2001 유체기계 연구개발 발표회 논문집, pp. 113 ~ 119
한국과학기술원(KAIST) 기계공학동, 2001. 11. 30 ~ 12. 1

원심 압축기 베인 디퓨져내 비정상 유동의 수치해석적 연구

황성목* · 한화택** · 김원갑***

Numerical Study on the Unsteady Flow in the Vaned Diffuser of Centrifugal Compressor

Sung-Mok Hwang*, Wha-Taek Han**, Won-Kap Kim***

Key Words: Centrifugal compressor(원심압축기), Vaned Diffuser(베인디퓨저), Impeller(임펠러), Cascade(캐스케이드)

ABSTRACT

Interaction of flow through an Impeller and a Vaned Diffuser in Centrifugal Compressor was investigated using the 3-dimensional Navier-Stokes solution method. To consider the interaction effect of impeller and vaned diffuser, Inlet boundary conditions are imposed with the results of the steady calculation of the impeller and rotates with time. The results have been compared to steady computation results and experiment. From this, it is discussed about the compatability of the method and the advantage and disadvantage of the steady calculation.

1. 서 론

원심 압축기는 주로 원심력의 작용에 의하여 작동유체의 압력을 상승시키는 유체 기계로서 임펠러에 유입된 유체는 고속으로 회전하는 날개에 의하여 에너지를 얻게 되고 임펠러와 디퓨져를 지나면서 압력 에너지로 변환된다. 임펠러를 나오는 유체는 높은 속도로 무시할 수 없는 크기의 운동에너지를 가지며 따라서 높은 압력비와 효율을 얻기 위해서는 이 고속의 유체를 감속시켜 정압으로 회복시켜야 하는데 이를 위해 디퓨져가 사용된다.

베인 디퓨져는 운전영역이 좁고 구조가 복잡하지만 설계점에서 압력회복이 베인레스 디퓨져보다 상대적으로 높다. 베인 디퓨져에는 여러 가지 종류가 있으나, 흔히 채널 디퓨져와 캐스케이드 디퓨져가 사용된다. 채널 디퓨져는 캐스케이드 디퓨져에 비해 일반적으로 압력회복이 높으나 운전영역이 좁다. 일반적으로 캐스케이드 디퓨져는 출구 반경이 작게 되는 잇점이 있어서 많은 압축기에서 채택되고 있다.

임펠러 내부의 유동손실은 여러 가지 요소에 의해 생성되어지며 임펠러 내부를 통과하면서 발생한 제트-웨이크 형태의 유동장은 임펠러를 지난 디퓨져의 성능에도 영향을 주게 된다.

기존의 실험적 연구에서, Krain[1]은 레이저 속도계를 이용하여 원심 압축기 임펠러 및 디퓨져 내부 유동장을 연구하였다. 이를 통해 베인리스 디퓨져와 베인 디퓨져는 임펠러 유동영역에 주는 영향이 크지 않다고 하였다. Senoo[2], Dalbert[3] 등은 비균일 유동이 디퓨져 내부에서 혼합되는 현상에 관한 연구를 수행하였다. Inoue 등[4]은 디퓨져 베인의 선단이 임펠러에 너무 접

* 국민대학교 기계공학과 대학원
** 국민대학교 기계·자동차 공학부
*** 국민대학교 자동차공학전문대학원
E-mail : wkkim@kmu.kookmin.ac.kr

근하거나, 유량이 많지 않을 경우 디퓨져가 임펠러에 미치는 영향이 커지게 되며 임펠러 출구에서 역류가 발생하는 주요한 원인이 됨을 밝혔다. Dawes[5]는 스플리터가 있는 원심압축기에서 임펠러와 디퓨져의 상호 영향을 계산하고 Krain의 실험결과와 비교하였다. 이를 통해 디퓨져 입구지역이 주기적 비정상 상태를 크게 보이고 있으며, 목하류 부분에서는 이러한 비정상 상태가 빠르게 감소함을 밝혔다. Cumpsty 등[6]은 임펠러와 디퓨져의 상호 작용이 원심압축기 성능에 미치는 영향을 연구하였는데, 이를 통하여 임펠러와 디퓨져의 상호작용은 임펠러 익말단 간극에서의 누설유동과 손실 및 유로폐쇄 등에 큰 영향을 미침을 밝혔다. 국내에서는 최 윤호 등[7]이 입구 유동각 변화에 따른 베인 디퓨져 내부유동과 성능평가에 대한 연구를 수행하였다.

