

박용 터보차저의 원심압축기의 디퓨저 형상변경에 따른 성능비교 및 유동특성 평가 연구

김홍원* · 하지수** · 김봉환***

The Evaluation of Performance and Flow Characteristics on the Diffuser Geometries Variations of the Centrifugal Compressor in a Marine Engine Turbocharger

Hong-Won Kim*, Ji-Soo Ha** and Bong-Hwan Kim***

Key Words : Marine Engine Turbocharger(선박용 엔진 터보차저), Meanline Prediction(평균유선법), Diffuser(디퓨저), Pressure Recovery Coeff.(압력회복계수), Pressure Lossy Coeff.(압력손실계수)

ABSTRACT

An examination of the condition of the flow leaving the impeller exit kinetic energy often accounts for 30-50% of the shaft work input to the compressor stage, and for energy efficiency it is important to recover as much of this as possible. This is the function of the diffuser which follows the impeller.

The purpose of this study is to investigate the sensitivity of how compressor performances changes as vaned diffuser geometry is varied. Three kinds of vaned diffusers were studied and its results were compared. First vaned diffuser type is based on NACA airfoil and second is channel diffuser and third is conformal transformation of NACA65(4A10)06 airfoil. Mean-line prediction method was applied to investigate the performance and stability for three kinds of diffusers. And CFD analyses have been done for comparison and detailed interior flow pattern study. NACA65(4A10)06 airfoil showed the widest operating range and higher pressure characteristics than the others.

1. 서론

터보차저는 선박용 엔진에 장착할 경우 엔진의 20~30% 출력 증가 및 연료소비율의 절감효과가 있으므로 선박용 엔진에서 가장 핵심적인 부품이다. 터보차저에서의 원심압축기는 소음기, 임펠러, 디퓨저 및 블류트

로 구성되어 있으며 한 대당 유량이 최대 50m³/s(1기압, 25℃ 기준)이며 압축비 및 효율은 각각 4.5, 87%에 달한다. 또한 천음속 유동인 임펠러 출구에서의 운동에너지는 압축기 구동에 필요한 에너지의 약 30~50% 정도로 매우 크므로 효과적으로 정압으로 회수하는 정도에 따라서 압축기 효율이 결정된다.

따라서 압축기 설계에서 임펠러 출구의 천음속 유동을 효율적으로 정압으로 회수함으로써 압축기의 효율과 압축비를 결정하는 디퓨저의 선정은 매우 중요하다. 본 연구에서는 디퓨저의 형상변경에 따른 압축기의

* (주)현대중공업 엔진연구소 (교신저자)

** 계명대학교 에너지환경과학과

*** 진주산업대학교 자동차공학과

E-mail : khw007@hhi.co.kr

성능변화 및 운전범위를 비교하고 유동특성을 평가하였다. 적용된 디퓨저는 세 가지로서 NACA 익형, 썰기형, NACA65(4A10)06익형이다.

압축기의 성능예측을 위해서는 평균유선법이 적용되었으며 해석결과의 신뢰성 검증을 위해 CFD 해석 및 실험결과와 비교하였다. CFD 해석결과에서는 디퓨저 변화에 따른 내부 유동의 특성을 살펴보았다.

본 연구결과로부터 운전범위가 가장 넓고 정압 회수계수가 높은 디퓨저를 결정할 수 있었으며 이를 설계에 반영하였다.

기호 설명

C_p	정압회복계수, 정압비열	K	압력손실계수
P	압력	$\dot{\omega}$	각속도
ω	각속도	τ	토크
W	출력, 상대속도	J	관성모멘트
\dot{m}	질량 유량	Δh	엔탈피 차이
T	온도	U	회전속도
C	절대속도	β	상대각도
ρ	밀도	α	유동각도
D	수력직경	l	익형코드길이
Re	레이놀즈 수	A	접수면적
a	접수길이	b	임펠러 출구 폭
η	효율	r	반경길이
s	피치 길이	L_B	코드 길이(C)
M	마하수	σ_s	solidity (=코드/피치)
C_l	양력계수	Q	유량
h	높이	i	영각
δ^*	norminal deviation	k	비열비
R	반경, 기체 상수	ϕ	경사각
d_H	디퓨저 목 함수	\bar{C}	평균 절대속도
A_{th}	디퓨저 목 면적	z	날개 수

하첨자

0	전(total, stagnation)	eq	등가(equivalent)
1,2	임펠러 입구, 출구	sf	skin friction
3,4	디퓨저 입구, 출구	pr	profile
5	압축기 출구	sec	secondary
b	블레이드	cl	간극
ref	참고, 상대	m	평균, meridional
real	실제	f	마찰계수
θ	원주방향		

