

원심압축기의 설계 개발을 위한 CFD의 응용과 전망

CFD Application for Design and Development of Centrifugal Compressors

강 신형*
Shin-Hyoung Kang*

CFD techniques are widely used for the design and development of turbomachinery. The design and performance prediction, evaluation of performance and analysis are all important for the successful development of the machinery. The characteristics of the structure and performance of the centrifugal compressor are reviewed for the effective application of CFD techniques. The examples of flow calculations through an impeller and a channel diffuser are presented and phenomenological aspects are discussed. The future research topics of CFD area are also suggested.

1. 서 언

전산 유체역학 (CFD) 기술은 컴퓨터의 발전과 함께 해가 거듭될수록 발전하고 있으며, 공학 전 분야에서 응용되어 많은 성과를 얻고 있다. 과거 10 여 년 간 난류 모델에 대한 문제, 3차원 격자 생성 및 효과적인 수치 알고리즘에 관한 문제, 비 구조 격자 사용에 관한 문제, 압축성 유동에 따른 충격파 처리에 관한 문제, 비정상 유동 해석 알고리즘에 관한 문제, 수렴 속도 향상과 안정된 해를 얻기 위한 문제, 병렬처리기술에 관한 문제 등 다양한 분야에서 CFD 기술 자체의 발전을 위한 많은 연구가 수행되고 있다. 이와 함께 발전된 기술은 실제 공학 시스템의 설계 및 개발 과정에 응용되어 많은 성과를 거두고 있는 것도 주지의 사실이다.

기계공학 분야에서도 CFD 기술의 응용 분야는 나열하기가 어려울 정도로 다양하나, 그 중에서도 터보 기계는 그 원리상 내부에 흐르는 유동의 동역학적 에너지를 기계와 전달하는 원리로 동작되기 때문에 기계류 중에서 가장 유체역학적으로 설계되는 것이라고 할 수 있으며, 가장 CFD 기술이 많이 응용되는 대상이라고 할 수 있다. 실제로 기계는 많은 경우에 관련된 현상을 충분히 이해하지 못한 상태로 발명되어 실용화되었고, CFD 기술이 발전되지 못하여 내부 유동을 확실하게 해석하지 못한 상태에서도 좋은 효율의 기계가 개발되었다. 그러나 이러한 과정에서 많은 연구자들의 창의적인 노력이 시행착오적으로 수반되었고, 이러한 과정의 역사와 전통을 통째로 현재 많은 기술이 축적되었고 그것이 오늘에 와서 기술 선진국의 자산이 된 것이다. 선진국에서는 축적된 설계 기술을 바탕으로 최신의 CFD 기술을 응용하여 보다 신속하고 효율적인 제품 개발 (소위 agile engineering) 을 수행하고 있다.

송풍기, 펌프 및 압축기로 대표되는 터보 기계 분야의 국내 산업체는 그 동안 외국에서 설계된 제품에 대하여 생산에만 주력하면서 지내다 보니 과당경쟁의 질곡을 벗어나기가 어려운 상황이었다고 경쟁력 있는 자체 제품을 개발 설계할 수 있는 능력은 물론 전문 기술자를 양성하고 있지 못한 상태로 있었다. 그러나 자유무역 및 자유경쟁 체제로 변하면서 국내외의 기술 협력 여건이 변하고 있음과 함께 국내 산업체의 자체 제품 개발의 욕구가 증가하고 이에 따라서 기초 기술의 수요가 급증하고 있는 추세에 있다. 이러한 국내의 기술 환경을 고려할 때 기계 기술의 향상을 위한 CFD 기술 관련 분야에 종사하는 연구자들의 기여가 어느때 보다도 시급히 요청되는 상황이다. CFD 연구 분야를 CFD기술 자체의 개발과 응용 분야로 대별한다면 CFD 기술 자체의 연구 과제는 CFD 기술의 응용의 과정에서 도출되어야 그 기여도가 높을 것이다. 한편 CFD 기술의 응용과 관련된 연구 과제는 실제 기계 제품의 설계 및 개발 과정에서 도출되어야 그 기여도가 높을 것이다. 이러한 맥락에서 CFD 기술 관련 분야에 종사하는 연구자들은 실제 기계 제품의 설계 및 개발에 대하여 관심을 가지고, 전문적인 지식을 얻을 수 있는 기회를 갖도록 노력해야 된다. 대부분의 경우 기계류의 개발은 제품의 설계 및 성능 예측 기술, 설계된 제품의 시험 평가 기술 및 제품과 관련된 물리적 현상의 해석 기술에 그 기초를 두고 수행된다. 이러한 기술들은 실제로 제품의 개발 과정에서 균형 있게 이용되고 또 개발되어야 한다. 따라서 CFD 기술은 해석 기술이며, 해석 기술의 개발은 실용성에 기반을 두어야 한다. 그러기 위해서는 CFD 관련 연구자들은 설계 및 성

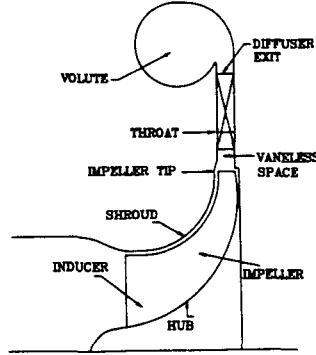


Fig. 1 Centrifugal compressor geometry

능 평가에 대하여 관심을 두어야 한다.

터보 기계 분야에도 여러 가지 대상이 있겠으나 그 범위가 매우 넓기 때문에 여기서는 주로 터보 공기 압축기, 터보 냉동기, 터보차저용 압축기, 가스터빈용 압축기와 관련된 원심 압축기에 대하여 주로 다루고자 한다. 최근 국내 산업체의 원심 압축기 개발에 대한 관심이 증가하고 있으며 학계 및 연구계에서도 이에 관한 연구가 수행되고 있다. 이에 원심 압축기에 대한 구조 및 성능 특성을 소개하고, 내부 유동의 특성과 해석 결과를 소개하며, 앞으로 연구되어야 할 문제점들을 제시하고자 한다.

2. 원심 압축기의 구조 및 성능 특성

원심 압축기는 Fig.1에 나타낸 바와 같이 유체의 흐름을 따라서 흡입구, 회전하는 임펠러, 디퓨저 및 스크롤로 구성되어 있다. 다만 압축기의 경우에는 리턴 채널이 단 사이에서 유로를 형성한다. 가장 중요한 응용 분야인 가스터빈용 압축기나 터보차저용 압축기의 경우 임펠러는 대부분 개방형으로 베인과 쉬라우드 사이의 작은 간극을 유지하면서 고속으로 회전한다. 베인의 입구 부분은 대부분 축류식으로 되며 이 부분을 인듀서라고 한다. 베인의 출구는 후향식이 많이 채택되고 날개와 날개 사이에 얇은 날개는 스플리터라고 하며 입구에서 날개에 의한 차폐양을 줄여 준다. 산업용 압축기의 경우 회전하는 쉬라우드 즉 밀폐형 임펠러를 사용하기도 한다. 이 경우에는 쉬라우드와 베인 사이의 간극을 유지시키기 위한 노력은 필요 없게 되나 임펠러의 중량이 무거워지기 때문에 고속 회전 시에는 응력이 과대해진다.

Fig.2에 압축기의 압축 과정을 나타내었다. 임펠러에 대한 각운동량 정리를 이용하면 임펠러가 유체에 전달한 비일량은 다음과 같다.

$$\Delta W = \frac{W_c}{m} = u_2 c_{\theta 2} - u_1 c_{\theta 1} = h_{12} - h_{01} \quad (1)$$

여기서 속도 삼각형을 이용하여 정리하면 다음과 같이 로탈피 (rothalpy) 가 정의되고 로탈피의 값은 회전차의 입구와 출구에서 같다.

$$I = h + \frac{1}{2} c^2 - u c_{\theta} = h + \frac{1}{2} w^2 - \frac{1}{2} u^2 \quad (2)$$

따라서 임펠러에서 이루어지는 정압력의 증가 또는 정엔탈피의 증가는 다음과 같이 회전속도에 의한 원심력 효과와 상대 속도의 감속 효과에 의해서 이루어진다.

$$h_2 - h_1 = \frac{1}{2} (w_1^2 - w_2^2) + \frac{1}{2} (u_2^2 - u_1^2) \quad (3)$$

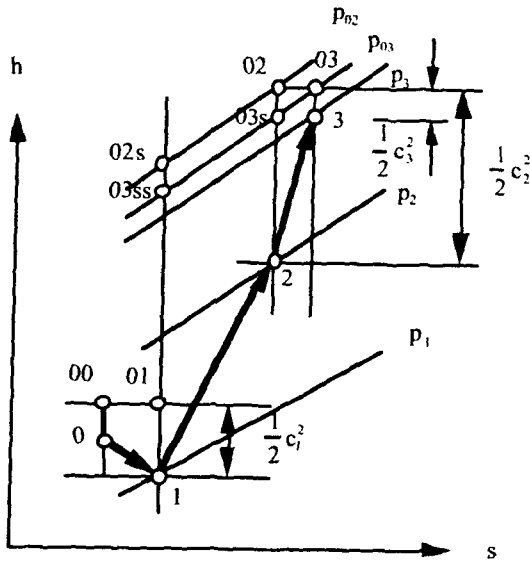


Fig. 2 h-s diagram of the process of compressors

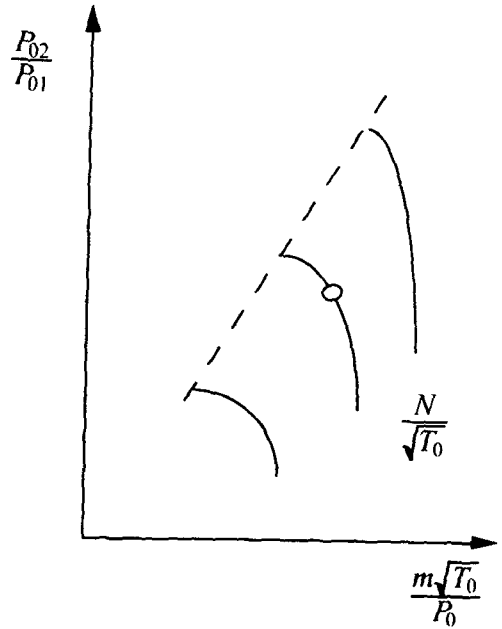


Fig. 3 Performance curve

고성능 압축기나 보급형 압축기나 간에 임펠러 내의 대부분의 압력 증가는 기계의 회전에 의한 원심력에 의해서 이루어진다.

