

## 탠덤 디퓨저의 상대 위치에 따른 원심압축기 성능 예측

노준구\* · 김진한\*

### Numerical Analysis on the Performance Prediction of a Centrifugal Compressor with Relative Positions of Tandem Diffuser Rows

Jun-Gu Noh\*, Jin-han Kim\*

*Key Words: Turboshaft engine (터보샤프트 엔진), Centrifugal compressor (원심압축기), Tandem diffuser (탠덤 디퓨저)*

#### ABSTRACT

The performance of a centrifugal compressor composed of an impeller, tandem diffuser rows and axial guide vanes has been predicted numerically and compared with available experimental results on its design rotational speed. The pitchwise-averaged mixing plane method was employed for the boundaries between rotor and stator to obtain steady state solutions. The overall characteristics showed difference according to the relative positions of tandem diffuser rows while the characteristics of impeller showed almost identical result. The numerical results agree with the measured data in respect of their tendency. It turned out that 0% of relative positions is the worst case in terms of static pressure recovery and efficiency. According to the experimental results, some pressure fluctuations and malfunction of the compressor were observed for 75% case. However, this numerical calculation using mixing plane method did not capture any of those phenomena. Thus, unsteady flow calculation should be performed to investigate the stability of the compressor caused by different diffuser configuration.

#### 1. 서론

지난 수십 년 간 크기가 작은 항공기용 가스터빈엔진에는 소형경량화의 요구조건을 만족시키기 위해 원심압축기가 널리 사용되어 왔으며 이와 동시에 연료소비율을 감소시킬 수 있는 높은 압력비의 원심압축기에 대한 많은 연구가 이루어졌다.<sup>(1-3)</sup>

한국항공우주연구원에서는 800 마력급 회전익기용 터보샤프트 엔진의 요소 부품으로 2단의 축류압축기를

개발하였고 이와 연계하여 이미 개발된 축류압축기와 결합 가능한 고압 원심압축기의 개발을 성공적으로 완료하였다.

개발된 원심압축기는 허브-팁 비 (hub to tip ratio) 가 0.641로 일반적인 원심압축기의 경우에 비해 상당히 큰 값을 가지고 있으며 엔진의 소형화를 위해 전체 직경에도 제한이 가해졌다. 이러한 설계요구사항의 한계에도 불구하고 성능시험을 통해 설계점 유량 1.64 kg/s에서 압축비 5.05, 효율 81.2%의 높은 성능을 확인하였다.<sup>(4)</sup>

넓은 작동범위에서 높은 효율을 갖는 원심압축기의 설계를 위해 압축기의 단당 압력비는 4 이하가 되도록

\* 한국항공우주연구원

책임저자 E-mail : jgnoh@kari.re.kr

Table 1 Basic design parameters of the compressor

Mass flow rate	1.64 kg/s	
Rotational speed	36,772 RPM	
Total pressure ratio	4.89	
Adiabatic efficiency	greater than 0.80	
Inlet flow angle	27.8°	
Outlet flow angle	90°	
Impeller inlet tip diameter	153 mm	
impeller inlet hub diameter	98 mm	
Impeller inlet hub to tip ratio	0.641	
Axial length	118 mm	
External diameter	465 mm	
Number of blades	Impeller	18/18
	Tandem diffuser	27/27
	AGV	85

하는 것이 일반적이지만 설계요구조건에 따라 압력비를 4 이상으로 증가시키면 임펠러 출구에서 디퓨저로 유입되는 유동은 초음속이 되며<sup>(5)</sup> 이 경우 효과적으로 정압을 회복시킬 수 있는 디퓨저의 설계가 매우 중요하다. 원심압축기의 디퓨저 특성에 대한 많은 연구 결과가 발표되었는데 그 중에 주목할 만한 연구는 베인과 베인의 원주방향 거리가 상대적으로 긴 유형의 캐스케이드 디퓨저(cascade diffuser)에 대한 것으로 베인이 없는 디퓨저에 비해 압력회복이 높고 목(throat)에서의 압력분포나 봉쇄(blockage) 등이 전체성능에 미치는 영향이 작아서 작동범위가 넓어지는 장점이 있다. Senoo<sup>(6)</sup>가 위와 같은 낮은 현질비(low solidity)의 디퓨저 개념을 소개한 이래 이 개념을 천음속 원심압축기에 적용하는 많은 연구가 이루어졌다.<sup>(7)~(9)</sup>

임펠러의 압력비가 5가 넘는 본 연구 대상 원심압축기의 경우 디퓨저 입구의 천음속 유동을 짧은 디퓨저 유로를 통하여 효과적으로 감속시키기 위해 2열의 베인 디퓨저를 사용하여 높은 효율을 달성하였다.