2. 베인 디퓨저 형상별 특성 비교

압축기 임펠러의 출구와 볼류트 사이는 1차 베인없는 디퓨저, 베인 디퓨저, 2차 베인없는 디퓨저로 구성되어 있다. 일반적으로 1차 베인없는 디퓨저에서는 운전범위를 넓게 하기 위하여 전면 핀치타입을 적용하고 있다. 임펠러 출구에서 유동 각은 주로 밀도와 유로 폭의 함수이다. 유동이 확산됨에 따라 밀도가 증가하고 유동은 원주방향으로 치우쳐 흐르게 된다. 일반적으로 경계층 내에서 작용하는 마찰력 또한 유동이 벽면 끝으로 붙는 것을 방해하며 확산이 충분히 진행되면 재순환 영역이 생기면서 벽면 끝 유동내의 반경방향의 운동이 멈추게 된다. 이러한 현상은 압력상승을 제한하게 되고 궁극적으로는 서징 현상을 일으킬 수도 있다. 그러한 불안정성은 1차 베인없는 핀치 타입 디퓨저에서 통로 폭을 제한함으로써 조절될 수 있다.

디퓨저의 성능은 정압 회복 계수 및 전압 손실 계수로 표현되며 각각 식(1), (2)와 같다. 최적 디퓨저의 설계는 형상 크기와 효율 및 안정성이 확보된 상태에서 최대의 정압 회복 계수와 최소의 전압손실 계수를 만족해야 한다.

$$C_p = \frac{P_4 - P_2}{P_{02} - P_2} \tag{1}$$

$$K = \frac{P_{02} - P_{04}}{P_{02} - P_2} \tag{2}$$

압축기에 적용가능한 베인 디퓨저는 Fig. 1과 같이 익형(캐스케이드) 또는 채널형(썰기형) 디퓨저가 있다. 채널형 디퓨저는 불연속적이고 썰기형 베인으로 구성된 단순 직선형의 통로를 가지며 디퓨저 목이 입구(앞전)에서 형성된다. 채널형 디퓨저에 대한 실험적 자료는 Japikse와 Baines⁽¹⁾가 광범위하게 정리하였다. 여기서 정압 회복 계수는 면적비, 디퓨저 길이/폭의 비 및 레이놀즈 수, 마하수, 입구 경계층 막힘(blockage)과 같은 공력학적인 설계변수의 함수로 결정된다. 분명한 것은 가장 큰 정압 회복은 높은 길이 대 폭의 비일때 일어난다는 것이며 이는 형상이 큰 디퓨저를 암시하므로 터보차저 제품의 제한된 크기를 감안할 때 바람직하지 않으며 발산각을(divergence angle) 크게 함으로서, 디퓨저 면적비를 증가시키는 방법도 있지만 이러한 디퓨저는 스톨을 발생시킬 수 있으므로 압력상승이

제한될 수 있다.

캐스케이드 디퓨저는 NACA 65와 같은 표준형 익형을 토대로 하지만 솔리디티(코드/피치의 비)에 따라서 상당히 달라진다. 낮은 솔리디티 디퓨저에서는 베인 개수는 작으며 인접한 베인 사이에 오버랩되는 공간이 없으나(즉, 디퓨저 목이 없음) 동등한 조건의 베인없는 디퓨저의 성능과는 아주 다르다.

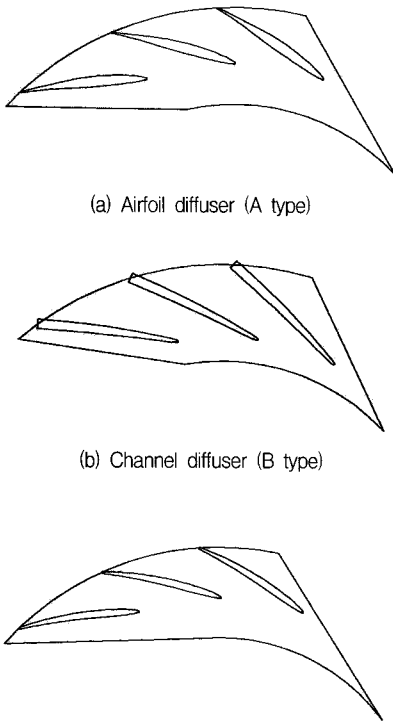
익형 디퓨저의 성능관련 데이터 자료는 다소 한정되어 있다. 표준 익형을 사용하는 높은 솔리디티 디퓨저에서는 캐스케이드 실험 데이터가 유용하게 사용되지만 낮은 솔리디티 디퓨저에서는 그렇지 못하다. 그러한 데이터는 설계자에게 좋은 가이드 역할을 하지만 압축기 디퓨저의 정확한 성능예측에는 신뢰성이 떨어진다. 기본적인 문제는 실험적 결과들은 대부분 정상상태의 안정화된 입구 유동을 가진 상태에서 얻어지는 반면, 실제 임펠러 출구의 유동은 심하게 뒤틀리며 비정상상태이며 난류강도가 심한 유동이기 때문이다.

