

◆특집◆ 1.2MW급 터보블로워의 가공 및 설계 연구

터보 임펠러 설계기술에 관한 고찰

박영하*, 최형준*, 김재실**, 조수용#

Study of Design Technology of a Turbo-impeller

Young-Ha Park*, Hyoung-Jun Choi*, Chae-Sil Kim**, Soo-Yong Cho#

(Received 3 March 2011; received in revised form 4 April 2011; accepted 22 April 2011)

ABSTRACT

A Turbo-impeller is widely used in industries as well as in aero engines. Its design technology has been developed since the early 20th century. However, the final configuration of the impeller depends on the designers. In this study, a whole design process was introduced and an optimization method to design an impeller was studied in order to design a better impeller without influence by designers. In particular, as the Artificial Neural Network was applied to the optimization, the computational time for the optimization was equivalent to the time consumed by the gradient method and its result was guaranteed as the optimum in the whole design domain. Using this method, any impeller can be improved by selecting design variables after measuring profiles of the impeller.

Key Words : Turbo-impeller(터보임펠러), Design Technology(설계기술), Basic Design(기본설계), Optimization(최적화), Performance Analysis(성능해석)

1. 서 론

원심압축기는 단당 압축비가 축류형 압축기에 비하여 높고, 같은 회전수에 있어서 축류형에 비하여 공기유량의 변화폭이 넓은 장점이 있다. 또한 제작이 축류형에 비하여 간단하므로 소형엔진, 터보차저, 산업용 압축기 등에 많이 사용되고 있다. 원심압축기는 케이싱안에 장착된 임펠러와 디퓨저로 구성되

어 있다. 일반적으로 임펠러의 회전운동으로 흡입공기에 운동에너지를 가하고 디퓨저에서 운동에너지를 압력으로 변환한다. 디퓨저를 나온 고압의 공기는 스크롤을 통하여 다른 장치로 고압의 공기를 전달하도록 되어 있으며, 작동조건의 변화가 많은 경우에는 디퓨저를 설치하지 않고 사용하기도 한다.

압축기의 작동안정성을 높이기 위하여 임펠러의 익형을 단순히 반경방향으로 설계하지 않고 임펠러 출구에서 익형방향을 회전방향에 대하여 뒤쪽으로 향하도록 설계하기도 한다. 아울러 공력효율을 향상하기 위하여 임펠러의 익형을 3차원 형상으로 설계한다. 압축기에서의 효율이나 압축비는 원심압축기의 부분품 형상과 작동조건에 직접적인 관련이 있다. 특

* 경상대학교 대학원 항공우주시스템공학과
** 창원대학교 메카트로닉스공학부 기계공학전공
교신저자 : 경상대학교 항공기부품기술연구센터
E-mail : sycho@gnu.ac.kr

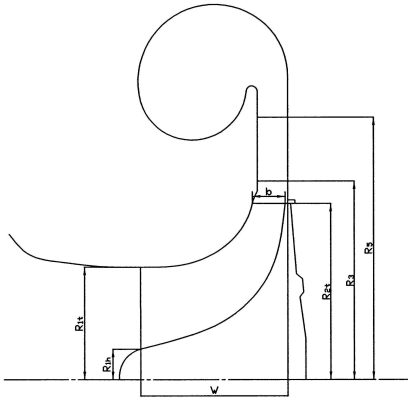


Fig. 1 Basic dimension on an impeller

히 주어진 작동조건에서는 임펠러의 익형형상과 임펠러에서의 허브와 쉬라우드 부분의 유로형상에 의하여 많은 영향을 받게 된다. 임펠러의 익형형상이나 유로의 형상설계를 위한 여러가지 방법^[1-3]이 제시되어 있으나 대부분 설계자의 경험과 직관에 의하여 형상이 결정되어진다. 이렇게 결정되어진 형상은 추가적으로 전산유동해석을 수행하여 얻어진 내부유동장의 결과를 이용하여 부분적인 보완이 이루어진다.

이러한 설계방식에 대응하여 형상설계와 관련된 설계변수를 설정하고 최적화 기법으로 임펠러의 형상과 유로를 구하는 연구^[4-9]들이 수행되고 있다. 본 연구에서는 원심압축기를 설계하는데 있어서, 사용자의 요구조건을 바탕으로 1차원적인 설계과정에서부터 최종적으로 최적화를 사용하여 설계하는 과정까지 보여주고자 한다. 따라서 최근에 임펠러를 설계하는 방법뿐만 아니라 기존에 사용되고 있는 임펠러일지라도 효율이나 압력비의 향상을 할 수 있음을 보여주어 임펠러의 설계기술에 일조하고자 한다.