일반적으로 2열의 베인 디퓨저로 구성된 탠덤 디퓨저를 사용하면 다른 종류의 디퓨저를 사용하는 경우에 비해 안정적이면서도 넓은 유량 범위에서 더 높은 효율을 얻을 수 있고 탈설계점에서의 효율저하도 최소화시킬 수 있는 것으로 알려져 있다.<sup>(10)</sup>

또한 탠덤 디퓨저의 두 번째 열 베인 전연과 첫 번째 열 베인 후연이 이루는 피치 방향의 상대 위치에 따라 원심압축기의 효율이 달라지는 것으로 밝혀졌는데<sup>(11,12)</sup> 본 논문에서는 이러한 탠덤 디퓨저의 상대 위치가 압축기의 전체 성능에 미치는 영향을 유동해석을 통하여 확인하고 그 결과를 실험치<sup>(13)</sup>와 비교하여 유동해석의 신뢰성을 검증하였다.

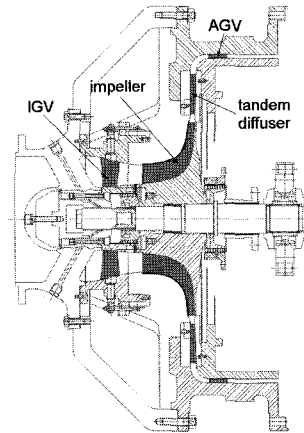


Fig. 1 Detailed drawing of the compressor

## 2. 원심압축기의 제원 및 해석 기법

개발된 원심압축기는 입구 유도익 (IGV, inlet guide vane), 임펠러, 베인 없는 디퓨저 (vaneless diffuser), 탠덤 디퓨저, 곡관 (radial-axial bend), 출구 유도익 (AGV, axial guide vane)으로 이루어져 있다. Table 1에 원심압축기의 주요 설계변수를 정리하였고 Fig. 1에 전체 도면을 나타내었다.

21개의 블레이드를 갖는 입구 유도익은 임펠러 입구에서 27.8°의 스웰 (swirl) 각도를 만들어 준다. 이는 축류압축기 후방의 유동이 27.8°의 동일한 스웰 각을 갖고 있기 때문에 이를 모사하기 위함이다.

임펠러는 원심압축기의 핵심을 이루는 부분으로 전 압력비 5.37, 효율 0.895의 높은 성능을 목표로 설계되었으며 18개의 메인 블레이드와 더불어 임펠러 출구에서 블레이드에 걸리는 하중을 감소시키기 위해 18개의 스플리터를 갖고 있다. 블레이드의 팁 간극은 전연에서 0.22 mm, 후연에서 0.42 mm이다.

탠덤 디퓨저는 각각 27개의 블레이드를 갖는 2열의 베인 디퓨저로 이루어져 있다. 블레이드의 높이는 디퓨저 입구에서 6.7 mm, 출구에서 9 mm로 차오면에서의 확산각은 허브에서 2.1418°가 된다. 두 번째 열 디퓨저는 첫 열의 디퓨저와 블레이드의 상대적인 위치를 조정할 수 있도록 회전이 가능하게 제작되었다. 첫 열과의 상대적 위치는 편으로 고정하며  $\bar{t} = 0, 0.25, 0.5, 0.75$ 의 4 가지 위치를 설정할 수 있다. 디퓨저 열의 상대적 위치를 나타내는  $\bar{t}$ 는 Fig. 2와 식 (1)의 정의를 따르며 0.25 위치가 기본 설계 사양이다.

$$\bar{t} = \frac{t_r}{t} \quad (1)$$

출구 유도익은 디퓨저 출구의 회전 유동을 축 방향으로 안내하면서 여분의 정압력을 얻는 기능을 담당하며 유동을 균일하게 잘 안내하기 위해 85개의 블레이드로 구성되어 있다.

