대한기계학회논문집(B) 제 20 권 제 11 호, pp. 3639~3648, 1996

〈논 문〉

Pinch 디퓨저를 사용한 원심압축기의 공력성능연구

오종식*

(1996년 3월 7일 접수)

The Effect of Pinched Diffuser on Aerodynamic Performance in a Centrifugal Compressor

Jong Sik Oh

Key Words: Pinch, Surge Margin(서지마진), Stall(스톨), Cascade Airfoil Diffuser(익렬디퓨저), Aerodynamic Performance(공력성능), Efficiency(효율)

Abstract

The effect of 15% pinched diffuser in a centrifugal air compressor with a cascade airfoil diffuser on the aerodynamic performance is investigated using a numberical approach. The commerical CFD code for three-dimensional, turbulent, compressible flow fields is executed for various mass flow rates at a design speed which can be obtained as long as the caculation succeeds. The pinched diffuser is found to help improve the instability of flow within vaneless diffuser space, especially the reverse flow near shroud, and to change both stall/surge line and choking line to increase the surge margin. It is also found to generate more favorable increase of static pressure in diffuser region, and to increase the resulting pressure ratio and efficiency.

1. 서 론

원심압축기의 공력설계 단계에서 가장 중요한 임무 중의 하나가 안정운전범위(stable operation range)를 확보하는 일이다. 원심압축기가 단독기계 시스템으로서 이용되는 경우나 혹은 전체기계 시스템에서 하나의 구성요소 기계로 이용될 경우 모두, 시스템 설계자가 원하는 안정운전범위를 만족시키도록 설계해야 한다. 그러나 공력설계에 영향을 미치는 많은 주변인자가 복잡하게 서로 연결되어 있어서, 모두를 만족시키는 설계는 현재 사실상 불가능하기 때문에, 가능한 모든 인자를 고려하면서 최대한 요구사양을 만족시킬 수 있도록 설계하는 일이 가장 중요하고 어려운 일이다. 안정운전범위를 흔히 서지마진(surge margin)이라고 부르는데, 이는 설계자마다 서로 다른 정의를 사용하지만 대개의 경우, 일정한 회전수에서 스톨(stall)(혹은 서지)유량과 설계유량과의 차이를 설계유량으로 무차원화한 값으로 정의한다. 서지마진은 그동안 꾸준한 연구를 통하여 임펠러 및 디퓨저의 종류와 형상, 입사각(incidence angle) 그리고 인듀서(inducer) 마하수 등에 의해 주로 영향을 받는다고 알려져 왔으며, 이를 더욱 확장시키는 방안에 대한 연구가 활발히 진행되고 있다. 그 중 중요한 몇가지 방안에 대하여 살펴보면 다음과 같다. Sloteman[1]은 인듀서스톨에 의해 발생하는 입구 재순환(recirculation) 유동의 영향을 줄이기 위하여 인듀서팁(tip) 전방에 2차순환유로를 설치하여 재유입시킴으로써 안정성을 향상시키는 방안을 제시하였다. Ludtke[2]는 베인 없는 디퓨저(veneless diffuser)내의 유동안정성을 확보하기 위하여 평행

*회원, 삼성항공산업(주) 엔진연구소 선임연구원

한 허브(hub)와 슈라우드(shroud)벽면 사이의 일정한 거리를 테이퍼(taper)지게 점차로 줄임으로써 임펠러에서 유출한 유동각을 변화시켜 디퓨저 스톨을 지연시키는 방안을 제시하였다. 그러나 상대적으로 증가하는 유속으로 인하여 마찰손실이 증가하여 압력비와 효율이 감소하는 단점을 안고 있다. Abdelhamid[3]는 평행한 허브와 슈라우드벽을 가변적으로 축방향으로 움직일 수 있도록 하는 축대칭 장치를 고안하여 디퓨저의 안정성에 긍정적인 결과를 얻었으나 높은 유량영역에서 손실이 급격히 증가하는 문제를 역시 안고 있다. Rodgers[4]는 입구안내깃(inlet guide vane)을 사용하여 서지마진을 증가시키는 연구를 수행하여 좋은 결과를 얻었고, 이러한 방법은 현재까지 많은 연구자에 의해 긍정적으로 평가되어 연구되고 있으나, 역시 압축기부하가 변화하여 압력비나 효율이 변화한다는 점과 부가적인 시스템을 전방에 설치해야 한다는 단점을 안고 있다.

본 연구에서는 Ludtke의 방법이 추구하는 효과를 부분적으로 얻으면서 마찰손실을 줄일 수 있는 방안인 Pinch 디퓨저를 베인 없는 디퓨저에 도입하여 압축기의 서지마진 향상에 어떠한 영향을 주는가를 공력성능적인 측면에서 살피고자 한다. Pinch 디퓨저란 디퓨저 입구나 출구부분에 국한하여 허브 쪽이나 혹은 슈라우드 쪽 벽면의 형상을 점차적으로 감소 또는 증가시켜서 압축기 안정성을 증가시키고자 하는 디퓨저를 말하며, 최근에 와서 제한적으로 채택되어 사용되고 있다. 기본원리는 베인 없는 디퓨저의 스톨을 보다 지연시키기 위하여, 디퓨저 폭을 인위적으로 감소시켜서 Pinch가 없는 경우에 유체밀도가 증가함으로써 야기되는 유동각의 감소를 방지하는 데에 있다. 이는 유동각을 제어하여 압축기의 서지마진이 증가하는 효과가 있는 반면에, 좁아진 유로로 유체속도가 증가하여 마찰손실이 증가하는 단점이 있다. 본 연구의 주요목적은 연구대상 압축기의 구성품시험에 앞서서 15% Pinch 디퓨저를 적용하는 경우가 Pinch 없는 경우에 비하여 압축기 전체성능의 측면에서 어느 정도의 효과가 있는가를 3차원 압축성 점성 수치해석법을 이용하여 해석가능한 유량범위내에서 성능결과를 얻어 그 효과를 비교분석하는 데에 있다.

