〈학술논문〉 DOI:10.3795/KSME-B.2008.32.4.317

가중평균대리모델을 사용한 천음속 압축기 블레이드 최적화

압두스 사마드* · 김광용† · 최재호**

(2008년 1월 14일 접수, 2008년 3월 13일 심사완료)

Blade Optimization of a Transonic Compressor Using a Multiple Surrogate Model

Abdus Samad, Kwang-Yong Kim and Jae-Ho Choi

Key Words: Numerical Optimization(수치최적화), Surrogate Model(대리모델), Transonic Compressor(천음속 압축기), Reynolds-averaged Navier-Stokes Analysis(레이놀즈평균 나비어-스톡스 해석)

Abstract

The main purpose of the present study is to perform shape optimizations of transonic compressor blade in order to enhance its performance. In this study, the Latin hypercube sampling of design of experiments and the weighted average surrogate model with the help of a gradient based optimization algorithm are used within design space by the lower and upper limits of each design variable and for finding optimum designs, respectively. 3-D Reynolds-averaged Navier-Stokes solver is used to evaluate the objective functions of adiabatic efficiency and pressure ratio. Six variables from lean and airfoil thickness profile are selected as design variables. The results show that the adiabatic efficiency is enhanced by 1.43% by efficiency optimization while the pressure ratio is increased very small, and pressure ratio is increased by 0.24% by pressure ratio optimization.

기호설명

F : 목적함수
w : 가중치
X : 설계변수
α : 두께의 코드 수직방향 이동량
β : 두께의 코드 방향 이동량
γ : 블레이드 린
η : 단열효율

† 책임저자, 회원, 인하대학교 기계공학부
E-mail : kykim@inha.ac.kr
TEL : (032)860-7317 FAX : (032)868-1716
* 인하대학교 대학원 기계공학과
** 삼성테크윈 파워시스템연구소

1. 서 론

각종 터보기계의 블레이드 및 베인의 공력 성능을 향상시키기 위해 다양한 방법의 연구들[1,2]이 수행되어 왔으나, 최근에는 정밀한 3차원 수치해석기법과 수치최적화기법을 결합한 형태의 최적설계 기법[3~5]이 활발히 연구되고 있다. 이러한 연구의 특징 중의 하나는 기존의 단순한 설계기법으로는 정량적으로 예측하기 어려웠던 블레이드의 3차원 형상에 의한 성능 향상 효과를 수치해석결과를 통해 효과적으로 설계에 반영한다는 데 있다. 한편 천음속 원심 압축기 블레이드 내부에서는 형상에 따라 수직 충격파 또는 바우(bow) 충격파가 발생하고 각종 와류가 발생하여 매우 복잡한 유동장이 형성되고 있는 것으로 보고되고 있어,[6,7] 천음속 압축기의 성능 개선을 위

해 기존의 근사적인 설계기법에 비해 진일보한 최적화 기법의 적용이 요구되고 있다.

천음속 축류 압축기내 유동장의 수치해석 및 시험에 대한 연구는 Dunker 등,[8] Dunham[9] 및 Reid와 Moore[10]에 의해 수행된 바 있다. 축류 압축기의 성능을 최적화하기 위한 연구가 최근 들어 많이 시도되고 있는데 주로 블레이드의 중첩선이나 익형을 개선하여 효율이나 압력비 등을 높이는 것을 목적으로 최적화 설계를 수행하고 있다. Samad 등[11]은 압축기 형상 최적화를 위해 효율, 압력비 및 온도비를 목적함수로 사용하였으며, 블레이드의 중첩선을 여러 가지 대리모델을 사용하여 최적화함으로써 성능을 개선시켰다. Jang과 Kim[3] 및 Yang 등[12]도 압축기 블레이드의 최적화를 위해 중첩선을 수정하였으며, Pierret 등[13]은 일정한 블레이드 회전수 하에서 다학제간 최적화와 여러 운전점을 고려한 최적화를 시도하였다. Oyama 등[14]은 NASA Rotor 67을 최적화하기 위해 B-spline 곡선으로 블레이드 형상을 변경할 수 있도록 하였으며, 효율을 2% 증가시키는 결과를 얻었다. Chen 등[15]은 캠버선, 두께 분포 및 중첩선을 다항식으로 구성하여 블레이드 형상을 구현하였으며, 단열효율을 목적함수로 하여 최적화 결과, 1.73%의 효율을 증가시킬 수 있었다. 최대캠버위치에 대한 연구는 Chen 등[16]에 의해 연구된 바 있으며, Benini[4]는 압축기 블레이드의 성능을 개선하고자 블레이드 단면 형상을 베지어 곡선을 이용하여 정의한 후 전압력비와 효율의 다중목적함수를 최대화하도록 캠버와 두께분포를 변경하는 최적화 문제를 구성하였다.

본 연구에서는 천음속 축류 압축기의 효율 또는 압력비를 향상시키고자 3차원 Reynolds-averaged Navier-Stokes(RANS) 해석과 가중평균 대리모델의 최적화기법을 결합한 최적화 설계를 수행하였다. 최대화하고자 하는 파라미터인 효율 및 압력비를 목적함수로 선정하였으며, 설계변수로는 블레이드가 코드에 수직한 방향으로 이동한 양을 나타내는 블레이드의 린(lean)과 블레이드의 두께 분포를 결정하는 변수를 사용하였다. 두께 분포와 관련된 형상은 베지어 커브에서의 제어점을 설계변수로서 사용하였다. 이 결과를 통해 효율 최적화를 통해 얻은 형상과 압력비 최대화를 통해 얻은 형상을 최적화 초기 형상과 비교하여 내부 유동장의 변화 및 블레이드 전체 성능을 검토해 보고자 하였다.

