

유전적 최적화 기법을 이용한 축류 펌프의 설계

송재욱* · 오재민* · 정명균†

(2001년 8월 10일 접수, 2002년 4월 3일 심사완료)

Design of an Axial-flow Pump Using a Genetic Optimization Technique

Jae Wook Song, Jae Min Oh and Myung Kyoong Chung

Key Words : Axial Flow Pump(축류펌프), Genetic Optimization(유전적 최적화), Design Variable(설계변수), Objective function(목적함수), Specific Speed(비속도), Sensitivity Analysis(민감도 해석)

Abstract

The optimal design code of an axial flow pump has been developed to determine geometric and fluid dynamic variables under hydrodynamic as well as mechanical design constraints. The design code includes the optimization of the complete radial distribution of the geometry by determining the coefficients of 2nd order polynomials to represent the three-dimensional geometry. The optimization problem has been formulated with a nonlinear multivariable objective function, maximizing the efficiency and stall margin, while minimizing the net positive suction head required. Calculation of the objective function is based on the mean streamline analysis and through-flow analysis using the present state-of-the-art model. The optimal solution is calculated using the penalty function method in which the genetic optimizer is employed. The optimized efficiency and design variables are presented in this paper as a function of non-dimensional specific speed in the range, $2 \leq n_s \leq 10$. The results can be used in preliminary design of axial flow pumps.

기호설명	
C	: 익현길이
C_h	: 최대정압상승계수($2gH/(W_1^2 + V_2^2)$)
d_s	: 비직경
D_{eq}	: 등가 확산계수
F	: 최적화를 위한 목적함수
g	: 중력가속도, 제한 조건 함수
G_n, G_s, G_C	: 가중계수
H	: 양정(m)
$NPSH_R$: 유효흡입양정(m)
n_s	: 비속도 ($=\omega\sqrt{Q}/(gH)^{0.75}$)
r	: 반지름
RR	: 반동도 (degree of reaction)
S	: 날개 사이의 거리($=2\pi r/Z$)
T	: 두께
U	: 날개 회전속도
V	: 유체의 절대속도
W	: 유체의 상대속도
X	: 설계변수
α	: 축 방향에 대한 절대유동각
ω	: 회전수(rad/sec)
ζ	: 설치각 (stagger angle)
θ	: 캠버각 (camber angle)
σ	: 현절비 (C/S), 응력
σ_T	: Thoma 케비테이션수($NPSH_R/H_{des}$)
η_{TT}	: 전효율(Total to Total efficiency)
<hr/>	
* 한국과학기술원 대학원 기계공학과	
† 책임저자, 회원, 한국과학기술원 기계공학과	
E-mail : mkchung@kaist.ac.kr	
TEL : (042)869-3054 FAX : (042)869-3095	
<hr/>	
하첨자	
des	: 설계사양
x	: 축방향 성분

θ	: 회전방향 성분
1	: 펌프입구(회전의 입구)
2	: 회전의 출구 또는 고정익 입구
3	: 펌프출구(고정익 출구)
R	: 회전익(Rotor)
S	: 고정익(Stator)
t	: 펌프외경(tip)
m	: 펌프 평균반경(mean-line)
h	: 펌프내경(hub)
strs	: 응력(stress)

1. 서론

다양한 축류형 유체기계의 설계방법에 대해서는 단순한 실험식을 이용하는 방법에서부터 전산 유체역학을 이용하는 방법이 있다.⁽¹⁾

유체기계의 초기단계의 설계는 많은 형상변수와 유체역학변수의 복잡한 상관관계 때문에 간단한 실험식을 이용하는 방법이 아직도 널리 사용되고 있다. 반면에 많은 비용과 시간을 필요로 하는 전산유체역학(CFD) 방법은 유동현상을 보다 정확하게 규명하는데 이용되고 있다.