여기서 예를 들어 원심력 효과가 상대적으로 작은 임펠러 끝에서

$$u_{1,tip} \cong 0.7u_2, \quad v_{x1} \cong 0.5u_{1,tip}, \quad w_{1,tip} \cong 1.6, \quad (w_{1,tip}/u_2)^2 \cong 0.61 \text{ 라고 가정하면}$$

$$(u_2^2 - u_1^2)/2 = 0.255u_2^2, \quad (w_1^2 - w_2^2)/2 = 0.186u_2^2 \quad (4)$$

가 된다. 즉 원심력 효과가 전체 압력 상승 량의 58%, 감속 효과가 42%를 각각 차지한다. 여기서 원심력 효과에 의한 압력 상승은 손실이 없는 과정이라고 생각할 수 있다. 원심 압축기는 유로의 길이가 길고 베인의 가로/세로 비가 매우 작지만 이점이 원심 압축기의 효율에 유리한 점이다.

원심 압축기에서 디퓨저는 임펠러의 출구 속도를 감소시켜 압력으로 회복시켜 주는 매우 중요한 역할을 한다. 위의 예에서 슬립 비를 0.9라고 하고 $v_{02} \cong 3v_2$ 라고 가정하면 $v_2 \cong u_2$ 이다.

$$h_2 - h_1 = (h_{02} - h_{01}) - \frac{v_2^2}{2} + \frac{v_1^2}{2} \cong 0.9u_2^2 - \frac{v_2^2}{2} + \frac{v_1^2}{2} \quad (5)$$

$$h_3 - h_1 = (h_{03} - h_{01}) - \frac{v_3^2}{2} + \frac{v_1^2}{2} \cong 0.9u_2^2 - \frac{v_3^2}{2} + \frac{v_1^2}{2} \quad (6)$$

여기서 디퓨저의 출구 속도 크기가 입구 속도의 반 정도 회복된다면

$$h_2 - h_1 \cong 0.46u_2^2, \quad h_3 - h_1 \cong 0.84u_2^2 \quad (7)$$

이 되어 반동도는 0.55가 된다. 이는 약 절반 정도의 압력 상승은 디퓨저에서 이루어짐을 나타낸다. 임펠러가 후향베인을 채택하는 경우에는 반동도가 상대적으로 증가하게 되어 약 0.67 정도가 된다. 그러나 디퓨저에서는 임펠러에 비하여 상대적으로 유동 손실이 큼을 유의해야 한다. 원심

압축기의 형상을 나타내는 중요한 변수를 정리하면 다음과 같다.

(1) 임펠러가 개방형인가 밀폐형인가 ?

개방형 임펠러에서 간극이 증가하면 임펠러의 성능이 저하된다. 따라서 다단 압축기의 경우와 같이 임펠러의 축방향 움직임을 제어하기가 어려운 경우에는 밀폐형을 사용한다. 밀폐형은 특히 축방향 반력을 감소시킨다. 그러나 설계가 복잡해지고 중량이 증가하기 때문에 회전속도를 높이기 어렵다.

(2) 임펠러에 인듀서 부분이 있는가?

일반적으로 임펠러 입구의 팁에서는 곡률의 변화가 심하기 때문에 속도의 크기가 가장 크면서 유동이 심하게 가속된다. 가속된 유체는 다시 하류에서 감속되어야 하므로 유동의 손실이 상대적으로 크다. 또한 속도가 증가하면서 밀도가 감소하여 일반적으로 마하수가 크게 되어 충격 손실이 발생하기 쉽다. 이러한 이유로 인듀서를 설치하여 쉬라우드에서 곡률의 영향이 심하게 되기 전에 평균 압력을 완만히 증가시켜서 원만한 유동이 이루어지도록 한다. 산업용 압축기의 경우 다단 설계가 많으며 이때 인듀서는 축방향 길이를 증가시킨다. 축방향 길이가 증가하면 회전차의 동특성을 고려하여 축경을 크게 하여야 하며, 축경이 증가하면 임펠러 입구 면적이 감소하여 손실의 증가가 수반된다. 이러한 경우 임펠러의 설계와 설치에 여러 가지 문제가 수반된다.

(3) 임펠러 출구 베인이 반경류형인가 후향형인가?

후향형 베인은 일반적으로 유량의 증가에 따라서 압력 상승량이 감소하여 안정된 성능을 나타내고, 출구 속도가 상대적으로 낮기 때문에 높은 효율을 나타내어 선호되고 있다. 그러나 동일한 회전속도에서 성능은 상대적으로 작으며, 고속회전시 급힘 응력이 반경류 설계에 비하여 크고 피로에 의한 기계의 수명에도 영향을 받기 때문에 고속 회전 시에는 상당히 세심한 설계가 요구된다.

(4) 흡입구에 가이드베인이 있는가?

다단 산업용 압축기의 경우 작동 유량의 변화가 매우 크므로 입구에 가이드 베인을 설치하여 성능을 제어한다. 이때 가이드 베인의 각도를 증감하면 임펠러 입구의 스월량이 변하고 동시에 설계점 유량과 압력이 동시에 변한다. 그러나 터보차저 등 고속 압축기에서는 입구에서 유속이 상당히 크므로 가이드 베인은 높은 유동 손실을 수반하기 때문에 가급적 채택되지 않는다. 흔히 디퓨저 베인을 조절하여 성능을 제어하는 경우가 있다. 디퓨저 베인은 압력 상승에 영향을 적게 미치면서 효율과 작동 유량 범위를 조절한다.

(5) 디퓨저의 형식이 베인이 있는가 ?

디퓨저 내부의 유동은 생각하는 것 보다 매우 복잡하다. 흔히 베인이 없는 베인리스 디퓨저와 베인드 디퓨저 및 채널디퓨저 등이 잘 알려져 있다. 디퓨저의 성능은 임펠러 출구의 동압이 어느 정도 정압으로 회복되는지를 나타내는 압력계수로 나타낸다. 흔히 잘 설계된 베인디퓨저의 경우 압력 계수는 0.7 정도이고, 해당하는 베인리스디퓨저의 경우에는 0.5 정도이다. 흔히 넓은 작동 영역을 원하는 경우 베인리스를, 높은 압력 회복을 원하는 경우 베인 디퓨저를 채택한다.

압축기의 성능을 나타내는 압력상승량과 효율은 회전수와 질량 유량에 따라서 변하면 보통 다음과 같이 나타낸다.

$$\frac{P_{02}}{P_{01}}, \quad \eta = f \left\{ \frac{m\sqrt{T_0}}{P_0}, \frac{N}{\sqrt{T_0}} \right\} \quad (8)$$

Fig. 3 에 나타낸 압축기의 성능은 설계점을 중심으로 질량 유량이 증가하면 압력은 감소하고 회전수가 증가하면 압력은 증가한다. 주어진 회전수에서 질량이 상당히 증가하며 초킹이 발생하여 더 이상 유량을 증가시킬 수 없다. 초킹은 임펠러의 입구 또는 베인 디퓨저의 목에서 주로 발생한다. 한편 질량 유량을 감소시키면 서징이 발생하여 더 이상 정상적인 작동을 할 수 없게 된다. 서징의 초기 단계는 주로 스틀과 관련된 현상으로 성능이 저하되고 소음이 발생하며 고주파 유동 변동이 수반된다. 스틀의 원인은 주로 베인과 디퓨저 내에서의 유동 박리와 관련이 있다고 알려져 있으나 아직 잘 알려져 있지는 않다. 스틀이 발생하면서 성능이 저하되면 전체 시스템의

특성과 연계되어 서징이 발생된다. 이때 평균 유량 자체가 심하게 변동하고 또 성능도 심하게 변동하여 압축기가 진동하게 된다. 이때 내부 유동은 심한 비정상 상태가 된다. 이와 같이 압축기의 작동 영역은 초킹과 서징으로 제한되며, 작동 영역을 넓게 확보하는 것이 설계에서 매우 중요한 사항이다. 설계 작동 영역과 서징선 사이의 간격을 서지마진이라고 하며 여러 가지 정의를 사용하여 나타낸다.

3. 원심 압축기 내부 유동특성과 수치해석 예

원심 압축기 내부 유동을 수치 해석하고 이를 통해서 실험으로 확인하기 어려운 현상을 이해하고 설계에 활용하는 성공적인 예는 이미 여러 문헌을 통해서 알려져 있으나 여기서는 앞으로 연구 전망에 가름하기 위해서 국내 기술 현황을 좀더 중점적으로 소개하고자 한다. 앞에서 설명한 바와 같이 원심 압축기는 입구 가이드 베인을 포함한 입구 덕트에서 출구의 스크롤까지 모든 내부 유동이 중요하나 여기서는 가장 핵심 부품인 임펠러와 디퓨저 내부 유동에 대하여 주로 다루기로 한다.

3.1 임펠러 내부 유동의 수치해석

3.1.1 개요

원심 압축기는 날개 및 쉬라우드와 허브로 구성되는 매우 복잡한 형상을 가지고 있으며 따라서 회전차 내부의 유동장은 경계층의 성장, 여러 벽면에서의 유동 박리, 날개의 곡률 및 회전에 의한 2차유동, 끝간극을 통한 누설유동 등을 포함한 복잡한 유동장을 보이고 있다. 회전차 내부의 손실 특성은 위의 여러 가지 요소에 의해 생성되어지며 회전차 내부를 통과하면서 발생한 제트-웨이크 형태의 유동장은 임펠러를 지나 디퓨저의 성능에도 영향을 주게 된다. 고 효율의 압축기를 설계하기 위해서는 위에서 언급한 손실 특성의 발생 원인을 규명하여 임펠러 내부의 웨이크 형태의 유동장을 감소시키면서 큰 확산비를 가지게끔 유동형태를 제어할 수 있는 기술을 요구하며, 이를 위해서는 임펠러 내부의 유동장에 관한 정밀한 실험 및 믿을 만한 수치 계산을 통해 기존의 또는 새로이 설계된 임펠러에 대한 유동 특성을 파악하는 과정을 반드시 거쳐야 한다.