Table 1. List of studied diffuser

	geometry	r3/r2	r4/r2	α_2	z	A_{th}
A type	airfoil	1.2	1.46	18.5	18	1.03
B type	channel	1.15	1.55	20.5	19	1.18
C type	NACA65	1.2	1.45	18.5	18	1.00

본 연구에서는 앞서 언급한 바와 같이 세 가지의 다른 디퓨저의 특성을 수치 해석적으로 살펴보고자 한다. Fig. 1의 A type은 NACA 익형에 근거한 형상이며 B type은 채널형 디퓨저, C type은 NACA65(4A10)06 익형의 등각 변환(conformal transformation)에 의해 설계된 디퓨저이다. 적용된 베인 디퓨저의 형상제원은 Table 1과 같으며 세 개의 다른 디퓨저는 모두 동일한 임펠러에 대하여 계산되었다.

캐스케이드 디퓨저에서 베인의 형상은 Fig. 2와 식 (3)에 의해 직교좌표계에서 굽어진 좌표계(curvilinear system)로의 등각변환 과정에서 생성된다.⁽²⁾



(c) NACA 65-(4A10)06 diffuser (C type)
Fig. 1 Configuration of three different diffusers

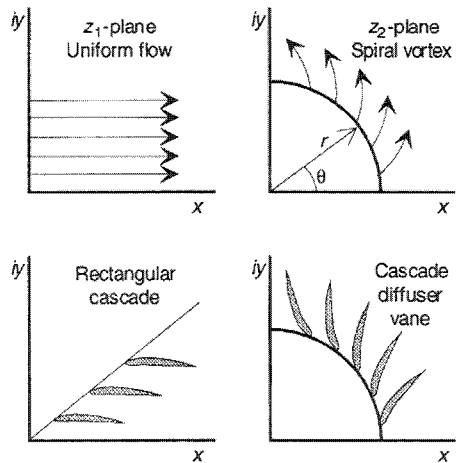


Fig. 2 Flow field & airfoil geometries

$$\theta = \frac{my + x}{m^2 + 1}, r = r_3 \exp\left(\frac{my + x}{m^2 + 1}\right), m = \frac{C_{r3}}{C_{\theta 3}} \quad (3)$$

3. 평균 유선 예측 방법

평균유선법은 압축기의 성능 및 운전범위를 예측하

는 방법 중에서 시간과 비용적인 측면을 고려할 때 매우 유용한 방법이다. 하지만 고도의 신뢰성이 요구되므로 3차원 유동해석과 부하변동에 따른 실험을 병행하면서 손실모델 및 그에 따른 보정계수들이 수정되어야 한다. 본 논문에서는 디퓨저에 대한 손실모델에 대해 자세히 설명하였으며 임펠러에 대해서는 아래와 같이 간단히 요약하였다.

$$\dot{\omega} = \frac{1}{J} (\tau_{turbine} - \tau_{compressor}) \quad (4)$$

$$\omega \cdot \tau_{compressor} = W_{compressor} = \dot{m} \cdot \Delta h_{real} \quad (5)$$

$$\Delta h_{real} = \frac{W_{compressor}}{\dot{m}} = \sigma \cdot U_2^2 \quad (6)$$

식(4), (5)는 모멘텀토크식과 오일러식으로서 압축기의 회전수를 결정하는 식이며 식(6)은 압축기를 실제로 구동하는 데 소요된 엔탈피를 나타내며 임펠러 입구에서 원주방향의 속도성분이 없다는 가정 하에서 결정되는 식이다.

3.1 임펠러 손실 모델링

3.1.1 영각 손실

임펠러 손실에서는 크게 영각손실과는 마찰손실로 구분되며 영각손실은 설계점을 제외하고는 유동이 임펠러의 인류서의 설계 각도를 벗어나서 유입되어 발생하는 손실로써 다음과 같이 주어진다. 임펠러 주요 손실 모델은 Wei Jiang⁽³⁾의 수식을 참고하였다.

$$\Delta h_{ii} = \frac{W_{\theta 1}^2}{2} \quad (7)$$

영각손실인 식(7)을 풀어쓰면 식(8)~(11)과 같다.