2. 원심압축기

본 연구에서 사용한 원심압축기는 3단형 산업용 터보압축기의 제 3 단으로서 제원과 설계사양이 Table 1에, 그리고 외형단면도가 Fig. 1에 나타나 있다. 임펠러는 5축기계가공의 편리성을 위하여 splitter가 없는 일반형태의 임펠러를 채택하였고, 디퓨저로서는 압축기효율과 서지마진상에서 효과적으로 알려져 있는 작은 solidity의 익렬디퓨저(cascade airfoil diffuser)[5]를 적용하여 설계하였다. 베인 없는 디퓨저를 이용할 경우에 제작하기에 편리하고 제작비도 저렴한 장점이 있지만, 충분한 확산을 위해서는 상당히 긴 유로를 확보해야 하므로 외형크기면에서 결코 유리하지 않을뿐 아니라 마찰손실이 증가하고 또한 고도의 설계가 아닌 경우에는 스톨을 발생시켜 실패할 가능성이 크다. 흔

Table 1 Information about centrifugal compressor under study

Design mass flow	2.91kg/s	Impeller diameter	186mm
Design total pressure ratio	2.16	Number of impeller blades	22
Design total efficiency	86%	Impeller blade exit Angle	40deg(from tangential)
Design speed	38,000rpm	Diffuser airfoil section	NACA65(4A10)06
Design specific speed	81(US)	Number of diffuser vanes	11
Exit element	volute	Diffuser cascade solidity	1.15
Impeller exit width	12.3mm	Axial Hot Clearance	1.5mm(12.2%)
		Swirl Parameter(λ_2)	4.5

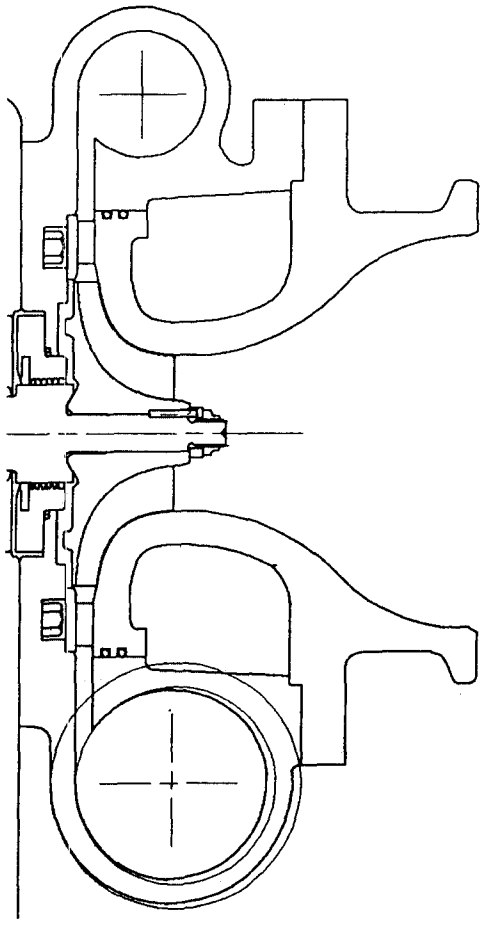

Fig. 1 Meridional view of centrifugal compressor

히 이용되고 있는 채널디퓨저(channel wedge diffuser)는 서지마진을 조금 희생하더라도 상대적으로 높은 압축기효율을 달성시키고자 할 때 적용하기 때문에 본 연구용 압축기에서는 서지마진과 효율을 동시에 고려하는 입장에서 익렬디퓨저를 채택하였다. 고효율의 다른 압축기에 비하여 상대적으로 비속도(specific speed)가 작기 때문에 임펠러의 충분한 확산과 효율의 증가를 위하여 Swirl Parameter인 $\lambda_2(\equiv C_{\theta 2}/C_{m2})$를 4.5로 하였으며, 이에 따라 임펠러 출구폭이 결정되었다. 임펠러 출구에서의 축방향 익말단 간극(tip clearance)은 본 압축기가 고도의 정밀성을 요구하는 항공기엔진용이 아니라 일반 산업용 터보압축기이기 때문에 손실에 의한 효율감소를 감수하더라도 제작과 조립시 용이함을 위하여 임펠러 출구폭의 12.2%로 설계하였다.

3. 수치해석방법

Pinch 디퓨저가 공력성능에 미치는 영향을 살펴보기 위하여 본 연구용 압축기에 두 가지 종류의 디퓨저를 설계하였다. 첫번째 경우는 임펠러 설계결과로 얻게 되는 임펠러 출구폭 길이 만큼의 일정한 거리를 두고 디퓨저 단면형상을 이루는 경우로서 이를 Pinch가 없는 디퓨저라고 한다. 다른 경우는 임펠러 출구에서부터 디퓨저 베인입구까지의 공간에서 점차로 유로가 줄어들어 임펠러 출구폭의 15%만큼 감소하는 경우로서 이를 Pinch 디퓨저라고 부르도록 한다. 15%라는 수치는 경험적인 값으로서 보통 임펠러 출구폭 길이의 10%~20% 사이의 값을 주로 사용한다. 그러나 이러한 수치도 앞으로 연구되어 밝혀져야 할 과제 중의 하나이기도 하다.