따라서, 본 연구에서는 캐스케이드 형상의 디퓨져에 대하여 임펠러 출구에서의 해석결과를 임펠러의 회전 효과를 고려하여 입력함으로써 디퓨져 입구에서의 비정상 비균일 유동을 해석하였다. 이러한 디퓨져 내부의 비정상 유동해석을 통하여 얻어진 계산 결과를 정상상태 균일유동 해석 결과와 비교하여 임펠러 출구유동의 비정상성에 의한 영향을 파악하며, 정상상태로 가정한 결과와의 차이를 검토하고자 하였다.

2. 이론해석

2.1 지배방정식

본 연구에서는 작동유체로서 공기를 대상으로 하고 비압축성 난류유동을 다룬다. 연속방정식과 운동량 방정식, 에너지 방정식, 난류운동에너지방정식과 소멸율 방정식은 다음과 같다.

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho U_i)=0 \tag{1}$$

$$\frac{\partial(\rho u_i)}{\partial t}+\frac{\partial(\rho u_i u_j)}{\partial x_j}=-\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j}\left[\mu\left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j}+\frac{\partial u_j}{\partial x_i}\right)-\rho\overline{u_i' u_j'}\right] - \frac{\partial}{\partial x_j}\left(\frac{2}{3}\frac{\partial u_k}{\partial x_k}\delta_{ij}\right) \tag{2}$$

$$\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j h)=\frac{\partial}{\partial x_j}\left[\frac{\mu}{\mathrm{Pr}}\left(\frac{\partial h}{\partial x_j}\right)-\rho\overline{u_j' h'}\right]+S_h \tag{3}$$

$$\frac{\partial(\rho u_i k)}{\partial x_i}=\frac{\partial}{\partial x_i}\left[\left(\mu+\frac{\mu_t}{\sigma_k}\right)\frac{\partial k}{\partial x_i}\right] + \mu_t\frac{\partial u_i}{\partial x_i}\left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j}+\frac{\partial u_j}{\partial x_i}\right)-\rho\varepsilon \tag{4}$$

$$\frac{\partial(\rho u_i \varepsilon)}{\partial x_i}=\frac{\partial}{\partial x_i}\left[\left(\mu+\frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon}\right)\frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i}\right] + C_1\mu_t\frac{\varepsilon}{k}\frac{\partial u_j}{\partial x_i}\left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j}+\frac{\partial u_j}{\partial x_i}\right)-C_2\frac{\rho\varepsilon^2}{k} \tag{5}$$

여기서 난류와점성계수는

$$\mu_t=C_\mu\rho\frac{k^2}{\varepsilon} \tag{6}$$

이며, 표준 $k-\varepsilon$ 모델에서의 모델상수는 다음과 같다.

$C_\mu=0.09$, $C_1=1.44$ $C_2=1.92$, $\sigma_k=1.0$, $\sigma_\varepsilon=1.3$

2.2 경계조건

앞서 설명한 바와 같이, 본 연구에서는 상용 프로그램인 STAR-CD를 이용하였으며 디퓨져의 입구에서는 임펠러 출구의 계산결과를 대입하고 시간에 따라 회전하도록 설정하였다. 한편, 정상상태의 해석에서는 임펠러 출구의 값을 평균하여 대입하였다. 정상상태의 해석에서 사용된 입구의 전압(total pressure)는 187,300 Pa이며 속도는 238 m/s, 온도는 325.1 K이다.

압축성 유동장의 경우 출구에서의 유동은 포물형 특성을 가진다고 가정하여 모든 변수들을 내부 유동점으로부터 외삽하여 결정한다. 아음속 유동장이나 아음속과 초음속 유동장이 공존하는 유동장의 경우 출구의 정압력을 고정시켜 해석한다.

디퓨져의 입구에서 날개의 선단(leading edge)까지의 부분, 날개의 후연(trailing edge)에서 출구까지의 부분에는 주기경계조건을 설정하였다.

벽 경계면에서의 속도 성분은 모두 점착조건(no-slip condition), 에너지 방정식에 대해서는 단열조건(adiabatic condition)을 사용하였으며 벽함수(wall fuction)를 사용하였다.