$$\cos\beta_1 = \frac{U_1 - C_{\theta 1}}{W_1}, \quad \sin\beta_1 = \frac{C_1}{W_1} \quad (8)$$

$$\begin{aligned} W_{\theta 1} &= \frac{\sin(\beta_{1b} - \beta_1)}{\sin\beta_{1b}} W_1 \\ &= (\cos\beta_1 - \cot\beta_{1b}\sin\beta_1) W_1 \end{aligned} \quad (9)$$

$$W_{\theta 1} = U_1 - C_{\theta 1} - \cot\beta_{1b} C_1 \quad (10)$$

$$\begin{aligned} \Delta h_{ii} &= \frac{1}{2} (U_1 - C_{\theta 1} - \cot\beta_{1b} C_1)^2 \\ &= \frac{1}{2} \left(U_1 - \frac{\cot\beta_{1b} \dot{m}}{\rho_{01} A_1} \right)^2 \end{aligned} \quad (11)$$

3.1.2 마찰 손실

마찰손실에서는 관내 유동마찰손실의 식으로부터 유도되며 식은 아래와 같다.

$$\Delta h_f = 4f \frac{l}{D} \frac{W_{1b}^2}{2} \quad (12)$$

$$f = 0.3164 (Re)^{-0.25}, \quad D = \frac{4A}{a} \quad (13)$$

$$\frac{W_{1b}}{\sin\beta_1} = \frac{W_1}{\sin\beta_{1b}}, \quad W_{1b} = \frac{C_1}{\sin\beta_{1b}} \quad (14)$$

$$\Delta h_{it} = \frac{4f \cdot l}{2D\rho_1^2 A_1^2 \sin^2\beta_{1b}} \dot{m} \quad (15)$$

3.1.3 기타 손실

그 외 손실로는 간극손실, 임펠러 후면 디스크 손실이 있다. 간극손실은 $\Delta\eta \approx 0.3 (l_d/b_2)$ 로 정의되며 디스크 손실은($\Delta\eta_{backflow}$) 별도로 수학적 모델이 없으며 통상 1%미만으로 가정한다.

3.2 임펠러 효율 계산

앞에서 언급한 손실모델을 가지고 임펠러 효율을 계산하면 식(16), (17)과 같다.

$$\begin{aligned} \eta_{impeller}(\dot{m}, U) &= \frac{\Delta h_{real}}{\Delta h_{real} + \Delta h_{loss}} - \Delta\eta_{clearance} \\ &\quad - \Delta\eta_{backflow} \end{aligned} \quad (16)$$

$$\Delta h_{loss} = \Delta h_{ii} + \Delta h_{if} \quad (17)$$

임펠러 효율로부터 임펠러 출구의 정압과 전압을 계산한 후에는 디퓨저에서의 손실을 계산하고 최종적으로 압축기의 효율 및 압축비를 결정하게 된다.

3.3 디퓨저 손실 계산

3.3.1 베인없는 디퓨저 계산

디퓨저 내에서 1차 베인없는 공간과 2차 베인없는 공간에 대해서는 식(18)~(23)과 같은 일차원적인 지배 방정식으로 계산되어질 수 있으며 일반적으로 4차의 Runge-Kutta 적분법으로 해석된다.⁽²⁾

자오면 모멘텀 방정식

$$C_m \frac{dC_m}{dr} - \frac{C_\theta^2}{r} + C_f \frac{C_m \sqrt{C_\theta^2 + C_m^2}}{b \sin \phi} + \frac{1}{\rho} \frac{dp}{dr} = 0 \quad (18)$$

원주방향 모멘텀 방정식

$$C_m \frac{dC_\theta}{dr} + \frac{C_m C_\theta}{r} + C_f \frac{C_\theta \sqrt{C_\theta^2 + C_m^2}}{b \sin \phi} = 0 \quad (19)$$

연속방정식

$$\frac{1}{\rho} \frac{dp}{dr} + \frac{1}{C_m} \frac{dC_m}{dr} + \frac{1}{b} \frac{db}{dr} + \frac{1}{r} = 0 \quad (20)$$

이상기체 상태방정식

$$p = \rho RT \quad (21)$$

에너지 방정식

$$T_0 = T + \frac{C^2}{2C_p} \quad (22)$$

벽면 표면마찰 계수

$$C_f = 0.01 \times \left(\frac{1.8 \times 10^5}{Re} \right)^{0.2} \quad (23)$$

3.3.2 베인 디퓨저 계산

베인 디퓨저에서의 전압력 손실은 표면 마찰손실, 형상 및 이차유동 손실의 3가지로 구분하여 계산한다. 손실 계산은 양력과 부하 및 2차원 캐스케이드 유동에서 도출되는 등가(equivalent) 확산비와 밀접하게 연관되어 있다. 베인 디퓨저의 출구 유동각은 기하학적인 각도와 2개의 유동 편차각항의 합으로 식(24)와 같이 표현되며 입사각에 대한 미분항은 식(25)와 같다. 스톨 발생여부는 등가 확산비의 값이 2.0을 초과하거나 영각이 커져서 유효 단면적이 줄어 유동의 마하수가 1이 되는 조건으로 판단하였다.⁽⁴⁾