유동해석에는 회전유체기계 전용 상용 소프트웨어인 FINE™/Turbo가 사용되었다. 계산 시간을 줄이기 위해 Baldwin-Lomax 난류 모델을 적용하였고 임펠러와 디퓨저, 디퓨저와 출구 유도익 사이에는 혼합면(pitchwise-averaging mixing plane) 기법을 적용하여 정상 상태(steady state) 해석을 수행하였다. 또한 입구 유도익에 의한 전압력 손실이 0.5% 밖에 되지 않아 유동해석 대상에서 입구 유도익 부분을 제외하는 대신 계산 격자 입구의 경계 조건으로 27.8°의 선회 성분을 고려하여 주었다.

Fig. 3에 원심압축기의 전체 계산 격자를 나타내었다. 혼합면 기법을 사용하기 때문에 하나의 블레이드 통로(blade passage)에 대한 격자만 생성되었으며 허

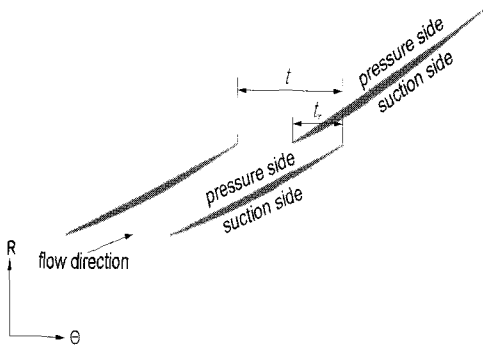


Fig. 2 Definition of relative position of diffuser rows

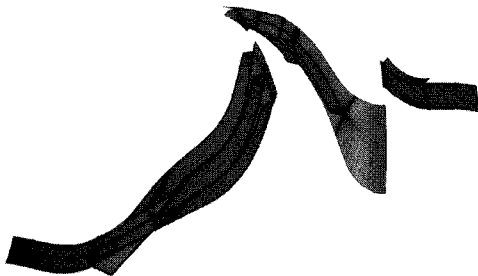


Fig. 3 Computational grids of the compressor

브, 쉬라우드, 블레이드 벽면에서 첫 번째 격자점의 y+ 값이 대략 1이 되도록 격자점을 분포시켰다.

임펠러, 탠덤 디퓨저, 출구 유도익을 포함한 전체 격자점 수는 약 580,000 개이다. 임펠러 격자는 메인 블레이드와 스플리터 끝단의 팁 간극을 고려하여 생성되었으며 탠덤 디퓨저의 격자는 첫 번째 열 베인과 두 번째 열 베인이 이루는 상대 위치에 따라 모두 4 가지가 생성되었다. Fig. 4는 탠덤 디퓨저의 계산 격자로 두 번째 열 블레이드 위치가 각각 다름을 확인할 수 있다. 최종적으로 임펠러와 출구 유도익의 격자는 동일하고 디퓨저 부분의 격자만 다른 4 가지의 전체 격자계를 조합하여 유동해석을 진행하였다.

입구의 경계 조건으로 101,325 Pa, 288 K를 전압력과 전온도로 주었고 앞서 언급한 바와 같이 입구 유도익의 효과를 고려하여 유동각을 주었다. 출구 조건으로는 정압을 주었는데 초크가 되도록 충분히 낮은 값을 주어 수렴을 시킨 다음 정상적으로 수렴이 되는 한도 내에서 조금씩 배압을 올려가며 계산하였다. 수렴을 가속시키기 위해 3단계의 다중격자법(3 levels multigrid)을 적용하였는데 1번의 반복계산(iteration)에서 상위에서 하위 격자계 순으로 각각 1, 5, 16회를 계산하도록 하였다. 모든 계산에서 임펠러의 회전수는 설계점 값인 36,772 rpm이다.