최근에는 컴퓨터의 발달과 더불어 회전차 내부의 3 차원 유동 해석 방법이 회전차 내부의 유동 특성 및 탈 설계점에서의 성능 특성의 예측을 위해 매우 유용하게 사용되고 있다. 회전차 내의 난류 유동은 유선의 곡률이 심하고, 박리를 동반하며 압축성 효과가 크기 때문에 적당한 난류 모델이 아직 정립되지 못하였다. 많은 경우 혼합 거리 모델이나 2 방정식 모델인 표준 k-e 모델 또는 저 레이놀즈 수 (Low-Reynolds number) k-e 모델 등을 사용하고 있다. 본 연구에서의 3차원 난류 유동 해석은 벽함수를 사용한 표준 k-e 모델을 사용하였으며 일반 곡선 좌표계에서 유도된 완전 타원형 Navier-Stokes 방정식에 대하여 유한 체적법을 사용하여 수치해석하였다. 운동량 방정식의 종속변수로서 물리적 공변속도 성분을 채택하였고, SIMPLER 알고리즘을 사용하였다.

3.1.2 지배 방정식 및 수치 해석 방법

정상 상태 난류 유동에 대한 지배 방정식을 임펠러에 고정된 회전 직교 좌표계로 나타내었다. 이때 x축은 임펠러의 회전축과 일치시켰다. 이때 정상 상태 점성 유동에 대한 연속 방정식과 시간 평균 운동량 방정식 및 에너지 방정식은 다음과 같다.

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i) = 0 \quad (9)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_i u_j) = - \frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \delta_{ij} \right) - \rho \overline{u_i' u_j'} \right] - 2\rho \varepsilon_{ijk} \Omega_j u_k - \rho (\Omega_m x_m \Omega_i - \Omega_m \Omega_n x_i) \quad (10)$$

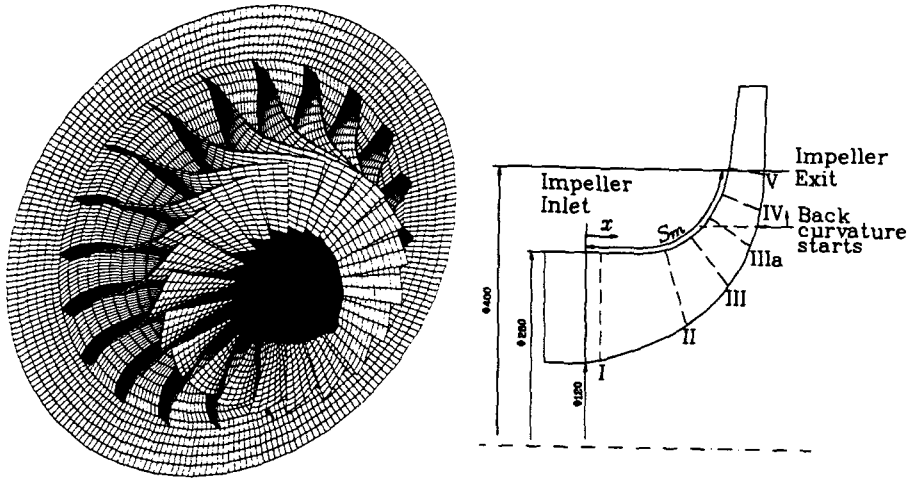


Fig. 4 Eckardt impeller "A" and measurement planes

$$\frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_i H_R) = \frac{\partial}{\partial x_j} (-q_i - \rho u_i' h') \quad (11)$$

$$+ \frac{\partial}{\partial x_j} \left[u_i \left\{ \mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - 2 \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \delta_{ij} \right) - \rho u_i^- u_j^- \right\} \right]$$

운동량 방정식에서 우변의 마지막 두 항은 각각 원심력과 코리올리스힘을 나타낸다. 레이놀즈 응력은 Boussinesq 가정을 채택하였고 와점성계수를 해석하기 위한 난류 모델은 표준 $k-\epsilon$ 모델을 사용하여 계산하였으며, 밀도 변화를 고려하기 위해 이상 기체에 대한 상태 방정식을 도입하였다.

이산화된 방정식은 유한체적법을 사용하여 유도하였다. 검사 표면에서 대류와 확산에 의한 플럭스는 멱승법(power law scheme)을 사용하여 구하였다. 격자선을 따르는 물리적 공변속도 성분이 운동량 방정식에서 종속변수로 사용되었다[1, 2].

압력 수정 방정식은 SIMPLER 알고리즘을 사용하여 구하였고, 여기서 구한 압력수정량은 속도를 수정하여 연속 방정식이 만족되도록 한다. 각 변수에 대한 이산화 방정식의 해는 일반적인 TDMA와 주기(cyclic) TDMA(Ramanurthi et al.)를 사용하여 구하였다[3]. 수렴 여부는 압력장의 최고 압력과 최저 압력의 차이에 대한 최대 압력수정량의 비가 10⁻⁴ 보다 작은 경우로 판정하였다.

3.1.3 결과 및 검토

본 논문에서 계산 대상으로 선정한 압축기 회전차는 1980년 Eckardt에 의해 실험되어진 회전차이다[4]. Eckardt는 형상이 각각 다른 O, A 형태의 임펠러에 대해 임펠러 내부 유동장 및 압력 분포, 임펠러 성능 등에 대해 상세히 실험을 수행하였으며 그 결과가 그 동안 수치 해석 코드의 계산 검증 자료로 많이 인용되었다[5].

본 계산 코드의 검증도 위의 실험데이터와의 비교를 통해 수행하였으며 예측된 결과를 분석한 여러 가지 유동 특성도 함께 비교하였다. 계산에 사용한 임펠러 형상은 Eckardt "A" 형태이며 이 임펠러의 날개 캠버곡선은 타원 형태이며 날개 수는 20개이며 $R/R_2=0.8$ 에서 후향경사가 시작되어 날개 끝에서 30°의 후향경사를 가지는 임펠러이다. 설계점에서의 질량 유량은 4.54 kg/s 이며 회전수 14,000 rpm, 입구 전압 101,300 Pa, 입구 온도 288.1K 이다. Eckardt "A" 임펠러의 3차원 형상과 자오면 형상을 Fig. 4에 나타내었다.

본 계산에서 사용한 격자계는 H형태의 격자계로서 유동 방향, 날개와 날개 사이, 허브와 쉬라우드 사이에 각각 52x26x26, 72x26x26, 80x26x26의 3가지 격자계에 대해 격자계 검증을 수행하여 72x26x26의 격자계가 수렴된 결과에 큰 차이가 없는 격자계로 판명되어 최종적으로 채택하였다. 실제 임펠러는 쉬라우드가 없는 임펠러로서 날개 끝 간극이 존재하나 본 계산에는 포함시키지 않았다.

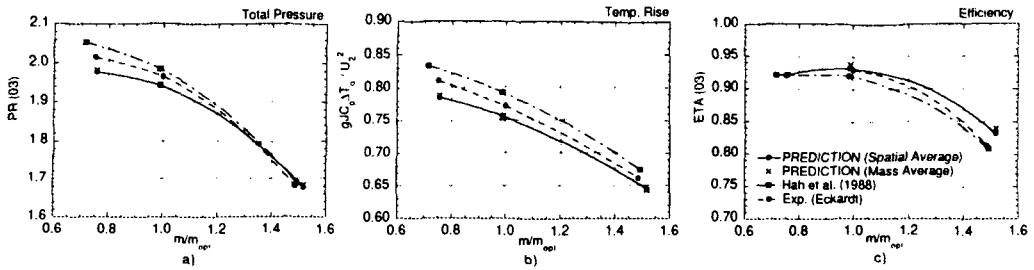


Fig. 5 Comparison of overall performance parameters a) total pressure ratio, b) total temperature rise, c) efficiency

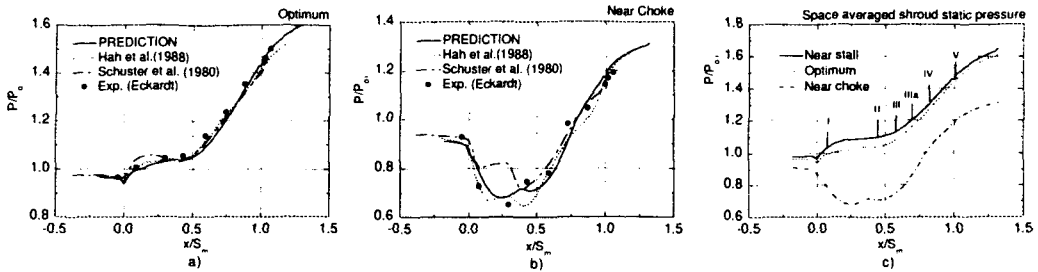


Fig. 6 Comparison of space averaged shroud static pressure a) design flow rate, b) near choke flow rate, c) variation of static pressure at three flow rate

경계면은 입구 경계면, 날개 및 허브와 쉬라우드의 벽 경계면, 주기경계면으로 구성된다. 실제 계산은 회전하는 상대좌표계에서 수행되어지므로 경계 조건은 상대 속도로 주어어야 한다. 임펠러 입구에서 축방향으로 입구 날개폭만큼 떨어진 면을 입구 경계면으로 정의하였으며 입구 경계 면에서는 예선회가 없는 절대속도 성분과 전 압력을 주었으며 난류 강도는 10%로 균일하게 주었다. 출구 경계면은 $R/R_2=1.3$ 에서 정 압력을 고정시켰으며 다른 변수들은 외삽하였다. 날개면과 허브 면은 상대 속도가 0으로 주었으며 고정된 쉬라우드면과 디퓨저 벽면은 절대속도가 0이되게 하였으며 모든 벽면에 단열 조건을 주었다. 임펠러 상류와 하류의 주기경계면은 주기 조건이 주어졌다.