$$\alpha_4 = \alpha_{4b} - \delta^* - \left(\frac{d\delta}{di} \right)_{ref} (i - i_{ref}) \quad (24)$$

$$\left(\frac{d\delta}{di} \right)_{ref} = \exp \left(-\sigma_s \left(3.3 - \left(\frac{3 \left(\frac{\pi}{2} - \alpha_{3,ref} \right)}{\pi} \right)^2 \right) \right) \quad (25)$$

$$\tan \alpha_{3,ref} - \tan \alpha_{4,ref} = \frac{1.55}{1 + 1.5/\sigma} f(\alpha_{4,ref}) \quad (26)$$

$$D_{eq} = D_{eq1} + D_{eq2} > 2.0 \quad (27)$$

$$D_{eq1} = \frac{\sin \alpha_4}{\sin \alpha_3} \left(1.12 + 0.61 \frac{\sin \alpha_3^2}{2 \sin \alpha_m} |C_l| \right) \quad (28)$$

$$D_{eq2} = k \frac{\sin \alpha_4}{\sin \alpha_3} \left(\frac{180}{\pi} |i - i_{ref}| \right)^{1.43} \quad (29)$$

표면 마찰 손실은 파이프 유동에 적용되는 식을 이용하여 식(30)과 같이 예측하며, 블레이드 형상 손실과 이차 유동손실은 각각 식(31), (32)와 같으며 디퓨저 출구에서의 전압은 식(34)와 같이 계산된다. 디퓨저 출구와 볼류트 사이에는 앞서 언급한 바와 같이 식(18)~(23)이 동일하게 적용되며 본 연구에서는 볼류트의 손실은 제외하였다.

$$LC_{sf} = C_f \frac{L_B}{d_H} \left(\frac{\bar{C}}{C_3} \right)^2 \quad (30)$$

$$LC_{pr} = 2\sigma \frac{0.004}{1 - 1.17 \ln(D_{eq})} \left(\frac{\sin\alpha_3}{\sin\alpha_m} \right)^2 \left(\frac{\sin\alpha_m}{\sin\alpha_4} \right)^3 \quad (31)$$

$$LC_{sec} = 0.018 C_{L\sigma_s}^2 \left(\frac{\sin\alpha_3}{\sin\alpha_m} \right)^2 \quad (32)$$

$$LC_{34} = LC_{sf} + LC_{pr} + LC_{sec} \quad (33)$$

$$P_{04} = P_{03} - LC_{34} (P_{03} - P_3) \quad (34)$$

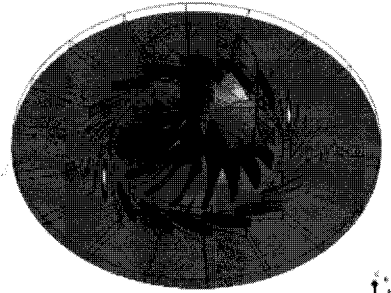


Fig. 3 Configuration for compressor modeling

3.4 압축기 효율 계산

최종적으로 앞에서 계산된 결과를 바탕으로 압축기의 효율과 압축비가 계산되어진다.

$$\eta_{compressor}(\dot{m}, U) = \frac{C_p T_{01} \left(\left(\frac{P_{05}}{P_{01}} \right)^{(\kappa-1)/\kappa} - 1 \right)}{\Delta h_{real}} \quad (35)$$

4. 수치해석의 검증

3차원 유동해석에서는 임펠러와 디퓨저의 내부 유동장의 거동을 살펴봄으로서 유동패턴을 분석하였다.

유동해석에서 격자수는 임펠러에서 약 190,000 개, 디퓨저에서 약 50,000여 개로 설정하였으며 상용 프로그램인 CFX을 사용하였다. Fig. 3에서는 유동해석을 하기 위하여 모델링된 압축기를 보여주고 있으며 Table 2에서는 지배방정식과 경계조건을 나타내고 있다. 수렴을 가속화시키기 위하여 압력조건 대신 질량유량 조건을 압축기 출구에서 설정하였다. 임펠러와 디퓨저사이의 인터페이스에서는 질량보존을 만족시키는 혼합면 기법을 적용하였다. 이는 Frozen rotor 기법과 같이 임펠러 출구에서 발생된 체트형 웨이크의 디퓨저 쪽으로의 전달 효과 등은 볼 수 없지만 다양한 디퓨저 형상 조건과 부하별 유동해석에서 정성적인 경향 확인과 계산 시간을 절약할 수 있었다. 또한 해석 결과의 날개 부하분석을 통해 설계된 날개 형상의 장단점을 분석하는데 초점을 맞추었으며 추후 난류 모델의 변경을 통해 비교분석을 실시하고자 한다.