수치해석에 사용한 상용코드는 Dawes[6]의 BTOB3D-MSTAGE-SPLITTER로서 원심압축기 임펠러와 베인디퓨저로 구성되어 있는 하나의 stage를 동시에 해석할 수 있는 방법으로서 압축기 전체의 공력성능을 예측하기 위해서는 이와 같은 방법이 필수적이다. 코드명 중의 SPLITTER는 축류형 터보기계 블레이드 스팬 방향 Splitter를 의미하는 것으로서 본 연구에서와 같은 원심형 임펠러의 Splitter를 의미하지는 않는다. 레이놀즈평균 Navier-Stokes 방정식을 유한체적화하여 implicit/explicit 방법을 혼합하여 사용한 시간진행방법을 채택하였고, 난류모델로는 Baldwin-Lomax 모델을 이용하였다. 임펠러 영역내에서 익말단 간극을 수치모델화할 수 있도록 되어 있고, 수치안정성을 위하여 인공소산항으로써 Jameson[7]의 모델을 이용하였다. 그러나 회전하는 임펠러와 정지해 있는 디퓨저베인간의 상호작용(interaction)을 실제적으로 고려하기 위해서는 서로의 경계면에서 sliding mesh가 가능한 비정상(unsteady)해석을 수행하여야 하지만, 본 계산코드는 정상해만을 관심의 대상으로 하였기에, 임펠러와 베인디퓨저 계산영역간의 경계면에서 수치해를 회전방향으로 평균하여 디퓨저 영역 입구경계조건으로 사용하는 방법을 사용하였다. 또한, 본 계산코드는 일반적인 다단(multi-stage) 터보기계를 동시에 하나의 계산영역으로 하여 해석하는데, 초기의 가정된 유동장을 시작으로 주어진 시간간격(time step)에 대하여 시간이

진행함에 따라 임펠러와 디퓨저 영역을 하나로 생각하는 영역내에서 유동방향을 따라 계산을 수행한다. 계산 도중에 만나게 되는 임펠러와 디퓨저의 경계면에서는 구한 해를 회전방향으로 질량평균하고 다시 이어서 다음 격자로 이동하여 디퓨저 영역을 계산하면서 출구까지 진행한다. 이러한 과정을 하나의 시간간격에 대하여 수행하게 된다. 익말단 간극은 계산격자를 형성하는 과정에서 주어진 설계값만큼 간극이 확보되도록 하며 블레이드의 팁(tip) 부분은 두께가 적당한 곡률반경을 갖도록 감소시켜서 팁의 끝부분에서는 두께가 0이 되도록 하였다. 블레이드팁까지는 회전하는 경계조건을, 케이싱면은 정지해 있는 경계조건을 주어 익말단유동이 모사되도록 하였다.

4. 결과 및 고찰

본 연구에서는 수치해석영역내의 유동해의 국부적인 특성보다는 수치해석상 전체계산이 안정하게 가능한 유량범위에 주안점을 두었고, 이를 위해서는 수치해석이 실패할 경우에 대한 평가가 필요하다. 본 연구에서 사용한 상용코드인 BTOB3D-MSTAGE-SPLITTER는 유한체적법을 이용한 시간진행법으로써 입구와 출구경계면에서의 경계조건은 방정식의 특성상 특성(characteristic) 경계조건을 사용한다. 입구경계에서는 전압력(total pressure)과 전온도(total temperature), 그리고 유동각을 일정한 값으로 주는 반면에, 출구경계에서는 일정한 정압(static pressure)만을 주고 나머지 변수는 내부점에서 계산된 값을 이용하여 유동이 유출한다는 가정하에 외삽(extrapolation)하여 결정한다. 따라서 출구경계면에서 유동의 불안정성으로 인하여 역류가 발생할 경우 계산은 실패하게 되고, 이 때를 수치스톨점으로 판단할 수 있다. 압축기의 서지현상은 구성요소부의 국소적인 스톨에 의해서만 결정되는 것이 아니고 압축기를 포함한 전체시스템의 총체적인 비정상 현상이기 때문에 수치적으로 예측하는 일은 불가능하고, 또한 스톨현상 역시 구성요소 각각의 스톨이 경우에 따라서는 시스템서지에 영향을 주지 않을 수도 있으며 임펠러와 디퓨저간의 상호작용을 수치적으로 고려하지 않은 점등을 고려할 때 실제의 스톨현상과 수치스톨간의 명확한 차이가 있는 것은 사실이다. 그러나 시제품을 제작하여 성능시험을 통해 공력성능의 차이를 확인하기 이전에 수치적인 모델링을 여러 형상에 대하여 적용하여 성공가능한 선택의 폭을 줄여나가는 일은 반드시 필요하기 때문에, 본 연구에서는 수치스톨점이 압축기의 불안정한 작동점이라는 가정하에서 진행되었다.

수치해석에 사용된 격자계는 Fig. 2에서 보는 바와 같이 주유동(main flow) 방향으로 135개, 스팬방향으로 23개, 그리고 회전방향으로 23개로 이루어져 있고, Pinch 디퓨저의 경우에 슈라우드 쪽의 벽면형상은 2차함수를 사용하여 임펠러 출구폭의 15%만큼 디퓨저 폭이 감소되도록 결정하였다(Fig. 3). 공력설계측면에서만 볼 경우에는 슈라우드 벽면형상이 임펠러 출구에서 베인디퓨저 입구까지 공력손실을 최소화하기 위하여 중간에 변곡점을 갖는

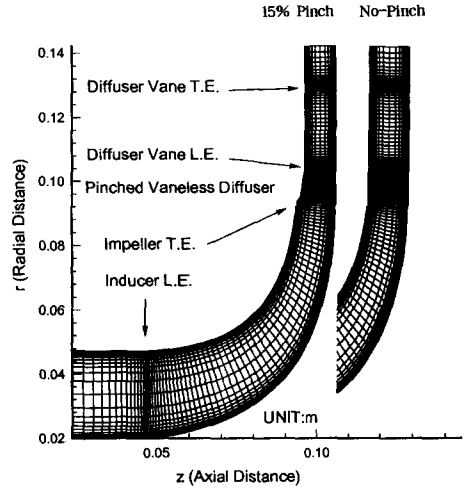

Fig. 2 Numerical grid system for the two cases (I×J×K=23×135×23 where I=circumferential, J=streamwise, K=spanwise)