72x26x26 의 격자계의 경우 DEC3000/M400 Work station으로 계산 시간이 85sec/iter 이 소요되고 약 1500번의 반복된 계산에 수렴된 결과를 얻을 수 있었다.

3.1.3.1 전체 성능곡선

임펠러 출구를 바로 지난 베인 없는 디퓨저 영역(Eckardt (1980)에 정의된 위치 03)에서의 효율, 전 압력비와 전 온도 상승 등의 여러 가지 성능 변수들에 관한 그림을 Fig. 5에 나타내었다. Fig. 5의 실험 값은 Eckardt(1980)의 Fig. 6을 공간 평균한 값으로 Hah(1988)에서 얻을 수 있었다[6]. 본 계산 결과는 $R/R_2=1.077$ 에서의 값이다. 실험 값에서 온도 분포는 $R/R_2=1.687$ 에서 측정된 값이다. 계산된 결과는 두 가지 방법의 평균으로 나타내었다. 첫 번째 평균 방법은 날개와 날개 사이(B-T-B)를 질량 평균한 뒤 스펙트럼방향(H-T-S)으로는 공간 평균한 양이며 두 번째 평균 방법은 전체에서 질량 평균한 양이다. 압력의 경우는 스톨 근처의 유량점과 설계점에서 실험데이터보다 낮게 예측하고 있으며 초크 근처의 유량점에서는 약간 높게 예측하고 있다. 무차원화된 전체 온도상승량은 전 영역에 걸쳐 낮게 예측되고 있다. 전 압력비 및 전 온도비로 주어지는 효율의 경우는 초크 근처의 유량점에서는 높게 예측하고 있으나 다른 영역에서는 잘 일치하고 있다. 계산된 결과와 실험 데이터와의 차이는 실험 오차, 끝 간극의 영향, 난류 모델 등의 여러 가지 요인을 포함하고 있다.

3.1.3.2 쉬라우드 면을 따른 압력 분포

설계점 유량과 초크 근처의 유량점에서 공간 평균된 쉬라우드 벽면에서의 정압을 실험에서 시

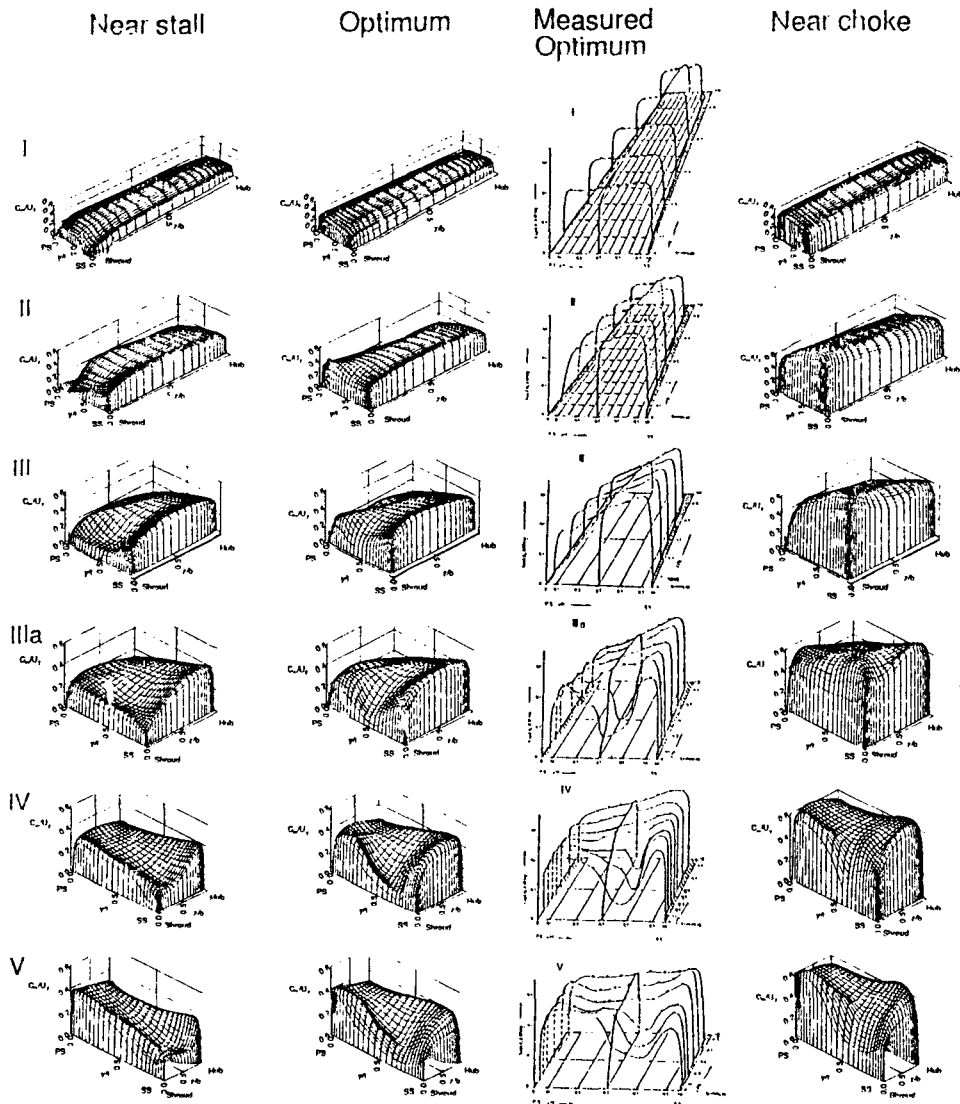


Fig. 7 Comparison of flow development at three flow rates

간 평균으로 구한 값과 비교하여 Fig. 6a,b에 각 각 나타내었다. 전반적인 경향은 잘 일치하고 있으나 실험 값과는 어느 정도 차이를 보이고 있다. 스톨 근처, 설계점, 초크 근처의 유량점에서 쉬라우드 정압을 함께 비교하여 Fig.6c에 나타내었다. 초크 근처의 유량점에서의 정압 분포는 다른 두 점과는 판이한 양상을 보이고 있다. 스톨 근처의 유량점이나 설계점에서는 인듀서 영역에서 편평한 압력 증가를 보이고 영역 III을 지나 반경 방향 영역에서 급격히 증가하고 있으며 그 경향이 비슷하다. 하지만 초크 근처의 유량점에서는 인듀서 영역에서 급격히 정압이 감소한 후 II와 III영역 사이에서 증가하기 시작한다. 일반적인 디퓨저의 성능이 유동 박리가 일어나기 직전에 최고가 되듯이 압축기의 작동점은 스톨에 가까운 쪽의 박리가 일어나기 직전의 상태임을 알 수 있다. 이러한 특성은 Eckardt(1980)의 실험에 의한 압축기의 성능 곡선에 잘 나타나 있다[4].

3.1.3.3 임펠러 내부의 속도 분포

임펠러 내부에서의 자오선 방향 속도 분포를 Eckardt(1980)의 실험 단면에서 세 가지 유량 조건에 대해 Fig. 7에 나타내었다. 스톨 근처의 유량점에서 속도 분포를 살펴보면 단면 I의 쉬라우드

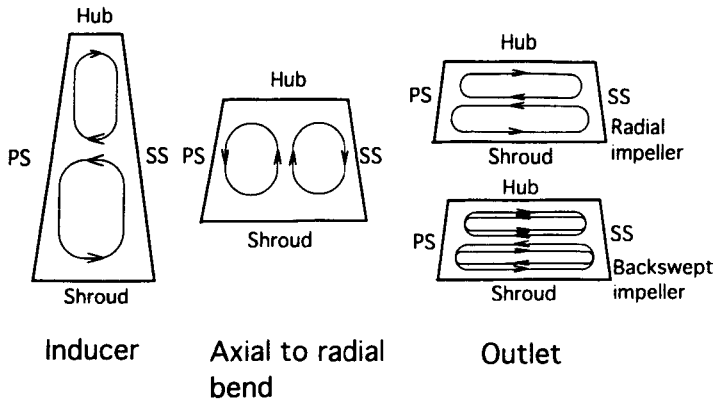


Fig. 8 secondary flow generation

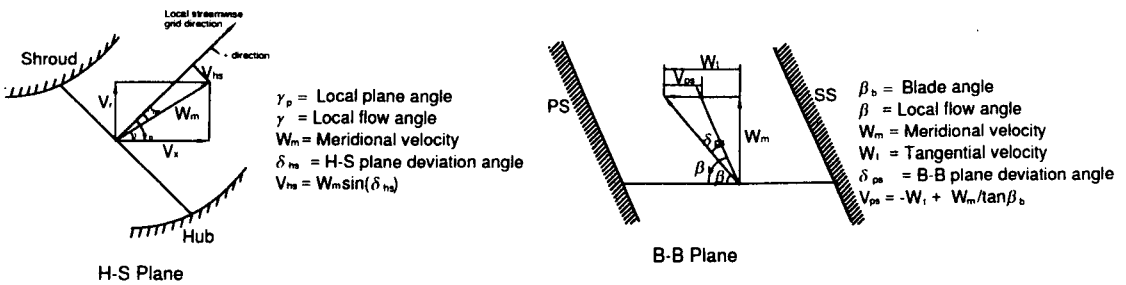


Fig. 9 Definition of secondary flow velocity vectors

드 근처의 흡입면에서 유동 박리 현상을 볼 수 있으며 단면 II에서는 쉬라우드의 압력면에서 저 운동량 영역이 발생하고 있으며 이러한 저 운동량 영역은 단면 III과 IIIa를 지나며 쉬라우드의 흡입면 쪽으로 이동한 후 단면 IV와 V를 지나며 웨이크 영역은 다시 흡입면 쪽으로 이동하는 것을 볼 수 있다.