2. 설계 대상 및 최적화 문제 구성

2.1 대상 모델

본 연구에서는 Fig. 1에 도시된 바와 같이 작은 종횡비를 갖는 천음속 축류압축기 블레이드인 NASA Rotor 37을 형상 최적화의 대상으로 하였다. 이 블레이드의 단면은 다중 원호방식으로 되어 있으며 주요 사양은 Table 1에 제시되어 있다. 팁 간극은 스팬의 0.45 %인 0.356 mm이고 초킹 유량은 설계 유량대비 103.67 %이다.

로터의 유량에 따른 전압력, 전온도 등 유동 파라미터들은 Fig. 1에서 볼 수 있는 바와 같이 압축기의 입구 기준면(Station 1)과 출구 기준면(Station 2)에서 측정[9]되었으며, 본 연구에서도 이 기준면에서의 값으로 비교하였다. 입구 기준면은 블레이드 팁 앞전으로부터 41.9 mm 상류에 위치하고, 출구 기준면은 블레이드 뒷전으로부터 101.9 mm 하류에 위치한다.

Table 1 Design specification of NASA rotor 37

Design point or variable	Specification
Mass flow rate (kg/s)	20.19
Pressure ratio	2.106
Rotational speed (rpm)	17,188.7
Rotor blade number	36
Inlet hub-tip ratio	0.7
Inlet tip relative Mach no.	1.4
Rotor aspect ratio	1.19
Tip solidity	1.288

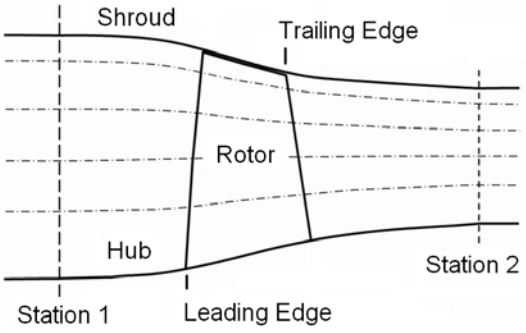


Fig. 1 Meridional view of Rotor 37

2.2 최적화 문제의 구성

일반적인 최적화 문제는 다음과 같이 정형화 된다.

$$\begin{aligned} &Minimize\ F = F(\overline{X}) \\ &Subject\ to\ G_j(\overline{X}) < 0, j = 1, m \\ &X_i^l \le X_i \le X_i^u, i = 1, n \end{aligned} \tag{1}$$

여기서 F는 목적함수이고, $\overline{X}$는 설계변수들로 구성된 벡터이다. X_i^l과 X_i^u는 설계변수의 제한조건상의 하한과 상한을 나타낸다.

본 연구에서는 Rotor 37의 효율 또는 전압력비를 최대화하기 위해 단열효율(η_{ad})과 전압력비를 목적함수로 사용하였으며, 각 목적함수를 최대화하기 위해 두 개의 최적화 문제를 구성하였다.

$$F_{eff} = \eta_{ad} = \frac{(P_{0,exit}/P_{0,inlet})^{\frac{(\gamma-1)}{\gamma}}}{T_{0,exit}/T_{0,inlet} - 1} \tag{2}$$

$$F_{pr} = P_{0,exit}/P_{0,inlet} \tag{3}$$

여기서, P_0와 T_0는 각각 전압력과 전온도이며, *inlet*과 *exit*는 각각 앞에서 정의한 압축기 입구와 출구 기준면을 의미한다.

Rotor 37의 블레이드 익형 형상은 다중원호방식으로 되어 있는데, 본 연구에서는 최적설계시 형상을 자유롭게 변경하기 위해 이를 베지어 곡선으로 구성하였으며, 블레이드 형상은 이 곡선의 제어점으로 변경된다. n차수의 베지어 곡선은 다음과 같은 번스타인 다항식으로 정의된다.

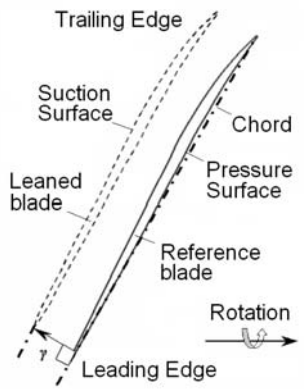
$$C(t) = \sum_{i=0}^{n} B_{n,i}(t)\, P_i \tag{4}$$

여기서 베지어 블렌딩 함수는 다음과 같이 정의된다.

$$B_{n,j}(t) = \binom{n}{j} t^i (1-t)^{n-1} \tag{5}$$

상기 식들에서 t는 [0-1]에서 무차원화된 곡선의 매개변수를 의미하며, P_i는 제어점의 좌표이다.

본 연구에서는 블레이드의 린과 두께분포와 관련된 변수들을 설계변수로 사용하고자 하였다. 첫 번째 설계변수군은 Fig. 2(a)에 도시된 블레이드의 린에 관련된 것으로서, 블레이드 팁과 평균반경에서의 단면형상이 코드선에 수직으로 움직이는 양(각각, γ_t 및 γ_m)으로 정의하였다. 다른 반경에서의 린은 스플라인 곡선으로 보간하였다. 블레이드의 3차원적인 린, 스윕 및 스큐는 천음속 압축기에서 성능에 미치는 영향이 큰 것으로 알려져 있으나[17] 기존의 1차원 해석 및 설계 기법에서는 고려하기 곤란한 설계변수이므로 3차원 유동해석을 바탕으로 한 본 최적설계에서는 그 영향을 직접 설계에 반영하고자 설계변수로서 선정하였다.