축류 펌프 개발의 초창기라고 할 수 있는 1950 년대에 Stepanoff⁽²⁾와 Lazarkiewicz⁽³⁾는 항공기의 익형을 개발하는데에 적용되는 익형이론을 바탕으로 펌프설계를 수행하였다. 그 후 1960 년대와 1970 년대에는 NACA, C4, 또는 DCA(double circular arc)와 같은 다양한 익형에 대해서, 현질비(solidity)에 따른 익형 사이의 영향이 정확히 고려된 익렬(cascade)에 대한 실험이 이루어졌다. 이러한 실험 결과를 바탕으로 Miller 등⁽⁴⁾은 익렬을 디퓨저로 고려해서 DF (diffusion factor) 또는 D_{eq} (equivalent diffusion factor)를 이용한 설계를 하였다.

1960 년대 후반부터 유체기계의 형상 설계뿐만 아니라 익형의 개발에 최적화 기법이 적용되어져 왔다.⁽⁵⁾ 최근에 Rao 등⁽⁵⁾은 축류 터빈의 효율과 무게의 관점에서 내부위배함수(interior penalty function)를 적용한 DFP(Davidon-Fletcher-Powell)최적화 기법을 이용하였다. Massardo 등⁽⁶⁾은 축류압축기의 효율, 실속여유, 및 크기(무게)의 관점에서 외부위배함수(exterior penalty function)를 적용한 DFP 최적화 기법을 사용하였다. 또한 오형우 등⁽⁷⁾은 원심펌프의 효율, 유효흡입양정, 그리고 비용의 관점에서 직접탐사법(direct search method)을 이용해서 최적화를 수행하였고, Sorensen⁽⁸⁾은 축류팬(fan)의 효율을 최대로 하는 설계에 SQA (sequential quadratic algorithm) 최적화 기법을 사용하였다. 하지만 그

동안 사용된 최적화 기법은 모두 수치적인 기율기를 사용하기 때문에 비선형의 실험식에 적용하기에는 불안정하다. 또한 초기값에 따라 국부적인 최적화가 될 가능성이 매우 크다. 따라서 서로 다른 초기값에 대해서 여러 번 최적화를 수행해야 한다. 그래서 보다 수치적으로 안정적이며 광역 최적화가 가능한 유전 알고리즘(genetic algorithm)을 이용한 최적화가 최근에 점차 사용되고 있다. Trigg 등⁽⁹⁾은 전산유체역학방법을 이용해서 터빈의 익형 손실을 최소화하는 목적함수에 대해서 유전 알고리즘을 이용한 최적화 기법을 적용하였다.

본 연구에서는 모든 유체기계에서 가장 중요시 되는 효율, 펌프의 수명에 관련되는 유효흡입양정, 그리고 유체기계의 안정된 작동범위의 확보를 위한 실속여유를 절충한 다변수목적함수(multi-variable objective function)에 대해서 최적화된 형상을 찾을 수 있는 자동화된 설계코드를 개발하는데 목적을 둔다. 효율, 유효흡입양정, 그리고 실속여유의 절충 뿐만 아니라 여러 가지 기하학적, 유체 역학적 제한 조건을 고려할 수 있는 외부위배함수를 포함한 목적함수의 최적화를 유전적 최적화 기법으로 수행하였으며, 주어진 비속도($2 \leq n_t \leq 10$) 범위에서 설계 초기단계에서 결정하는 축류 펌프의 기본적인 형상변수의 변화를 결과로 제시하였다.

2. 최적설계문제

축류 펌프의 최적설계과정을 수행하기 위한 설계 사양은 유량, 양정, 그리고 비속도로 주어진다. 설계사양은 독립변수로 설계과정에 앞서서 미리 주어져야 한다. 또한 본 연구에서는 가장 단순한 축류 펌프의 최적화를 수행하기 위해서 다음과 같이 가정하였다.