2. 임펠러설계

2.1 기본설계

임펠러의 설계를 시작하는 단계에서 Fig. 1과 같은 기본적인 형상을 얻고자 하는 경우에 임펠러의 평균반경과 유선을 따라서 입력과 출력의 관계와 효율예측을 통하여 형상의 크기를 정하게 된다. 이를

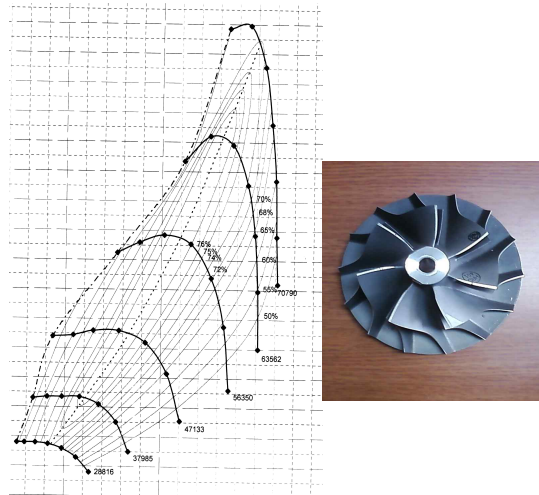


Fig. 2 Performance map and configuration of Garret, Dia 140mm impeller

Table 1 Operating conditions on design point

Contents	Specification
RPM	61,500
Input power (kW)	120
Output pressure (P_5)	3.1 bar
Efficiency (η_{t-t})	76 %
Mass flowrate (Kg/sec)	0.85

Table 2 Comparison of dimensions

Contents	Prediction	Model
Dia of shroud (D_{1s})	92 mm	92 mm
Dia of hub (D_{1h})	30 mm	30 mm
Dia of impeller (D_2)	141 mm	140 mm
Blade abs. angle (α_2)	24°	24°
Blade rel. angle (β_2)	60°	60°

위하여 사용자의 요구조건을 바탕으로 계산이 시작되는데 필요한 최소의 조건은 입력, 질량유량, 압력비, 회전속도이다. 필요에 따라서 크기나 작동조건에 대하여 제한조건이 추가되는 경우가 있다. 본 연구에서는 기본설계프로그램의 정확성을 평가하기 위하여 Fig. 2와 같이 성능곡선도가 제공된 Garret 임펠러를 통하여 검정을 수행하였다. Garret Model, Dia 140mm 임펠러의 설계점에서 작동조건은 Table 1과 같다. 이를 바탕으로 기본설계의 과정을 수행하였으

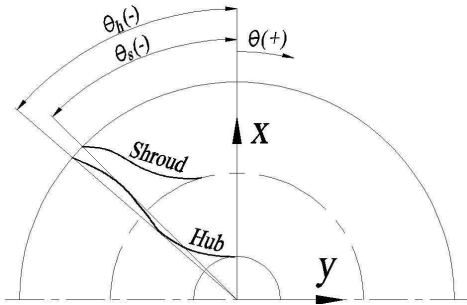


Fig. 3 Cartesian coordinate and wrap angle at the impeller inlet



Fig. 4 Basic configuration of designed impeller

며, 계산을 통하여 얻어진 임펠러의 치수를 Table 2에서 검증모델과 비교하여 보여주고 있다. 요구조건을 만족하면서도 검증모델의 형상과 상당히 일치하는 결과를 얻었으며, 아울러 이러한 계산과정에서 임펠러 유로에서의 압력, 온도, 밀도 등의 공력학적인 결과값도 얻게 되었다.

기본설계 프로그램의 검증이 이루어지면 실제 적용할 모델의 설계를 수행하게 된다. 22,000RPM의 50HP, 질량유량 1.0kg/sec, 출구압력 1.4bar를 기준으로 연구를 수행하였으며 기본적인 형상의 치수와 공력적인 데이터를 얻었다.

2.2 형상설계

기본적인 형상치수로부터 3차원 임펠러의 형상을 설계하기 위하여서는 우선적으로 자오면에서의 유로 형상을 얻어야 하는데, 이는 임펠러 허브와 슈라우드 형상으로 표현할 수 있다. 이들의 곡선은 원형, 포물선형, 타원형 등으로 나타낼 수 있으며, Lame oval의 형태를 사용하여 설계를^[10] 하기도 한다.

임펠러의 공력효율을 증대하기 위하여 3차원 형상으로 설계된다면, 3차원 임펠러의 익형은 Fig. 3과 같이 직교좌표계를 사용하여 표현할 수 있다. 이 좌표 중심은 임펠러의 중심과 동일하며, 축방향은 z이다. 익형의 캠버선이 회전하는 각도(θ)는 오른손법칙에 의거하여 x 축에서 y 축 방향으로 나타내며, 익형 각(β)는 축방향을 기준으로 식 (1)과 같이 계산된다.

$$\beta = \text{atan}\left(\frac{d\hat{\theta}}{d\hat{m}}\right) \quad (1)$$

$$\hat{m} = \int_0^m \frac{dm}{r}$$

식 (1)에서 m 은 자오면에서 곡선의 길이이다. 식 (1)에서 계산된 캠버선을 기준으로 익형의 최종형상은 캠버선에 수직하게 익형의 두께를 결정하면 압력면과 흡입면의 형상이 완성되어진다.