(a) Lean

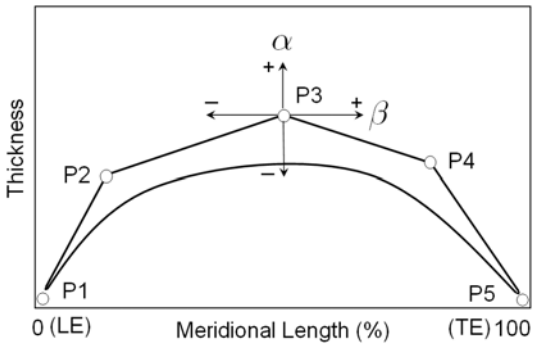


Fig. 2 Definition of maximum thickness and its location

두 번째와 세 번째 설계변수군은 Fig. 2(b)에서 나타난 바와 같이 익형의 두께를 정의하는 베지어 곡선의 5개 제어점 중, 중앙의 제어점인 P3가 코드의 수직 방향 또는 코드 방향으로 이동하는 양으로서 정의하였다. 코드의 수직 방향 위치(α)

는 최대두께에 주로 영향을 주며, 코드 방향의 위치(β)는 최대두께의 위치에 영향을 주게 된다. 각각에 대해 팁과 평균반경에서의 값들로 정의했다. 따라서 α_t, α_m, β_t 및 β_m이 두께 관련 설계변수로 정의되었다.

이상과 같은 총 6개의 설계변수들의 상하한 범위는 Table 2에 나타나 있다. α 및 β는 기준형상에 대한 백분율이며, γ는 라디안으로 표기하였다. 본 연구에서는 후향 린을 배제하고 전향 린만을 고려하고자 설계변수 γ_t의 범위를 (-)로만 선정하였으며, 린의 설계범위를 넓게 하여 큰 린으로 인해 블레이드 루트 등에서의 응력이 비록 과다하게 증가하더라도 본 연구의 목적을 공력 성능의 향상으로 한정하여 린이 증가함에 따라 효율이 최고가 되는 점이 있다면 이를 찾아보고자 하였다. 한편, 각 설계변수의 범위는 주요점에서의 예비 계산 결과 및 경향을 반영하여 설정하였다.

3. 최적화 기법

본 연구에서 사용한 대리모델은 반응표면법과 같은 근사모델로서 Fig. 3에 그 개념이 도시된 바와 같이 관심있는 전체 설계범위에 대해 특정 개수의 샘플링을 수행하여 얻은 결과를 바탕으로 목적함수의 분포를 가정한 후 이 분포(반응면)에서의 최적값을 탐색 알고리즘으로 짧은 시간에 찾는 기법이다. 일반적으로 샘플링은 시험적으로 구하거나 본 연구에서와 같이 3차원 해석으로 수행할 경우 많은 시간과 비용이 소요되므로 가능한 적은 수의 샘플링만을 수행하면서도 실제 목적함수의 분포, 즉 실제 반응면에 가깝게 예측하기 위해 다양한 모델들이 개발되고 있다. 또한

Table 2 Design space

Variables		Lower	Upper
Variables normal to chord line	α_t(%)	-22.5	22.5
	α_m(%)	-6.0	6.0
Variables along chord line	β_t(%)	-5.0	15.0
	β_m(%)	-5.0	15.0
Blade lean	γ_t(rad.)	-0.105	-0.035
	γ_m(rad.)	-0.035	0.035

전체 설계범위내에서 전역적 최적값이 구해지면, 이 인근에서 새롭게 대리모델을 구성하여 최적값을 얻으면 전역적인 최적값을 효과적으로 얻을 수 있는 장점도 있다. 한편 실제 반응면을 모르는 상태에서 어떤 모델이 가장 작은 오차를 갖는지 알 수 없기 때문에 본 연구에서는 세 가지의 대리모델을 동시에 적용하여 최적설계 수행과정에서 각 대리모델로부터 얻어진 반응면과 실제 반응면과의 오차를 비교하여 가장 작은 모델에 큰 가중치를 부여함으로써 효과적으로 정확한 반응면의 예측이 가능하게 하였으며, 이를 가중평균 대리모델이라고 명명하였다.

본 연구에서 적용한 최적설계의 과정은 Fig. 4에 나타나 있다. 먼저 설계변수와 목적함수가 정의되고 설계변수의 범위가 결정된 후, 실험계획법[18] 중 라틴하이퍼큐브 샘플링 방법으로 설계범위 내에서 설계점을 결정한다. 각 설계점에서의 목적함수 값이 다음 절에서 기술되는 3차원 수치해석을 통해 평가된 후 대리모델이 적용된다.

PRESS(Predicted Error Sum of Squares) 기반의 평균(PRESS-based-average, PBA) 모델이 강건한 것으로 보고되어,[11,19] 본 연구에서는 PBA로 예측된 설계 데이터가 사용되었다. 이 모델은 기본적으로 2차 다항식 표면근사(RSA),[20] 래디얼베이시 신경회로망(RBNN)[21]과 크리깅(KRG)[22] 등 기본 대리모델들이 가중평균된 것이다. PBA 모델은 원래 WTA3 모델[23]이었으나 Samad 등[11,18]이 개명하였으며, 본 연구에서는 이 모델을 적용하였다. PBA 모델로 예측된 반응면은 아래와 같이 정의된다.