- 펌프는 회전익(rotor)과 고정익(stator)의 순서로 구성된 1 단 펌프이다.
- 덕트는 내경과 외경의 크기가 일정한 직관이다.
- $\alpha_1 = \alpha_3 = 0$: 펌프의 입구에서 예선회(preswirl)가 없고 출구에서도 회전방향 속도성분이 없다.
- 작동유체는 물(냉수)이다.
- 회전익과 고정익의 익형 형상은 이중원호(double-circular-arc)로 고정한다.
- 익형의 재질은 밀도가 물의 7.7 배이고 항복응력은 240Mpa 인 스테인레스강으로 한다.
- 회전익과 고정익사이의 축방향 거리와 끝간격(tip clearance)길이는 Balje⁽¹⁰⁾와 Lazarkiewicz⁽³⁾의

Table 1 Design variables

	설계변수	최소	최대	비트
X_1	비직경(d)	0.6	2.4	10
X_2	내외경비(v)	0.2	0.9	9
X_3	C_{Rt}/S_{Rt} (σ_{Rt})	0.4	2.0	8
X_4	C_{Rm}/S_{Rm} (σ_{Rm})	0.4	2.0	8
X_5	C_{Rh}/S_{Rh} (σ_{Rh})	0.4	2.0	8
X_6	C_{St}/S_{St} (σ_{St})	1.0	2.0	7
X_7	C_{Sm}/S_{Sm} (σ_{Sm})	1.0	2.0	7
X_8	C_{Sh}/S_{Sh} (σ_{Sh})	1.0	2.0	7
X_9	회전의 날개수(Z_R)	2	7	8
X_{10}	고정의 날개수(Z_S)	5	10	7
X_{11}	T_{Rt}/C_{Rt}	0.01	0.13	6
X_{12}	T_{Rm}/C_{Rm}	0.01	0.13	6
X_{13}	T_{Rh}/C_{Rh}	0.01	0.13	6
X_{14}	T_{Sm}/C_{Sm}	0.01	0.13	6

제안에 따라 모두 회전의 반경방향 길이(span)의 0.02 배로한다.

이와 같이 주어진 설계사양과 가정 하에서 최적설계문제는 설계변수, 목적함수 그리고 설계 제한조건으로 구성된다.

2.1 설계변수

본 연구에서 선택한 펌프의 형상을 결정 짓는 무차원 값으로 정의한 14 개의 설계변수들과 각 설계변수들의 최대값과 최소값을 Table 1 에 정리하였다. 펌프의 실제의 형상은 설계사양과 설계변수들의 상관관계에 의해서 얻을 수가 있다. 펌프 설계의 다양한 자료들을 통해서 구한 최소값과 최대값을 설계변수의 범위로 정하였다. 특히 현절비에 대한 최소, 최대값은 익렬(cascade)의 실험 데이터를 외삽하지 않기 위한 범위로 정하였다. 회전의 날개와 고정익의 익현의 길이에 대한 반경방향으로 3 차원 형상을 얻기 위해서 회전의 날개와 고정익의 현절비를 반경에 대한 2 차 함수형태로 다음과 같이 가정하였다.⁽⁶⁾

$$\sigma_R(r) = a_1 + a_2r + a_3r^2 \quad (1)$$

$$\sigma_S(r) = b_1 + b_2r + b_3r^2 \quad (2)$$

마찬가지로 회전의 날개에 대한 분포도 2 차 함수로 가정하였다.

$$T_R/C_R(r) = c_1 + c_2r + c_3r^2 \quad (3)$$

식(1), (2)와 식 (3)에서 2 차 함수의 계수는 외경(tip), 평균반경(mean-line), 그리고 내경(hub)에서의 설계변수의 값으로 결정할 수 있다.

Massardo 등⁽⁶⁾은 회전의 날개와 고정익의 익현형상을 결정하는 데 있어서 중요한 익현각을 설계변수로 정하였지만 본 연구에서 설계변수로 정하지 않은 것은 설계과정에서 얻어진 유동각에 입구 편향각과 출구 편향각 모델을 적용하면 익현각을 얻을 수 있기 때문이다.