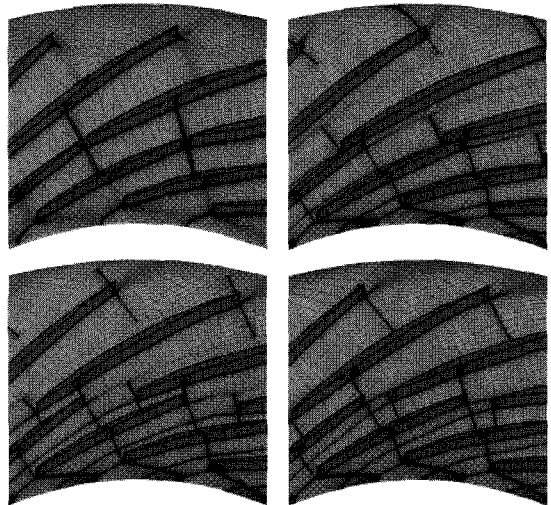


Fig. 4 Computational grids of tandem diffusers (0, 0.25, 0.75 and 0.5 relative positions in clockwise direction)

Table 2 Comparison of impeller performance at the design point

Parameter	Design	Calculation			
		0% position	25% position	50% position	75% position
$\dot{m}$	1.64	1.693	1.673	1.628	1.609
$PR$	5.54	5.419	5.458	5.516	5.54
$\eta$	0.895	0.893	0.894	0.894	0.894

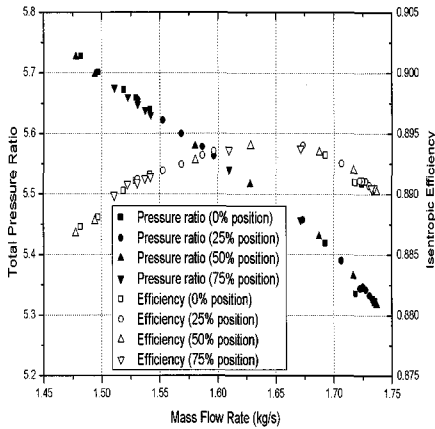


Fig. 5 Predicted impeller performance with different tandem diffuser configuration

### 3. 임펠러 성능

Table 2에 유동해석을 통해 얻은 임펠러의 성능을 설계치와 비교하여 정리하였다. 유동해석을 할 때 출구의 경계 조건으로 인해 설계점 유량과 정확히 일치하는 유량에서의 해를 얻을 수 없기 때문에 설계점 유량과 가장 가까운 점에서의 성능을 나타내었는데 설계요구 조건과 비교적 잘 부합됨을 알 수 있다. Table 2의 전압력비  $PR$ 과 효율  $\eta$ 는 식 (2)에 의해 계산되었다.

$$PR = \overline{P}_{o2} / \overline{P}_{o1}, \quad \eta = \frac{PR^{\frac{k-1}{k}} - 1}{\overline{T}_{o2} / \overline{T}_{o1} - 1} \quad (2)$$

여기에서  $\overline{P}_o$ 와  $\overline{T}_o$ 는 평균 전압력과 전온도이며  $k$ 는 공기의 비열비, 하첨자 1과 2는 각각 임펠러의 입구와 출구를 의미한다.

Fig. 5는 임펠러의 성능 곡선이다. 임펠러 후방에 위치하는 tandem 디퓨저의 블레이드 배열 상태가 다른 경우에도 임펠러의 성능은 거의 영향을 받지 않는 것으로

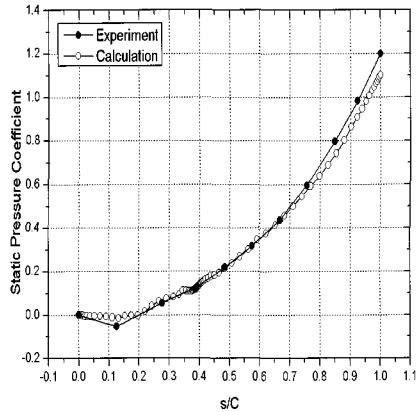


Fig. 6 Static pressure coefficient distribution on the impeller casing

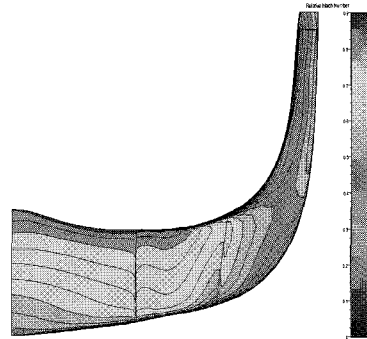


Fig. 7 Pitchwise averaged relative Mach number contour of the impeller

나타났다. 이는 임펠러 출구의 유동이 초음속이기 때문에 그 이후의 유동이 임펠러 내부까지 영향을 미치지 못하기 때문인 것으로 여겨지나 임펠러와 디퓨저 사이에 혼합면 기범을 도입하였으므로 추후 이에 대한 세밀한 검토가 있어야 할 것이다.