$$\widehat{F_{PBA}}(x) = \sum_{i}^{N_{SM}} \omega_i(x)\widehat{F_i}(x) \tag{6}$$

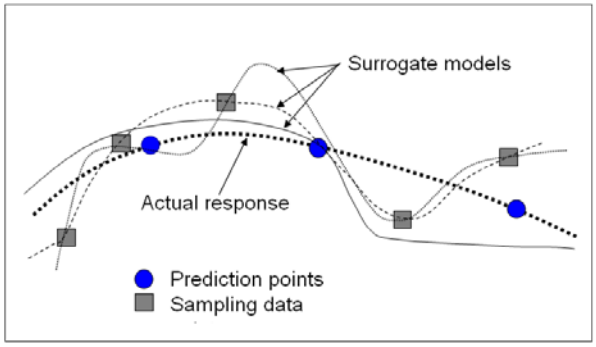


Fig. 3 Illustration of surrogate model

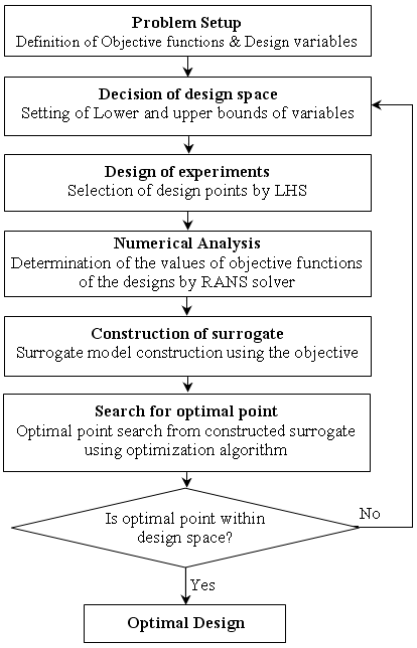


Fig. 4 Optimization algorithm

여기서 i는 가중평균모델을 구성하는 각 기본 대리모델을 나타내며, N_{SM}은 기본 대리모델의 전체 개수이다. $w_i(x)$는 가중치이고 $\hat{F}_i(x)$는 예측된 반응면이다. 즉 $w_1(x)$와 $\hat{F}_1(x)$은 첫 번째 대리모델에서의 가중치와 반응면을 나타낸다.

각 대리모델별 가중치는 위에서 언급된 RSA, RBNN 및 KRG 등 세 개의 기본 대리모델 중 오차가 큰 모델일수록 가중치를 적게 주도록 결정된다. 본 연구에서는 전역 가중치는 일반화된 평균제곱 교차검증에러(GMSE) 또는 PRESS를 사용한 각각의 기본 대리모델로부터 결정되는데 이는 전역 데이터 기반의 적합도에 대한 측도이다. 교차검증(Cross Validation, CV)에서 데이터는 동일한 크기의 k 부분집합으로 나뉘게 되어 대리모델은 k번 생성되게 되며, 매번 트레이닝 과정에서 부분집합중의 하나를 생략하며 생략된 부분집합은 관심의 대상이 되는 에러를 계산하는 데 사용된다. PBA 대리모델에 사용된 가중 스킴은 아래와 같다.

$$w_i^* = \left(\frac{E_i}{E_{ave}} + \alpha \right)^{\beta}, \quad w_i = \left(\frac{w_i^*}{\sum_i w_i^*} \right)$$

$$E_{ave} = \frac{\sum_{i=1}^{N_{SM}} E_i}{N_{SM}}, \ \beta < 0, \alpha < 1 \qquad (7)$$

$$E_i = \sqrt{GMSE_i}, \ i = 1, 2, \ldots N_{SM}$$

여기서 상수 α와 β는 각각 0.05와 -1로 선정하였다.[22]

PBA 모델을 구성한 후 SQP(sequential quadratic programming)[24]를 사용하여 PBA 모델로부터 최적점을 탐색하였다. 구배기반의 탐색 알고리즘인 SQP는 초기값에 따라 최적점이 변경될 수 있으므로 초기값을 여러 번 변경해가며 각 대리모델의 최종 최적점을 구하였다.

4. 수치해석

상용코드인 ANSYS-CFX 11.0[25]을 이용하여 유동해석을 수행하였으며, 블레이드 형상 생성, 격자 생성, 초기값과 경계조건 정의 및 유동해석은 각각 Blade-Gen, Turbo-Grid, CFX-Pre 및 CFX-Solver를 사용하였다.

블레이드 표면 인근에는 O형 격자계, 그 이외의 계산영역은 H형 격자계를 사용하였으며 모두 정규격자계로 구성하였다. 해석 대상의 압축기는 36개의 블레이드로 구성되어 있으나 인근하는 두 블레이드 사이의 유동장이 회전방향에 대해 주기적으로 형성되어 있다고 가정하고 하나의 유로만 해석하였다. 이 하나의 유로의 입구와 출구 블록에 각각 30,000개의 격자를 배치하고, 이를 제외한 압축기 주유동 영역에서는 240,000개의 격자를 배치하여 총 300,000개의 격자가 계산에 사용되었다.

압축기를 통과하는 기체는 이상상태의 공기로 하였으며, 유동은 정상상태로 가정하였다. 입구 조건으로는 전온도와 전압력 조건을 주었는데 각각 288.15 k와 101,325 Pa의 표준대기 조건을 설정하였으며, 출구조건으로 하나의 유로에서의 유량인 0.5608 kg/s을 주었다. 압축성 삼차원 정상유동에 대한 연속방정식과 레이놀즈 평균 나비어-스톡스 방정식 등 지배방정식은 유한체적법으로 이산화된다. 블레이드와 허브 및 쉬라우드 등의 벽면은 미끄럼이 없고 매끈하며 단열되었다고 가정하였으며, 날개의 주기면에는 주기조건을 주고, 팁 간극은 설계사양 대로 반영하여 모델링하였다. 난류모델로는 안정적이고 수치적으로 강건하다고 알려진[25] k-ε 모델을 사용하였으며 scalable 벽함수를 적용하였으며 입구에서의 난류강도는 5

%로 하였다.

천음속 유동에서는 수렴된 수치해를 얻기가 쉽지 않은데 Rotor 37의 경우, 초킹 유량의 98 % 유량점에서 계산할 때 200회의 반복계산 동안 입출구면에서의 질량유량의 변동이 0.004 % 이내를 유지하면서 입출구면에서의 질량유량의 차이가 0.017 % 이하일 때를 수렴된 것으로 추천되고 있다.[9] 따라서 본 연구에서도 설계 유량점에서 이와 유사한 수렴 조건을 주고 결과를 확인하였다.

5. 결과 및 검토

대리모델의 적용하기 위해 설계범위내에서 55개 설계점에서 유동해석에 의한 목적함수를 구하였으며, 이 샘플링 결과를 이용하여 대리모델을 구성하고, 최적값을 예측하기 위해 위에서 언급된 SQP 방법으로 약 15회의 반복계산을 통해 최적점을 찾았다. 각 설계점에서 3차원 유동해석에 의한 목적함수값을 구하는 데에는 Pentium IV 3.0GHz의 컴퓨터로 약 8시간이 소요되었다.