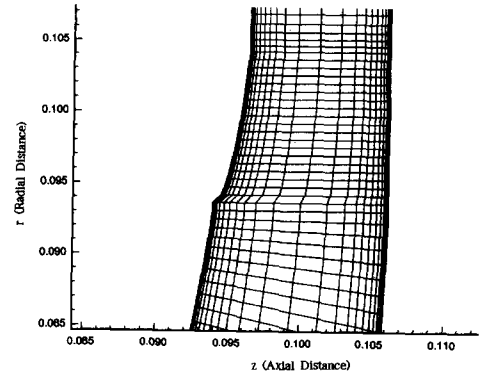

Fig. 3 15% pinched vaneless diffuser

임의의 곡선으로 설계해야 한다. 그러나 본 연구에서는 제작편의성을 고려하여 임펠러 출구쪽에서 발생하는 유동정체손실을 감수하면서 익형의 부압면 형상과 유사하도록 2차함수의 분포를 채택하였다. 계산에 사용한 컴퓨터는 CRAY-YMP Super-Computer로써 하나의 유량에 대하여 수렴해를 얻는데 CPU 시간으로 대략 75분이 소요되었는데 이는 다른 사용자의 수와 사용용량에 따라 차이가 있다. 다양한 적용범위를 위하여 일반 PC에서도 해석을 수행하였는데 IB PC-586(Intel Pentium 120MHz)의 경우 하나의 유량에 대하여 약 36시간 정도 소요되었다. 임펠러와 디퓨저내의 국부적인 유동해에 대한 평가를 전체유량점에 대하여 언급하는 것은 방대한 작업일뿐만 아니라 본 연구목적과 직접적인 관련이 없기 때문에, 여기서는 설계점부근의 유량에서의 유동해만을 살펴보도록 하며, 전체유량점에 대한 압축기의 공력성능변수에 대한 영향은 그 후에 언급하도록 한다. 참고로, 설계점에 대하여 수행한 유동해석 결과, 설계유량 2.91kg/s에 대하여 Pinch 디퓨저의 경우 2.90kg/s를, 그리고 Pinch 없는 경우에는 2.91kg/s의 수치해석 유량을 얻었다.

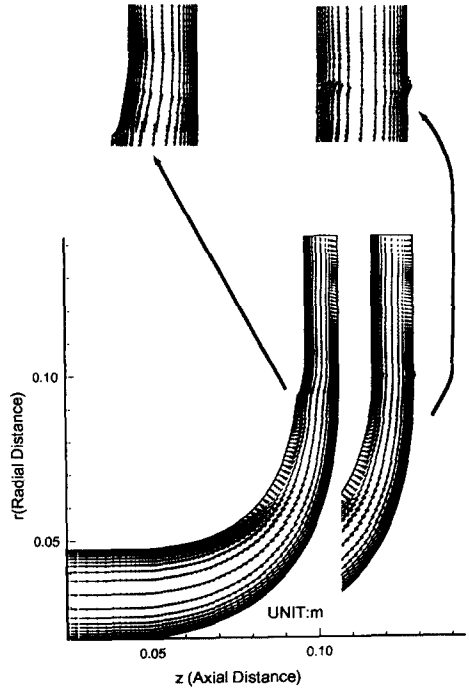

Fig. 4 Relative velocity vectors in mean H-S cross section

Fig. 4는 평균 H-S(Hub-to-Shroud) 단면에서의 상대속도장을, 그리고 Fig. 5는 상대마하수 분포를 보여주는데, 베인 없는 디퓨저 공간에서 Pinch가 없는 경우 자오면(meridional) 속도방향의 변화가 발견된 점을 제외하고는 전체적으로 서로 비슷한 속도장과 마하수 분포를 보이고 있다. Pinch가 없는 경우에 속도방향의 변화가 임펠러 출구로부터 점차 발달하지만 수치해석방법상 임펠러와 베인디퓨저간의 해석영역 경계면에서 회전방향으로 유동변수를 질량평균하기 때문에 그 경계면을 지나서는 균일한 속도장이 다시 시작하고 있는 점을 유의해야 한다. 임펠러 슈라우드 쪽을 따라 출구부근에서 상대속도가 점차로 감소하여 경계층이 상당히 성장하고 있음을 볼 수 있는데, 이는 일반적인 곡관의 내부유동이 내재적으로 가지고 있는 유동의 불안정성과, 특히 본 압축기의 경우와 같이 임펠러 출구폭과 익말단 간극이 비교적 큰 경우에 대부분 경험

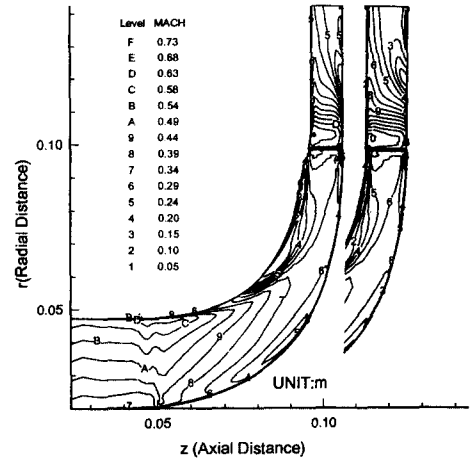

Fig. 5 Relative mach contours in mean H-S cross Section

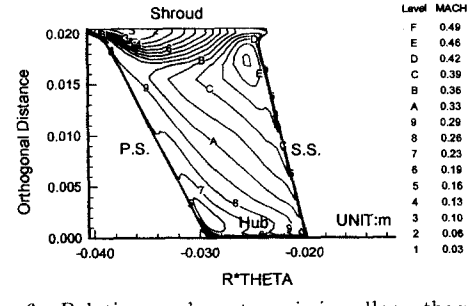

Fig. 6 Relative mach contours in impeller orthogonal plane at $m/m_T=1/2$ with pinched diffuser