tandem 디퓨저의 상대 위치가 25%인 경우 설계점과 가장 가까운 유량에서 임펠러 케이싱의 정압력 분포를 Fig. 6에 실험치와 함께 나타내었다. 임펠러 출구로 갈수록 계산 결과가 실험치에 비해 조금씩 낮게 예측되었으나 계산 유량과 실험 유량이 각각 1.673 kg/s와 1.6363 kg/s로서 동일하지 않다는 것을 감안하면 계산과 실험의 결과가 잘 일치하는 것으로 판단할 수 있다.

회전 방향으로 평균된 임펠러의 상대 마하수 분포를 Fig. 7에 나타내었다. 임펠러 팁 간극의 영향을 확인할 수 있지만 팁 간극을 제외한 임펠러 영역에서의 역류는 관찰되지 않았다.

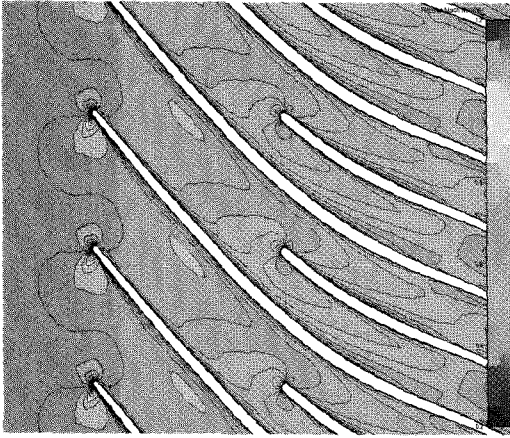


Fig. 8 Relative Mach number contour on the mid-span of impeller

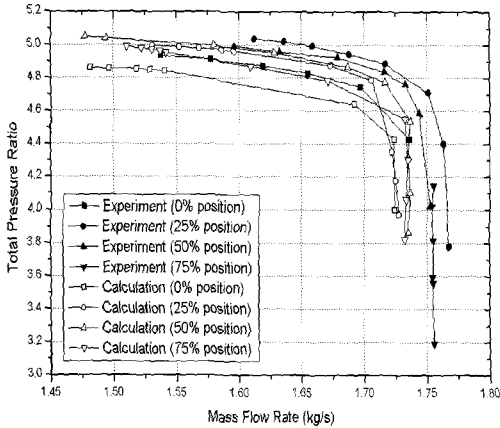


Fig. 9 Overall total pressure ratio of the compressor with different relative positions of tandem diffuser

Fig. 8은 임펠러 중간 스펠에서의 상대 마하수 분포이다. 메인 블레이드의 전연에 마하수가 1 이상인 부분이 국부적으로 존재하나 강한 충격파는 보이지 않는다. 메인 블레이드의 전연에서 스플리터가 시작되는 곳까지 흡입면과 압력면의 경계층이 거의 대칭적으로 성장하며 스플리터의 윗면과 아랫면의 속도 분포도 비교적 균일함을 확인할 수 있어 임펠러의 설계가 잘 되었음을 알 수 있다.

#### 4. 전체 성능 및 탠덤 디퓨저 성능

본 연구 대상 원심압축기의 가장 큰 특징은 2열의 탠

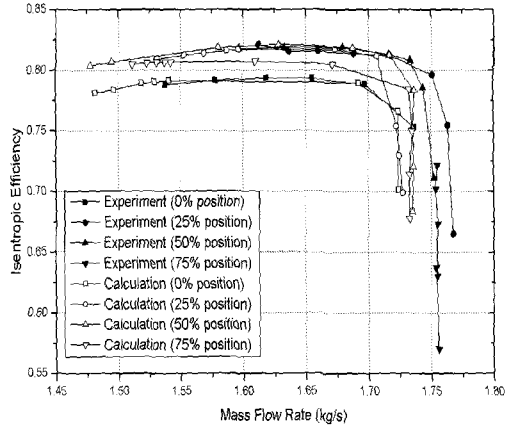


Fig. 10 Overall efficiency of the compressor with different relative positions of tandem diffuser

덤 디퓨저를 사용하여 임펠러 출구에서 디퓨저 입구로 유입되는 천음속 유동을 효과적으로 감속시킨다는 것이다. 앞서 살펴본 바와 같이 임펠러의 성능은 임펠러 후방의 다른 요소들과 관계없이 독립적이기 때문에 원심압축기의 전체 성능은 결국 디퓨저의 성능에 의해 좌우된다고 할 수 있다.