본 연구에서 사용한 PBA 모델을 구성하기 위한 RBNN, RSA 및 KRG 등 세 개의 기본 대리모델에 각각 부여된 가중치를 Table 3에 나타내었다. 효율 최적화에 대한 에러와 가중치를 살펴보면, RSA 대리모델에서 교차검증 에러가 가장 작게 나타났으므로 PBA 모델을 구성하기 위한 가중치는 RSA 대리모델이 가장 크다. 압력 최적화 문제에서는 RBNN과 RSA의 교차검증 에러가 동일하므로 가중치도 같게 반영되었으며, KRG에서의 에러가 가장 작으므로 가중치는 가장 크게 반영되었다.

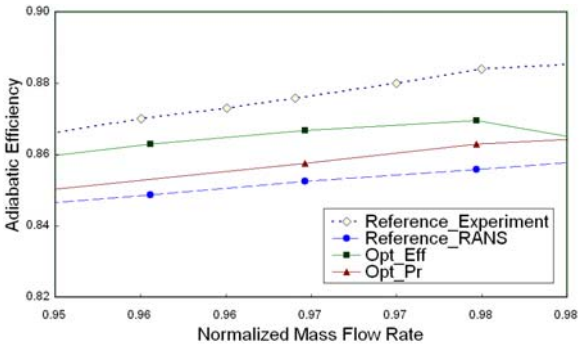
최적설계의 기준모델로 사용한 NASA Rotor 37 블레이드에 대한 본 연구에서의 수치계산의 검증을 위해 기준모델을 포함한 최적설계 결과에 대한 유량에 따른 RANS 해석결과를 시험결과[10]와 비교하였으며, 그 결과를 Fig. 5에 도시하였다. 수치계산을 통해 도출된 단열효율은 시험결과에 비해 약 1 %P 낮게 예측하고 있으나, 전압력비는 대부분의 유량영역에서 약 0.1 % 이내의 차이를 보이고 있다. 이는 ANSYS-CFX를 사용한 다른 연구 결구들[2,4,9]이 효율을 다소 낮게 예측하는 것과 같은 경향을 갖는 것으로 보인다.

압력비는 Dunham의 AGARD 보고서[9]에 보고된 시험결과보다 높게, Benini[4]의 결과보다는 낮게 나타났다. 이와 같은 결과로 볼 때, 현 계산결과는 타당한 것으로 보이며, 수치계산에 있어서 기존의 결과들과 약간의 차이를 보이는 것은 서로 다른 격자계 등으로 인한 것으로 사료된다.

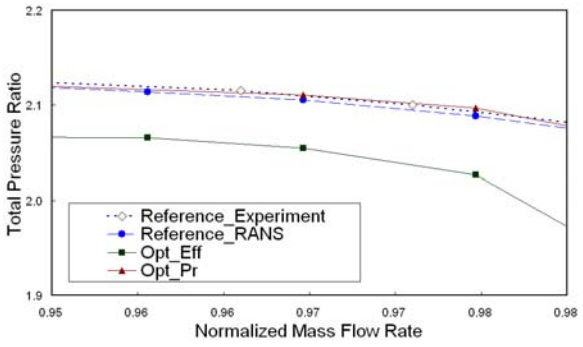
또한 최적 설계형상들에서의 탈설계점에서의 압력 및 효율 특성을 관찰해 보고자 유량을 변경해 가며 RANS 해석코드로 목적함수를 평가하였으며, 그 결과도 Fig. 5에 나타나 있다. 효율 최적화와 압력 최적화 결과, 계산된 대부분의 유량범위내에서 각각 효율 및 압력비가 증가되었음을 알 수 있다.

Table 3 Weight assigned to surrogates to construct PBA model

Model		RBNN	RSA	KRG
Opt_Eff	CV error	0.259	0.165	0.197
	Weight	0.261	0.400	0.339
Opt_Pt	CV error	0.060	0.060	0.042
	Weight	0.295	0.295	0.410



(a) Adiabatic efficiency



(b) Pressure ratio

Fig. 5 Results validation with experimental data

Table 4는 기준형상과 두 가지 최적화 문제로부터 도출된 최적형상들에서 대리모델로부터 예측된 효율 및 압력비의 목적함수와 수치해석을 통해 얻어진 목적함수를 비교하고 있다. 효율 최적화 문제의 경우 대리모델에서는 86.74 %의 효율점을 예측하였는데, 최종설계 결과에 대한 해석을 통해 얻어진 효율은 86.68 %이며, 압력비 최적화 문제의 경우에는 예측 2.115, 수치해석 2.110으로 나타나서 대리모델의 예측이 비교적 정확함을 알 수 있고, 효율 최적화 결과 1.43 %P의 효율이 증가되고, 압력비 최적화 결과 0.51 %의 압력이 상승되었다. 그러나 효율을 최적화할 경우에는 압력비가 감소하였고, 압력비를 최적화할 경우에는 효율도 함께 증가하였다.

최적형상에서의 설계변수 값들을 Table 5에 나타냈으며, 각 형상을 Fig. 6에 비교하였다. 최적형상의 기하학적 특성을 살펴보면, 효율이 1.43 %P 증가한 효율 최적화 문제에서는 최적화된 블레이드가 팁에서 전향 린을 갖는 것으로 나타났다. 이러한 전향 린은 블레이드가 압력면으로 기울어져 있어 회전방향 및 하류방향으로 경사지게 된다. 그런데 팁에서의 린의 하한, 즉 가장 많이 경사질 수 있는 각을 -0.105(radian)으로 하였으나 이 값에 미치지 않는 -0.101에 수렴하였다. 이 결과로 볼 때 구조적인 제한 조건이 없더라도 효율 향상을 위한 린은 적정 각도에서 한계점이 있음을 알 수 있다. 이와 유사한 경향의 결과는 Wennerstrom[26]에 의해서도 제시되고 있는데, 그는 스윕각의 경우 허브 벽면과 블레이드 앞전이 이루는 각에 거의 비례하여 충격파를 적게 받으며, 이 스윕각은 허브팁 비, 블레이드 종횡비, 유량 및 속도가 고정되어 있다면 일정한 각도에서 최고 효율을 갖는 것으로 보고하였다. 린의 경우에도 블레이드가 회전방향 및 하류방향으로 기울어져 있어 팁 벽면과 블레이드 앞전이 이루는 각이 감소하여 상대마하수가 가장 큰 팁 부분에서의 충격파의 강도가 약해지는 효과가 있다.