설계점 유량에서의 유동 분포를 살펴보면 단면 III의 쉬라우드 근처 날개 중간에서 유동 속도가 감소하기 시작하며 단면 IIIa, IV를 지나 단면 V로 감에 따라 유동 감소 영역이 쉬라우드의 흡입면 쪽으로 이동하는 것을 볼 수 있다. 이러한 경향은 실험에서 보이는 결과와 잘 일치하고 있음을 알 수 있다. 초크 근처의 유량점에서의 유동 속도 분포를 살펴보면 단면 IIIa의 쉬라우드 근처의 속도가 감소하기 시작하며 단면 IV, V를 지나며 생성된 웨이크 영역은 설계점의 계산 결과와 같이 쉬라우드의 흡입면으로 이동하는 것을 볼 수 있다. 이상에서 언급한 제트-웨이크 형태의 유동 분포의 발달 과정은 임펠러 내부의 2차유동과 관련되며 다음 절에서 자세히 논의할 것이다.

3.1.3.4 임펠러 내부의 2차유동

전단층이나 경계층이 유선곡률에 의한 원심력이나, 회전에 의한 코리올리스 힘에 놓여져 있고 이러한 힘의 방향과 유동 방향이 서로 수직할 때 유동 방향의 보티시티가 발생하게 되고 이러한 보티시티에 의해 2차유동이 발생한다. 임펠러 내부의 유동장은 허브와 쉬라우드의 곡률, 날개의 곡률, 그리고 회전 등의 요소를 가지고 있는 복잡한 유동장을 형성하고 있으므로 필연적으로 2차유동을 발생하게 된다. 2차유동은 임펠러의 입구에서 출구로 감에 따라 여러 요소에 의해 그 방향이 바뀌게 되고 이러한 2차유동의 변화에 의해 위에서 검토한 제트-웨이크 유동 분포도 그 위치가 변하게 된다. 임펠러 입구에서 출구로 감에 따라 날개의 곡률 및 회전에 의한 2차유동의 양상을 개략적으로 Fig. 8에 나타내었다. 임펠러 입구의 인두서 영역에서는 인두서의 날개 곡률에 의해서 생성되는 원심력에 의해, 인두서를 지나 축방향에서 반경방향으로 변하는 영역에서는 쉬라우드와 허브의 곡률 변화에 의해 2차유동이 발생하며, 임펠러 출구 근처에서는 회전에 의한 코리올리스 힘에 의해 2차유동이 발생한다. 임펠러 출구 근처에서 후향경사를 가지는 임펠러는 후향경사로 인한 날개의 곡률에 의해 생성되는 2차유동과 코리올리스 힘에 의한 2차 유동이 서로 상쇄되는 효과를 나타내게 된다.

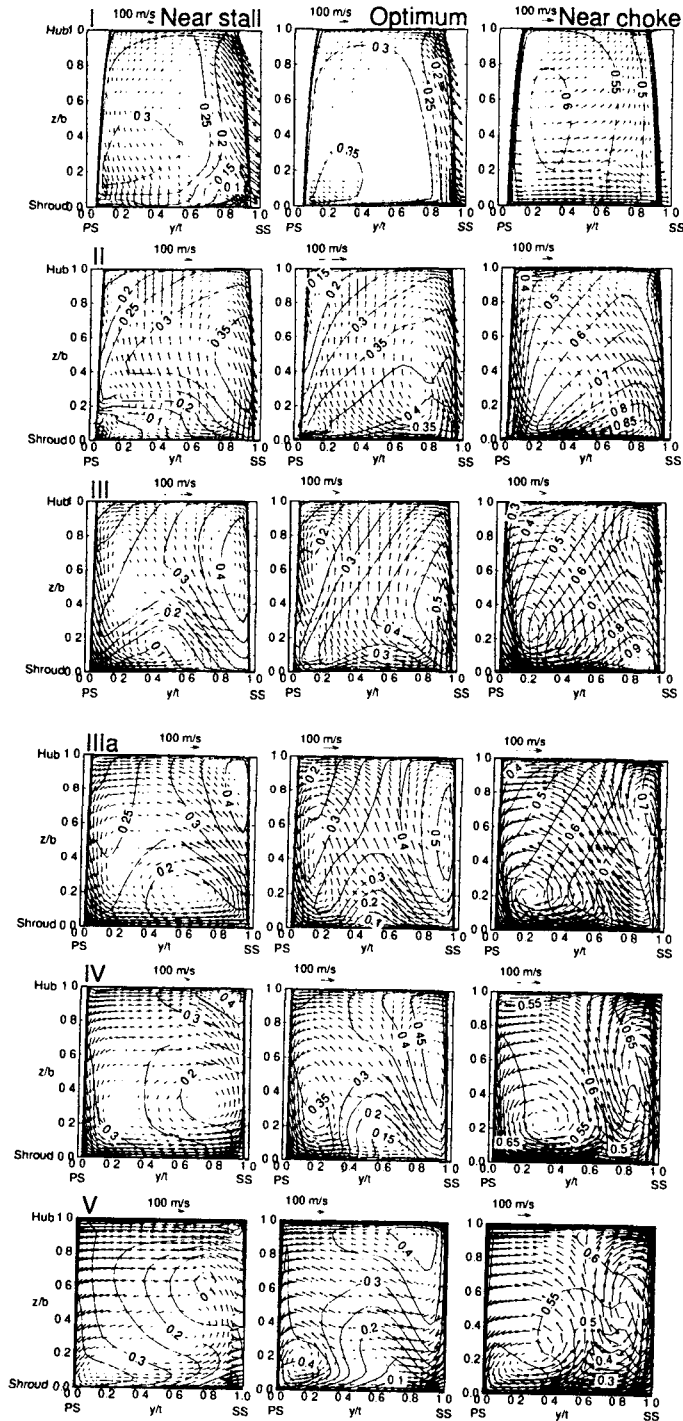


Fig. 10 Secondary flow velocity vectors and contours of meridional velocity at three different flow rates

2차유동 속도 성분은 Fig. 9에 정의하였다. 쉬라우드와 허브면으로 구성되는 자오면에서의 2차유동 속도는 격자계와 어긋난 자오면 속도 성분으로 정의하였으며 날개와 날개 사이의 유동면에서는 각 지점의 날개 각도와 어긋난 속도 성분으로 정의하였다. 이상적인 유동이 날개 및 허브와 쉬라우드의 격자계를 따라가는 유동이라고 가정할 때 위에서 정의한 2차유동 속도 성분은 0

이 된다.

위에서 정의한 2차유동 속도 성분을 이용하여 각 단면에서의 2차유동 속도 분포를 세 가지 유량점 대해 Fig. 10에 나타내었다.

1) 인듀서 영역에서의 2차유동

단면 I은 임펠러 입구 부분($x/S_m=0.08$)에 해당하며 단면 II는 인듀서의 끝, 즉 축방향에서 반경방향으로 변하는 영역($x/S_m=0.43$)이다. 따라서 단면 I에서 단면 II로의 유동 특성의 변화를 살펴보면 인듀서 영역에서의 손실 및 2차유동 형태를 파악할 수 있다. 단면 I에서는 각 유량점에 따라 날개 입구의 입사각이 변하므로 매우 다른 2차 유동 분포를 보이고 있다. 단면 I에서 2차유동 속도 벡터는 유량 변화에 따른 입구 유동각과 날개각의 차이인 유입각에 따라 크게 변하게 된다. 자오면에서 본 인듀서의 형태가 쉬라우드 쪽은 곡률이 존재하지 않으나 허브에서는 곡률이 존재하므로 허브면 근처의 유동은 허브곡률에 의한 원심력에 의해 2차유동이 발생하여 단면 I에서 단면 II로 감에 따라 압력면과 흡입면의 경계층에서 발생한 저 운동량 유체가 허브로부터 쉬라우드 쪽으로 이동하게 된다. 단면 II에서의 초크 근처의 유량점의 경우 압력면을 따른 2차유동이 다른 유량점에 비해 활발하게 일어난다. 그 이유는 Fig. 7의 자오면 속도에서 보듯이 압력면과 흡입면의 상대 속도의 기울기가 커서 상대적으로 작은 속도를 가지는 압력면에서 2차유동속도가 커지게 된다.

2) 축 방향에서 반경방향으로 변하는 곳의 2차유동

단면 III($x/S_m=0.59$) 및 IIIa($x/S_m=0.73$)는 축 방향에서 반경 방향으로 변하는 임펠러 형상에 해당되는 단면으로 이 곳에서 2차유동의 주된 원인은 쉬라우드와 허브의 곡률에 의한 원심력이다. 설계점 유량에서 보면 단면 II에서 발생하기 시작한 날개의 압력면에서 쉬라우드 쪽으로의 2차유동이 단면 III에서 IIIa로 감에 따라 더욱 활발해지며, 쉬라우드면에서는 회전에 의한 코리올리스 힘에 의해 발생하는 2차유동과 합쳐져서 압력면에서 흡입면으로의 저 운동량 유체의 이동이 더욱 커지게 된다. 흡입면의 허브에서 쉬라우드 쪽으로의 2차유동은 코리올리스 힘에 의한 2차유동과 상쇄되어 단면 III에서 IIIa로 감에 따라 약해지고 있음을 알 수 있다.

저 유량점에서는 단면 III에서 IIIa로 감에 따라 설계점 유량에서의 2차유동분포와는 다른 양상을 보이고 있다. 단면 III의 압력면에서 허브에서 쉬라우드로의 2차유동이 이미 활발하게 발생하고 있으며 단면 IIIa에서는 쉬라우드면 근처에서 압력면에서 흡입면으로의 2차유동이 활발하게 일어난다. 이는 쉬라우드의 압력면 근처에서 발생한 웨이크 영역이(Fig. 7의 자오면 속도분포 참조) 코리올리스 힘에 의한 쉬라우드면의 압력면에서 흡입면으로의 2차유동을 활발하게 끄 하기 때문이다. 이렇게 커진 쉬라우드면의 압력면에서 흡입면으로의 2차유동은 원심력에 의한 흡입면에서의 허브에서 쉬라우드 쪽으로의 2차유동을 상당히 감소시키고 있다.