임펠러 익형의 제작 시 하나의 밀링커트를 사용하는 방식(prank mill)이 간단하기 때문에 가장 많이 채용하고 있다. 따라서 이 경우에는 압축기의 유로를 기준으로 임펠러에서의 허브와 팁에서의 형상곡선만 설계하게 되면 3차원 익형이 형성된다. 이 때 각각의 곡선은 원형, 타원형, 포물선, lame oval, 직선, 고차함수 등의 함수를 조합하여 임펠러 입출구에서의 작동조건을 만족하도록 익형각과 회전각(θ)을 설정하는 방법이 적용되고 있다. 특히, 높은 연속성과 유연성을 가진 베지어(Bezier) 곡선을 사용하여 설계^[11,12]를 많이 하지만 이 경우에는 사용자가 모니터상에서 형상을 직접 조작할 수 있어야 한다. Fig. 4는 캠버선을 기준으로 3차원 형상설계를 하여 얻어진 결과를 보여주고 있다.

2.3 수치해석검정 및 해석

임펠러 내부에서의 유동장과 세부적인 공력결과를 검토하기 위하여서는 유동장을 해석하여야 한다. 이를 위한 방법으로 3차원 유동장을 작동조건과 동일한 조건을 부가하여 계산하게 된다. 수치해석을 수행하기 전에 우선적으로 적용할 기법의 검정을 수행하여야 하는데 본 연구에서는 기 실험된 Eckardt 임펠러를^[13-15] 기준으로 검정을 수행하였다. 유동해석은 3차원 압축성 난류유동 해석용 상용프로그램인 CFX-12^[16]을

사용하였으며, 난류모델은 $k-\epsilon$ 모델을 적용하였다. 대류항은 second-order의 upwind 방식을 기본으로 하는 high resolution 방식을 적용하였다. 계산 영역은 3개를 만들어 입구영역, 임펠러영역, 출구영역으로 구분하였으며, 각각의 영역이 접하는 부분은 프로제로터 조건으로 처리하였다.

격자의 개수에 대한 테스트를 수행하였는데 계산 결과는 15만개 이상에서는 동일한 결과를 보여주었다. Benini^[17]는 최적화를 위하여 3만개의 격자를 사용하였는데, 보다 정확한 계산을 위하여서는 보다는 많은 격자를 사용하여야 함을 알 수 있으며, 본 계산에서는 21만개의 격자를 사용하여 계산을 수행하였다. Fig. 5는 임펠러 유로의 위치변화에 따라 측정된 상대속도와 계산된 상대속도의 비교를 나타내고 있는데 결과가 상당히 잘 일치하고 있으므로 본 계산기법을 설계된 임펠러에 적용하였을 때 내부유동장과 공력학적인 데이터에 대한 신뢰성을 확보하였다.

Fig. 6-7은 앞서 검정된 수치해석의 방법으로 설계된 임펠러내부에서의 유동장을 보여주고 있는데 Fig. 6의 경우는 유선의 형태와 내부에서 전압력의 증가를 보여주고 있는데 바리의 형성이 없이 고른 증가를 보여주고 있으며 압력의 증가도 점진적인 증가를 나타내고 있으므로 전체적인 설계의 결과는 양호한

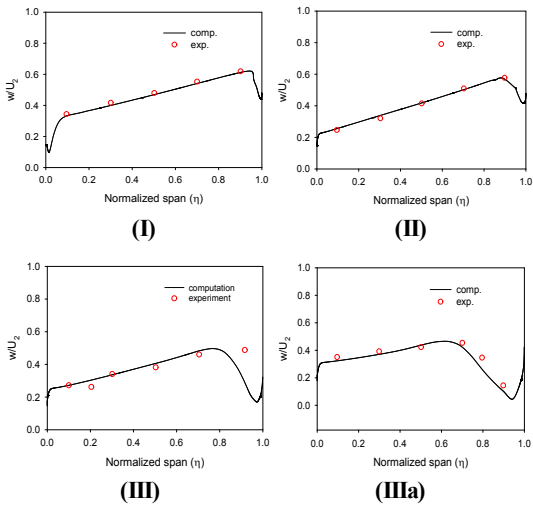


Fig. 5 Relative velocity distributions at half-pitch along the span

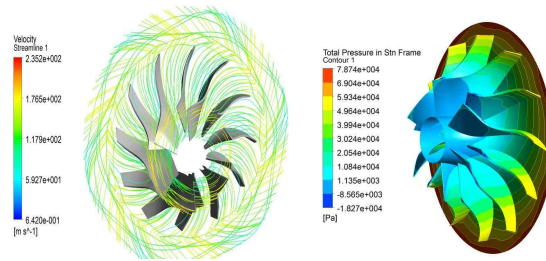


Fig. 6 Velocity and Pt contours of the designed impeller

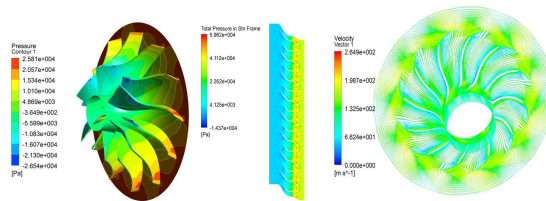


Fig. 7 Velocity vectors and Ps contours of the designed impeller

상태를 보여주고 있다. 또한 Fig. 7의 경우는 정압력과 속도벡터, 평균반경에서의 전압력의 변화를 보여주고 있으며 전체적인 경향이 앞서와 같이 점진적인 변화를 보임으로 양호한 설계가 이루어졌음을 알 수 있다. 이러한 설계과정에서 최종적인 임펠러 내부에서의 유동장에 문제가 없는지를 확인하고 문제가 있는 부분이 있으면 부분적인 형상의 보완이 이루어진다. 따라서 형상의 변화에 의하여 앞서 수행된 전 과정이 반복되면서 보다 향상된 임펠러의 형상을 얻게된다.