한편 효율 최적화 문제에서 두께는 허브에서 4.0 %, 팁에서 2.7 % 감소하고 최대두께의 위치는 뒷전으로 약 7~12 % 이동하였다.

압력비 최적화 문제에서는 최대두께는 팁에서 약 6.4 % 증가되었으며 최대두께 위치는 뒷전방향으로 약간 이동하였다. 압력비 최적화 문제에서도 블레이드는 회전방향으로 기울어져 있는데 그 값은 -0.035로서 Table 2에서 정의한 바와 같이 블레이드 린의 범위의 상한과 같다.

효율 최적화 문제에서는 팁에서의 블레이드 린(γ_t)이 하한값에 도달하지 않고 수렴되었지만 압력비 최적화 문제에서는 그 값이 상한과 꼭 같게 나타났다. 반면 평균반경에서의 린(γ_m)은 설계범위의 중간값을 유지하며 변동이 거의 없었다. 이와 같은 결과로 미루어 본 연구의 설계범위에서는 블레이드 린이 회전방향으로 증가할 경우 효율이 향상되고, 린이 작을 경우 압력비가 증가됨을 알 수 있다.

한편 Fig. 7~9는 기준형상과 최적형상들에서의 유동분포를 보여주고 있다. Fig. 7은 기준형상과 최적형상들에서 압축기 입구부터 출구까지의 전

Table 4 Objective functions by optimization

Designs		Ref.	Opt_Eff	Opt_Pr
Predicted	$F_{surrogate}$	-	0.8674	2.115
RANS	F_{Eff}	0.8525	0.8668	(0.8576)
	F_{Pr}	2.105	(2.055)	2.110
Improvement	F_{Eff}	-	1.43%P	(0.51%P)
	F_{Pr}	-	(-2.38%)	0.24%

Table 5 Design variables by optimization

Designs		Ref.	Opt_Eff	Opt_Pr
Maximum thickness	α_t(%)	0.0	-2.741	6.379
	α_m(%)	0.0	-4.034	4.804
Maximum thickness location	β_t(%)	0.0	7.048	0.932
	β_m(%)	0.0	12.267	6.675
Blade lean	γ_t(rad.)	0.0	-0.101	-0.035
	γ_m(rad.)	0.0	0.002	-0.003

(a) reference (b) Opt_Eff (c) Opt_Pr

Fig. 6 Comparison of blade shapes

압력 및 정압력 분포를 보여주고 있다. 앞에서 설명된 바와 같이 기준형상에서의 전압력이 효율 최적화된 형상에 비해 블레이드 구간 및 출구 기준면에서 더 높게 나타나고 있다. 한편 동일한 유량임에도 정압력 차이는 전압력의 차이에 비해 매우 작은데, 이는 블레이드 하류에서 효율 최적화된 형상의 경우 마하수가 작다는 것을 의미한다. 블레이드 출구에서 마하수가 작을 경우, 베인 입구에서의 마하수가 작아지게 된다. 일반적으로 입구 마하수가 감소하면 압력 손실이 감소하고 스톨 발생 한계 영각을 증가시킬 수 있는 장점이 있어 베인을 포함한 전체 압축기 성능에 미치는 영향은 현 최적화 결과보다 더욱 클 수 있다. 한편, 뒷전을 지나서 정압력이 감소하는 것은 본 해석에서는 베인이 포함되지 않았고 Fig. 1에서 볼 수 있는 바와 같이 블레이드 출구부터 압축기 출구까지 유로 면적이 감소하기 때문이다.

압축기 입구부터 출구까지의 전온도 및 정온도는 Fig. 8에 나타나 있다. 블레이드를 지나 전온도가 유지되고 마하수의 증가에 따라 정온도가 감소되는 현상이 잘 나타나 있으며, 효율 최적화된 형상의 결과에서 전온도가 상대적으로 낮아 효율 향상에 기여했음을 알 수 있다.

Fig. 9는 기준 블레이드와 최적설계된 블레이드들에서 10 % 및 90 % 스팬에서의 마하수 분포를 보여주고 있다. 10 % 스팬에서는 모든 블레이드에서 마하수의 분포가 유사하게 나타나고 있는데, 앞전에서의 바우 충격파(bow shock)와 뒷전 인근에서의 박리를 관찰할 수 있다. 팁 근처인 90 % 스팬의 경우, 기준 블레이드에서는 앞전에서 강한 바우 충격파만 발생하나 블레이드 린이

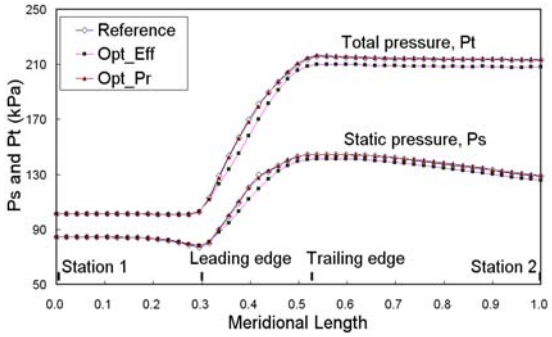


Fig. 7 Total pressure and static pressure distribution along the meridional length