2.3 수치해석

디퓨져내의 유동을 비정상상태로 해석하기 위해서는 임펠러의 출구면(디퓨져의 입구)에서의 시간에 따른 변수값들이 입력되어야 한다. 본 연구에서는 Krain(1981)의 연구결과와 같이 임펠러을 통과한 유체의 상태는 하류 디퓨져의 영향을 작게 받는다고 가정하여 Eckardt 임펠러만을 정상상태로 해석한 결과를 이용하여 임펠러 출구값을 디퓨져의 입구조건으로 선정하였다. 이러한 가정은 디퓨져가 임펠러와 충분히 떨어져 있는 경우 신빙성있는 결과를 줄 수 있을 것으

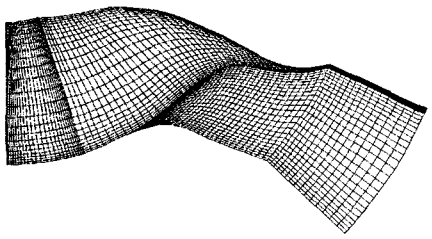


Fig. 1 Configuration of the Eckardt Impeller

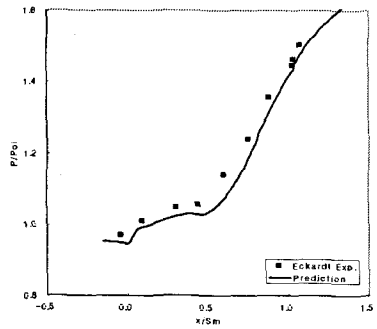


Fig. 2 Distribution of static pressure over the eckardt impeller shroud

로 판단된다.

Fig. 1은 임펠러의 계산에 사용된 Eckardt[8] 임펠러의 형상을 나타내고, Fig. 2는 임펠러 계산에서 공간평균된 쉬라우드 벽면에서의 정압을 실험에서 시간평균으로 구한 값과 비교하여 나타낸 그림으로, 예측값이 실험값과 비교하여 합리적인 결과를 보이고 있음을 알 수 있다.

Fig. 3은 임펠러 내부 유동해석을 통해 구해진 임펠러 출구 중앙단면에서의 접선방향에 따른 속도 크기를 나타낸 것으로, 본 연구에서는 이러한 속도분포를 시간에 따라 변화시켜 입구 경계조건을 설정하였다.

디퓨져 내부의 유동을 해석하기 위하여 평벽 베인리스 디퓨져에 캐스케이드를 설치한 베인 디퓨져를 사용하였다. 20개의 베인이 원주 방향으로 배치되어 있으며, 디퓨져의 베인은 실제 원심압축기의 디퓨져에 많이 사용되고 있는 NACA65A06을 사용하였다.

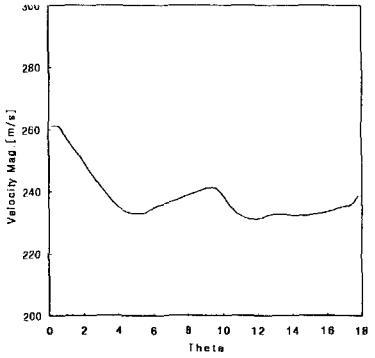
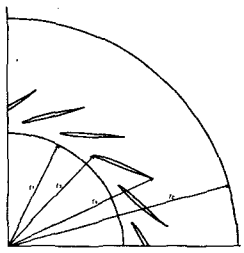
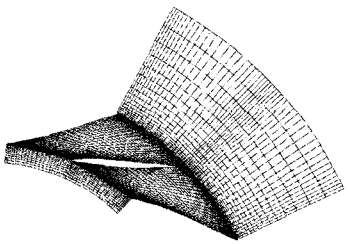


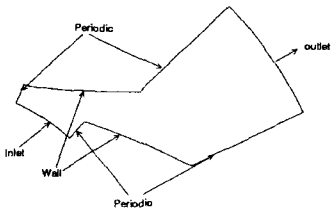
Fig. 3 Velocity distribution on impeller exit plane



(a) Schematic diagram



(b) Computational mesh



(c) Boundary conditions

Fig. 4 Configuration of a cascade diffuser

베인이 주기적으로 반복되어 위치하기 때문에 계산 영역은 베인과 베인 사이의 1구간(원주방향으로 18 °)을 선택하였다. 본 계산에 사용한 격자는 반경방향, 원주방향 및 스팬방향으로 각각 75×24×24의 격자를 구성하였다. 계산격자는 캐스케이드의 각도가 상당히 크기 때문에 정열격자로 배치하기가 어려우며, 따라서 전체 영역을 입구 베인리스 구간, 베인 디퓨져 구간, 출구 베인리스 구간으로 분할하여 격자를 구성하였다. Fig. 4는 계산에 사용된 디퓨져 격자의 형상을 나타내고 치수는 아래와 같다.