고 유량점에서는 이미 단면 II에서 부터 발생한 2차유동분포가 크기가 점점 커지는 것을 볼 수 있다. 단면 III에서는 Fig. 7의 속도 분포에서도 볼 수 있듯이 압력면과 흡입면의 속도구배가 여전히 존재하고 있어 이로 인해 압력면의 허브에서 쉬라우드 쪽으로의 2차유동은 더욱 커지게 된다. 하지만 단면 IIIa로 감에 따라 압력면과 흡입면의 속도 구배가 작아지면서 상대적으로 흡입면의 허브에서 쉬라우드 쪽으로의 2차 유동도 활발해 지면서 전반적인 2차 유동 분포가 설계점에서와 비슷한 양상을 보이게 된다.

3) 임펠러 출구 근처의 2차유동

단면 IV는 축 방향-반경방향 영역을 지나 회전차 후향경사가 존재하는 위치($x/S_m=0.87$)이다. 설계점 유량에서는 단면 IIIa에서의 2차유동분포와 비슷한 양상을 보이고 있으나 쉬라우드 근처에서 코리올리스 힘에 의한 2차유동이 더욱 커져서 압력면에서 흡입면으로의 저 운동량 유체의 이동이 활발해지고 있다. 이로 인해 Fig. 7에서도 볼 수 있듯이 단면 IIIa에서 단면 IV로 가면서 쉬라우드 근처의 웨이크 영역은 쉬라우드의 흡입면 근처로 이동하고 있다. 회전차 후향경사가 이러한 2차 유동을 감소시키는 역할을 하고 있다. Eckardt(1976)의 Fig. 18에 나타난 후향경사가 없는 반경류 압축기의 단면 IV에서의 2차유동을 나타내는 상대유동각 분포를 보면 쉬라우드의 압력면에서 흡입면으로의 2차유동은 본 계산에 의한 후향경사가 있는 압축기보다 더욱 큼을 알 수 있다[5].

저 유량 영역에서 단면 IV의 2차유동 속도분포는 쉬라우드 근처에서의 압력면에서의 흡입면으로의 2차유동이 더욱 커져 흡입면에서도 쉬라우드에서 허브로의 2차유동에 영향을 주게 되며 이로 인해 웨이크 영역은 Fig. 7에서 볼 수 있듯이 흡입면 쪽으로 이동하게 된다.

고 유량 영역에서는 단면 IIIa에서 형성된 압력면과 쉬라우드의 2차유동은 같은 형태를 유지하

나 더 활발해져서 쉬라우드면과 흡입면을 따른 저 운동량 유체가 쉬라우드의 흡입면에 모이게 되고 저 유량 영역에서의 웨이크 분포와는 다르게 웨이크 영역은 쉬라우드의 흡입면으로 이동하게 된다.

단면 V 는 임펠러 출구에 위치하며 $z/b=0.378$ 보다 작은 쉬라우드 영역은 임펠러 출구 직경보다 큰 베인리스 디퓨저 영역에 위치하고 있다. 이 영역에서는 흡입면과 압력면에 주기 조건이 주어지며 임펠러 내부에서 발달된 제트-웨이크 영역의 혼합이 시작되는 곳이다. 저 유량에서 고 유량 점으로 갈수록 유체의 관성이 커지게 되므로 2차유동 속도분포도 고 유량점으로 갈수록 단면 IV 의 형태를 유지하고 있음을 알 수 있다.

3.1.4 결론

본 연구에서는 3차원 점성 해석 방법을 사용하여 회전차 내부의 유동장을 계산하여 회전차 내부의 유동 특성을 알아보았으며, 이에 따른 결론은 다음과 같다.

- 1) 3차원 점성 유동해석 방법을 회전차 내부 유동에 적용하였으며 설계점 및 탈 설계점에서의 회전차의 성능 및 쉬라우드를 따른 압력분포 등을 실험치와 비교할 때 잘 예측하고 있다.
- 2) 회전차 내부의 속도 분포를 설계점 및 초크 근처의 유량점에 대해 L2F를 이용한 실험데이터와 비교하였으며 실험에 의해 확인된 제트-웨이크 형태의 유동장을 잘 해석하고 있다.
- 3) 날개의 곡률 및 회전으로 인한 제트-웨이크 형태의 유동장의 생성 과정을 회전차 내부의 2차 유동의 생성 및 발달 과정으로 확인하였으며, 탈 설계점에서의 2차유동 양상을 분석하여 제트-웨이크 유동장이 유량에 따라 다르게 생성됨을 알 수 있었다.

3.2 체널 디퓨저 내부 유동 해석

3.2.1 개요

기술의 발달과 수요의 증가에 따라 현대는 지난 과거보다 임펠러의 회전속도를 높임으로서 얻어질 수 있는 높은 압력비와 많은 질량 유량을 수송할 수 있는 고성능 원심 압축기가 요구된다. 그 결과 원심 압축기 임펠러 출구의 유동 에너지가 높아져서 기 사용하여 온 베인리스 디퓨저보다는 효율적인 압력 회복을 위하여 베인 디퓨저를 장착하였다. 이 유동 영역에서는 높은 회전속도에 의해서 천음속 유동 현상이 중요하게 작용한다. 임펠러와 베인 디퓨저 유동의 강한 상호작용으로 인해 "zone of rapid adjustment"나 디퓨저 목에서 초음속 유동 영역과 충격파를 발생시킨다. 임펠러 출구에선 제트나 후류(wake)영역이 형성되고, 그 결과 디퓨저 입구의 유동은 강한 동요 현상(fluctuation)이 존재한다. 후류의 위치는 Rossby 수와 전압력 손실에 영향을 받는다. 또한 후류의 움직임은 임펠러의 형상과 회전에 의해 발생하는 2차유동(secondary flow)의 영향을 받아 입사각은 허브(hub)나 쉬라우드(shroud)사이에서 현저하게 변한다. 그러나 디퓨저 입구에 있는 강한 비정상 유동은 빠르게 소멸해서 유로를 따라 짧은 거리 사이에서도 인지할 수 없게 되어 시간 평균된 유동 변수의 가정을 도입해도 충분하게 된다[7].

3.2.2 수치 해석 방법 및 경계 조건

이차원, 압축성, 점성유체 Navier-Stokes 방정식을 일반곡면좌표계에서 유한 차분 형태로 나타내면 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned} \delta_t q + \Delta_x F + \Delta_y G &= \delta_t q + \xi_x \Delta F + \eta_x \Delta F + \xi_y \Delta G + \eta_y \Delta G \\ &= \xi_x \Delta F_r + \eta_x \Delta F_r + \xi_y \Delta G_r + \eta_y \Delta G_r \end{aligned} \quad (12)$$

여기서 q 는 보존변수, F 와 G 는 비점성 플럭스, F_r 와 G_r 는 점성 플럭스이고, 이는 다음과 같이 나타낼 수가 있다.

$$\begin{aligned} q &= (\rho, \rho u, \rho v, \varepsilon)^T, \\ F &= (\rho u, \rho u^2 + p, \rho uv, u(\varepsilon + p))^T, \\ G &= (\rho v, \rho vu, \rho v^2 + p, v(\varepsilon + p))^T, \\ F_r &= (0, \tau_{xx}, \tau_{yx}, u\tau_{xx} + v\tau_{xy} + kT_x)^T, \\ G_r &= (0, \tau_{xy}, \tau_{yy}, u\tau_{xy} + v\tau_{yy} + kT_y)^T, \end{aligned} \quad (13)$$

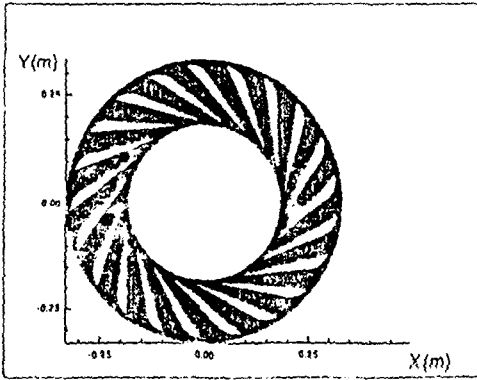


Fig. 11 The whole channel diffuser geometry

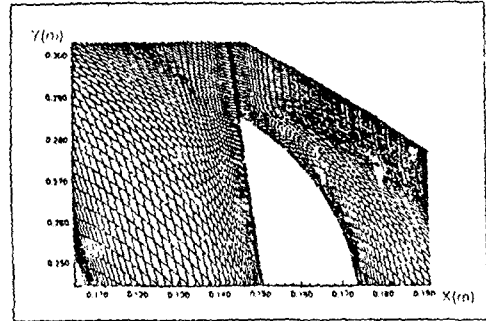


Fig. 12 130x80 grid system
(enlarged view near the trailing edge)

위의 해석을 위해 풍상차분법에 기초한 특성곡선 해법을 이용하였으며, 난류 유동 해석을 하기 위해서 Baldwin-Lomax의 대수난류모델을 적용하였다[8]. 이 난류 모델은 Cebeci의 혼합길이 (mixing length)와 유사하게 와도를 두개의 층으로 나누고 내부 영역은 Prandtl Van Driest 공식을 이용하였으며 외부 영역은 Klebanoff의 간헐함수를 이용한 Clauser공식을 사용하였다.

경계 조건으로는 입구에서 익렬의 선단까지 부분, 익렬의 후단에서 출구까지의 부분에는 수직 방향으로 주기경계조건이 적용이 되는데 처리 방법에 따라 수치해석의 안정성과 수렴속도에 큰 영향을 미치게 된다. 따라서 여기에서는 Patankar 와 Sparrow의 Cyclic TDMA를 원통좌표계로 되어 있는 디퓨저에 맞게 변형시켰다[9]. 이 경계조건은 내재적으로 되어 있기 때문에 Newton iteration법을 사용하여 구하였다.

