 rpm
Designed flow rate(Q_d)	0.123 m ³ /s

이를 나타내고, R_3 는 디퓨저 출구의 반경, α_3 는 디퓨저 출구에서의 유동각을 의미한다. Fig. 1의 격자형상에도 나타난 바와 같이 본 연구의 대상이 되는 볼류트는 볼류트혀(tongue)가 영각(attack angle)을 고려하지 않고 설계되었음을 알 수 있다.

3. 결과 및 고찰

3.1. 볼류트 내부유동 해석 및 결과 비교

Sakai의 실험 및 본 연구에서의 작동조건이 Table 3에 제시되었다. 수치해석상 43% 유량에서는 디퓨저 내에 역압력 구배가 크고 스톨(stall)에 근접하여 유동 박리(separation)가 생기는 등 수렴이 잘 되지 않아서, 계산 가능한 최소유량인 60%로 대체하였다.

Fig. 4~6은 볼류트 내부의 중심선을 따라 방위각 0° 에서 360° 까지의 각 유동변수를 비교하였다. 먼저 총압과 정압을 비교하였고, 3가지 속도성분의 실제값과 절대유동각($\alpha_3 = V_m/V_\theta$)을 도시하였다. CASE 3의 결과가 Dilin의 계산값이나 CASE 2의 단독계산 결과보다 실제유동에 더욱 근사한 예측을 하고 있음을 알 수 있다. 특히, 볼류트 단독 계산 시에 나타나지 않는 축방향 속도성분의 비대칭성을 본 연구결과에서는 보여주고 있다. 유량이 적을 때를 살펴보면 위에서 언급한 바와 같이 정압과 총압이 방위각의 증가에 따라 증가함을 알 수 있다. 설계유량에서는 정압과 총압이 그림에서처럼 원주방향을 따라 조금씩 감소한다. 계산 결과 80%정도의 유량에서 정압분포가 가장 균일하게 나타났다. 설계유량보다 더 큰 유량에서는 압력이 방위각을 따라 감소하고 있으며 나머지 유동변수는 설계유량과 많은 차이가 없다. 이때 Dilin의 압력감소율이 너무 크게 예측되는데 비해 본 계산의 결과는 실험결과와 잘 일치하고 있음을 볼 수 있다. 따라서 원심팬 내부유동의 보다 정확한 해석을 위해서는 임펠러-볼류트 유동간섭을 고려한 계산이 필요함을 알 수 있다.

Table 3 Operating conditions of Sakai's experiment and present calculation

	Condition #1	Condition #2	Condition #3
Experiment (Q/Q_d)	0.43	1.00	1.17
Calculation (Q/Q_d)	0.60	1.00	1.17

Fig. 7~8에서는 각각 방위각 90° 와 345° 에서 볼류트 입구 근처의 유동각을 허브에서 쉬라우드쪽으로 이동하면서 각 유량에 대하여 도시하였다. 역시 유량이 커짐에 따라 유동각이 증가하고 있다. Fig. 8에 나타나듯이 실험에서의 비대칭성은 Dilin이나 CASE 2의 결과에는 보이지 않고 있지만 CASE 3에서는 잘 나타나 있다. 하지만 Fig. 6의 방위각 90° 의 경우, 실험결과에는 비대칭성이 잘 나타나고 있지 않고, 수치해석 결과는 이를 과도하게 예측하고 있는 것을 볼 수 있다. 하지만 $Q_1^{(7)}$ 에 의하면 출구부 즉, 방위각 360° 인 부근을 제외하고는 전 유동영역에서 비대칭성이 나타나는 것이 일반적인 경향이라고 밝히고 있다.

유동각의 분포가 저유량의 경우에는 유동이 쉬라우드쪽으로 치우치는 경향을 보이고, 설계유량이나 혹은 초과유량의 경우에는 반대로 허브쪽으로 물리는 경향을 보이는데, 이는 Sakai의 실험결과나 CASE 1과 CASE 3의 수치해석에서 공통적으로 나타나는 현상이다. 그 이유는 저유량의 경우 유량에 비하여 볼류트의 단면적이 크기 때문에 2차유동의 영향이 설계유량이나 초과유량에 비하여 크게 나타나고, 이로 인하여 2차유