하게 되는 유동특성이다. 본 압축기는 임펠러 출구에서의 익말단 간극이 출구폭의 12.2% 정도로 큰 편에 해당하여 익말단 누설와류에 의한 영향이 대부분일 것으로 판단된다. Fig. 6은 Pinch 디퓨저를 사용한 경우 임펠러 영역내의 유선 길이의 약 1/2에 해당하는 지점에서 주유동의 수직방향으로 바라본 유동단면에서의 상대마하수 분포를 보여주는데, 슈라우드 근처의 익말단간극 근처에서 상대마하수가 밀집되어 구배를 이루는 것으로 보아 간극을 통하여 누설와류가 활발하게 형성되고 있음을 알 수 있다. Pinch를 사용하지 않은 경우의 결과도 이와

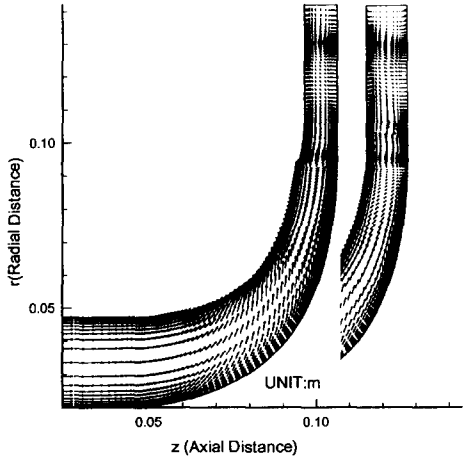

Fig. 7(a) Relative velocity vectors in H-S cross section near suction surface

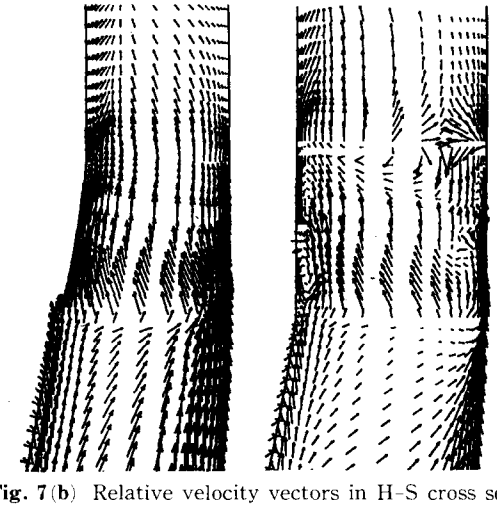

Fig. 7(b) Relative velocity vectors in H-S cross section near suction surface(for vaneless diffuser region)

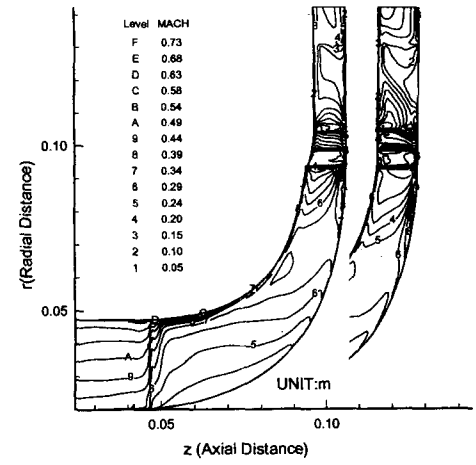

Fig. 8 Relative mach contours in H-S cross section near suction surface

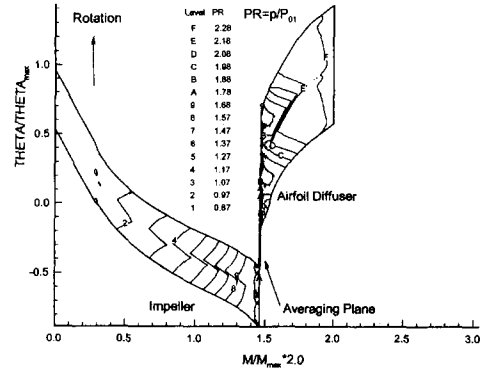

Fig. 9(a) Static pressure contours in mean B-B cross section with pinched diffuser

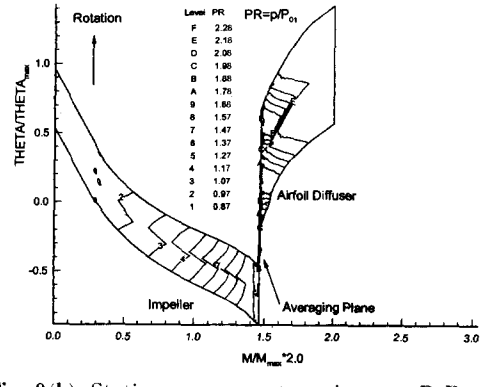

Fig. 9(b) Static pressure contours in mean B-B cross section without pinched diffuser

거의 동일하기 때문에 생략하였다. 이와 같은 결과로 본다면 향후에 3차원 형상설계 단계에서 익말단 간극의 크기와 유로형상, 그리고 블레이드각의 분포를 재조정하여 재설계해야 할 것으로 판단된다.

Pinch 디퓨저가 상대속도장에 주는 영향을 보기 위해서는 유동의 불안전성이 가장 현저하게 나타나는 부압면(suction surface) 근처에서의 속도장을 살펴보아야 할 것이다. Fig. 7(a), (b)에서 볼 수 있듯이 Pinch 디퓨저는 Pinch가 없는 경우에 슈라우드 근처에서 발생하는 국부적인 역류현상(Fig. 7(b))을 제거하여 가속시킴으로써 베인디퓨저로 유입하는 유동을 더욱 균일하게 만들어주고 있으며, 이러한 현상은 Fig. 8의 상대마하수 분포에서도 확인된다.

