

# 원심 압축기 임펠러의 최적 구조 설계

최유진\* · 송준영\* · 김승조\*\* · 강신형\*\*

## Optimum Structural Design for Centrifugal Compressor Impeller

Yoo Jin Choi\*, Jun Young Song\*, Seung Jo Kim\*\*, Shin Hyung Kang\*\*

Key Words: Centrifugal Impeller(원심임펠러), blade(블레이드), Optimum Structural Analysis(최적구조설계)

### ABSTRACT

Using basic shape and aerodynamic data for the designed impeller, basic structure analysis such as stress analysis and eigenvalue analysis was carried out. Also, we made the optimization program that was designed for optimum thickness within the adaptive stress limits. For the structural optimum theory, we used the BFGS(Broydon Fletcher Goldfarb Shanno) Method which is one of the searching methods. Through this program we managed optimization of the blade. For numerical simulation, we used the optimization program to compose Cyclic Module of NASTRAN and the Optimization Program which was implemented by C and fortran language.

### 1. 서 론

원심 압축기<sup>(1)</sup>는 주로 원심력의 작용에 의하여 작용 유체의 압력을 상승시킨다. 원심 압축기는 축류 압축기에 비해 설계의 정확성에 따른 성능의 변화가 덜 민감하고 1단으로 얻을 수 있는 압축비가 크며 소형 경량화가 가능하고 구조가 견고하다는 장점이 있다. 따라서 산업용 압축기, 소형 가스 터빈 엔진, 터보 차저, 냉동기용 터보 압축기에는 흔히 원심 압축기가 쓰이고 있다.

원심 압축기의 설계에 있어 핵심이 되는 부분은 임펠러로서 압축기에 유입된 유체는 고속으로 회전하는 임펠러에 의해 높은 압력 에너지를 가지게 된다. 임펠러는 일반적으로 매우 복잡한 3차원 형상을 가지고 있어서 설계 시에 많은 경험과 축적된 기술을 필요로 하며, 공기 역학적인 고려뿐만 아니라 다양한 요소들이 고려되어야 한다.

일반적으로 임펠러의 설계를 위해서는 먼저 임펠러의 공기역학적 성능을 최적화 할 수 있는 블레이드의 기본 형상 설계가 필요하고, 그와 더불어 설계된 임펠러가 요구되는 수명 조건과 작동 조건을 만족할 수 있는지 검토하고 그에 대한 보완점을 제시하기 위한 구조해석이 수행되어야 한다. 특히 임펠러 설계의 핵심을 이루는 블레이드는 구조적으로 안정한 범위 내에서 그 두께가 얇아질수록 성능이 향상되므로 설계에 있어서 공력 해석과 구조해석이 동일한 중요도로 다루어져야 한다. 본 연구에서는 공력 해석을 통해 설계된 임펠러의 기본 형상 및 공력 데이터 등을 바탕으로 임펠러에 기본 구조해석을 수행한 후, 기본적으로 설계된 임펠러의 신뢰성 여부를 판명함과 아울러 구조 최적화 이론을 도입하여 구조적으로 최적화 된 블레이드의 설계를 주목적으로 한다.

### 2. 구조 최적화 이론

설계를 한다는 것은 어떤 계를 정의한다는 말과 통

\* 서울대학교 대학원 항공우주공학과

\*\* 서울대학교 기계항공공학부

한다고 볼 수 있는데, 이 설계를 보다 빠르고 원하는 방향으로 할 수 있게끔 도와주는 방법의 하나가 최적 설계이다. 컴퓨터의 발달로 최적설계의 개념은 급속도로 실용화되고 있는데 일반적으로 최적화라 하면 목적 함수의 최소값을 구하는 것이다. 따라서 구조 최적화란 일반적인 최적화 문제의 한 분야로서 구조물을 해석하고 이를 바탕으로 구조물을 설계하는 것으로 최적 구조 설계 (optimum structural design) 라고도 한다.

구조 설계의 최적화 문제는 여러 가지 구속조건을 만족하며 목적함수를 최소화하는 설계변수를 결정하는 것으로 수학적으로는 다음과 같이 표현된다.

$$\begin{aligned} & \text{최소화 목적함수 } F(X) \\ & g_j(X) \leq 0, \quad j=1, \dots, m \\ \text{구속조건} \quad & h_k(X) = 0, \quad k=1, \dots, l \quad (1) \\ & X_{\min} \leq X \leq X_{\max} \end{aligned}$$

여기에서  $X$ 는 설계변수로서  $n$ 차원 벡터이며 일반적인 구조 설계시 목적함수  $F(X)$ 는 자체중량  $W(X)$ 인 경우가 보통이며  $g_j$ 와  $h_k$ 는 각각 부등식 및 등식 구속조건으로 행위 구속조건(behaviour constraint)이라고 하며 세 번째 구속조건은 각 변수의 경계를 규정하는 역할을 하는데 측면 구속조건(side constraint)이라고 한다. 거의 모든 설계에서 최소값을 구할 때 구속조건이 있기 마련이다. 예를 들어 부재의 응력이 극한 응력을 넘지 말아야 한다든지 어떤 절점의 변위가 일정한 값을 넘지 않아야 한다든지 하는 것들이 구속조건으로 작용하게 된다. 구속조건이 있는 경우는 구속조건이 없는 경우보다 문제가 복잡하며 쉽게 풀 수 없는 경우가 많다.