Table 2 Governing equations and boundary conditions

governing equations	continuity	
	momentum(x,y,z)	
	turbulent	
boundary	operating fluid	air
	inlet pressure	101325 (Pa, total pressure)
	flow rates	47.4 kg/s
	inlet temp.	25°C
	revolution	10,760
condition	interface	mixing plane method
	turbulent	standard $\kappa - \epsilon$
		wall function
wall condition	adiabatic	

5. 결과 분석

유동해석 및 평균유선법의 결과를 실험값과 비교하기 위해서 Fig. 4와 같은 터보차저 전용 시운전 설비에서 성능을 예측하였다. 약 7bar의 시동용 압축 탱크의 밸브의 열림으로 터보차저는 구동되기 시작하며 압축된 공기는 바이패스라인을 통해 대기로 방출된다. 터보차저가 정격 회전수의 약 30%정도까지 상승하게 되면 바이패스 밸브와 압축공기 탱크를 닫은 후 압축된 공기만으로 연소기에서 연소시켜 터빈으로 보내게 된다. 성능곡선 작성시 쇼킹 라인으로 운전하고자 할 경우에는 바이패스 밸브를 열고 서징 라인으로 운전할 때에는 부하밸브와 미세조정 밸브를 사용한다. 압축기 출구와 부하밸브사이에서는 ISO 규격에 맞추도록 충분한 직관을 확보한 뒤 유량을 예측하게 된다. Fig. 5에서 C type에 대해 실험값과 3차원 유동 해석값 그리고

A, B, C type에 대해 평균유선법에 의한 결과를 비교하였다.

실험값에서의 회전수 부하별 서징값은 실제 굉음이 발생하는 서징까지 운전한 결과이며 초킹값은 해당 회전수에서 최대 운전가능 유량까지 운전한 값을 나타내었다. 본 실험값으로부터 유동해석 및 평균유선법은 비슷한 경향을 보이고 있지만 75%부하에서는 실험값보다 조금 낮게 예측되고 있으며 초킹라인으로 갈수록 실제보다 높은 압축비와 유량을 보이는 것으로 나타났다. 또한 3차원 유동해석의 결과에서는 서징 근처 운전점에서 수렴이 잘 되지 않았다. 본 결과의 압축비 기율기를 보았을 때, 평균유선법에서는 동일 회전수에서 유량증대에 따른 압축비 예측과 손실모델의 수정이 불가피하다고 판단된다.

C type에 대한 설계점에서의 실험값과 유동해석 및 평균유선법에 의한 결과를 Table 3에서 보여주고 있으며 압축비, 출구 온도 및 효율이 비교적 잘 일치하고 있다. 따라서 본 유동해석과 평균 유선 방법은 압축기의 설계 및 성능예측시 유용한 자료로 활용되어 질 수 있다. 참고적으로 100%부하에서 볼류트의 압력손실은 유동해석 결과로부터 0.06 bar로 미미하였으므로 본 유동해석과 평균유선법은 실험과는 달리 볼류트에 대한 고려를 포함시키지 않았다.

Fig. 6~7에서는 C type의 유동해석결과를 보여주고 있으며 정압력 분포를 나타낸다. 임펠러 인두서 입구에서의 일시적인 압력 강하와 디퓨저 이후까지의 압력 상승을 잘 보여주고 있다. Fig. 8에서는 각 모델 별로 디퓨저의 압력분포를 나타내었다. X축의 "0"은 디퓨저 입구를 의미하며 "1"은 디퓨저의 출구를 의미한다. Y 축은 디퓨저의 양면(흡입면과 압력면)에 걸리는 압력을 나타낸 것으로서 이 차이가 크면 클수록 양쪽에 걸리는 속도차이가 크다는 것을 의미하므로 이차 유동을 발생시켜서 효율이 나빠지게 된다. 압력분포도에서 C type의 경우가 가장 압력 차이가 적게 걸리고 있으며 이는 효율상승을 의미한다. 공통적으로 디퓨저 입구에서 압력이 크게 떨어지고 있는데 이는 디퓨저의 목(최소 단면적)의 위치를 의미하기도 한다.