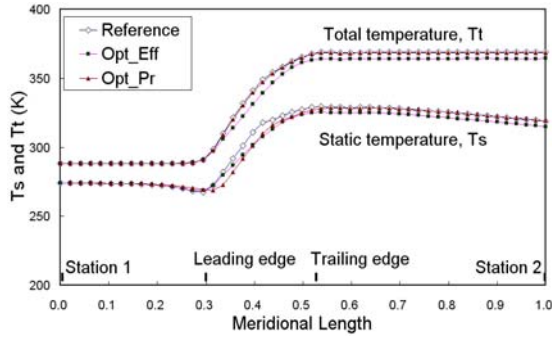
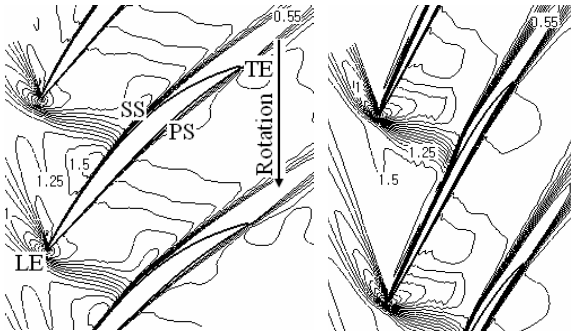
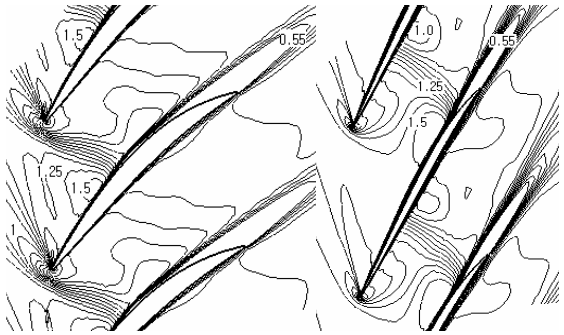


Fig. 8 Total temperature and static temperature distribution along the meridional length

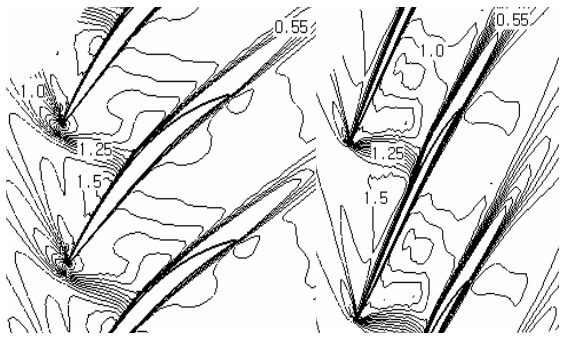


(left: 10% span, right: 90% span)

(a) Reference blade



(b) Opt_Eff blade



(c) Opt_Pr

Fig. 9 Mach number contour at 10% and 90% span

회전방향, 즉 전향 린을 가진 효율 최적화 결과에서는 앞전에서의 바우 충격파는 약하게 되고 통로 충격파(passage shock)가 발생하였다. 이는 Ji 등[27]이 보고한 천음속 블레이드의 경우 스윕이 없는 블레이드에서는 바우 충격파만 발생하나 전향 스윕이 있는 블레이드에서는 바우 충격파와 통로 충격파가 동시에 발생한다는 현상과 유사한 물리적 현상으로 보인다.

한편 기준 블레이드에서는 90 % 스팬의 최대두께 위치 인근에서 강한 박리가 발생하고 있으나 효율 최적화된 형상에서는 박리점이 후방으로 이동해 있고 그 영역이 작아졌음을 알 수 있다. 이는 전향 린으로 인해 더 안정화된 유동장내에서 블레이드 두께가 감소하고 최대두께 위치도 하류로 이동했기 때문으로 사료된다. 그러나 압력 최적화의 경우에는 설계 변경량이 적어서 기준 블레이드와 유사한 유동 경향을 보이고 있다.

이상과 같은 초음속 블레이드의 최적화 결과 중 특히 효율 최적화 결과의 경우 블레이드가 전향 린으로 설계되었으며 블레이드 두께가 감소하고 최대두께 위치가 하류로 이동함에 따라, 기준 블레이드 앞전에서의 강한 바우 충격파가 약한 바우 충격파 및 통로 충격파로 변경되어 충격파 손실이 감소하고, 유동 박리의 발생이 하류로 이동함에 따라 손실이 감소한 것으로 사료된다.

6. 결 론

본 연구에서는 천음속 축류압축기의 단열효율 및 압력비를 증가시키고자 RANS 해석과 가중평균 대리모델을 결합한 최적화 기법으로 블레이드의 형상을 최적화하였다. 가중평균 대리모델을 기초로 한 최적화 과정을 통해 블레이드 린과 익형 두께 분포와 관련된 6개의 설계변수로서 효율 및 압력비 목적함수를 효과적으로 최적화하였으며, 각 설계결과에 대해 검증된 RANS 유동해석 코드로서 탈설계점 해석을 하여 유량에 따른 압축기 성능을 평가하였다. 최적설계된 형상들의 블레이드 내부 유동장을 분석함으로써 효율 최적화 과정 등을 통해 1.43 %의 효율이 증가되는 유동 메커니즘을 파악하였다. 블레이드 린이 없는 기준 블레이드의 앞전에서는 강한 바우 충격파가 발생하였으나 전향 린을 갖는 최적설계 형상에서는 바우 충격파가 약화되고 통로 충격파로 되면서 충격파 손실과 하류에서의 유동 박리로 인한 손실이 감소한 것으로 나타났다.

이와 같은 최적화 연구는 향후 구조해석과정을 추가하여 압축기 설계시 린 등 구조적 안정성에 민감한 설계변수에 대한 제한조건을 실질적으로 반영함으로써 보다 유용한 압축기 설계 수단으로 확장될 수 있을 것으로 예상된다.