2.4 탈설계해석

최종적인 형상이 완성되면 이 형상을 바탕으로 탈설계점에서 작동하는 경우에 작동상태를 예측하여야 한다. 탈설계의 상태는 작동조건에 따라서 설계점과 다른 작동점에서 운전되는 것으로 입력이 다르거나 압력이나 회전수가 변경되는 경우에 발생되는 것으로 실제 운전에서 중요한 성능도가 되므로 이를 미리 작성하여야 한다. 이를 위하여 형상은 고정하고 질량을 변경하여 각각의 유선에서 이를 만족하도록 하여 수렴하는 결과를 얻게된다. Fig. 8은 본 연구에서 설계된 임펠러에 대하여 탈설계 성능해석을 수행

한 결과로써 회전수의 변경에 대한 압력비의 변화와 질량유량 및 효율의 변화를 보여주고 있다.

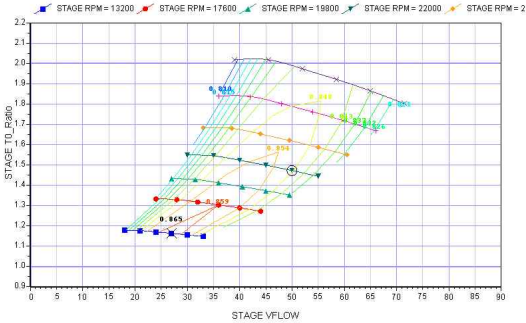


Fig. 8 Performance map of the designed impeller

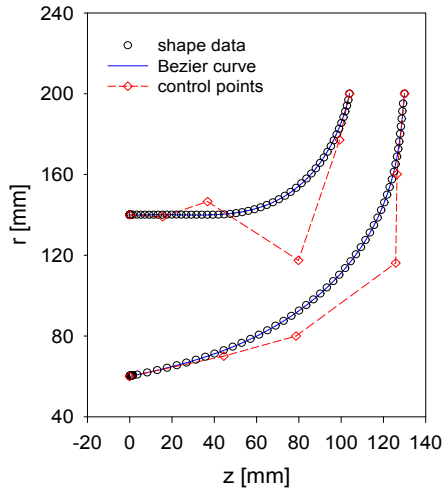


Fig. 9 Comparison of Bezier curves and data points

3. 최적화

3.1 형상조정점

앞 절에서 유도된 임펠러 블레이드의 캠버선과 두께 분포 및 자오면에서의 유로가 원심압축기 형상을 결정하게 된다. 원심압축기의 형상을 주어진 조건에서 최적화하기 위하여서는 입구영역과 출구영역은 고정하고 형상의 변경에 따른 목적함수를 증대하여야 한다. 자오면의 유로와 임펠러 블레이드의 형상은 직접적으로 상호 연계되어 있으므로 이들은 동

시에 조정하면서 최적화를 수행하여야 한다. 최적화를 위하여 많은 변수를 설정하는 것은 장시간의 계산시간을 요구하므로 성능에 미치는 영향이 큰 변수를 찾아서 최적화를 수행하는 것이 바람직하다.

형상조정을 위한 곡선으로 유연성과 연속성의 장점이 있는 식 (2)의 베지어곡선을 채택한다.

$$R(u) = \sum_{i=0}^n B_{n,i}(u) V_i \quad (2)$$

식 (2)에서 V_i 는 조정점(control point)이며, $B_{n,i}(u)$ 는 베지어계수이다. u 는 베지어곡선의 독립변수이며, 조정점의 개수는 $n+1$ 가 된다. 임펠러의 형상 수치데이터로부터 역으로 조정점을 찾기 위하여서는 단순히 수치데이터를 식 (2)에 적용하여 $[R]=[B][V]$ 행렬식으로부터 조정점 $[V]=\{[B]^T[B]\}^{-1}[B]^T[R]$ 를 구할 수 있다. 이 경우에 조정점의 개수보다 많은 수치데이터를 적용하여도 된다. 하지만 시작부분과 끝부분에서 기울기에 차이가 발생할 수도 있다. 이를 보완하기 위하여 식 (4)와 같이 곡선의 시작부분과 끝부분에 기울기를 경계조건으로 적용하면 보다 나은 결과를 얻을 수 있다.

$$\begin{bmatrix} R_{k=1} \\ R_{k=2} \\ \vdots \\ R'_{u=0} \\ R'_{u=1} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} B_{n,i}(u_{k=1}) \\ B_{n,i}(u_{k=2}) \\ \vdots \\ n(B_{n-1,i-1}(0) - B_{n-1}(0)) \\ n(B_{n-1,i-1}(1) - B_{n-1}(1)) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} V_{i=0} \\ \vdots \\ V_{i=n} \end{bmatrix} \quad (3)$$

식 (3)에서의 하첨자 k 는 수치데이터의 순서를 의미한다. 조정점은 앞서와 같이 전치행렬과 역행렬을 사용하여 얻게된다. Fig. 9는 유로 형상을 6개의 조정점으로 하여 예측된 베지어 곡선과의 비교결과를 보여주고 있는데 원래의 데이터와 잘 일치하고 있음을 알 수 있다. 동일한 방법으로 블레이드의 캠버선에서도 조정점을 찾게된다.