$$r_1 = 20cm\ ,\ \ r_2/r_1 = 2.0$$
$$r_3/r_1 = 1.1\ ,\ \ r_4/r_1 = 1.4$$

3. 결과 및 고찰

Fig. 5는 디퓨져 출구부의 압력을 시간에 따라 나타낸 그림이다. 비정상 유동을 해석하기 위하여 유동장은 디퓨져의 정상상태 해석에서 얻은 결과를 초기치로 가정하고 계산하였다. 그림에서 알 수 있는 바와 같이 계산 초기에는 압력이 진동하다가 점차로 주기적인 진동을 하는 것으로 나타나고 있음을 알 수 있다.

3.1 압력회복계수

압력회복계수(C_p)는 입구의 동압에 대하여 어느정도 정압이 회복되었는가에 대한 무차원 변수이고 다음과 같이 정의된다.

$$C_p = \frac{p - p_2}{p_{o2} - p_2} \qquad (7)$$

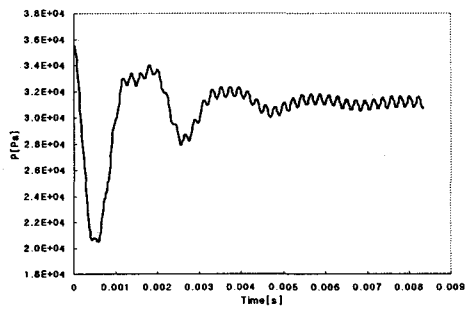


Fig. 5 Pressure variation with time

Fig. 6은 쉬라우드 면에서의 압력회복계수를 정상상태와 비정상상태의 값을 비교하여 나타내었다. 여기서 정상상태값은 쉬라우드 면에서의 값을 공간평균한 값이고, 비정상상태값은 각 시간에서 쉬라우드 면에서의 값을 공간평균한 후에 다시 시간평균하여 나타낸 값이다. 대체적으로 압력회복의 경향은 비슷한 형태를 나타내고 있으며, 디퓨져 출구에서 비정상상태 해석이 조금 낮은 압력회복을 보이고 있음을 알 수 있다. 디퓨져의 입구 베인리스 영역에서 상당한 압력회복이 이루어지나 디퓨져 입구 목 근처에서 유동이 가속되기 때문에 압력은 다시 감소하나, 디퓨져 영역을 지나면서 급격히 압력이 회복되어 디퓨져 출구에서는 압력회복계수가 정상상태의 경우 약 0.64, 비정상상태의 경우 약 0.67의 값을 갖는다.

이러한 경향은 비정상상태 해석의 경우 입구에서의 비정상, 비균일 유동에 의해 일어나는 손실이 작용한 것으로 보여진다. 비정상상태의 해석이 정상상태의 해석보다 약 4~5% 정도의 압력회복을 낮게 예측하고 있으며, 이러한 결과는 입구유동의 비정상효과에 의해 발생하는 것으로 생각된다.

Fig. 7은 허브 면에서의 압력회복계수를 정상상태와 비정상상태의 값을 비교하여 나타내었다. 앞에서 쉬라우드에서의 경우와 마찬가지로, 대체적으로 압력회복의 경향은 비슷한 형태를 나타내고 있으며, 디퓨져 출구에서 비정상상태 해석이 조금 낮은 압력회복을 보이고 있음을 알 수 있다. 디퓨져 출구에서는 압력회복계수가 정상상태의 경우 약 0.63, 비정상상태의 경우 약 0.66의 값을 갖는다. 따라서 압력회복의 경우 쉬라