벽면 조건으로는 점착조건 및 단열조건을 사용하였다. 입구경계면에서는 입구유동이 아음속 유동이므로 일정한 엔트로피, 엔탈피 및 유입유동의 방향을 고정하는 물리적 경계조건을 사용하였다. 그리고 출구경계면은 출구정압력을 고정하는 경계조건과 주어진 입구 질량유량과 계산된 입구 질량유량을 비교하여 출구 정압력을 예측하는 출구경계조건을 사용하였다.

3.2.3 결과 및 토의

전체 원심 압축기 디퓨저의 개략도는 Fig. 11에 나타나 있으며, 본 논문에서는 베인의 원통좌 표계에서의 대칭조건으로 인하여 계산 영역을 오직 한개의 유로에 국한하였다. 90 × 60, 90 × 70, 100 × 75, 110 × 70, 130 × 80 및 130 × 85 격자들을 격자의 영향을 연구하기 위해 사용되었다. 또 베인 디퓨저형상은 굴곡이 심해서 H-형 격자를 타원형격자형성법을 사용하여 형성하였다.(Fig. 12).

원심 압축기 디퓨저 유동을 계산하기 전 변형된 cyclic TDMA 의 위에서 언급한 방법들을 검증 하기 위하여 아음속(마하수=0.25) 제어확산형 유동을 계산하였다[10,11]. 일반적으로 압축성 코 드는 아음속에서 좋은 성능을 주지 못하는 것으로 알려져 있었지만 위의 방법을 사용하여 계산한 결과는 벽면압력계수분포를 실험 결과와 비교시 정확히 예측한 것을 볼 수 있었다(Fig. 13). 본 계산의 경우에도 역시 출구정압력을 고정시키는 경계조건과 질량유량을 이용한 경계조건을 사용 하여 계산을 해보았는데 두 경우 모두 성공적으로 예측하였다. 위와 같은 경계조건을 가지고 시험조건이 입구 마하수 0.96, 입사각은 68.4° 인 원심압축기 디퓨저 유동을 계산하였다. 입구 속도의 크기는 초기에 일정하다고 가정하였다. 두 가지 경우에 대해 시험하였다 : 첫째, 출구정 압력(p_{exit}/p_{in})을 1.475로 가정하여 출구 정압력을 일정하게 둔 경계조건을 사용하였다. 이 시 험은 6개의 서로 다른 격자들의 영향과 위의 방법이 안정되게 작동하는 지를 보기 위한 것이었 다. 둘째는 질량유량 경계조건으로 입구질량유량은 18.26 kg/s/m로 주어졌다. 이 경우 역시 6 개의 서로 다른 격자를 격자의 영향을 보기 위해 사용하였는데 이는 본 논문에서 시험한 조건과 같은 실험 결과가 없기 때문이었다.

3.2.3.1 출구정압력을 고정한 경계조건 :

Table 1 Effects of grids on inlet mass flux.

Grid	Inlet Mass Flux(kg/s/m)
90 × 60	18.51
90 × 70	18.61
100 × 75	18.92
110 × 70	19.10
130 × 80	19.54
130 × 85	19.57

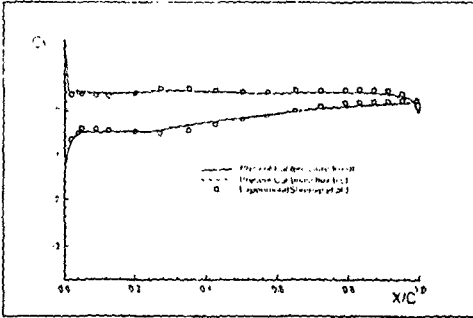


Fig. 13 Cp distribution comparison among the results from fixed pressure, from mass flux boundary conditions and measured data

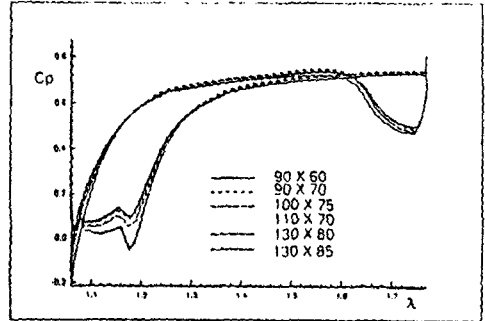


Fig. 14 Cp distribution comparison among the results from six different grids for fixed pressure boundary conditions

6개의 서로 다른 격자들을 사용하여 출구 정압력을 1.475로 고정시킨 결과들은 Table 1에 나타나 있고, 벽면압력계수분포는 Fig. 14에 나타나 있다. 이 결과는 격자 수를 증가시킬수록 입구 질량유량이 증가하는 것이 나타났다. 그 이유는 격자 수가 적을수록 정확도가 떨어지기 때문에 나타난 현상이다. 여기서 130 × 80 격자의 결과와 130 × 85 격자의 결과는 거의 일치하는 것으로 나타났다. 임펠러 출구와 배인 디퓨저 사이의 상호작용으로 인해서 일정한 값을 가정한 초기 입구속도의 크기와 정압력이 변한 것을 볼 수 있었다(Fig.15). 또한 큰 유동의 박리가 배인 디퓨저 흡입면에, 유동의 팽창이 압력면 후단에 나타났다(Fig. 16).

3.2.3.2 질량유량 경계조건 :

입구 질량유량을 18.26 kg/s/m 으로 주고 질량유량 경계조건을 6개의 다른 격자들에 대해 수행한 결과는 Table 2에 나타나 있고, 벽면압력분포는 Fig. 17에 나타나 있다. 그 결과 90 × 60 격자와 130 × 80 격자의 차이는 매우 크게 나타났다. 그러나 130 × 80 격자와 130 × 85 격자 결과는 출구정압력을 일정하게 준 경계조건을 사용한 결과와 같이 유사한 것을 확인할 수 있다. 그러므로 130 × 80 이상의 격자를 사용하면 좋은 결과를 얻을 수 있다는 것을 알 수 있다. 첫 번째 시험결과와 같이 임펠러 출구와 배인 디퓨저 사이의 상호작용으로 인해서 입구정압력과 속도의 크기는 변하였고(Fig. 17), 흡입면에는 큰 유동박리가, 압력면 후단에는 유동 팽창이 나타났다(Fig. 18). 이 경우에는 목에서 충격파는 나타나지 않았고 입구에서 목까지 유동은 급격히 감소하였다.

Table. 2 Effects of grids on exit static pressure

Grid	Exit Static Pressure(kg/s/m)
90 × 60	1.500
90 × 70	1.510
100 × 75	1.527
110 × 70	1.544
130 × 80	1.558
130 × 85	1.562

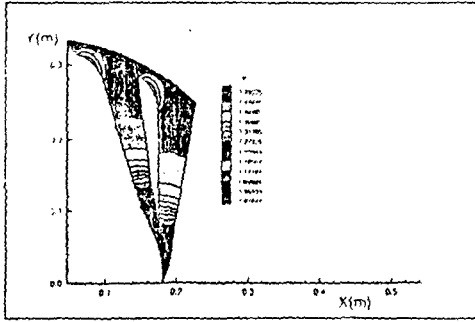


Fig. 15 Pressure contour plot for fixed pressure boundary condition (130x80 grid)

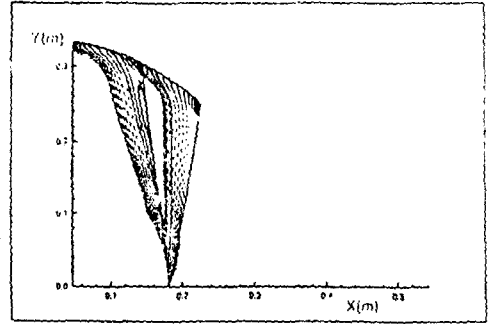


Fig. 16 Velocity vector plot for fixed pressure boundary condition (130x80 grid)

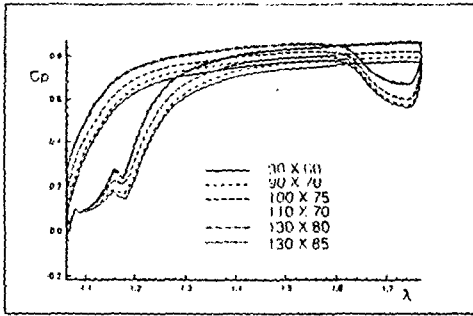


Fig. 17 C_p distribution comparison among the results from six different grids for mass flux boundary condition

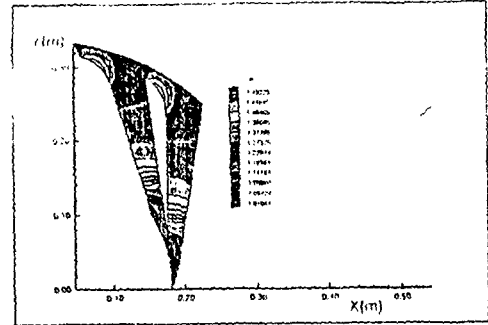


Fig. 18 Pressure contour plot for mass flux boundary condition (130x80 grid)

3.2.4 결론

압축성 upwind flux difference splitting Navier-Stokes 방법을 천운속 원심압축기 디퓨저 유동을 해석하기 위하여 사용하였다. 90×60 , 90×70 , 100×75 , 110×70 , 130×80 및 130×85 격자들이 각각 출구정압력을 일정하게 준 경계조건과 질량유량 경계조건을 사용한 결과들에 미치는 영향을 보기 위해 사용되었다. 두 가지 시험결과 모두 목에서는 충격파가 나타나지 않았고 큰 유동박리가 흡입면에, 유동팽창이 압력면 후단에 나타났다. 두 시험결과 모두 다음과 같은 결론을 주었다: 즉 격자 수가 증가할수록 출구 정압력은 주어진 입구 질량유량(18.26 kg/s/m)에 따르기 위해 증가하였다. 130×80 이상의 격자는 좋은 결과를 줄 수 있는 충분한 격자라는 것을 알 수 있었다. 또한 원심압축기 디퓨저에 맞게 수정한 주기경계조건과 입구 질량유량이 주어짐으로서 출구압력을 예측하는 출구경계조건도 원심압축기 디퓨저제산시 좋은 결과를 줄 수 있는 경계조건이었다는 것을 확인하였다. 130×80 격자와 질량유량 출구경계조건을 사용하여 원심압축기 디퓨저유동장 해석시 좋은 결과를 주는 것을 알 수 있었다.