캠버선의 회전각은 임펠러 블레이드의 익형각을 결정하므로 앞서 계산된 베지어곡선이 더욱 더 수치데이터와 일치하기 위하여 선정된 조정점을 초기값으로 하여 조정점의 개수를 증가하여 허브에는 8개

의 조정점을 적용하고, 쉬라우드에는 7개의 조정점을 사용하였을 때 일치하는 결과를 Fig. 10에서 보여주고 있다.

3.2 목적함수

압축기의 최적화를 위한 목적함수는 사용자의 요구나 적용에 따라서 달라질 수 있다. 예를 들어서 고효율을 원하는 경우와 압축비가 높은 것을 원하는 경우가 있을 수 있다. 본 연구에서는 식 (4)와 같이 효율의 영향(P_η)과 압축비의 영향(P_Π)을 동시에 고려한 목적함수(Obj)를 설정하였다.

$$Obj = \omega_\eta P_\eta + \omega_\Pi P_\Pi \quad (4)$$

식 (4)에서 ω 는 가중치(weighting function)이다. P_η 은 계산에서 얻어지는 전효율(η_{t-t})과 이상적인 최대효율(100%)과의 차이를 식 (5)와 같이 효율에 대한 목적함수로 설정하였다. 따라서 효율의 증대를 얻기 위하여서는 P_η 은 최소화되도록 하였다.

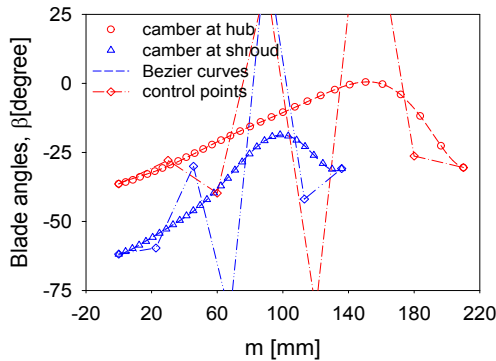


Fig. 10 Improved Bezier curves on camberlines

$$P_\eta = 1 - \eta_{t-t} \quad (5)$$

압축기의 성능을 나타내는데 있어서 효율과 마찬가지로 중요한 인자로는 압축비가 있다. 압축비는 사용목적에 맞도록 초기에 설정되어지는데 요구되어지는 압축비보다 낮아도 문제가 되지만 또한 요구되어지는 압축비보다 높아도 동력의 손실만 증가하게 된다. 따라서 압축비는 요구하는 압축비(Π_{rq})의 일정

범위를 벗어나는 경우를 회피하여야 한다. 본 연구에서는 이 범위를 식(6)과 같이 초기 형상에서 설정한 압축비의 1% 이내로 설정하였다. 만일 이 범위를 벗어나면 목적함수의 값이 증대하게 된다.

$$P_\Pi = \max\left[\left(\frac{|\Pi - \Pi_{rq}|}{\Pi_{rq}} - 0.01\right), 0.0\right] \quad (6)$$

본 연구에서는 목적함수를 최소화하는 것이 요구하는 압축비를 만족하면서 효율을 최대화하게 된다. 최적화를 위한 연구에서는 가중치는 둘 다 1.0으로 설정하였다.

임펠러 익형의 익형각이 최적화과정에서 변경되어짐에 따라서 임펠러 익형에서 발생되어지는 기계적인 응력도 변경된다. 익형이 심하게 휘어지게 되면 응력이 증가하게 되어 허용응력을 초과하게 된다. 따라서 이러한 경우는 사용상에 문제가 발생되므로 제한조건으로 임펠러에서 얻어진 응력이 허용응력을 초과되지 않도록 하는 제한조건을 식 (7)과 같이 설정하였다.

$$P_\sigma = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{allowable}}{\sigma_{allowable}} < 0 \quad (7)$$

3.3 최적화과정

식 (4)의 목적함수가 최소가 되도록 하는 값을 찾기 위하여서는 여러 가지 방법이 있다. 간단한 방법으로 기울기기반의 방법을 적용할 수 있다. 팬과 같이 형상의 변화에 대하여 목적함수의 비선형적인 변화가 미미하다면 최대한 양호한 초기값을 설정^[18]하여 기울기기반의 방법을 적용하면 된다. 하지만 원심압축기의 경우에는 설계변수의 변화에 대하여 목적함수의 변화에 비선형적인 요소가 강하므로 기울기기반의 적용은 지엽적인 최적화의 결과를 얻게 될 수 있다. 따라서 이를 피하기 위하여서는 반응표면법^[7,19-20]이나 유전자알고리즘^[21-23]과 같은 방법을 적용하여야 한다. 하지만 이들 방법의 적용은 설계변수의 개수에 따라서 많은 계산시간을 요하기 때문에 두 방법을 혼합한 방법^[6,8]을 적용하기도 하며 인공지능(ANN)과 유전자알고리즘(GA)을 혼합한 방법^[5,9,24-25]을 사용하기도 한다.