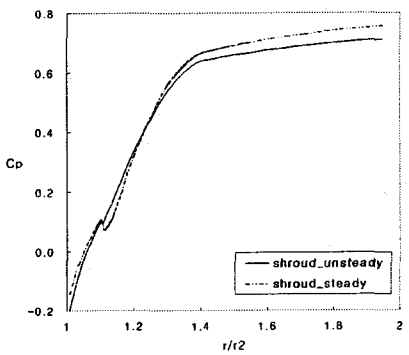


Fig. 6 Radial distribution of pressure recovery coefficient over the shroud

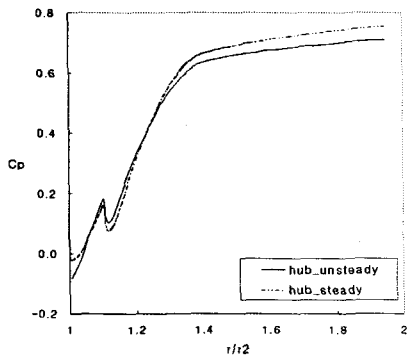
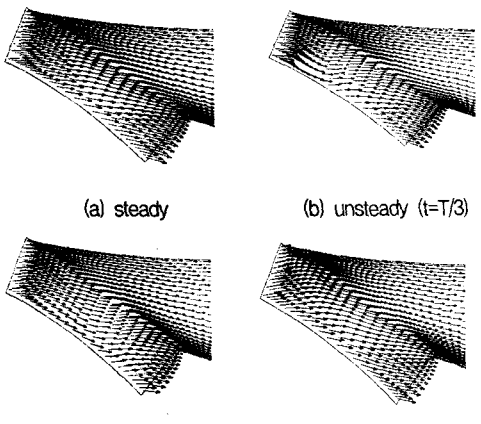


Fig. 7 Radial distribution of pressure recovery coefficient over the hub

우드와 허브의 경우를 비교하였을 때 스팬방향으로의 차이는 크지 않는 것으로 보여진다.

3.2 중앙 단면에서의 유동분포

유동이 이러한 압력회복의 변화에 미치는 영향을 검토하기 위하여 디퓨져의 중앙 단면에서의 유동분포를 살펴보고자 한다. 먼저 Fig 8은 해석조건에 따른 입구 베인리스 영역에서의 속도 벡터 분포를 나타내고 있다. 여기서 시간 T는 임펠러가 18 ° 회전하는데 걸리는 시간을 나타낸다.



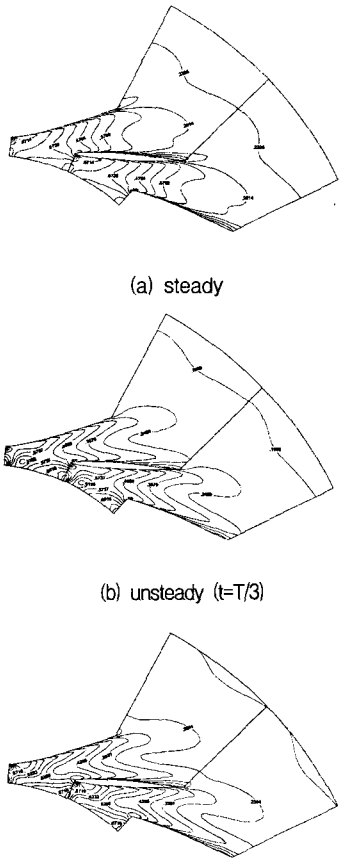
(a) steady (b) unsteady (t=T/3)

(d) unsteady (t=2/3T) (d) unsteady (t=T)

Fig. 8 Distributions of velocity vector over the vaneless region

정상상태의 경우와 비정상상태 시간 T의 경우에는 유동이 베인을 따라 잘 흐르고 있지만, 비정상상태 시간 T/3와 2T/3인 경우에는 입구에서 유동이 베인을 잘 따라가지 못하는 것을 볼 수 있다. 이러한 유동분포에 의해서 비정상상태에서는 입구 베인리스 영역에서 정상상태에서보다 큰 유동손실이 발생할 것으로 예상되고 이것이 정압 회복에도 영향을 미치는 것으로 판단된다.

Fig. 9는 해석조건에 따른 마하수의 분포를 나타낸다. 마하수의 분포는 베인을 따라서 경계층의 형성과 후류의 형성을 관찰할 수 있다. 비정상상태 해석의 경우도 정상상태와 유사한 분포형태를 보이나, 입구영역에서의 비정상성에 의해 정상상태보다 다소 복잡한 형태를 보이고 있다. 시간 T/3인 경우 입구영역에 저속영역이 발생하여 디퓨져 하류까지 영향을 미치는 것을