평균 B-B(Blade-to-Blade) 단면상의 정압분포와 상대마하수 분포에서는 Fig. 9(a), (b)와 Fig. 10(a), (b)에서 보는 바와 같이, Pinch 디퓨저에 의한 영향이 임펠러 영역에서는 거의 나타나지 않으나 디퓨저 중반 이후부터는 그 차이가 뚜렷히 나타나 Pinch 디퓨저의 경우 디퓨저 영역 전체에 걸쳐 정압상승과 유속의 확산이 고르게 진행되고 있다. 이러한 정압분포와 마하수 분포의 차이는 Fig. 11(a), (b)와 Fig. 12(a), (b)에서 보는 바와 같이 슈라우드 근처에서 더욱 심하게 나타나는데 이는 Pinch가 없는 경우 베인 없는 디퓨저내에서 발생한 유동의 불안정성이 확산되어 Fig. 7(a)에서 볼 수 있듯이 디퓨저 중반 이후부터 속도의 변화량이 거의 일정하게 유지되어 연속적인 정압상승에 기여하지 못하기 때문이다.

Fig. 13(a)는 Pinch 디퓨저를 사용한 경우 임펠러 출구단면에서의 자오선방향 속도성분을 3차원적으로 나타낸 것으로서 슈라우드의 부압면 쪽으로 후류(wake)가 생성되어 전형적인 불균일한 속도분포를 보여준다. Pinch를 사용하지 않은 경우의 결과도 이와 거의 동일하기 때문에 생략하였다. 임펠러출구에서부터 베인 없는 디퓨저 길이의 약 3/8에

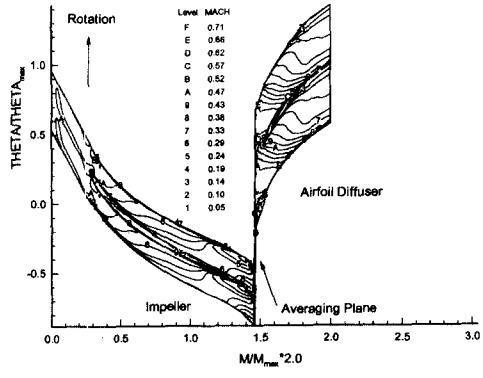

Fig. 10(a) Relative mach contours in mean B-B cross section with pinched diffuser

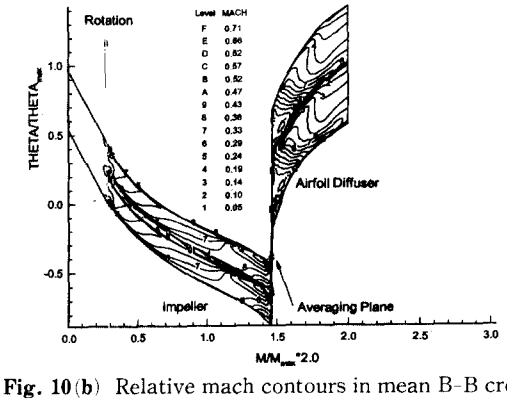

Fig. 10(b) Relative mach contours in mean B-B cross section without pinched diffuser

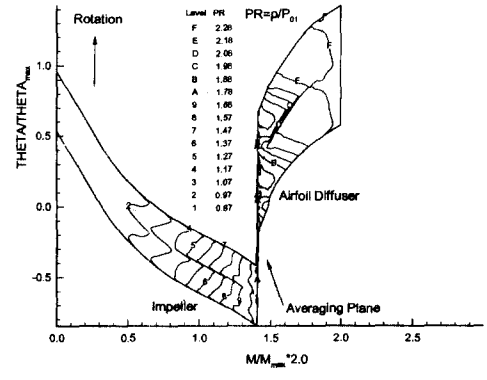

Fig. 11(a) Static pressure contours in B-B cross section near shroud with pinched diffuser

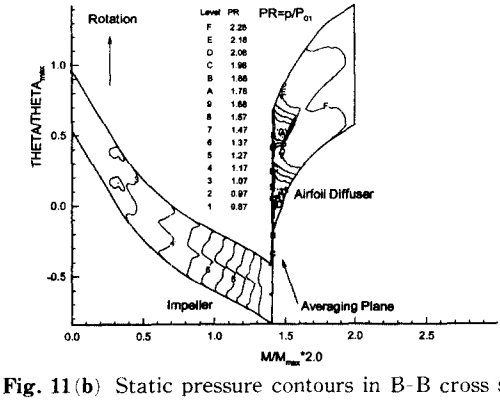

Fig. 11(b) Static pressure contours in B-B cross section near shroud without pinched diffuser

해당하는 위치에서의 자오선방향 속도분포가 Fig. 13(b), (c)에 제시되어 있는데, Pinch의 적용여부와는 관계 없이 거의 동일한 분포를 보이는 것으로 보아 15% Pinch 디퓨저를 적용함으로써 설계초기에 우려하였던 속도의 증가량은 상대적으로 미미한 것으로 판단된다. 즉, Pinch가 시작되는 지점 부위에서 국소적으로 속도의 증가가 수반되지만 곧 원래의 속도 크기 수준으로 회복되고 있음을 알 수 있는데, 이는 보통의 원심압축기보다 임펠러의 출구폭이 큰 편이어서 임펠러 출구단면에서의 속도에너지 수준이 높지 않기 때문에 15% Pinch에 의해 가속되는 효과가 작기 때문이다. 또한, 슈라우드 근처에서의 속도분포의 차이는 Pinch를 적용함으로써 유동의 역류를 포함한 불안정한 요인을 극복할 수 있음을 보여주고 있다.