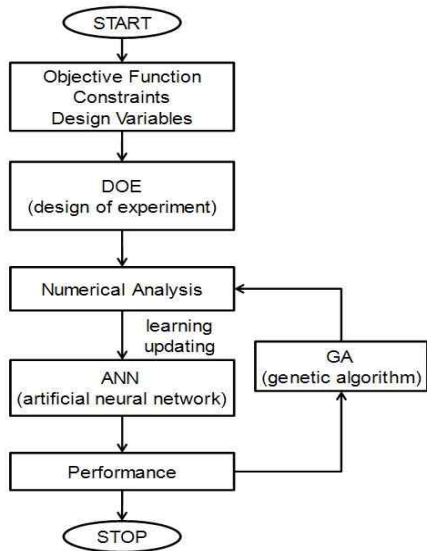


Fig. 11 Flow chart of optimization

원심압축기의 최적화에서 계산결과와 비선형성으로 인한 지엽적인 최적화결과를 피하면서 최적화에 달성되는 계산시간의 단축을 위하여, 실험계획법(DOE)과 GA 및 ANN방법을 혼합하여 최적화를 수행하였다. 이를 위하여 Fig. 11에서 보여주는 계산과정처럼, 우선 설정된 설계변수를 기준으로 DOE를 적용하여 설계변수의 분포를 구한다. 그리고, 각각의 설계변수에 대하여 목적함수들의 값을 구한 후에, 이를 바탕으로 ANN을 형성한다. 다음으로 적용가능한 설계변수의 범위를 기준으로 GA를 적용하여 얻어진 설계변수들을 ANN에 적용하였을 때 얻어지는 목적함수가 전 단계에서 얻어졌던 최소의 목적함수에 가까운 값을 나타내는 경우의 값들에 대하여서는 실제계산을 수행한다. 이 때 얻어진 값들을 이용하여 보다 향상된 ANN을 형성한다. 따라서 단계에 따라서 지속적으로 향상된 ANN을 형성하여 최적화를 가속하면서 정확도를 향상하는 방법으로 진행하였다.

초기의 ANN을 형성하기 위한 DOE는 8개의 설계변수에 대하여 2^{8-2} 의 일부실험계획법(fractional factorial design)을 사용하였으며 중간점을 포함하게 되면 65개에 대한 수치해석결과가 필요하게 된다. 본 연구에서 초기 ANN의 정밀성을 향상하기 위하여 DOE를

위한 범위를 설계변수의 초기값을 기준으로 최대값과 최소값과의 폭에서 75%를 적용하여 데이터범위를 선정하였다. 하지만 최적화에 있어서는 형성된 ANN을 바탕으로 새로운 설계점의 형성은 GA를 사용하는데, 이 때는 설계변수가 가용한 전체 범위내에서 새로운 값을 찾았다.

DOE^[26]로도 최적화를 수행할 수 있지만 결과가 비선형성이 강한 경우에는 DOE로 얻은 최종결과와 실제결과 사이에 차이가 발생할 수 있다. 하지만 이 방법에서는 설계변수의 주효과나 설계변수간의 교호작용 등에 대한 정보를 미리 확인할 수 있는 장점이 있다.

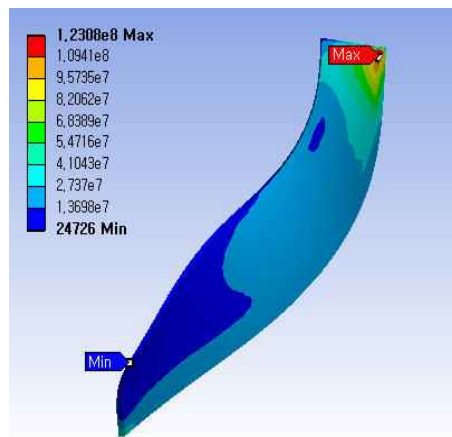


Fig. 12 Von Mises stresses due to the centrifugal loading

65개의 계산에 대하여 목적함수를 구하면서, 임펠러의 재질을 7075 알루미늄 합금으로 하는 경우에 인장응력과 변위를 계산하였으며, 이 때 회전하는 경우와 임펠러에 형성되는 압력도 포함하여 계산을 수행하였다. Fig. 12의 경우는 65개 중에서 휘어짐이 많은 경우의 응력분포를 보여주고 있으며 가장 큰 응력은 출구의 허브측에서 발생됨을 알 수 있다. 초기 ANN의 형성을 위한 65개의 경우에 대하여 모두 안전한 결과를 보여주었다. 따라서 65개의 경우를 바탕으로 초기의 ANN을 형성하였다.

ANN은 역전파알고리즘(back propagation algorithm)을 적용하였으며 은닉층과 출력층의 뉴런은 각각 10개와 3개를 사용하였다. 전달함수는 은닉층에는

hyperbolic tangent 함수를 사용하였으며, 출력층은 직선함수를 적용하였다. ANN을 주어진 결과와 일치하도록 하기 위하여 가중치와 바이어스는 Levenberg-Marquardt^[27-28] 알고리즘을 적용하여 얻었으며, ANN의 형성은 MATLAB^[29]의 nntool을 사용하였다.