본 연구에서는 탐색법을 사용하여 최적화를 수행하였는데,  $F(X)$ 를 최소화 대상인 목적함수라하고  $X$ 를 설계변수라고 한다면 탐색법이란

$$X^q = X^{q-1} + \alpha_q S^q \quad (2)$$

에서 적당한 수렴조건을 만족하는 탐색방향  $S^q$ 를 결정하는 것을 말한다. 여기서  $q$ 는 반복횟수,  $\alpha_q$ 는 최적 이동거리를 의미한다. 1차탐색법이란 1차 도함수를 이용하여 탐색방향  $S^q$ 를 결정하는 방법으로서 여러 가지가 있으나 본 연구에서 사용된 프로그램의 알고리즘

인 BFGS(Broydon Fletcher Goldfarb Shanno)법에 대하여 간단히 정리하면 다음과 같다. BFGS는 Variable Matric법으로서 이전 계산의 정보를  $n$ 개의 변수를 이용하여 전달하는 것이다. 즉

$$S^q = -H^{-1} F(X^q) \quad (3)$$

$H$ 행렬은 초기에는 단위행렬로 잡으며 다음과 같이 새롭게 정의된다.

$$H^{q+1} = H^q + D^q \quad (4)$$

여기에서, 최신화 행렬  $D$ 는

$$\begin{aligned} D^q = & \frac{\sigma + \theta \tau}{\sigma^2} PP^T + \frac{\theta - 1}{\tau} H^q y (H^q y)^T \\ & - \frac{\theta}{\sigma} [H^q y p^T + p (H^q y)^T] \end{aligned} \quad (5)$$

이고, 변화 벡터  $p$ 와  $y$ 는

$$p = X^q - X^{q-1} \quad y = \nabla F(X^q) - \nabla F(X^{q-1}) \quad (6)$$

이고, 스칼라  $\sigma, \tau$ 는

$$\begin{aligned} \sigma &= p \cdot y \\ \tau &= y^T H^q y \end{aligned} \quad (7)$$

로 정의된다. 이때  $\theta=0$ 이면 DFP방법(Davidon Fletcher Powell),  $\theta=1$ 이면 BFGS방법이라 한다.

### 3. 임펠러의 최적 구조 설계

#### 3.1 최적설계개념

구조물의 해석에 널리 쓰이는 상용 프로그램인 NAS-TRAN은 버전66<sup>(3)</sup>부터 최적화 기능이 추가되었다. 임펠러처럼 순환대칭성(cyclic symmetry module)을 가지는 문제는 임펠러 전체를 해석하지 않고 블레이드 한 조각만을 해석할 수 있는 특성상 순환대칭모듈을 사용하여 응력해석을 시도하였다. 그러나 최적화 루틴은 순환대칭 모듈에 적용할 수 없으므로 불가피하게 새로운 최적화 루틴을 구성해야만 하였다. 본 연구에서는

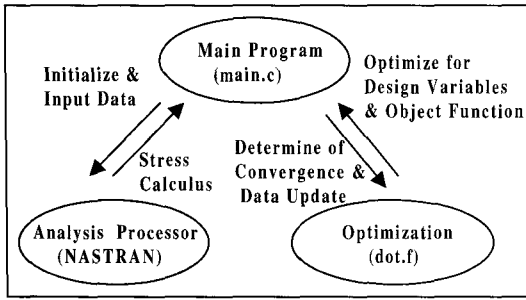


Fig. 1 Diagram for concept of optimum design

앞에서 제시된 여러 최적화 방법을 프로그램화한 상용 프로그램인 DOT<sup>(45)</sup>를 이용하여 임펠러 해석을 위한 최적화 루틴으로 재구성하였다. 본 연구에 적용한 최적 설계 개념도를 Fig. 1에서 도시하였다.

### 3.2 설계 변수의 결정

일반적으로 구조물의 최적화에서는 무게를 목적함수로 삼게 된다. 임펠러의 경우 핵심을 이루는 부분인 블레이드 또한 구조적으로 안정적이면서 두께가 얇으면 얇을수록 성능이 향상됨으로, 블레이드 두께를 최적화 하는 문제를 임펠러의 안정성 및 효율성을 극대화하기 위해 수행하였다. 다른 구조물의 최적화와 달리 임펠러 블레이드의 최적화는 그 형상이 매우 복잡하여 블레이드의 유한요소 하나 하나마다 두께가 다르다는 어려움이 있다. 따라서 설계변수를 두께로 놓게 되면, 블레이드 유한요소 개수만큼의 설계변수가 잡히게 되어 실제 최적화가 거의 불가능하다.