평균유선법을 활용하여 압축기의 성능맵과 세 가지 타입의 디퓨저에 대한 압력손실 계수 및 압력회복 계수를 Figs. 9, 10에 각각 나타내었다. 여기서 주의해야 할 사항은 초킹과 서징이다. 이 두 현상은 비정상 상태에서 발생하며 일반적인 유동해석에서는 예측하기가 불가능하다. 준 2차원 성능평가에서는 초킹 판단 기준

을 디퓨저에서 입구의 영각이 zero(영)가 될 때를 의미하며 이 때 계산되는 최대 유량을 초킹으로 판단한다. 하지만, 실제로 초킹 라인으로 정의되는 선은 디퓨저 목에서 음속이 되지 않으며 최대 허용 가능한 회전수에서 실질적인 의미의 초킹이 발생된다. 서징의 조건은 일반적으로 식(27)과 같이 등가 확산비가 2.0을 초과하는 경우로 계산되지만 본 연구에서는 영각이 커져서 유효 단면적이 줄어 유동의 마하수가 1이 되는 조건을 주로 적용하였으며 이 방법이 실제와 가깝게 예측되었다. 또한, 운전의 안정적인 영역범위에 해당하는 서징 마진을 비교해 보면 C type의 경우가 다른 디퓨저에 비하여 훨씬 넓은 초킹 영역을 확보하고 있는 것으로 평가되었다. Table 1에서 보면 B type이 C type보다 목 면적이 약 18% 넓으므로 초킹 유량이 커질 것으로 예상되지만 오히려 세 가지 중에서 가장 낮은 것으로 해석되었으며 이는 A, B type의 추후 실험을 통해서 판단 후 해석상의 문제점을 분석해 볼 필요가 있다.

압력 손실 계수는 B type의 디퓨저가 A, C 보다 다소 낮게 평가되었다. 압력 회복 계수는 A, C type이 약 0.45로 나타났으며 B type의 디퓨저는 약간 더 낮게 평가되었으며 유동해석결과는 약 0.57로 높게 나타났다.

위와 같은 분석을 바탕으로 압축비, 효율, 압력손실 계수 및 압력 손실 계수 등을 분석해 본 결과, Table 4와 같이 C type의 디퓨저가 세 가지의 디퓨저 중에서 가장 우수한 형상으로 평가되었다.

6. 결론

압축기 설계에서 임펠러 출구의 천음속 유동을 효율적으로 정압으로 회수함으로써 압축기의 효율과 압축비를 결정하는 디퓨저의 설계는 매우 중요하다.

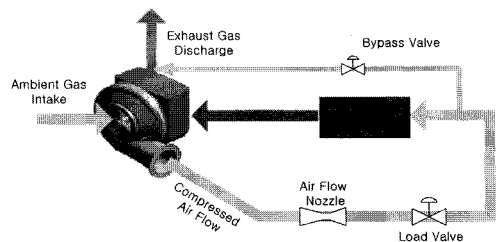


Fig. 4 Schematic view for turbocharger test facilities

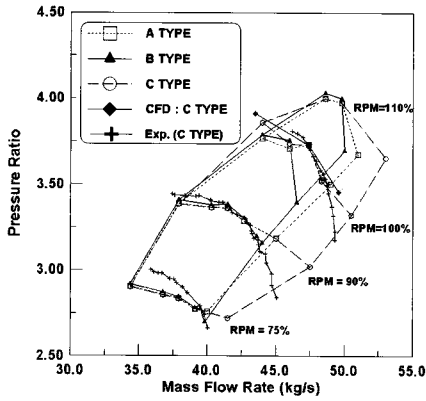


Fig. 5 Compressor performance map comparison for three diffusers

Table 3 Comparison between analysis and experimental data

	experiment	CFD	mean-line
compression ratio	3.71	3.73	3.73
compressor exit temp.(°C)	182.3	187.4	183.4
efficiency(%)	86.1	83.8	85.9