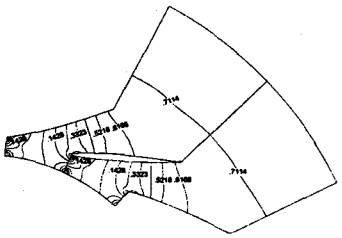


(a) steady

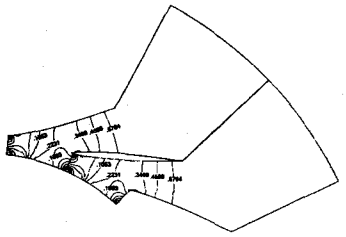
(b) unsteady (t=T/3)

(c) unsteady (t=T)

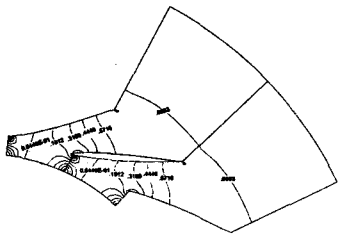
Fig. 9 Mach number distributions on the center plane of diffuser



(a) steady



(b) unsteady (t=T/3)



(d) unsteady (t=T)

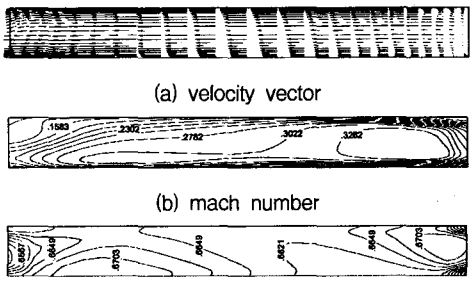
Fig. 10 pressure recovery coefficient distributions on the center plane of diffuser

볼 수 있으며, 이러한 영향은 시간을 지나면서 차츰 회복되어 시간 T에 이르면 거의 회복된 것을 알 수 있다.

Fig. 10은 해석조건에 따른 압력회복계수의 분포를 나타낸다. 압력회복계수의 경우에도 정상상태의 경우에는 베인을 따라서 고른 압력상승의 형태를 보이고 있지만, 비정상상태의 경우 T/3시간에서의 입구영역에서의 유동손실에 의해 전체적으로 낮은 압력회복을 보이는 것을 알 수 있다.

3.3 디퓨저 출구단면에서의 유동분포

이번에는 디퓨저 출구 단면에서의 유동분포를 통해 디퓨저 내부에서의 3차원 유동형태에 대해 알아보고자 한다. 실제로 디퓨저의 입구영역에서는 경계층이 얇기 때문에 유동의 3차원성이 크지 않으며 디퓨저의 하류로 갈수록 이러한 유동의 3차원성은 두드러지게 나타나게 된다.

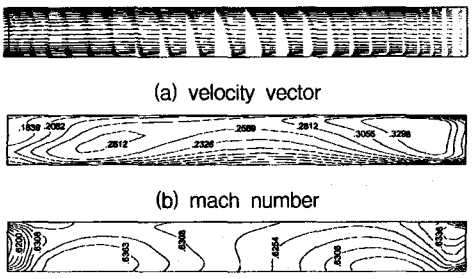


(a) velocity vector

(b) mach number

(c) pressure recovery coefficient

Fig. 11 Vane exit distribution of (a) velocoty vector (b) mach number (c) pressure recovery coefficient for steady analysis

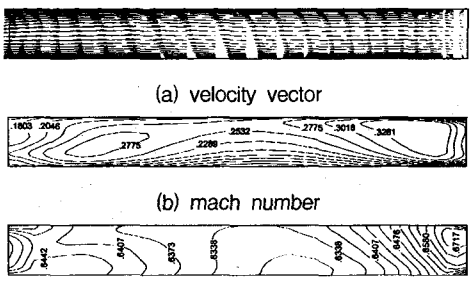


(a) velocity vector

(b) mach number

(c) pressure recovery coefficient

Fig. 12 Vane exit distribution of (a) velocoty vector (b) mach number (c) pressure recovery coefficient for unsteady (t=T/3) analysis



(a) velocity vector

(b) mach number

(c) pressure recovery coefficient

Fig. 13 Vane exit distribution of (a) velocoty vector (b) mach number (c) pressure recovery coefficient for unsteady (t=T) analysis

먼저 Fig 11에 정상상태의 경우 2차유동 속도 벡터와 마하수, 압력회복계수를 나타내었다. 2차유동의 경우에는 압력면에서 흡입면쪽으로의 유동을 확인할 수 있다. 마하수의 경우에는 쉬라우드-흡입면 코너에서 작은 값을 가지며, 압력회복계수의 경우에는 비교적 균일하나 흡입면 구석에서 다소 작은 값을 나타내었다.