Fig. 9와 Fig. 10에 유동해석으로 얻은 원심압축기의 전압력비와 효율을 실험치와 비교하였다. 전체 전압력비와 효율은 임펠러 입구와 출구 유도의 출구를 기준으로 식 (2)에 의해 도출되었다. 여기에서 주지할 만한 사실은 탠덤 디퓨저의 상대 위치가 75% ( $\bar{t} = 0.75$ )인 경우 불안정한 유동 특성이 관찰되었고 이로 인해 성능시험이 제대로 이루어지지 않은 반면 (Fig. 10 참조) 해석은 저유량 영역의 값까지 얻을 수 있었다는 것이다. 이는 혼합면 기법을 이용한 정상 상태 해석이 회전유체기계의 전체적인 성능 예측을 목적으로 하는 경우 여러 면에서 장점을 가지고 있지만 안정 특성을 모사하는 데에는 한계가 있음을 알려 주는 것이다. 이와 관련된 연구를 위해서는 비정상 유동해석이 수행되어야 할 것으로 사료된다.

성능 시험과 유동 해석 결과 모두 탠덤 디퓨저의 상대 위치가 25%와 50%인 경우의 전압력비와 효율이 0%와 75% 상대 위치에 비해 전체적으로 높은 것을 알 수 있다. 전압력비는 실험치의 경우 25% 상대 위치가 50%에 비해 다소 높게 측정되었으나 계산 결과는 50%의 것이 약간 높게 나왔다. 반면 효율의 경우 실험과 계산 모두 50%의 상대 위치에서 가장 높으며 전압력비에 비해 실험치와 계산 값이 상당히 잘 일치한다.

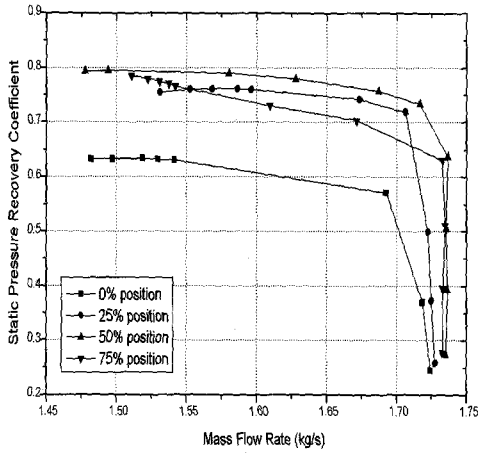


Fig. 11 Static pressure recovery coefficient of the tandem diffusers

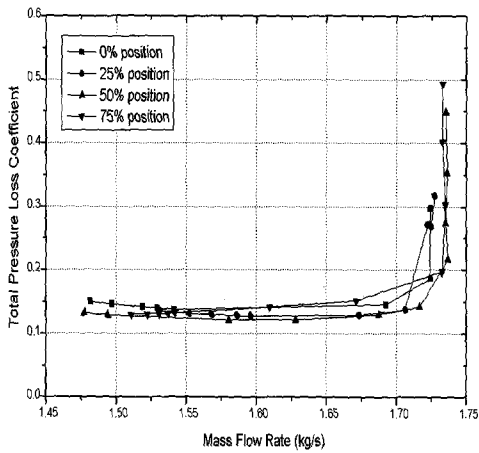
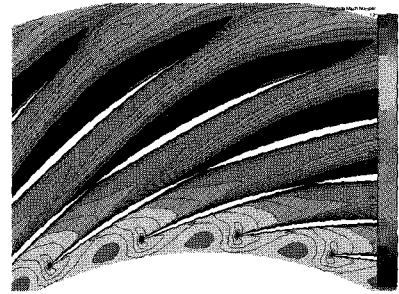