따라서 본 연구에서는 이 어려움을 해결하기 위해 최초의 설계 데이터를 응력 해석하여 얻어진 데이터를 이용하여 가상 두께(virtual thickness)를 설정한 후, 여기에 설계변수  $\alpha_{th}$ 를 곱한 후 기존의 두께 분포와 더해서 새로운 두께분포를 설정하는 방법을 도입하였다. 즉 가상두께란, 쉬라우드 쪽으로 갈수록 블레이드의 두께가 감소해야 한다는 점(공기역학적 고려)을 고려한 항과 목적응력과 각 블레이드의 유한 요소의 해석응력과의 차이를 고려하는 항으로 구성되는데, 최초의 설계데이터를 가지고 응력값을 계산한 후 응력이 안정적인 부분은 두께를 깎고 응력이 집중된 부분은 두께를 두껍도록 전체 두께분포를 조정하는 것이다. 따라서 가상두께가 양수가 되는 부분은 기존두께보다 두꺼워지게 되고, 음수인 부분은 얇아지게 된다. 이와 같은 방법을 통해 가상 두께분포와 기존 두께분포의

최적의 선형 조합을 통해서 새로운 두께분포가 설정되고 최적화 문제는 설계변수로서  $\alpha_{th}$ (두께상수)만을 가지게 됨으로써 블레이드의 두께에 관한 최적화가 가능하게 된다.

가상의 두께를 구하는 방법은 다음과 같다.

$$\sigma_{ij} > \sigma_{obj} : \frac{\sigma_{ij} - \sigma_{obj}}{\sigma_{obj}} \times \left( \frac{2(R_j)_{\max}}{(R_i)_j + (R_j)_{\max}} \right)^2 \quad (8)$$

$$\sigma_{ij} < \sigma_{obj} : \frac{\sigma_{ij} - \sigma_{obj}}{\sigma_{obj}} \times \left( \frac{(R_i)_j + (R_j)_{\max}}{2(R_j)_{\max}} \right)^2$$

여기서,  $i$ 는 반경방향의 인덱스,  $j$ 는  $Z$ 축 방향으로의 인덱스,  $\sigma_{obj}$ 는 임펠러의 최대 응력이 한 단계에서 최적화 되어야 하는 목적응력을 말한다.  $\sigma_{ij}$ 는 반경방향으로  $i$ 번째,  $Z$ 축 방향으로  $j$ 에 위치한 유한 요소에서의 응력값이고,  $(R_i)_j$ 는 이 요소 중심에서  $Z$ 축까지의 거리를 나타낸다.  $(R_j)_{\max}$ 는  $Z$ 축방향으로  $j$ 번째 위치한 유한요소들 중  $R$ 값이 가장 큰 값을 의미한다. 즉 쉬라우드에 위치한 유한 요소의  $R$ 값이 된다. 이와 같이 구한 가상 두께를 통해 새로운 두께는 다음과 같이 계산되고, 이때 사용되어질 두께상수  $\alpha_{th}$ 가 최적화의 설계변수가 되는 것이다.

$$(Thickness)_{i+1} = (Thickness)_i + \alpha_{th} \times (Virtual Thickness)_i \quad (9)$$

### 3.3 구속조건의 결정

임펠러 블레이드의 두께 최적화에서 설계 요구조건은 두께가 최소 두께 한계치 보다 커야 하며, 허브 부분에서 쉬라우드 부분으로 갈수록 두께가 얇아야 한다는 점을 구속조건으로 정하였다. 본 연구에서는 실제로 블레이드를 제작 시 제작 가능한 설계두께 및 공력 계산상의 요구조건 등을 고려하여 최소두께 한계치를 처음 설계데이터에서의 최소두께의 50%로 설정하였다.

### 3.4 목적함수의 설정

위와 같은 구속조건을 만족시키면서 블레이드의 두께가 응력에 대해서 최적화 된 분포를 가지기 위해서, 목적함수는 (구조물에서의 최대응력 -  $\sigma_{obj}$ )<sup>(2)</sup>이 된다.

### 3.5 단계적 최적화 기법의 도입

설계변수와 구속조건 및 목적함수가 설정되었으므로 이들을 적용하여 최적화 과정을 나타낸다면 Fig. 2의 순서도로 요약 될 수 있다. 임펠러 1단과 같이 큰 응력이 국소적으로 집중되어 주변부 응력과 큰 편차를 보이는 경우는 최종 목적응력과의 차이도 클 수밖에