3.3 임펠러 / 채널 디퓨저 상호간섭

실제 시스템에서는 회전하는 임펠러 하류에 채널 디퓨저가 설치되어 있기 때문에 임펠러 내에서 형성되는 3차원 유동과 하류에서 채널 내부 유동은 강한 비정상 유동이 된다. 그러나 설계 단계에서는 이러한 상호 간섭에 의한 비정상성을 간단히 고려할 수 없고 더구나 아직도 현상 자체가 잘 알려져 있지 않기 때문에 하류의 디퓨저가 임펠러 내부 유동에 영향을 미치지 않고도 임펠러 출구에서 3차원 유동은 잘 혼합된 상태로 채널 디퓨저로 유입된다고 가정하여 문제를 단순화시킨다. 설계점 상태에서도 이러한 가정은 상당한 오차를 유발할 것으로 생각되고, 더구나 임펠러 출구에서 채널 디퓨저 목까지의 영역에서 유체가 혼합되는 현상이 매우 중요하기 때문에 이러한 간섭 효과를 보다 자세히 연구되어야 한다.

임펠러와 채널 디퓨저의 간섭을 고려한 유동은 압축성 3차원 비정상 유동이 되며, 또 점성의

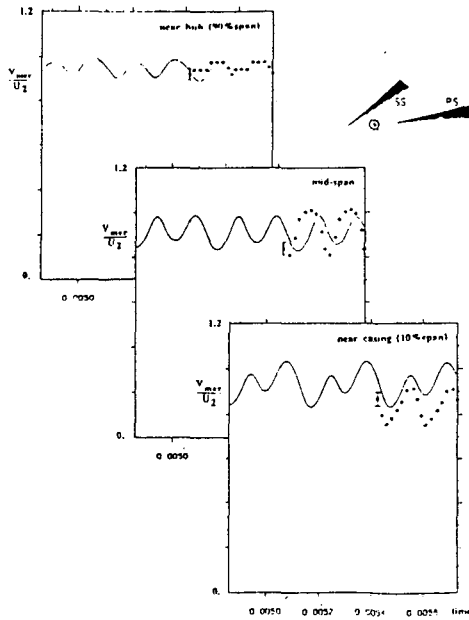


Fig. 19 The variation with time of predicted meridional velocity at midpitch of the diffuser vane leading edge plane compared with measurements (line= prediction; symbol=experiment)

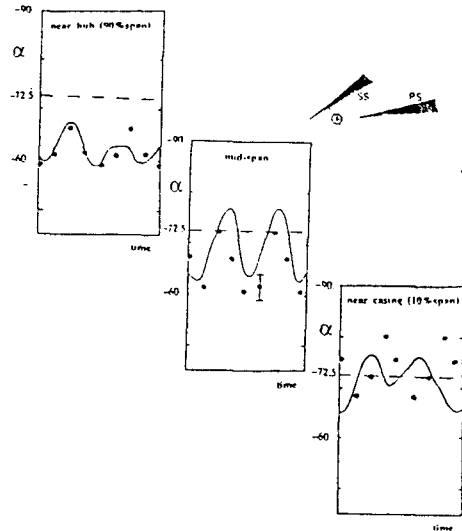


Fig. 20 The variation with time of predicted swirl angle at midpitch of the diffuser vane leading edge plane compared with measurements (line=prediction; symbol=experiment)

효과가 크다고 생각되기 때문에 효과적인 수치해석 기술이 도입되어야 한다. 최근 이에 관한 연구가 Dawes(1995)에 의해서 수행된바 자세한 내용은 여기서 생략한다[12]. Fig. 19, Fig. 20에는 회전수 14,000rpm, 질량유량 5.8 kg/s, 압력비 2.0 인 압축기에 대하여 계산된 결과중 디퓨저 입구에서 자오면 속도 성분과 유동 각도의 변화를 나타내었다. 속도 변화의 진폭은 매우 커서 허브 근처에서는 +/-5%, 중앙과 케이싱 근처에서는 +/-10% 정도로서 계측된 결과와 비교적 잘 일치함을 보이고 있다. 유동 각도의 변화도 상당히 크게 나타나고, 중앙에서 +/-7도, 허브와 쉬라우드에서 +/-5도 정도였다. 전체적으로 정성적으로는 잘 일치하고, 정량적으로는 상당히 일치하는 결과를 보여주었다.

이러한 연구를 통해서 저자가 요약한 결론 중 중요한 것은 다음과 같다.

- (1) 제한된 구역을 제외하고는 임펠러 내부 유동은 정상 상태에 가깝고, 디퓨저의 입구에서 초음속 유동이 형성되는 경우에는 다르다.
- (2) 임펠러에서 형성되는 제트/후류는 디퓨저의 입구까지도 혼합이 완전히 이루어지지 않는다.
- (3) 디퓨저 입구에서 유동 속도와 각도의 변화가 심하다.
- (4) 유동의 비정상 상태는 디퓨저의 입구에서 상당히 크나, 하류에서는 급격히 약해지고 비정상 상태가 존재하지만 주기적이지는 않다. 이는 디퓨저의 허브/압력면 구석에서 발생하는 스톨의 영향으로 생각된다.
- (5) 디퓨저의 스펠 방향의 유동 변화가 디퓨저의 성능에 큰 영향을 미친다. 특히 디퓨저의 허브/압력면 구석에서 발생하는 스톨이 손실에 큰 영향을 미친다.

4. 연구 전망

이상에서 원심 압축기의 구조적 특성과 성능 특성을 살펴보고, 제한된 범위에서 임펠러 내부 유동 및 채널 디퓨저에 대한 수치해석 예를 통해서 원심 압축기 내부 유동 특성에 대하여 살펴보았다. 앞으로 CFD 기술의 응용 연구 분야를 요약하면 다음과 같다.

- (1) 간극 유동을 포함하는 임펠러 내부유동의 수치해석
- (2) 임펠러 내부 비정상 유동해석
- (3) 임펠러 입구의 유동이 충격파를 수반하는 경우의 수치해석
- (4) 임펠러 출구와 디퓨저 입구에서 혼합 유동의 수치해석

- (5) 베인 디퓨저 내부의 정상 및 비정상 유동해석
- (6) 채널 디퓨저 내부의 정상 및 비정상 유동해석
- (7) 스톨 현상을 포함하는 시스템 내부의 유동해석
- (8) 고차 난류모델을 이용한 유동손실 메커니즘의 연구
- (9) 원심 압축기 시스템 해석을 위한 수치 격자에 대한 연구
- (10) 수렴성 높고 안정된 수치 알고리즘 연구
- (11) 비구조 수치격자의 응용에 관한 연구

참고문헌

- [1] Karki, K. C., and Patankar, S. V., 1988, "Calculation Procedure for Viscous Incompressible Flows in Complex Geometries," Numerical Heat Transfer, Vol. 14, pp. 295-307.
- [2] 강신형, 최영석, 전상규, 1994, "원심압축기 회전차 내부의 3차원 유동해석," 전산유체역학 분과회 학술대회 논문집
- [3] Ramamurti, R., Ghia, U., and Ghia, K. N., 1988, "Simulation of Two-Dimensional Viscous Flow Through Cascade Using a Semi-Elliptic Analysis and Hybrid C-H Grids," NASA CR 4180.
- [4] Eckardt, D., 1980, "Flow Field Analysis of Radial and Backswept Centrifugal Compressor Impellers PART 1 : Flow Measurements Using a Laser Velocimeter," The 25th Annual International Gas Turbine Conference, New Orleans, Louisiana, March 9.-13., pp. 77-86.
- [5] Eckardt, D., 1976, "Detailed Flow Investigations Within a High Speed Centrifugal Compressor Impeller," Journal of Fluids Engineering, Vol. 98, pp. 390-402.
- [6] Hah, C., Bryans, A. C., Moussa, Z., and Tomsho, M. E., 1988, "Application of Viscous Flow Computations for the Aerodynamic Performance of a Backswept Impeller at Various Operating Conditions," Journal of Turbomachinery, Vol. 110, pp. 303-311.
- [7] Jeske, H. O. and Teipel, I., "A Theoretical Investigation of Transonic Flows in Radial Compressor Diffusers," Trans. ASME Journal of Engineering for Power, Vol. 105, pp. 452-456, 1983.
- [8] Baldwin, B. S. and Lomax, H., "Thin Layer Approximation and Algebraic Model for Separated Turbulent Flow," AIAA Paper 78-257, 1978.
- Cumpsty, N. A., "Compressor Aerodynamics," Longman Scientific & Technical.
- [9] Patankar, S. V., Liu, C. and Sparrow, E. M., "Fully Developed Flow and Heat Transfer in Ducts Having Streamwise-Periodic Variations of Cross-Sectional Area," Trans. ASME Journal of Heat Transfer, Vol. 99, pp. 180-186, 1977.
- [10] Shreeve, R. P., Elazar, Y., Dreon, J. W. and Baydar, A., "Wake Measurements and Loss Evaluation in a Controlled Diffusion Compressor Cascade," Trans. ASME Journal of Turbomachinery, Vol. 113, pp. 591-599, 1991.
- [11] 권 기범, 송 동주, "압축성 Navier-Stokes 방법을 상용한 익렬내의 저속유동에 관한 연구," 대한기계학회 '95년도 열 및 유체공학부분 학술대회 논문집, pp. 164-169, 1995.
- [12] M.N., Dawes, A simulation of the unsteady interaction of a centrifugal impeller with its vaned diffuser: Flow analysis, J. of Turbomachinery, Vol.117, pp. 213-222, 1995.