Fig 13은 21세대까지 진행하여 얻어진 결과로써, 압력비와 효율과의 관계를 보여준다. 식 (4)의 목적함수 최저값은 Fig. 13에서 A의 위치를 나타내었다. 초기 임펠러에서 얻어지는 압력비의 감소가 없이 공력효율은 1.4% 향상되었음을 알 수 있다. 아울러 pareto상에 있는 결과값들은 압력비와 효율과의 상호보완관계를 형성하고 있는데 압력비의 증가에 따라 효율의 감소를 요구하고 반면에 효율의 증가는 압력비의 감소를 요구하고 있다. 따라서 사용자의 선택에 따라서 작동점을 선정하게 된다.

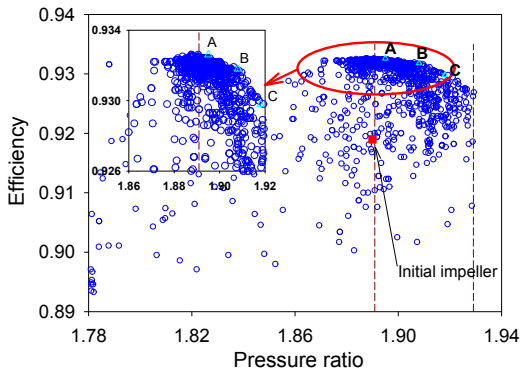
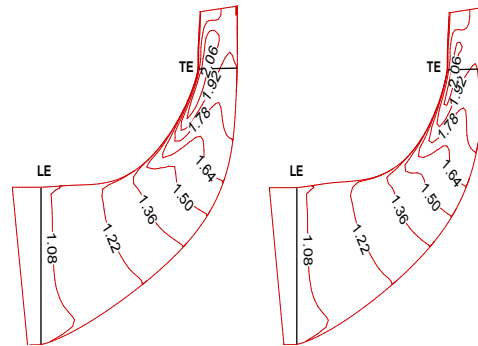
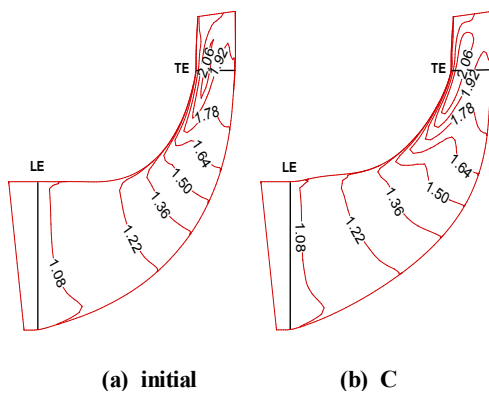


Fig. 13 Pareto of objective functions



(c) B (d) A

Fig. 14 Comparison of total pressure in the meridional plane

Fig. 14는 pareto 상에 있는 작동점과 초기 임펠러에서 형성되는 전압력선도를 비교한 것이다. C의 위치에서 압력비가 가장 높게 형성되었음을 보여주고 있다. 자오면에서 쉬라우드가 초기형상에 비하여 케이싱쪽으로 이동하여 출구로 향하는 유로가 증가하였음을 보여주고 있으며 이로 인하여 압력의 증가가 이루어졌음을 알 수 있다. 아울러 전압력선도에서 Fig. 13의 pareto와 잘 일치하고 있음을 알 수 있다.

4. 결론

원심압축기의 임펠러를 설계하는 과정에서 요구자의 조건에 따라 기본설계를 수행하고 성능해석을 수행하는 과정에서 설계 임펠러와 동급의 임펠러부터 검정과정을 거쳐서 설계에 대한 신뢰성을 확보하였다. 설계된 임펠러에서 탈설계 성능예측을 수행하고 최적화를 할 수 있는 기법을 확립하였다. 이를 위하여 목적함수는 효율과 압축비를 동시에 고려할 수 있도록 설정하였으며, 인장응력을 제한조건으로 설정하였다. 최적화를 위하여서는 ANN를 기본으로 하였으며, 초기의 ANN 형성은 DOE를 사용하였다. ANN의 향상을 위하여 GA를 사용하여 ANN을 세대별로 향상을 시켜서 최적화를 위한 계산시간을 단축하면서 정밀한 최적화의 결과를 얻을 수 있었다. 따라서 이러한 과정으로 설계를 수행하게 되면 설계자

에 따라 임펠러의 형상이 달라지지 않을 것이다.

후 기

본 연구는 지식경제부에서 지원하는 지방기술혁신 사업[RTI04-0103]에 의하여 이루어졌으므로 이에 감사드립니다.