없으므로, 설계변수가 비타당 영역에 머물러 더 이상 전진을 못하고 수렴값을 찾지 못하는 경우가 생긴다. 이를 해소하기 위해 제어의 최적화기법인 Homotopy 법을 응용하여 단계적 최적화를 수행하였다. 최종 목적 응력은 궁극적으로 임펠러 블레이드에서 가장 큰 응력값으로 기대되는 기대치 값으로서 1200마력 임펠러의 Von Mises 항복응력값<sup>(2)</sup>의 50%이내의 값으로 설정한다. 초기의 설계데이터는 구조적인 안정성을 고려하지 않은 채 공기역학적 안정성과 효율성을 극대화시키는 방향으로 설계된 데이터이다. 따라서 구조역학적 측면에서 안정성을 극대화시킬 수 있는 블레이드 두께분포를 얻고자 하는 설계팀의 요구조건에 맞춰 안전계수 2에 가까운 두께 분포를 얻는 것에 초점을 두었다. 단계적 최적화 기법에 관한 간략한 흐름도인 Fig. 2를 순서대로 살펴보면, 먼저 초기의 설계데이터를 이용해 NASTRAN을 통해 해석한 결과를 읽어 들여 가상 두께 분포를 구한다. 가상 두께분포와 설계두께의 최적의 선형조합을 통해 두께 분포를 재설정 한 후, 최종 목적응력에 단계적으로 도달하기 위해 설정한 목적 응력값과 비교하여 목적응력이 최종 목적응력의 일정한 범위이내에 들어오면 두께분포 전체를 전체적으로 늘이거나 줄이는 방법을 통해 최종목적응력으로 최적화하고, 그 밖의 경우에는 목적응력을 재 설정하는 루틴의 반복을 통해 최종 목적응력에 도달하는 알고리즘을 구현하였다. 이때 목적응력이 최종 목적 응력값에서  $\pm 20$  MPa정도 이내로 들어오도록 설정한 것은 가능한 한 최종 목적 응력값에 근접하고 설계변수가 타당 영역 안에 머무르면서 수렴값으로 전진할 수 있는 최소값을 정한 것이다.

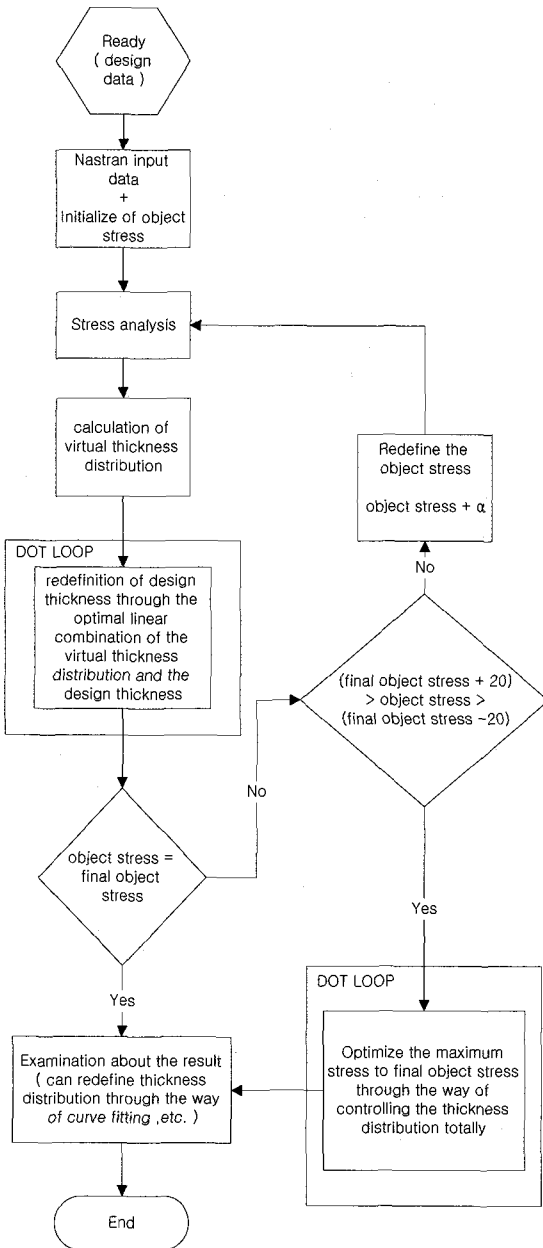


Fig. 2 Flowchart of multistep optimum algorithm (MPA)

## 4. 수치 결과 및 분석<sup>(6,7)</sup>

### 4.1 기본 응력 해석 결과

해석시 사용된 임펠러는 1200마력으로서, 응력해석을 위해 수치적으로 모델링된 모델은 블레이드와 디스크 양쪽을 정확히 해석할 수 있는 3차원 파이모델을 사용하였다. 해석에 사용된 유한요소로는 블레이드 모델링에 4절점 평판요소(CQUAD4)를 적용하였고, 솔리드부분에는 20절점 솔리드 요소(CHEXA), 블레이드와 솔리드의 연결부분인 필렛(fillet)을 모델링 하기 위하여 6절점 솔리드 요소(CPENTA)를 사용하였다. 총 절점 수 및 해석을 위해 사용된 유한요소를 정리하면 Table 1

이고, 설계 회전수는 Table 2, 재료의 물성치<sup>(2)</sup>를 정리하면 Table 3과 같다.

1단의 경우 응력해석 결과는 Fig. 3 에 나타내었다.