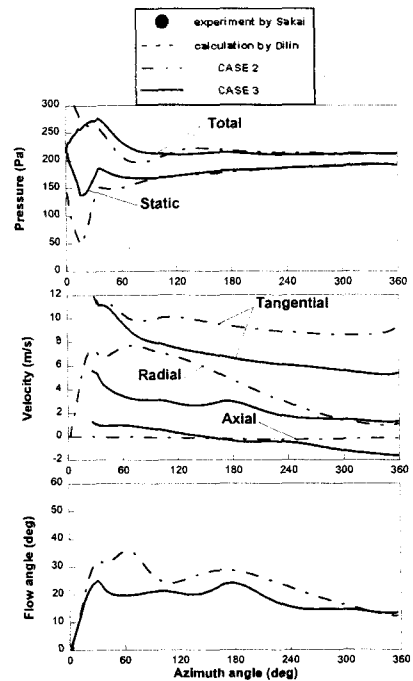


Fig. 4 Variation of the flow variables at $Q/Q_d = 0.60$

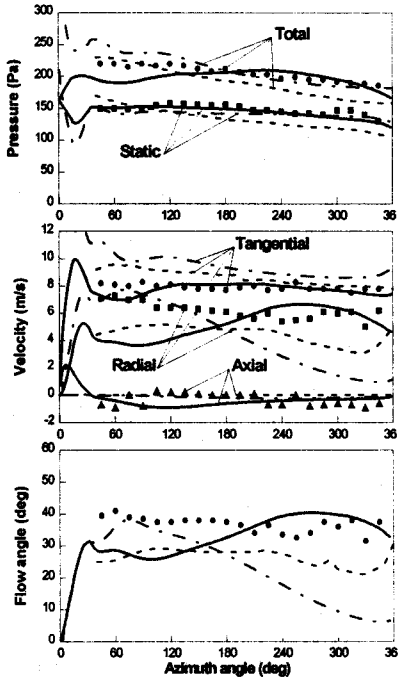


Fig. 5 Variation of the flow variables at $Q/Q_d = 1.00$

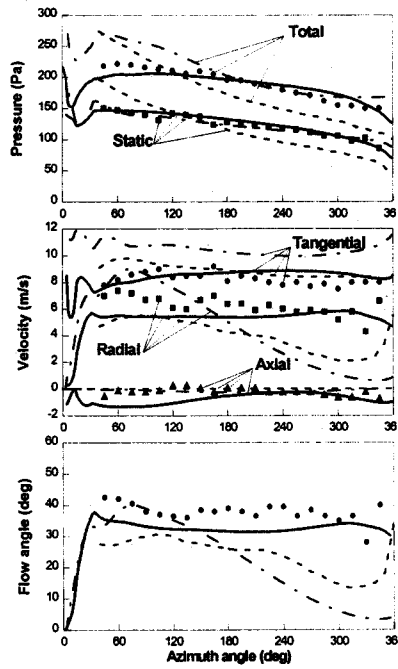


Fig. 6 Variation of the flow variables at $Q/Q_d = 1.17$

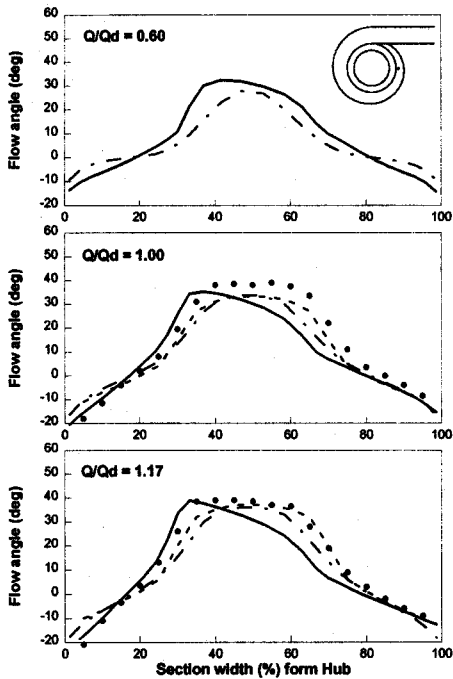


Fig. 7 Flow angles near the volute inlet at azimuth angle 90°

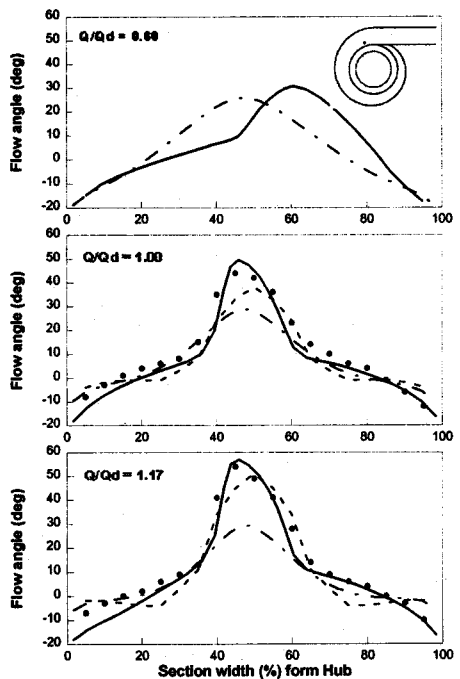


Fig. 8 Flow angles near the volute inlet at azimuth angle 345°

동이 허브 벽면쪽으로 치우치면서 허브면의 정압상승량이 쉬라우드면보다 크게 일어나기 때문이다. 허브벽면이나 쉬라우드벽면에서 가까운 영역에 음의 유동각이 발생하는 것도 2차유동의 영향으로 설명될 수 있다. 수치해석 결과 80% 유량에서는 방위각 345°의 위치에서 축방향의 비대칭성이 거의 나타나지 않았는데, 이는 앞서 설명한 바와 같이 설계유량보다 약간 작은 유량에서 회전방향으로 균일한 압력분포를 보이는 것과 관련된 현상이며, 볼류트 설계시 고려되지 않은 점성의 영향으로 보인다. 즉, 볼류트 내부에 발생하는 점성에 의한 배제두께(displace thickness)로 인해서 유로가 좁아지므로 설계유량보다 작은 유량에서의 성능이 설계유량보다 안정적인 것으로 나타나는 것이다.