참고문헌

1. Cumpsty, N. A., "Compressor Aerodynamics," Longman Group UK, 1989.
2. Whitfield, A. and Baines, N. C., "Design of Radial Turbomachines," Longman Group UK, 1990.
3. Aungier, R. H., "Centrifugal Compressor," ASME Press, 2000.
4. Bonaiuti, D. and Pediroda, V., "Aerodynamic Optimization of an Industrial Centrifugal Compressor Impeller Using Genetic Algorithms," Proceedings of Eurogen 2001.
5. Cosentino, R., Alsalihi, Z., and Braembussche, V.R.A., "Expert System for Radial Impeller Optimization," Proceedings of Euroturbo4 ATI-CST-039/01, 2001.
6. Bonaiuti, D., Arnone, A., Ermini, M., Baldassarre, L., "Analysis and Optimization of Transonic Centrifugal Compressor Impellers Using the Design of Experimental Technique," GT-2002-30619, 2002.
7. 김세미, 박준영, 안국영, 백제현, "반응면기법을 이용한 원심압축기 최적설계," 한국전산유체공학 추계 학술대회, pp. 92-99, 2007.
8. Bonaiuti, D. and Zangeneh, M., "On the Coupling of Inverse Design and Optimization Techniques for the Multi-objective, Multipoint Design of Turbomachinery Blades," J. of Turbomachinery, Vol. 131, 021014-1, 2009.
9. Verstraete, T., Alsalihi, Z. and Braembussche, R.A.V., "Multidisciplinary Optimization of a Radial Compressor for Microgas Turbine Applications," J. of Turbomachinery, Vol. 132, 031004-1, 2010.
10. Wallace, F. J., Whitfield, A. and Atkey, R. C., "A Computer-Aided Design Procedure for Radial and Mixed Flow Compressor," Computer Aided Design, Vol. 7, pp. 169-170, 1975.
11. Forrest, A. R., "Interactive Interpolation and Approximation by Bezier Polynomials," Computer Journal, Vol. 15, pp. 71-79, 1972.
12. Casey, M. V., "A Computational Geometry for the Blade and Internal Flow Channels of Centrifugal Compressor," J. of Engineering and Power, Vol. 105, pp. 288-295, 1983.
13. Eckardt, D., "Instantaneous Measurements in the Jet-Wake Discharge Flow of a Centrifugal Compressor Impeller," J. of Engineering and Power, pp. 337-346, 1975.
14. Eckardt, D., "Detailed Flow Investigations Within a High-Speed Centrifugal Compressor Impeller," J. of Fluid Engineering, pp. 390-402, 1976.
15. Eckardt, D., "Flowfield Analysis of Radial and Backswept Centrifugal Compressor Impellers Part 1: Flow Measurements Using a Laser Velocimeter," In Performance Prediction of Centrifugal Pumps and Compressor edited by Gopalskrishnan, S. and Cooper, P., ASME, 1980.
16. CFX-12, version 12, Ansys Inc, 2009.
17. Benini, E., "Optimal Navier-Stokes Design of Compressor Impellers Using Evolutionary Computation," Int. J. of Computational Fluid Dynamics, Vol. 17, pp. 357-369, 2003.
18. Cho, C. H., Cho, S. Y., Ahn, K. Y. and Kim, Y. C., "Study of an Axial-Type Fan Design Technique Using an Optimization Method," Proc. IMechE Vol. 223, Part E:J. Process Mechanical Engineering, pp. 101-111, 2009.
19. Wang, Z., Xi, G. and Wang, X., "Aerodynamics Design Optimization of Vaned Diffuser for Centrifugal Compressors Using Kriging Model," Proc. Asian Joint Conf. on Propul. and Power, China, Beijing, AJCPP2006-22023, 2006.
20. Shu, X., Gu, C., Xiao, J. and Gao C., "Centrifugal Compressor Blade Optimization Based on Uniform Design and Genetic Algorithms" Frontier Energy

- Power Eng. China, Vol. 2(4), pp. 454-456, 2008.
21. Bonaiuti, D. and Pediroda, V., "Aerodynamic Optimization of an Industrial Centrifugal Compressor Impeller using Genetic Algorithms," Proceedings of Eurogen, 2001.
 22. Fan, H. Y., "An Inverse Design Method of Diffuser Blades by Genetic Algorithms," Proceedings Institutes Mech. Engineering(A), Vol. 212, pp. 261-268, 1998.
 23. Pierret, S. and Braembussche, R. A., "Turbomachinery Blade Design Using a Navier-Stokes Solver and Artificial Neural Network," J. of Turbomachinery, Vol. 121, pp. 326-332, 1999.
 24. Fan, H. Y., "A Neural Network Approach for Centrifugal Impeller Inverse Design," Proceedings Institutes Mech. Engineering(A), Vol. 214, pp. 183-186, 2000.
 25. Kim, J. H., Choi, J. H., Husain, A. and Kim, K. Y., "Multi-Objective Optimization of a Centrifugal Compressor Impeller Through Evolutionary Algorithms," Proceedings Institutes Mech. Engineering(A), pp. 711-721, 2010.
 26. Bonaiuti, D., Arone, A., Ermini, M. and Baldassarre, L., "Analysis and Optimization of Transonic Centrifugal Compressor Impellers Using the Design of Experiments Technique," J. of Turbomachinery, Vol. 128, pp. 786-797, 2006.
 27. Hagan, M. T., and Menhaj. M. "Training Feed-Forward Networks with the Marquardt Algorithm," IEEE Transactions on Neural Networks, Vol. 5(6), pp. 989-993, 1999.
 28. Hagan, M. T., Demuth, H. B. and Beale, M. H. "Neural Network Design," Boston, MA: PWS Publishing, 1996.
 29. Demuth, H., Beale, M. and Hagan, M., "Neural Network Toolbox 6, User's Guide," Matlab R2007b, 2007.