최대응력은 출구쪽 허브의 국소부분에 최대응력값 940 MPa이 집중되어 있다. 솔리드부분 대부분이 300 MPa 이하이고 블레이드의 나머지 부분들의 응력분포도 400 MPa이하인 것에 비추어 국부적인 높은 응력이 허브 텃 부분에 집중되어 있어 이 부분의 응력 집중을 완화하기 위해 최적화 설계가 필수적이라 생각된다. 2단이나 3단의 경우는 최대응력도 584, 340 MPa로 작고 블레이드의 모든 영역에서 안정적인 응력 분포를 이루고 있다.

Table 1 Finite element for analysis of 1200hp model impellar

Part	Element Type	Number of Element
Blade	CQUAD4	625
Fillet	CPENTA	96
Disk	CHEXA	684
Total number of element		1405
Total number of nodes		1748

Table 2 Design rpm for 1200hp model impellar

	1st Stage	2nd Stage	3rd Stage
Design rpm	29384	40153	40153

Table 3 Material properties for model

Material	Elasticity Modulus	Poisson Ratio	Density	Yield Stress	Ultimate Stress
steel (17-4ph)	197 (GPa)	0.27	7.852 (g/cm <sup>3</sup> )	1137 (MPa)	1206 (MPa)

Table 4 Natural frequencies for each stage of the impellar (Hz)

	Model	1st Mode	2nd Mode	3rd Mode	4th Mode	5th Mode
1st Stage	Blade	1.05313E+03	2.62469E+03	3.63452E+03	4.90147E+03	5.88667E+03
	Pie	9.99326E+02	1.45525E+03	2.44991E+03	3.33312E+03	3.67140E+03
2nd Stage	Blade	2.23233E+03	5.41154E+03	6.79601E+03	9.45282E+03	1.04471E+04
	Pie	2.02533E+03	2.45166E+03	4.51057E+03	5.61936E+03	6.67459E+03
3rd Stage	Blade	4.25562E+03	9.83842E+03	1.23625E+04	1.51603E+04	1.75232E+04
	Pie	2.76717E+03	4.07492E+03	6.71755E+03	9.44666E+03	1.17135E+04

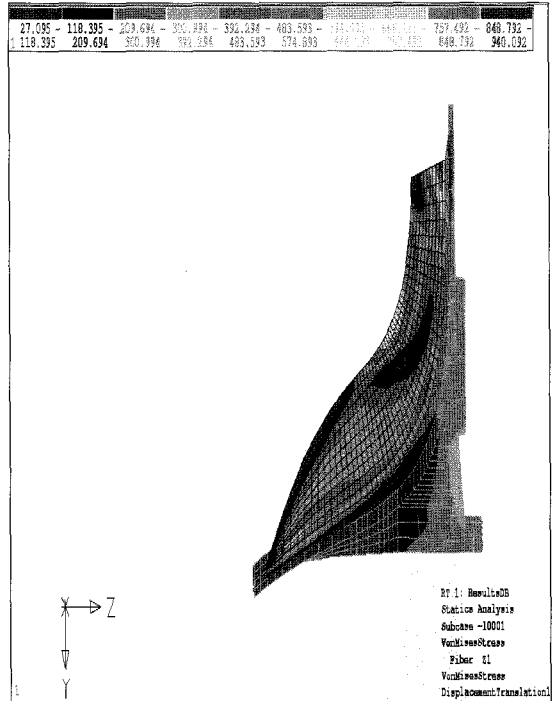
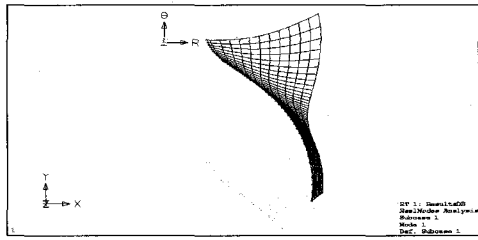


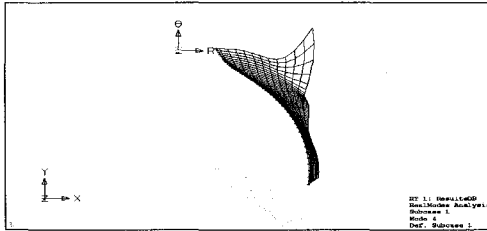
Fig. 3 Result for stress analysis of 1200hp 1st stage model impellar (MPa)

#### 4.2 고유 진동수 해석 결과

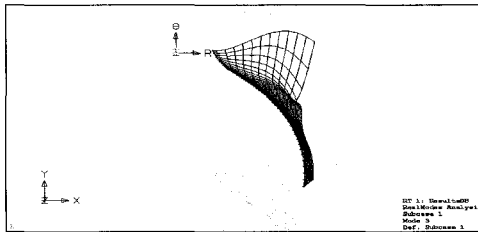
임펠러를 제작하는 과정에서 임펠러를 설계대로 정확히 순환 대칭이 되도록 하는 것은 불가능하고, 어느 정도의 비 대칭성이 어쩔 수 없이 존재하게 된다. 따라서 회전하는 임펠러에는 회전수에 해당하는 진동이 항상 가해지고 있다고 보는 것이 타당하며, 임펠러의 고유 진동수를 설계 회전수보다 크게 하려는 노력이 필요하다. 고유 진동수 해석을 위해서 360° 폴모델 및 블레이드 모델과 3차원 파이모델을 사용하여 해석하였다. Table 4 는 각각