이상의 내용으로 볼 때, 본 연구의 대상이 되는 볼류트의 성능향상을 위해서는 볼류트 허브 부근의 작은 방위각 위치에서 볼류트의 단면적을 크게하고, 반대로 출구부근의 큰 방위각 위치에서는 반대로 단면적을 작게 해야함을 알 수 있다. 공교롭게도 이는 Qi 등(7)이 제시한 볼류트의 설계개선방법과 동일하다. 비록 그는 본 연구와는 달리 회전방향의 유동각 분포를 매개로 재설계를 하였으나 동일한 결론을 얻은 것으로 볼 때, 축방향의 유동각 분포가 볼류트의 재설계 시 중요한 매개변수가 될 수 있음을 알 수 있다.

3.2. 디퓨저 내부의 압력 불균일장

디퓨저 내부의 유동변수에 관한 측정이 이루어지지 않아서 본 절에서는 CASE 2와 CASE 3의 결과를 정성적으로 비교하고 디퓨저 내부에서 발생하는 임펠러-볼류트 유동간섭현상을 살펴보겠다.

디퓨저 내부의 압력 불균일장을 평가하기 위해 압력섭동계수(C_p')을 아래와 같이 정의한다.

$$C_p' = \frac{p - p_{av}}{1/2 \rho U_2^2} \quad (2)$$

여기서 p_{av} 는 디퓨저내 각 반경위치에서 회전방향으로 유량평균된 압력이다. 이러한 압력섭동계수를 각 반경위치에서 나타낸 그림이 Fig. 9~11이다. 볼류트의 경우와 마찬가지로 저유량에서는 방위각의 증가에 따라 압력이 증가하고, 설계유량 및 고유량에서는 감소하는 경향을 보인다.

CASE 3의 결과를 보면 CASE 2와는 달리 반경비

가 증가함에 따라 회전방향의 압력불균일성이 증가하고 있는 것을 알 수 있다. 이는 디퓨저내의 속도변동값이 반경 R에 반비례하기 때문에 나타나는 현상으로 Hagelstein 등(11)의 실험 결과와 동일하다.