2.2 목적함수

유체기계의 최적설계에 있어서 최적화시킬 설계변수는 유체기계가 사용되는 환경에 따라 여러 가지가 가능하다. 효율을 가장 좋게 설계하는 것이 일반적이지만 유효 흡입 양정이 커서 캐비테이션이 일어나기 쉽게 된다면 오히려 효율의 감소뿐만 아니라 펌프의 수명을 짧게 만드는 원인이 되기도 한다. 또한 넓은 작동범위를 확보하는 것이 매우 중요하다. 그래서 큰 실속여유를 갖는 축류 펌프의 설계도 필요하다. 본 연구에서는 이와 같이 여러 가지 목적에 따라 적용 가능하도록 하기 위해서 효율, 실속여유 그리고 유효흡입양정을 다음과 같이 고려하였다.

2.2.1 효율(η_{TT})

효율을 계산하기 위해서는 손실을 구해야 하는데 공개된 손실 모델들이 대부분 압축기와 터빈에 대한 것으로 펌프에 대한 것이 거의 없다. 따라서 본 연구에서는 Miller 등⁽⁴⁾이나 오형우 등⁽⁷⁾과 같이 압축성 효과가 없는 경우에, 작동유체가 변하더라도 유체 역학적인 상사성이 유지된다고 가정하고 저속도 축류 압축기에 적용되는 손실모델을 사용하였다.

펌프의 전효율을 계산하기 위한 과정은 다음과 같다. 주어진 설계사양에 대해서 비직경과 내외경비를 이용해서 펌프의 외경과 내경의 지름을 정한다. 그리고 회전의 날개와 고정익의 입구와 출구를 반경방향으로 여러 등분(11 등분)으로 나누어서 펌프의 형상을 결정할 위치를 결정한다. 먼저 효율을 가정하면 주어진 설계사양에 대해서 각 위치에 대한 속도삼각형(velocity triangle)을 얻을 수 있다. 이때 반경방향의 속도분포를 얻기 위해서 자유와류(free vortex) 가정을 사용하였다. 여기에서 얻은 속도삼각형을 손실모델에 적용하면 효율을 계산할 수 있다. 손실모델은 2 차원 손실과 3 차원 손실로 크게 나뉘어지는데 2 차원 손실은 익형주위의 경계층의 성장에 의해서 발생하는 것으로 두께에 의한 확산효과가 고려된 Koch & Smith⁽¹¹⁾ 손실모델을 적용해서 각 위치의 손실을 구하였고 3 차원 손실은 2 차원 손실 이외에 펌프의 외경과 내경의 경계층의 흐름과 주흐름(main stream)과의 상호간섭에 의해서 발생하는 손실로 Howell⁽¹²⁾의 2 차 유동

손실모델, Stewart 등⁽¹³⁾의 환형 손실모델, 그리고 Lakshminarayana 등⁽¹⁴⁾의 끝간격 손실모델을 적용하였다. 이러한 방법으로 반복적으로 계산하면 수립된 효율 및 속도삼각형을 얻을 수 있다.

각 위치에서 구해진 유동각도에 대해서 최소 손실이 발생하는 익형각은 Lieblein⁽¹⁵⁾의 입구 편향각(i^*) 모델과 그에 대응하는 출구 편향각(δ^*) 모델을 적용하여서 구하였다.

2.2.2 유효흡입양정($NPSH_R$)

케비테이션 발생의 원인을 펌프의 외경 입구에서, 외경의 곡률에 의한 축방향 속도(V_{x1})의 증가와 전연(leading edge)의 형상에 의한 상대속도(W_1)의 증가로 가정한 Kovats⁽¹⁶⁾의 모델을 이용하였다. 앞에서 제시된 원인에 대한 크기를 나타내는 유효 흡입양정($NPSH_R$)은 다음과 같이 표현된다.

$$NPSH_R = k_1 V_{x1}^2 / 2g + k_2 W_1^2 / 2g \quad (4)$$

본 연구에서는 1단 펌프의 입구를 직관으로 가정하여 $k_1 = 1.0$, 그리고 날개 형상을 DCA로 결정하였으므로 $k_2 = 0.3$ 으로 정하였다.