지금까지는 설계점에서의 유동해석 결과에 대하여 Pinch 디퓨저가 임펠러 및 디퓨저 유동장에 미치는 영향을 살펴보았다. Pinch 디퓨저가 압축기 전체의 공력성능에 미치는 영향을 확인하기 위하여 설계점 유량을 포함하여 수치적으로 해석가능한 모든 유량에 대하여 유동해석을 수행하여 주요 성능

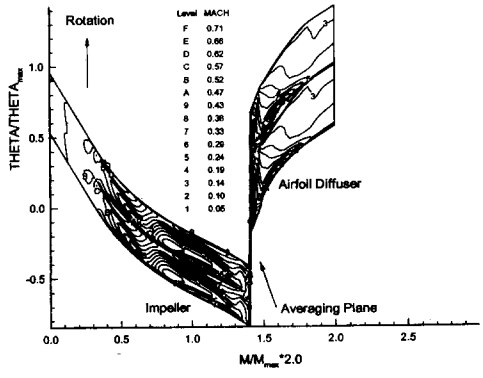

Fig. 12(a) Relative mach contours in B-B cross section near shroud with pinched diffuser

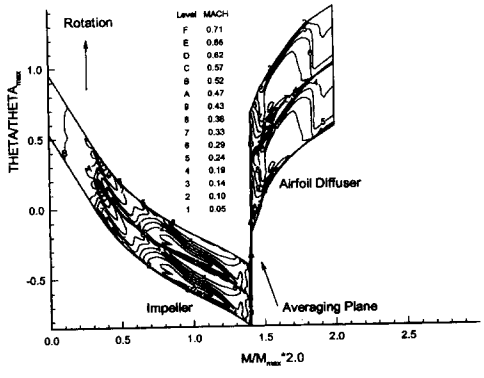

Fig. 12(b) Relative mach contours in B-B cross section near shroud without pinched diffuser

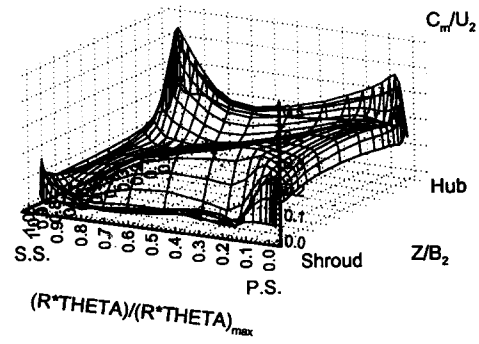

Fig. 13(a) 3D meridional velocity distributions at Impeller Exit Plane

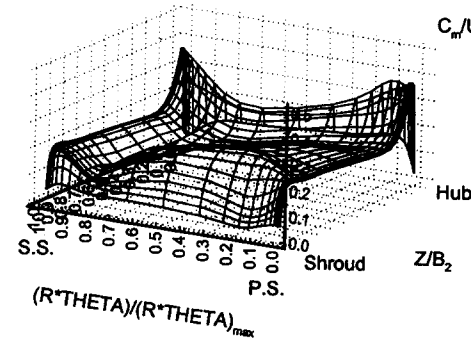

Fig. 13(b) 3D meridional velocity distributions near mid plane of vaneless diffuser with pinched diffuser

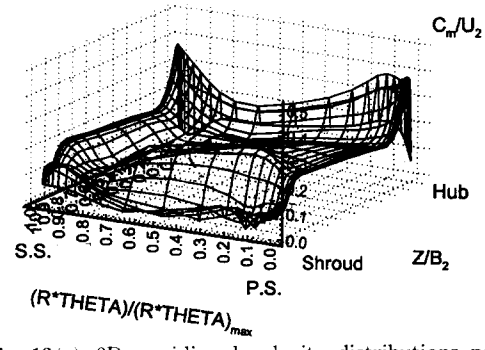

Fig. 13(c) 3D meridional velocity distributions near mid plane of vaneless diffuser without pinched diffuser

인자를 구해보았다. 단, 회전수는 설계회전수에만 국한하였다. Fig. 14(a), (b)는 각각 임펠러 전압력비와 전효율의 성능곡선을, 그리고 Fig. 15(a), (b)는 각각 압축기 전압력비와 전효율의 성능곡선을 나타낸다. 전체적으로 보아 Pinch 디퓨저를 채용한 압축기는 Pinch가 없는 디퓨저를 가진 압축기보다 초킹(choking)유량과 스톨(혹은 서지)유량이 감소하여 결과적으로 서지마진이 증가하였다. 이는 서론에서 언급한 바와 같이 부분적인 Pinch가 유동의 안정성에 도움이 된다는 사실을 수치해석으로 입증한 것이다. Fig. 14(a), (b)에서의 임펠러 전압력비와 전효율은 예측한대로 Pinch 디퓨저와는 무관하지만, Fig. 15(a), (b)에서의 압축기 전압력비와 전효율은 Pinch 디퓨저를 채용한 경우가 Pinch가 없는 디퓨저를 가진 경우 보다 오히려 더 높은 값을 나타내었다. 이는 Pinch가 없는 디퓨저가 야기하는 유동의 불안정성으로 인하여 전압력손실이 오히려 더 증가하여 효율이 감소한다는 것을 의미한다. 특히 설계점과 초킹영역보다는 스톨영역으로 갈수록 손실이 증가함을 알 수 있다. Fig. 15(a), (b)에서의 COMPAL 1과 COMPAL 2는 외부의 상용성능예측 프로그램[7]을 사용하여 Pinch가 있는 경우 계산한 결과로서, COMPAL 1은 익렬디퓨저 후방에 상당히 긴 베인 없는 디퓨저와 스크롤, 그리고 출구관로 등을 추가로 고려한 것이고, COMPAL2는 본 연구에서와 같이 익렬디퓨저 후방까지만 고려한 것이다. 초킹유량은 1차원 성능예측값과 3차원 수치해석값이 대체로 서로 비슷하고 특히 설계점 부근에서는 압력비와 효율 모두 거의 일치하는 좋은 결과를 보이고 있다. 그러나 스톨유량의 경우에는, 현재까지 정확한 스톨유량점을 1차원 성능예측시 찾아내는 기법이 개발되지 않은 점을 감안하면 여기서 이를 논의하는 것 자체가 의미 없을 수도 있다. 서지마진의 증가량 등을 정량적으로 제시하지 않은 이유도 여기에 있으며, 그러한 수치는 정확한 공력성능시험을 통하여 제시되어야 한다. COMPAL 1의 1차원 성능예측값이 전체적으로 수치해석값에 비하여 낮은 압력비와 낮은 효율을 보이고 있는 것은 앞서 언급한 바와 같이 실제 압축기의 익렬디퓨저 후방에 위치하는 상당히 긴 길이를 갖는 베인 없는 디퓨저와 스크롤, 그리고 출구관로 등에서의 전압력손실과 이에 따르는 효율저하를 모두 고려하였기 때문이다.