Sorokes 등(12)에 따르면 디퓨저내에서 볼류트 허브의 위치에 따른 상대적인 정압 최소점의 위치가 반경비의 감소에 따라 이동하는 현상을 보인다고 하였는데, CASE 3의 결과에서는 이를 잘 반영하는 반면 CASE 2의 결과에서는 이 변화율이 임펠러에 가까워 질수록 오히려 감소하는 경향을 보인다. 따라서 CASE 2에 비하여 CASE 3의 결과가 더욱 정확한 예측을 하고 있다고 할 수 있다. 여기서 반경비 R/Rtip=1.13과 1.18에서 나타나는 정압 최소점의 급격한 변동은 부분혼합면 모델에 의해 나타나는 현상으로 실제 유동현상과는 차이가 있다. 또한 방위각 30° 부근에서 나타나는 정압의 급격한 감소는 본 연구의 대상이 되는 볼류트가 허브의 영각을 고려하지 않고 설계되었기 때문이며, 이로 인해 볼류트 허브의 아랫부분에 사수역(dead water zone)이 나타나게 된다. 따라서 이런 현상은 일반적인 볼류트 내부유동의 경향과는 차이가 있다.

CASE 2와 CASE 3의 결과를 비교해 볼 때, 저유량의 경우에는 CASE 2의 결과가 압력 불균일의 크기를 CASE 3에 비하여 크게 예측하고 있고, 반대로 설계유량 및 고유량에서는 오히려 작게 예측하고 있는 것을 알 수 있다. 그 이유는 CASE 2의 경우 디퓨저 입구에서 균일한 유동각을 가정하기 때문에 실제유동에 비하여 볼류트 허브 부근에서는 실제 유동보다 큰 유동각을, 그리고 출구덕트 부근에서는 실제 유동보다 작은 유동각을 가정하게 된다. 따라서 이러한 단계를산만으로는 올바른 유동각을 예측할 수가 없으며, 볼류트의 설계시 가장 큰 손실의 원인이 되는 허브의 영각 설계시 많은 오차를 유발하게 된다.

CASE 3의 결과에 의하면 압력 불균일장의 크기가 유량에 비례하여 증가하고 있는 것을 확인할 수 있다. 그 이유는 유량이 증가함에 따라 임펠러 출구에서의 절대속도가 커지게 되고 코어영역과 후류영역의 압력차가 커지기 때문이다. 따라서 임펠러-볼류트 유동간섭 현상은 유량에 비례하여 나타나고, 그 영향으로 디퓨저 내부에서 정압 불균일장이 나타나 임펠러 유동에 영향을 미친다는 것을 알 수 있다.

3.3. 임펠러 성능에 미치는 영향

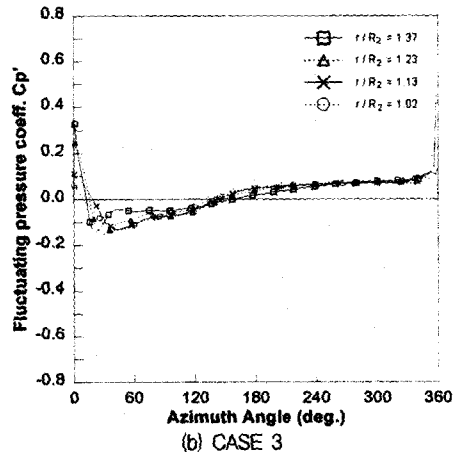
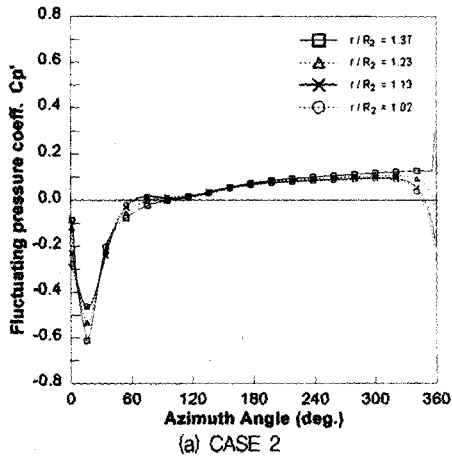