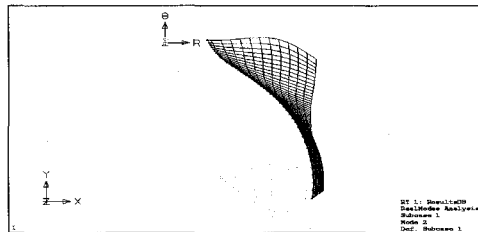
(a) 1st mode (1053.134 Hz)



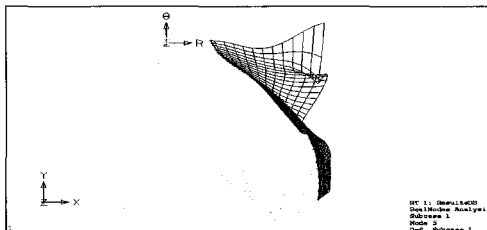
(d) fourth mode (4901.479 Hz)



(c) third mode (3634.521 Hz)



(b) 2nd mode (2624.697 Hz)



(e) fifth mode (5886.679 Hz)

Fig 4 Mode shapes of 1200 hp 1st stage impellar blade

1단, 2단, 3단 임펠러의 고유 진동수를 진동해석용 유한 요소 모델인 블레이드 모델과 파이모델로 계산한 결과로서 처음 5차 모드까지를 정리하였다. 블레이드 모델과의 비교를 통해 알 수 있듯이, 디스크를 포함한 블레이드 전체를 모델링한 파이모델을 이용한 진동해석 결과는 디스크와 블레이드의 커플링 효과에 의해 진동수가 감소되고 있음을 확인할 수 있다. 또한 고차모드로 갈수록, 1단보다는 2, 3단 임펠러의 경우에 디스크와 블레이드의 커플링 효과가 우세함을 확인할 수 있다.

Fig. 4의 진동 모드형상의 변화를 보면 알 수 있듯이, 저차 진동 모드는 모두 블레이드 끝단의 플레핑과 관련되어 있다. 1, 2차 굽힘모드와 3차 비틀림 모드를 관찰 할 수 있다.

### 4.3 최적화 계산 수행 결과

1절에서 정리했듯이, 공기역학적 설계 데이터를 통해 설계된 1200마력 임펠러는 응력 해석 결과 1단의 경우 심각한 응력 집중이 블레이드 허브 팁(tip) 부분에 국부적으로 집중됨을 볼 수 있었다. 구조해석을 위한 입력 데이터를 만드는 과정에서, 공기역학을 고려한 데이터를 입력 데이터로 사용하여야 하는데, 이 입력 데이터는 허브와 슈라우드 부분의 두께분포만 입력된 데이터이다. 이 데이터를 격자 생성 프로그램인 STRESSPREP에 넣으면 일련의 격자구성 과정을 거쳐 블레이드 전체의 두께 분포가 생성되는데, 이를 분석하니 블레이드의 반경방향으로 선형적으로 보간된 두께 분포를 형성함을 확인하였다. 목적함수를 항복응력의 50% 내에 들어오도록 설정한 후 최적화를 수행한 결과를 분석해 보면 다음과 같다.

1200마력 1단 임펠러의 최적화 수행결과를 슈라우드를 따라 나타낸 결과가 Fig. 5 (a), (b)이다. 원심력을 주 하중으로 보고 응력해석을 했으므로 허브부분의 집중하중을 완화하기 위해서는 허브라인을 따른 블레이드 두께는 미미하게 감소하고, 상대적으로 원심력의 작용을 많이 받는 슈라우드 부분의 두께를 많이 감소시켜야 전체적인 블레이드 응력분포가 안정화 될 수 있다. 최적화 하기 전의 분포는 이미 공기력을 고려하여 보간된 값이고, 구조최적화를 거친 최적화 분포는 원심력 작용에 의존하는 응력 분포 목적함수를 최소화하므로, 응력분포가 급격히 변화하는 1단의 경우는 두께분포가 유연하지 못하다. 즉, 최적화 과정을 거쳐 얻은 결과는 각 유한요소별 두께값이기 때문에 요소간

급격한 두께변화가 있는 곳에서는 유연한 곡선을 얻기가 힘들다. 따라서 얻어진 데이터를 토대로 실제 최적화 된 블레이드 설계 데이터를 만들기 위해 3차 다항함수 보간을 통해 유연성을 확보하였다. Fig. 6에 나타난 것처럼 전체 응력 분포는 최적화 이전보다 안전하고 완만한 분포를 보이고 있으며 허브팁에 집중되던 최대하중이 분산되었음을 알 수 있다.