Fig. 12 Total pressure loss coefficient of the tandem diffusers

유동해석 결과에서 탠덤 디퓨저의 성능만을 살펴보기 위해 Fig. 11과 Fig. 12에 디퓨저의 정압력 회복계수와 전압력 손실계수를 나타내었다. 정압력 회복계수  $C_{pr}$  과 전압력 손실계수  $C_{pl}$ 는 식 (3)의 정의에 의해 계산되었다.

$$C_{pr} = \frac{\bar{P}_4 - \bar{P}_3}{\bar{P}_{o3} - \bar{P}_3}, \quad C_{pl} = \frac{\bar{P}_{o3} - \bar{P}_{o4}}{\bar{P}_{o3} - \bar{P}_3} \quad (3)$$

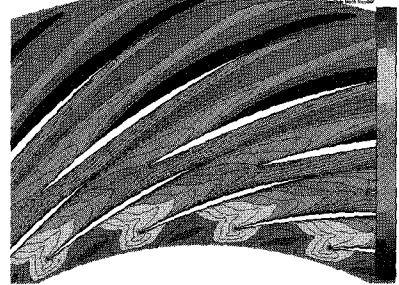
여기에서  $\bar{P}$ 와  $\bar{P}_o$ 는 평균 전압력과 정압력이며 하며 첨자 3과 4는 각각 탠덤 디퓨저의 입구와 출구를 의미한다.



(a) 0% relative position



(b) 25% relative position



(c) 50% relative position



(d) 75% relative position

Fig. 13 Absolute Mach number contour on the mid-span of tandem diffuser near the design point

50%의 상대 위치, 즉, 탠덤 디퓨저의 두 번째 열 블레이드 전연이 첫 번째 열의 블레이드 후연 사이에 위치할 때 디퓨저 입구로 들어오는 동압력이 디퓨저 블레이드를 거치면서 정압력으로 회복되는 비율이 가장

높고 두 번째 열 블레이드가 첫 번째 열 블레이드의 바로 뒤에 연속으로 위치하는 0% 상대 위치의 경우에는 정압 회복 정도가 다른 경우에 비해 현저하게 낮은 것을 알 수 있다.

전압력 손실의 경우 각 상대 위치에 따른 차이가 정압력 회복계수 만큼 뚜렷하지는 않지만 전체적으로 볼 때 25%와 50% 상대 위치에서의 전압력 손실이 0%와 75% 위치일 때의 손실보다는 적은 것으로 예측되었다. 따라서, 정압력 회복과 전압력 손실 면에서 볼 때 탠덤 디퓨저의 성능은 50% 상대 위치일 때 최대가 되고 0% 위치일 때 가장 낮다. 앞서 살펴본 바와 같이 원심압축기의 전체 성능 역시 이를 그대로 반영하고 있다.

Fig. 13에 디퓨저 블레이드의 중간 높이에서 마하수 분포를 나타내어 탠덤 디퓨저 내부의 유동장을 살펴본 것이다. 0% 상대 위치의 경우 첫 번째 블레이드를 따라 형성된 경계층이 두 번째 블레이드에 그대로 이어지면서 더욱 크게 성장하여 결국 두 번째 블레이드의 압력면에 넓은 역류 영역이 형성되는데 이는 정압력 회복의 저해 요인으로 이 위치에서 정압력 회복 계수가 가장 낮은 이유에 대한 설명이 될 수 있다.

나머지 세 가지 상대 위치의 경우 첫 번째 블레이드에서 발생한 경계층이 두 번째 블레이드에 직접적인 영향을 미치지 않는기 때문에 두 번째 블레이드에서 생성되는 역류 영역이 0% 상대 위치의 것보다는 넓지 않다. 그러나 첫 번째 블레이드에서 발생한 후류가 두 번째 블레이드에 영향을 주는 정도에 따라 박리 영역의 크기에 변화가 있음을 확인 할 수 있고 이에 따라 디퓨저의 성능 역시 달라지는 것으로 판단된다. 25%와 50%의 경우 두 번째 블레이드의 전연이 첫 번째 블레이드 후연보다 전방에 위치하기 때문에 후류의 영향을 적게 받아 박리가 크게 일어나지 않지만 75%의 경우 두 번째 블레이드 전연이 후류보다 뒤에 있기 때문에 후류에 의한 영향이 상대적으로 많아 박리가 더 넓은 영역에 걸쳐 발생한다.