Fig. 9 Variation of C_p' in diffuser at $Q/Q_d = 0.60$

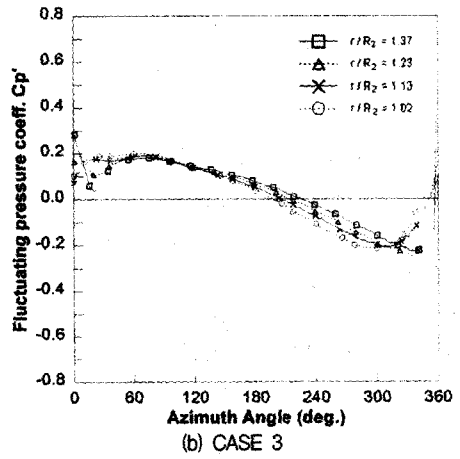
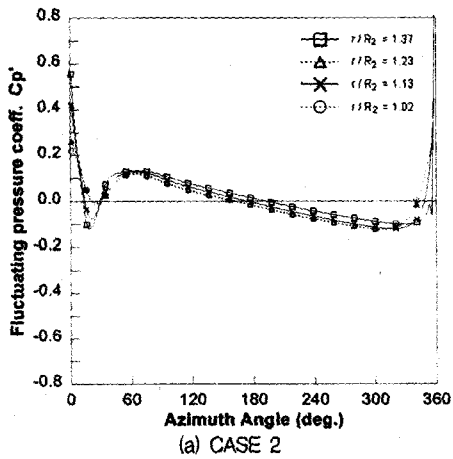


Fig. 10 Variation of C_p' in diffuser at $Q/Q_d = 1.00$

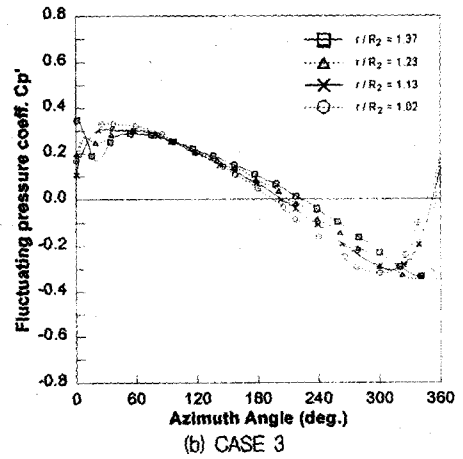
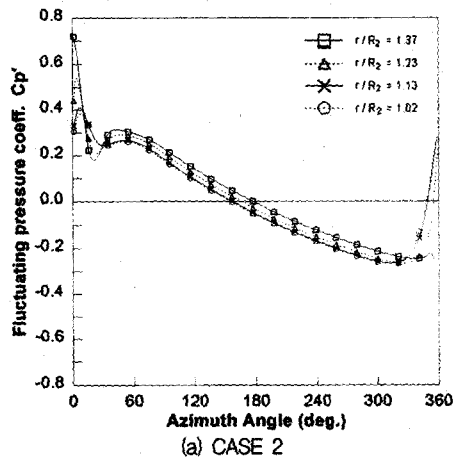


Fig. 11 Variation of C_p' in diffuser at $Q/Q_d = 1.17$

임펠러-볼류트 유동간섭현상이 임펠러의 성능에 미치는 영향을 살펴보기 위해서 Fig. 12에서는 임펠러의 입구와 디퓨저 사이의 정압 상승량을 기준으로 CASE 1과 CASE 3에서 나타나는 성능곡선을 비교, 제시하였다. 정압계수(ψ)는 아래와 같이 정의된다.

$$\psi = \frac{p_{s,c} - p_{s,1}}{1/2 \rho U_2^2} \quad (3)$$

여기서 하첨자 c는 디퓨저 중간, 1은 임펠러의 입구 덕트를 의미한다. CASE 1에 비하여 CASE 3에서는 정압상승량을 낮게 예측하고 있고 작동범위도 좁아짐을 알 수 있다. 무차원화된 유량이 0.7 근처에서 그 차이가 가장 작게 나타나고 있다. 이 유량에서는 회전방향의 압력장이 균일하게 나타나므로, 균일한 출구 압력장을 가정하는 CASE 1의 결과와 크게 차이를 보이지 않고 있다. 하지만 이 경우에도 볼류트 허 부근에서는 디퓨저 내부 유동장이 불균일하게 나타나는 영역이 있으므로 약간의 차이는 발생하게 된다. 또한 동작점이 70% 유량에서 멀어질수록 그 차이는 커지고, 특히 고유량에서 이런 경향이 두드러지게 나타난다. 그 이유는 유량이 증가할수록 임펠러-볼류트 유동간섭이 커지게 되고 이에 따라 압력불균일장 또한 커지게 되기 때문이다. 따라서 임펠러-볼류트 유동간섭은 임펠러의 성능을 저하시키고 원심팬의 작동범위를 줄이는 등의 영향을 미친다고 할 수 있다.