2.2.3 실속여유(C_h)

Lieblein⁽¹⁷⁾은 2 차원 익형에서 실속이 발생하지 않는 최대 D_{eq} 값을 1.9~2.0 으로 제안하였다. 등가확산계수 D_{eq} 는 다음과 같다.

$$D_{eq} = \frac{\cos \alpha_2}{\cos \alpha_1} \left\{ 1.12 + 0.61 \frac{S}{l} \cos^2 \alpha_1 \right\} \times (\tan \alpha_1 - \tan \alpha_2) \quad (5)$$

이것은 2 차원 익형 자체의 국부적인 실속에 대한 예측으로 펌프의 내경과 외경의 경계층에 의해서 발생하는 2 차 유동에 의한 주유동(main stream)의 왜곡 현상에 대한 실속을 예측하지 못한다. 하지만 본 연구에서 적용한 Koch⁽¹⁸⁾가 제안한 모델은 이와 같은 왜곡현상이 고려된 것으로 평균반경에서의 회전익과 고정익의 형상을 디퓨저로 가정하고 출구의 기울어진 폭(staggered space)에 대한 유로의 길이를 매개변수(λ)로 정하였다. 이 매개변수에 대해서 여러 축류압축기의 최대정압상승계수(C_h)에 대한 Koch⁽¹⁸⁾의 실험결과를 이용해서, Casey⁽¹⁹⁾는 곡선맞춤법(curve fitting method)을 이용해서 다음과 같은 상관식(correlation)을 제시하였다.

최대정압상승계수가 커질수록 실속여유도 커진다.

$$C_h(\lambda) = 0.1081 + 0.3549\lambda - 0.1122\lambda^2 + 0.0168\lambda^3 - 9.311e^{-4}\lambda^4 \quad (6)$$

2.3 설계제한조건

축류 펌프의 설계에 있어서 주어진 설계변수의 범위 안에서 수력학적인 관점뿐만 아니라 강도 및 제작의 용이성도 고려되어야 한다. 특히 강도의 계산은 회전익에 대해서는 원심력에 의해서 발생하는 인장응력과 축방향 힘(압력) 그리고 회전반향 힘에 의해서 발생하는 굽힘응력을 고려하고 고정익에 대해서는 굽힘응력만 고려하였다. 응력의 계산은 일반적인 교재와 Rao 의⁽⁵⁾ 식과 개념을 이용하였다. 그리고 익형의 형상인 DCA 에 대해서 응력계산에 필요한 단면적과 2 차 관성모멘트를 내경과 평균반경 위치에서 계산하였다. 각 계산 위치에서 응력이 가장 크게 나타나는 위치는 면적의 중심(centroid)에서 가장 멀리 있는 곳이 된다. 허용 가능한 최대 응력(σ_{max})은 펌프에 사용하는 재료인 스테인레스강의 항복응력을 사용하였고 안전계수는 축류 압축기에서 사용하는 설계 회전수의 1.3 배로 하였다. 본 연구에서 적용한 설계의 제한조건은 다음과 같다.

수력학적인 관점

- $g_1(X) = 0.5 - \eta_{TT} \leq 0$ Balje⁽¹⁰⁾
- $g_2(X) = 0.01 - C_{hR} \leq 0$. Koch⁽¹⁸⁾
- $g_3(X) = C_{hR} - 1 \leq 0$.
- $g_4(X) = 0.01 - C_{hS} \leq 0$. Koch⁽¹⁸⁾
- $g_5(X) = C_{hS} - 1 \leq 0$.
- $g_6(X) = D_{eqR}(X, r) - 1.9 \leq 0$. Lieblein⁽¹⁷⁾
- $g_7(X) = D_{eqS}(X, r) - 1.9 \leq 0$. Lieblein⁽¹⁷⁾
- $g_8(X) = 0.5 - RR_R(X, r) \leq 0$. Wilson⁽²¹⁾
- $g_9(X) = RR_R(X, r) - 1.0 \leq 0$