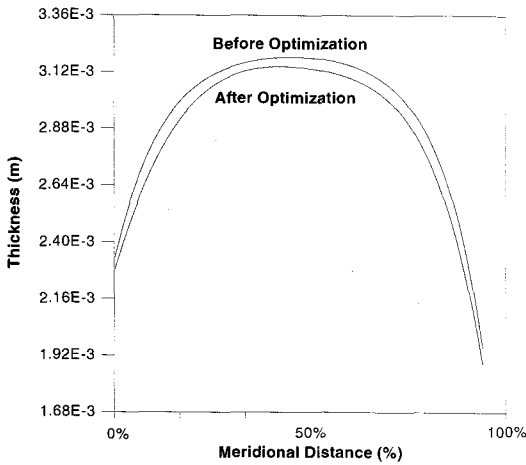
2단의 경우, 최적화 이전에 이미 최대응력이 584 MPa로서 최대목적응력에 근사해 있었으므로 다단계 최적화 루틴의 필요 없이 블레이드 전체두께를 감소, 증가하는 루틴만으로도 성공적으로 최적화 됨을 확인

할 수 있다. 최적화 전의 두께분포와 기울기나 형상이 거의 일치하며 두께만 전체적으로 늘어났음을 Fig. 7 (a), (b)를 통해 확인 할 수 있다.

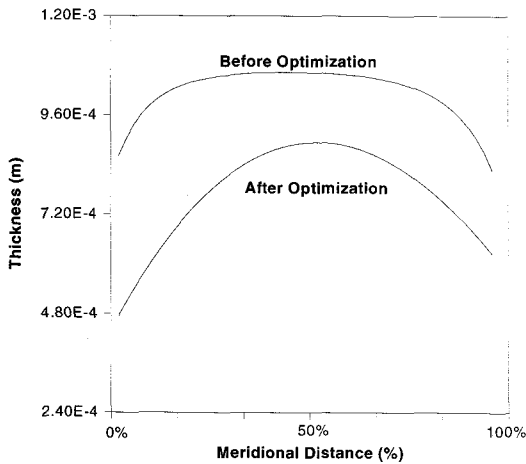
3단의 경우는 최적화 전의 분포나 최대 응력이 상당히 안정적이므로 압축기 효율을 높이기 위해 두께를 감소시키는 방향으로 최적화를 수행한 결과이다. Fig. 8 (a), (b)에 결과가 있다. 블레이드가 충분히 안정하다고 생각되어지는 응력 허용치 내에서 두께를 최적으로 감소시켰다. 이 결과 쉬라우드와 허브의 두께가 얇아짐으로 인해 압축효율을 극대화시킬 수 있을 것이다.

### 5. 결론

본 연구에서는 유한 요소 해석 기법 및 최적화 기법을 연구하여 공력해석을 통해 설계된 압축기 임펠러의 구조적 안정 여부를 검증하고, 보다 나은 안정성과 효율성을 지닌 블레이드의 구조적 설계를 제시하였다. 단계별로 살펴보면, 기본 모델의 응력 해석을 통하여 설계의 안정성 여부를 해석하고 고유 진동해석을 수행하여 블레이드의 고유진동수 및 저차 모드 형상을 확인



(a) Thickness distribution of hub



(b) Thickness distribution of shroud

Fig. 5 After optimization for 1200hp 1st stage impellar blade, thickness distribution result

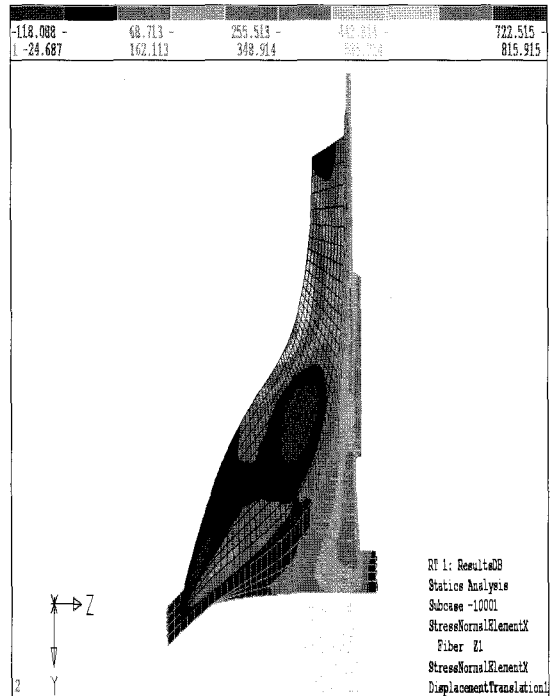
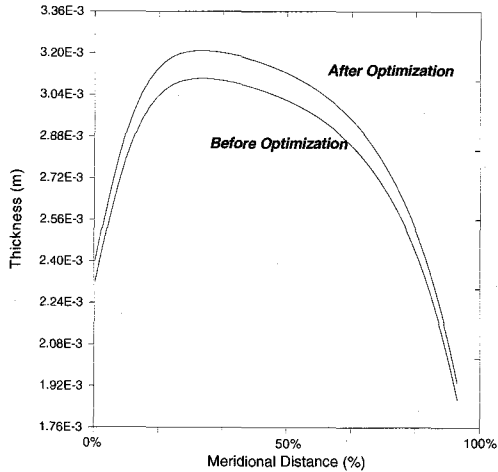
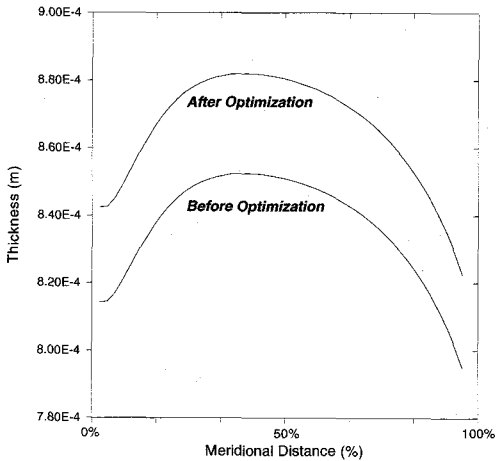