5. 결 론

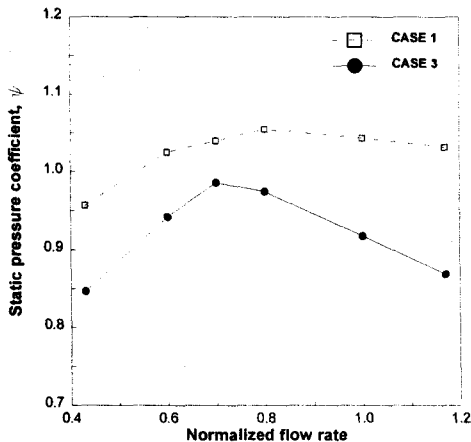


Fig. 12 Characteristic curves of the impeller

본 연구에서는 산업용 원심팬을 대상으로 내부 유동장을 모사하는 수치해석 코드를 개발하고 이를 통해 임펠러-볼류트의 유동간섭현상을 규명하였다. 본 연구를 통해 얻은 결론은 다음과 같다.

- 1) 임펠러와 볼류트의 유동간섭을 고려한 계산이 각 요소의 단독계산결과보다 더욱 실험결과에 근접한 예측을 하였고 정성적으로도 타당한 해를 얻었다.
- 2) 기존의 설계방법에 따른 볼류트의 성능은 설계유량보다 다소 낮은 유량에서 최적의 성능을 나타냈으며, 임펠러-볼류트의 유동간섭을 고려한 계산 결과에서 나타나는 축방향의 유동각 분포는 볼류트의 재설계 시 중요한 인자로 사용될 수 있다.
- 3) 볼류트의 단독계산만으로는 디퓨저 내부의 정압불균일장을 정확히 예측할 수 없으며, 볼류트 허의 설계 시 임펠러-볼류트의 유동간섭을 고려한 계산이 필요하다.
- 4) 임펠러-볼류트의 유동간섭의 영향으로 임펠러의 성능이 저하되고 전체 터보기계의 작동범위가 좁아지게 된다.

후 기

본 연구는 과학재단의 핵심전문연구 지원과제(과제 번호 : 981-1009-062-6)로 수행되었으며, 관계기관에 깊은 감사를 표합니다. 또한 실험장치에 관한 자료를 보내주신 도쿄 과학대학 Sakai 교수님께도 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) Miner, S. M. et al, 1992, "Two dimensional flow analysis of a laboratory centrifugal pump", ASME J. of Turbomachinery, Vol. 114, No. 2, pp. 333~339
- (3) Morfiadakis, E. E. et al, 1991, "Unsteady flow calculation in a radial flow centrifugal pump with spiral casing", Int' l J. for Numerical Methods in Fluids, Vol. 12, pp. 895~908

- (4) Badie, R. et al, 1994, "Finite Elements calculations and experimental verification of the unsteady potential flow in a centrifugal pump", *Int' l J. for Numerical Methods in Fluids*, Vol. 19, No. 12, pp. 1083~1102
- (5) Chen, S. H. et al, 1997, "Numerical Flow Analysis of a Centrifugal Fan", *Proc. of 5th Asian Int' l Conf. on Fluid Machinery*, pp. 707~716
- (6) Hillewaert, K. et al, "Numerical Simulation of Impeller-Volute Interaction in Centrifugal Compressors", ASME Paper 98-GT-244
- (7) Qi, D. T., 1996, "A new approach to the design of fan volute profiles", *Proc. Instn Mech Engrs*, Vol. 210, pp. 287~294
- (8) Fatsis, A. et al, 1997, "3D unsteady flow and forces in centrifugal impellers with circumferential distortion of the outlet static pressure", *ASME J. of Turbomachinery*, Vol. 119, No. 1, pp. 94~102
- (9) Dean, R. et al, 1960, "Rotating wakes in vaneless diffusers", *ASME J. of Basic Engineering*, Vol. 82, No. 3, pp. 563~570
- (10) Dilin, P. and Sakai, 1997, T., "A computational and experimental evaluation of the performance of a centrifugal fan volute"
- (11) Hagelstein, D. et al, 1997, "Experimental investigation of the circumferential static pressure distortion in centrifugal compressor stages", ASME Paper 97-GT-50
- (12) Sorokes, J. M., 1998, "Investigation of the Circumferential Static Pressure Non-Uniformity Caused by a Centrifugal Compressor Discharge Volute", ASME Paper 98-GT-326