강도 및 제작의 용이성 관점

- $g_{10}(X) = C_{Rt} / C_{Rm} - 1. \leq 0$. Stepanoff⁽²⁾
- $g_{11}(X) = C_{Rm} / C_{Rh} - 1. \leq 0$.
- $g_{12}(X) = C_{Sh} / C_{Sm} - 1. \leq 0$. Lazarkiewicz⁽³⁾
- $g_{13}(X) = C_{Sm} / C_{St} - 1. \leq 0$.
- $g_{14}(X) = \theta_{Rt} / \theta_{Rm} - 1. \leq 0$.
- $g_{15}(X) = \theta_{Rm} / \theta_{Rh} - 1. \leq 0$.
- $g_{16}(X) = \theta_{St} / \theta_{Sm} - 1. \leq 0$.
- $g_{17}(X) = \theta_{Sm} / \theta_{Sh} - 1. \leq 0$.
- $g_{18}(X) = \sigma_{Rmstrs} / \sigma_{max} - 1. \leq 0$.
- $g_{19}(X) = \sigma_{Rhstrs} / \sigma_{max} - 1. \leq 0$.

- $g_{20}(X) = \sigma_{Smstrs} / \sigma_{max} - 1. \leq 0.$
- $g_{21}(X) = \sigma_{Shstrs} / \sigma_{max} - 1. \leq 0..$
- $g_{22}(X) = T_{Rt} / T_{Rm} - 1. \leq 0.$
- $g_{23}(X) = T_{Rm} / T_{Rh} - 1. \leq 0.$

2.4 목적함수의 수식표현

최적화 문제는 위의 23 가지 제한조건 ($g_i(X) \leq 0.$) 하에서 다음의 목적함수를 최소화하는 것으로 정의된다.

$$f(X) = G_\eta(1-\eta_{TT}) + G_s(1-C_h) + G_c(NPSH_R) \quad (7)$$

여기서 목적함수는 효율손실($1-\eta_{TT}$), 실속여유손실($1-C_h$), 그리고 유효흡입양정 ($NPSH_R$)에 대해서 선형적인 조합으로 정의하였다. 그리고 G_η , G_s , G_c 는 효율손실, 실속여유손실, 유효흡입양정에 대한 가중계수로서 절충된 최적설계는 가중계수의 값을 0~1 사이에서 정함으로써 얻을 수 있다. 이와 같은 제한조건이 있는 최적화 문제를 제한조건이 없는 문제로 변환하기 위해서 외부 위배함수방법을 사용하여 다음과 같이 목적함수를 정의하였다.

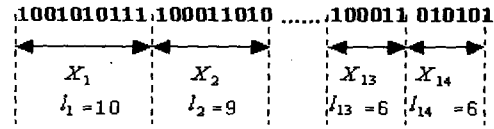
$$F(X) = \begin{cases} f(X) & \text{if } g_i(X) \leq 0 \\ f(X) + p[g_i^2(X)] & \text{if } 0 \leq g_i(X) \leq 1 \\ f(X) + p[\sqrt{g_i(X)-1} + 1] & \text{if } g_i(X) \geq 1 \end{cases} \quad (8)$$

여기서 p 은 상수 값으로 함수 f 에 비해서 상당히 큰 값을 갖는다. 그리고 제한 조건에 따라 위배함수를 다르게 정의했는데 함수 f 의 크기가 1 정도이므로 제한조건이 1 이상이 되면 2 차 함수의 값이 급격히 증가하게 되므로 너무 빠른 최적화가 발생할 수 있기 때문에 제한조건이 1 이상의 값을 가지면 제곱함수를 사용하였다.