Fig 12, 13은 비정상상태의 경우를 나타내고 있는데, T/3 시간의 경우 앞에서 언급한 유동 손실에 의해 낮은 압력 회복을 보이고 있으며 이것은 시간이 지남에 따라 다소 회복되어 가는 것을 보여주고 있다.

2차유동의 속도 벡터와 마하수 분포, 압력회복계수의 분포 경향은 대체로 비슷한 경향을 보이지만 시간 T의 경우 압력면 구석에서 높은 압력회복을 보이는 것을 확인 할 수 있었다.

4. 결 론

본 연구에서는 캐스케이드 형상의 디퓨져에 대하여 임펠러 출구에서의 해석결과를 임펠러의 회전효과를 고려하여 입력함으로써 디퓨져 입구에서의 비정상 비균일 유동을 해석하였다. 이러한 디퓨져 내부의 비정상 유동해석을 통하여 얻어진 계산 결과를 정상상태 균일유동 해석 결과와 비교하여 임펠러 출구유동의 비정상성에 의한 영향을 파악하였으며, 정상상태로 가정한 결과와의 차이를 검토하였다. 이 과정을 통해 얻은 결론은 다음과 같다.

(1) 압력회복계수의 경우 비정상상태의 해석이 정상상태의 해석보다 약 4~5% 정도의 압력회복을 낮게 예측하고 있으며, 이것은 입구에서의 유동의 비정상성에 따른 손실에 의한 것으로 평가된다.

(2) 중앙 단면에서의 유동분포를 보면 입구영역에서 비정상상태의 경우 유동이 베인을 잘 따라가지 못하는 유동손실이 발생하고 이에 따라 입구 베인리스 구간에 저속영역이 생기는 것을 관찰할 수 있었고, 이에 따라 압력회복도 저하되는 것을 알 수 있었다.

(3) 디퓨져 출구 단면에서의 유동분포를 보면 압력면에서 흡입면으로의 2차 유동이 발생함을 볼 수 있었고, 쉬라우드 흡입면쪽에 저속영역이 발생함을 알 수 있었다. 전체적인 유동의 경향은 대체로 일치하였으나, 압력회복의 측면에서는 역시 비정상상태의 경우가 다소 압력회복이 낮은 것을 파악할 수 있었다.

(4) 압축기 내부 임펠러와 디퓨져의 상호작용에 의한 비정상유동을 더 정확히 해석하기 위해서는 베인 디퓨져에 의한 영향이 임펠러 출구 유동에 미치는 영향에 대한 추가적인 연구가 필요할 것으로 판단된다.

참고 문헌

(1) Krain, H., 1981, ""A Study on Centrifugal Impeller and Diffuser Flow," ASME *Journal of Engineering for Power*, Vol. 103, pp.688-697.

(2) Senoo, Y., Hayamy, H., 1983, "Low Solidity Tanderm Cascade Diffusers For Wide Flow Range Centrifugal Blowers," ASME-Paper 83-GT-3.

(3) Inoue, M., and Cumpsty, N. A., 1984, "Experimental Study of Centrifugal Impeller Discharge Flow in Vainless and Vaned Diffusers," *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, Vol. 106, pp. 455-467.

(4) Dalbert, P., Gyarmathy, G., and Sebestyen, A., 1993, "Flow Phenomena in a Vaned Diffusers of a Centrifugal Stage," ASME paper 93-GT-19.

(5) Dawes, W. N., 1995, "A Simulation of The Unsteady Interaction of a Centrifugal Impeller with Vaned Diffuser: Flow Analysis," ASME *Journal of Turbomachinery*, Vol. 117, pp. 213-222.

(6) Cumpsty, N. A, Shum, Y. K, Tan, C. S., 2000, "Impeller-Diffuser Interaction in a Centrifugal Compressor," ASME Journal of Turbomachinery, Vol. 122, pp. 777-786.

(7) 최윤호, 강신형, 이장춘, 1999, "원심압축기용 베인 디퓨져 내부유동의 수치해석 및 성능평가," 대한기계학회논문집 B권, 제 23권 제10호, PP. 1296-1309.

(8) Eckardt, D.,1976, "Detaile Flow Investigations Within a High Speed Centrifugal Compressor Impeller," ASME *Journal of Fluids Engineering*, Vol. 98, pp. 390-402.