## 6. 결론

회전익기용 터보샤프트 엔진의 구성 요소로 개발이 완료된 고압 원심압축기에 대한 유동해석을 수행하였다. 그 결과 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

1) 유동 해석 결과 임펠러의 성능은 탠덤 디퓨저의 상

대 위치에 따른 영향을 거의 받지 않는 것으로 나타났다. 이는 임펠러 출구의 유동이 초음속이기 때문인 것으로 판단된다.

- 2) 탠덤 디퓨저의 성능이 원심압축기의 성능을 좌우한다는 사실을 해석적으로 확인할 수 있었으며 해석 결과와 시험 결과 모두 탠덤 디퓨저의 상대 위치가 25%와 50%인 경우의 전압력비와 효율이 0%와 75%인 경우에 비해 전체적으로 높은 동일한 경향을 보였다.
- 3) 탠덤 디퓨저 내부의 유동장을 살펴본 결과 첫 번째 블레이드를 따라 성장하는 경계층이 두 번째 블레이드에 영향을 미치는 정도에 따라 디퓨저의 성능에 차이가 발생함을 알 수 있었으며 25%와 50% 상대 위치일 때가 0%와 75% 상대 위치인 경우에 비해 그 영향이 적어 정압회복 정도가 큰 것으로 나타났다.
- 4) 탠덤 디퓨저의 상대 위치가 75%인 경우 불안한 유동 특성으로 인해 저유량 영역의 시험이 제대로 이루어지지 않았으나 혼합면 기법을 이용한 정상 상태 유동해석으로는 이러한 불안정성을 모사하지 못하였다. 따라서 보다 심도 있는 연구를 위해서는 비정상 상태 유동해석이 수행되어야 할 것이다.

## 참고문헌

- (1) Osborne, C., Runstadler, P. W., Stacy, W. D., 1975, Aerodynamic and Mechanical Design of an 8:1 Pressure Ratio Centrifugal Compressor, NASA CR-134782.
- (2) Came, P. M., Herbert, M. V., 1980, Design and Experimental Performance of Some High Pressure Ratio Centrifugal Compressors, AGARD CP-282
- (3) Colantuoni, S., Colella, A., 1993, Aerodesign and Performance Analysis of a Radial Transonic Impeller for a 9:1 Pressure Compressor, ASME Journal of Turbomachinery, Vol 115, pp. 573~581.
- (4) 이대성 외 6인, 2000, 헬리콥터용 요소부품 성능향상 기술개발, 한국항공우주연구원 최종보고서, UCN99270
- (5) Kenny, D. P., 1972, Supersonic Radial Diffusers, AGARD Lecture Series 39.

- (6) Senoo, Y., 1981, Low Solidity Circular Cascade for Wide Flow Range Blower, Proceedings of Advanced Concepts in Turbomachinery, Fluid Dynamics Institute, Hannover-NH.
- (7) Hayami, H., Senoo, Y., Utsunomiya, K., 1990, Application of a Low-Solidity Cascade Diffuser to Transonic Centrifugal Compressor, ASME Journal of Turbomachinery, Vol 112, pp. 25~29.
- (8) Osborne, C., Strokes, J., 1988, The Application of Low Solidity Diffusers in Centrifugal Compressors, ASME FED. 69, pp. 89~101.
- (9) Bonaiuti, D., Arnone, A., Hah, C., Hayami, H., 2002, Development of Secondary Flow Field in a Low Solidity Diffuser in a Transonic Centrifugal Compressor Stage, ASME Paper No. GT-2002-30371
- (10) Japikse, D., 1992, Centrifugal Compressor Design and Performance, Vol 1, Concepts ETI, USA, pp. 3-41~3-66.
- (11) Seleznirov, K. P., Galerkin, Yu. B., 1982, Centrifugal Compressors, Mashinostroenie, Russia, pp. 138~151.
- (12) 이기수, 이은석, 김진한, 양수석, 2002, “임펠러, 디퓨저, 출구유도익을 포함한 원심압축기의 성능 수치해석”, 한국항공우주학회 춘계 학술발표회 논문집, pp. 503~508
- (13) Kim, J., Yang, S., 2002, Test of a 4.9:1 Pressure Ratio Centrifugal Compressor Stage, KARI TM-TM-2002-004.