3. 유전 알고리즘 최적화 기법

3.1 유전 알고리즘의 특징

유전 알고리즘은 Holland 에 의해서 진화의 과정을 모사하여 개발된 알고리즘으로 점점 더 광범위한 분야에서 사용되고 있으며 그 이유는 다음과 같다.⁽²⁰⁾ 첫째 여러 개의 초기값(모집단)에서 최적화를 출발하게 되므로 광역 최적화가 가능하게 된다. 둘째 함수값 자체를 사용하기 때문에 목적함



$$DX_i = \frac{X_i^U - X_i^L}{2^k - 1}$$

Fig. 1 Binary bits of design variables

수가 불연속이거나 잘 정의가 되어 있지 않아도 적용이 안정적이며 용이하다.

3.2 유전 알고리즘의 적용

유전 알고리즘을 적용하기 위해서 필요한 각 설계변수의 비트(bit)수, 각 세대(generation)의 모집단(population)을 이루는 개체수, 교배확률, 돌연변이확률, 최대 진화 세대수, 스케일링을 미리 다음과 같이 정하였다.

- 비트수(l_i)
기울기를 이용한 최적화 방법에서 많이 사용하는 설계변수 값의 약 1%이하가 되도록 하기 위해서 표 1 에서처럼 각 설계변수에 대해서 6 비트 스트링(string) 이상을 사용하였다.
- 개체수
각 설계변수의 비트수의 합과 비슷하고, 한 쌍의 교배를 위해서 짝수인 100 개로 정하였다.
- 교배확률(P_C)
교배 확률은 0.0~1.0 사이의 값으로 Goldberg⁽²⁰⁾의 제안에 의해서 0.95 로 선택하였다.

- 돌연변이확률(P_M)
큰 돌연변이율은 최적화 속도를 빠르게 하지만 너무 크게 하면 무작위 최적화 과정(Random Search)을 하게 된다.⁽⁹⁾ 모집단의 개체수가 크면 다양성이 확보되어서 돌연변이율이 작아지는 모집단수의 역수인 0.01 로 정하였다.⁽²⁰⁾

- 최대 진화 세대수(Maximum generation number)
유전 알고리즘의 수렴에 대한 판단은 일반적으로 없기 때문에 여기서는 미리 정해진 최대 진화 세대수 만큼 최적화 과정을 수행하도록 하였다. 최대 진화 세대수는 4000 세대로 정하였다.

- 스케일링(scaling)
다음 세대를 위한 선택을 전 세대의 함수 값에 비례해서 하므로 목적함수 값을 그대로 사용하게 되면 너무 빠른 최적화가 일어날 수 있다. 이것을 막기 위해서 평균값과 최적의 값이 비슷한 값을 갖도록 스케일링을 하여 다양한 개체가 선택되도록 하였다. 본 연구에서는 쉬우면서도 많이 사용

되는 선형변환을 이용하였다. 그때 사용하는 비례 상수를 1.5로 정하였다.