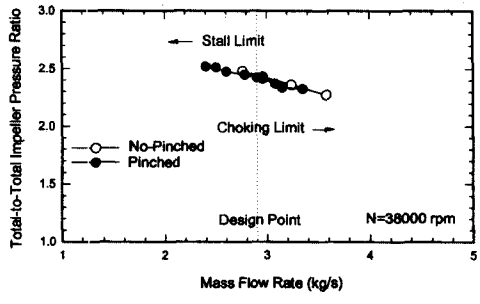

Fig. 14(a) Impeller pressure ratio characteristics

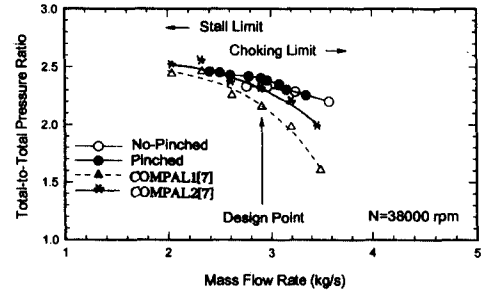

Fig. 15(a) Compressor pressure ratio characteristics

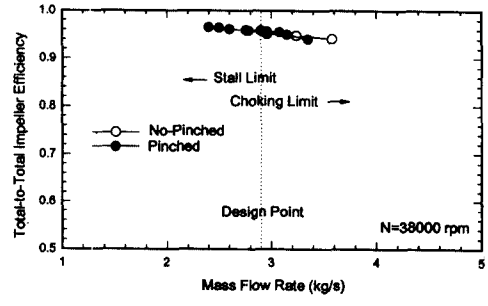

Fig. 14(b) Impeller efficiency characteristics

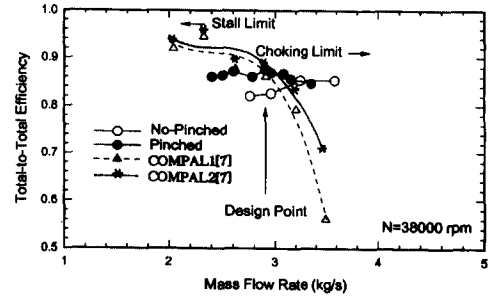

Fig. 15(b) Comperssor efficiency characteristics

5. 결 론

15% Pinch 디퓨저가 원심압축기의 공력성능에 미치는 영향을 살펴보기 위하여 산업용 터보압축기에 적용하여 수치적으로 해석한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) Pinch가 시작되는 지점 부위에서 국소적으로 속도의 증가가 수반되지만 곧 원래의 속도 크기 수준으로 회복되어 전체적인 속도의 증가량은 무시할 정도로 작았다.

(2) Pinch를 적용함으로써 슈라우드 벽면 근처에서 발생하는 유동의 역류를 포함한 불안정한 요인을 극복할 수 있었다.

(3) Pinch를 적용함으로써 베인디퓨저영역 전체에 걸쳐 정압상승과 유속의 확산이 고르게 진행되었다.

(4) Pinch 디퓨저를 채용한 압축기는 Pinch가 없는 디퓨저를 가진 압축기 보다 초킹유량과 스톨(혹은 서지)유량이 감소하여 결과적으로는 서지마진이 증가하였다.

(5) 임펠러 전압력비와 전효율은 Pinch 디퓨저와는 무관하지만, 압축기 전압력비와 전효율은 Pinch 디퓨저를 채용한 경우가 Pinch가 없는 디퓨저를 가진 경우보다 높은 값을 나타내었다.

참고문헌

(1) Sloteman, D. P., Cooper, P. and Dussourd, J. L., 1984, "Control of Backflow at the Inlets of Centrifugal Pumps and Inducers," *Proceedings of the 1984 International Pump Symposium,* Texas A& M Univ.

(2) Ludtke, K., 1983, "Aerodynamic Tests on Centrifugal Process Compressors-The Influence of the Vaneless Diffuser Shape," *ASME J. of Eng. for Power,* Vol. 105.

(3) Abdelhamid, A. H., 1987, "A New Technique for Stabillizing the Flow and Improving the Performance of Vaneless Radial Diffusers," *ASME J. of Turbomachinery,* Vol. 29.

(4) Rogers, C., 1977, "Impeller Stalling as Influenced by Diffusion Limitation," *J. of Fluids Eng.*

(5) Hayami, H., Senoo, Y. and Utsunomiya, K., 1990, "Application of a Low-solidity Cascade Diffuser to Transonic Centrifugal Comressor," *ASME J. of Turbomachinery,* Vol. 112.

(6) Dawes, W. N., 1987, "A Numerical Analysis of Viscous Flow in a Transonic Compressor Rotor and Comparison with Experiment," *ASME J. of Eng. for Gas Turbine and Power,* Vol. 109.

(7) User's Guide to COMPAL Ver. 6.30, Concepts ETI, Inc., P. O. Box 643, Vermont, U. S.