Fig. 6 After optimization for 1200hp 1st stage impellar, stress distribution (MPa)



(a) Thickness distribution of hub



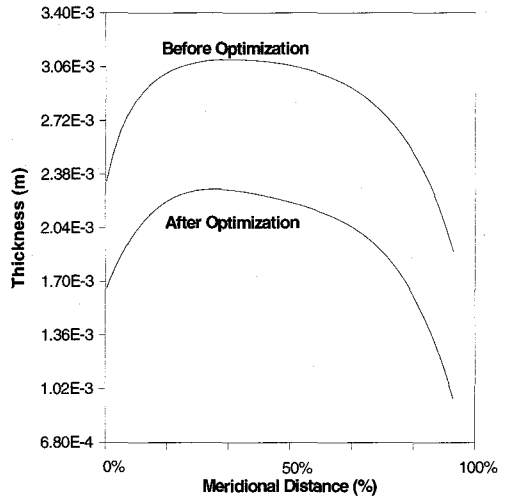
(b) Thickness distribution of shroud

Fig. 7 After optimization for 1200 hp 2nd stage impellar blade, thickness distribution

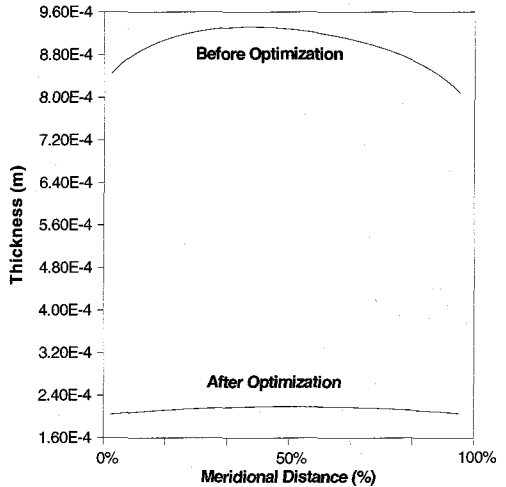
하였다. 또한 블레이드 안정성을 극대화하기 위해 최적의 두께를 찾는 최적화기법을 개발하여 원하는 정도의 응력분포를 가지는 블레이드 두께를 제시하였다

### 후 기

본 연구는 과학 기술부 핵심 엔지니어링 연구과제 97-NE-03-02-A의 지원으로 이루어 졌습니다. 이에 관계자 여러분께 심심한 감사를 표합니다.



(a) Thickness distribution of hub



(b) Thickness distribution of shroud

Fig. 8 After optimization for 1200 hp 3rd stage impellar blade, thickness distribution

### 참고문헌

- (1) David Japikse, Nicholas C. Baines, 1994, *Introduction to turbomachinery*, Concepts ETI Inc. and Oxford University Press.
- (2) 김동환, 1986, "소성학", 청문각, pp. 61~82.
- (3) MSC/NASTRAN USER's MANUAL, Vol. I, II, Version 66.
- (4) G. N. Vandelplates, S. R. Hansen, 1989, DOT



- User's Manual, Version 2.0, Engineering Design Optimization Inc., Santa Barbara, CA93111.
- (5) G. N. Vanderplaats, 1984, Numerical Optimization Techniques for Engineering Design, McGraw-Hill.
- (6) S. Aksoy, B. Mitlin, H. Borowy, 1994, Structural Evaluation and Testing of Swept Compressor Rotor, J. Engineering of Gas Turbines and Power, Vol.116, pp. 217~222.
- (7) M. Platt, W.D marscher, Rapid FEA of Impeller Stress and Vibration in the Agile Engineering Process, Concepts ETI, Inc..