참고문헌

(1) Rodgers, C. and Sapiro, L., 1971, "Design Considerations for High-Pressure Ratio Centrifugal Compressor," *ASME* Paper 71-GT-91.

(2) Beheshti, B. H., Teixeira, J. A., Ivey, P.C., Ghorbanian, K. and Farhanieh, B., 2004, "Parametric Study of Tip Clearance Casing Treatment on Performance and Stability of a Transonic Axial Compressor," *Journal of Turbomachinery*, Vol. 126.

(3) Jang, C. M. and Kim, K. Y., 2007, "Applications of Numerical Optimization Techniques to Design of Axial Compressor Blades," *Journal of Aerospace Power*, Vol. 22, No. 4, pp. 29~36.

(4) Benini, E., 2004, "Three-Dimensional Multi-Objective Design Optimization of a Transonic Compressor Rotor," *Journal of Propulsion and Power*, Vol. 20, No. 3.

(5) Seo, S. J., Choi, S. M. and Kim, K. Y., 2006, "Design of An Axial Flow Fan with Shape Optimization," *Trans. of the KSME, Series B*, Vol. 30, No. 7, pp. 603~611.

(6) Krain, H., Karpinski, G. and Beversdorff, M., 2001, "Flow Analysis in a Transonic Centrifugal Compressor Rotor Using 3-Component Laser Velocimetry," *ASME Paper* No. 2001-GT-0315.

(7) Kerrebrock, J. L, 1981, "Flow in Transonic Compressors," *AIAA Journal*, Vol. 19, No. 1, pp. 4~19.

(8) Dunker, R. J., Strinning, D. E. and Weyer, H. B., 1977, "Experimental Study of the Flow Field Within a Transonic Axial Compressor Rotor by Laser Velocimetry and Comparison with Through-Flow Calculations," *ASME Paper* 77-GT-28.

(9) Dunham, J., 1998, "CFD Validation for Propulsion System Components," *AGARD Advisory Report* 355, ISBN 92-836-1075-X.

(10) Reid, L. and Moore, R. D., 1978, "Design and Overall Performance of Four Highly-Loaded, High-

Speed Inlet Stages for an Advanced, High- Pressure -Ratio Core Compressor," NASA TP- 1337.

(11) Samad, A., Kim, K. Y., Goel, T., Haftka, R, T. and Shyy, W., 2007, Multiple Surrogate Modeling for Axial Compressor Blade Shape Optimization, Journal of Propulsion and Power (Accepted for Publication).

(12) Yang, L., Ouyang, H. and Hui, D. Z., 2007, "Optimization Design and Experimental Study of Low-Pressure Axial Fan with Forward-Skewed Blades," International Journal of Rotary Machinery, Vol. 2007, Article ID 85275, 10 Pages, Doi: 10.1155/2007/85275.

(13) Pierret, S., Coelho, R. F. and Kato, H., 2007, "Multidisciplinary and Multiple Operating Points Shape Optimization of Three-dimensional Compressor Blades," Structural and Multidisciplinary Optimization, Vol. 33, No. 1.

(14) Oyama, A., Liou, M. S. and Obayashi, S., 2004, "Transonic Axial-Flow Blade Optimization: Evolutionary Algorithms/ Three-Dimensional Navier- Stoke Solver," *Journal of Propulsion and Power*, Vol. 20, No. 4, pp. 612~619.

(15) Chen, N., Zhang, H., Xu, Y. and Huang, W., 2007, "Blade Parameterization and Aerodynamic Design Optimization for a 3D Transonic Compressor Rotor," *Journal of Thermal Science*, Vol. 16, No. 2.

(16) Chen, N. X., Zhang, H. W., Du, H., Xu, Y. J. and Huang, W. G., 2005, "Effect of Maximum Camber Location on Aerodynamic Performance of Transonic Compressor Blades," ASME Turbo Expo 2005, Nevada, USA, GT2005-68541.

(17) Jang, C. M., Li, P. and Kim, K. Y., 2006, "Optimization of Blade Sweep of NASA Rotor 37," *Trans. of the KSME, Series B*, Vol. 30, No. 7, pp. 622~629.

(18) JMP® 5.1, 2004, SAS Institute, Inc.

(19) Samad, A., Shin, D. Y., Kim, K. Y., Goel, T. and Haftka R, T., 2007, "Surrogate Modeling for Optimization of a Dimpled Channel to Enhance Heat Transfer Performance," *Journal of Thermophysics and Heat Transfer*, Vol. 21, Number 3, pp. 667~670.

(20) Myers, R. H. and Montgomery, D. C., 1995, Response Surface Methodology-Process and Product Optimization Using Designed Experiments, *John Wiley & Sons*, Inc., New York.

(21) Orr, M. J. L., 1996, Introduction to Radial Basis Neural Networks, Center for Cognitive Science, Edinburgh University, Scotland, UK. http://anc.ed.ac.uk/ RBNN/.

(22) Martin, J. D. and Simpson, T. W., 2005, "Use of Kriging Models to Approximate Deterministic Computer Models," *AIAA Journal*, Vol. 43, No. 4, pp. 853~863.

(23) Goel, T., Haftka, R., Shyy, W. and Queipo, N., 2007, "Ensemble of Surrogates," *Structural and Multidisciplinary Optimization*, Vol. 33. No. 3, pp. 199~216.

(24) MATLAB®, 2004, The Language of Technical Computing, Release 14, The MathWorks Inc.

(25) ANSYS CFX-11.0, 2006, ANSYS Inc.

(26) Wennerstrom, A. J., 2000, Design of Highly Loaded Axial-Flow Fans and Compressors, Concepts ETI, pp. 61~67.

(27) Ji, L., Chen, J. and Lin, F., 2005, "Review and Understanding on Sweep in Axial Compressor Design," *ASME Turbo Expo* 2005, Reno-Tahoe, Neveda, USA, Paper No. GT2005-68473.