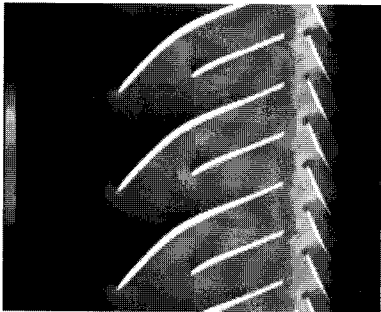


Fig. 6 Contours of static pressure at mid span

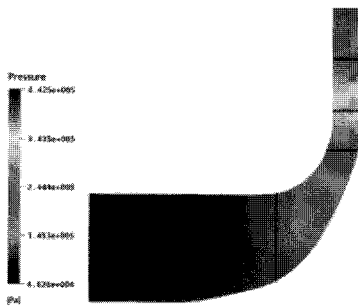


Fig. 7 Contours of static pressure at meridional plane

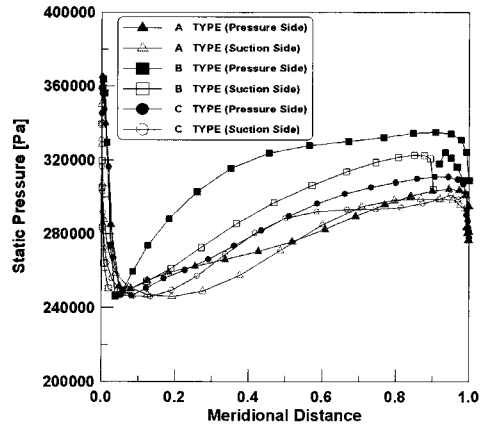


Fig. 8 Pressure distribution at mid span for three diffusers

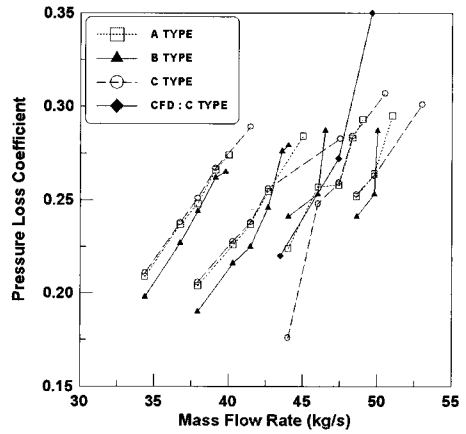


Fig. 9 Pressure loss coefficient comparison for three diffusers

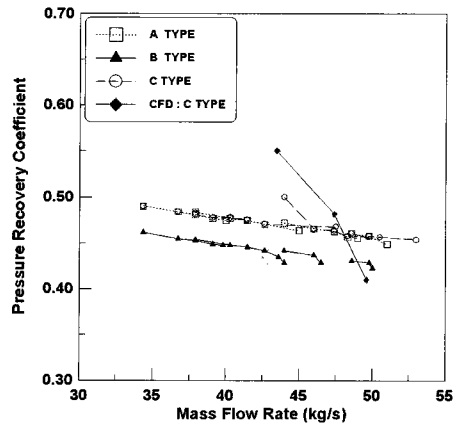


Fig. 10 Pressure recovery coefficient comparison for three diffusers

Table 4 Characteristics evaluation for three diffusers

	compression ratio	efficiency	operating range	K	Cp
A type	○	○	○	△	○
B type	○	△	△	○	△
C type	○	○	◎	△	○

본 연구에서는 디퓨저의 형상변경에 따른 압축기의 성능변화 및 운전범위를 비교하고 유동특성을 평가하였다. 적용된 디퓨저는 세 가지로서 NACA 익형(A type), 썸기형(B type), NACA65(4A10)06익형(C type)이며 주요 결과는 다음과 같다.

- 1) 임펠러 및 디퓨저의 손실 모델을 이용한 평균유선법을 활용하여 세 가지 디퓨저에 대한 성능 평가 및 성능 곡선을 도출하였으며 실험값과 3차원 유동해석 결과와 비교한 결과 상당히 일치하는 것으로 나타났다. 실험에서는 실제 회전수 부하별로 서징과 초킹을 발생시켜 성능곡선을 도출함으로써 해석의 비교 기준을 명확하게 설정하였다.
- 2) 평균유선법에서 서징의 조건은 일반적으로 등가 확산비가 2.0을 초과하는 경우로 계산하지만 본 연구에서는 영각이 커져서 유효 단면적이 줄어 유동의 마하수가 1이 되는 조건으로 설정하였으며 이 경우가 실제 실험값과 매우 가깝게 나타났다.
- 3) 유동해석결과에서는 C type의 디퓨저가 압력면과 흡입면의 압력차가 적어서 이차유동손실이

최소로 되는 것을 확인하였으며 평균유선법에서도 압력손실이 가장 낮은 것으로 나타났다. 또한, 다른 type의 디퓨저에 비해 성능곡선에서 초킹라인이 가장 오른쪽에 위치함으로써 압축기의 중요 요건중의 하나인 운전 영역범위가 가장 넓은 것을 확인하였다.

참고문헌

- (1) D. Japikse and N. C. Baines, "Diffuser Design Technology," 287, Concepts ETI, Inc(1998).
- (2) D. Japikse, "Centrifugal Compressor Design and Performance," 7-30, Concepts ETI, Inc(1996).
- (3) W. Jiang, J. Khan and R. A. Dougal, "Dynamic centrifugal compressor model for system simulation," Journal of Power Sources, 158, pp. 1333~1343(2006).
- (4) J. S. Oh, "Investigation of Off-Design Performance of Vaned Diffusers in Centrifugal Compressors Part II : A Low Solidity Cascade Diffuser," ASME GT2002-30388(2002).
- (5) H. W. Kim, "A Numerical Approach for the Design of the Compressor Impeller Exit Diameter in a marine Engine Turbocharger," Proceedings of the ASME Turbo Expo 2005, GT2005-68653(2005).
- (6) S. L. Dixon, "Thermodynamics of Turbomachinery," Pergamon International Library(1978).