진화를 모사하기 위해서 유전 알고리즘은 한 세대의 모집단에서 다음 세대의 모집단을 얻기 위해서 재생산(Reproduction), 교배(Crossover), 그리고 돌연변이(Mutation)의 3 가지 조작을 한다. 본 연구에서는 최적화 과정을 다음과 같이 적용하였다. 1세대 모집단에서 초기값은 각 개체의 설계변수 X_i 의 각 비트수(l_i)만큼을 2진수 비트로 무작위로 정한다. 그리고 하나의 펌프의 형상에 해당하는 각 개체의 유전코드는 각 설계변수에 대한 2진수 비트를 합쳐서 Fig. 1과 같이 만든다. 따라서 14개의 설계변수에 대해서 103비트로 표시될 수가 있다. 이것을 주어진 모집단의 개체수만큼 반복한다. 이제 진화의 과정으로 들어가기 위해서 각 개체에 해당하는 유전코드를 Fig. 1의 DX_i 를 이용해서 실제 설계변수의 값으로 바꾸어주고, 각 개체의 목적함수 값을 구한 후 현재의 모집단 중에서 목적함수 값(예를 들면 펌프의 효율)에 가장 적합한 개체들을 선택하게 된다. 선택의 방법으로 현재 가장 많이 사용하고 있는 무대체 확률적 잉여치 선택법(stochastic remainder selection without replacement)을 채택하였다. 이 방법은 모집단의 평균을 구한 후 평균 이상이 되는 개체를 정수배만큼 선택하고 나머지는 무작위로 선택하게 된다. 이와 같은 과정이 유전 알고리즘의 재생산 과정인데 기울기를 이용한 최적화 기법의 최적의 기울기를 찾는 것과 비슷한 과정이다. 새롭게 선택된 개체들을 무작위로 한 쌍씩 선택하여 교배확률에 따라 교배의 과정을 거치게 된다. 교배를 하는 유전코드의 위치는 무작위로 선택하며 미리 선택된 각각의 쌍의 개체에 대해서 유전코드를 서로 교환하게 한다. 이렇게 해서 유전 알고리즘의 중요한 2가지 조작인 재생산과 교배가 이루어지는데 너무 빠른 최적화에 따른 국부적인 최적화의 경향을 보일 수 있기 때문에 주어진 돌연변이율에 따라 2진수 유전코드를 무작위로 0과 1을 서로 바꾸는 돌연변이를 발생시킨다. 이러한 유전 알고리즘의 과정을 통해서 얻은 새로운 모집단의 각 개체에 대한 2진수 값을 설계변수 값으로 변환하여 새로운 목적함수 값을 얻을 수 있다. 위에서와 같은 방법을 반복적으로 수행하여 최적화 과정을 진행한다.

4. 결과 및 검토

4.1 유전 알고리즘에 대한 결과

Fig. 2에서 보면 임의로 정해진 3가지의 서로

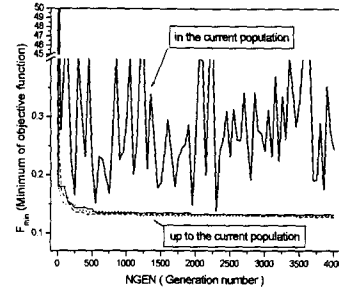


Fig. 2 History of generation

다른 초기값에 대해서 현재까지의 세대 중에서 최적 목적함수 값(up to the current population)과 각 세대 중에서 최적 목적함수 값(in the current population)을 표시하였다. 500세대 이내에서는 빠른 최적화 과정이 이루어지고 있고, 실질적인 최적화가 2000세대 이내에서 이루어졌다. 2000세대 이후에는 최적 목적함수의 값이 거의 변화가 없음을 확인할 수 있다. 또한 서로 다른 초기값을 가지고 최적화를 수행하여도 비슷한 경향을 보임을 확인할 수 있다. 하지만 최적 목적함수 값에 대한 오차가 약 2.5% 정도 발생한다. 이론적으로 세대수를 더욱 증가하면 최적 목적함수 값 자체뿐만 아니라 초기값의 변화에 의해서 발생하는 오차도 줄어들 것이다. 하지만 어느 정도의 수렴이 된 후에는 최적 목적함수 값의 변화가 적다. 따라서 너무 많은 계산시간이 요구되므로 본 연구에서는 4000세대까지를 최대의 진화 세대수로 정하고 현재까지의 세대 중에서 최적 목적함수 값(up to the current population)에 해당하는 설계변수를 최적의 값으로 택하였다.

4.2 설계변수에 대한 목적함수의 변화

설계자는 설계변수의 변화에 따라 목적함수가 어떻게 변화하는지에 관심을 가지고 있다. 이와 같은 민감도 해석을 통해서 요구되는 설계변수의 영향 정도를 조사하여 중요한 설계변수를 선택할 수 있다. 최적의 설계변수(X_{opt})에 대한 작은 값(60%)과 큰 값(130%) 사이에서 설계변수(X)가 변화함에 따라 최적목적함수에 대한 목적함수의 변화를 조사하였다. 각각의 설계변수에 대한 실제 설계 변수 명은 Table 1에 표시되어 있다. Fig. 3에서 $X_1(d_s)$ 변수가 효율에 가장 큰 영향을 주고 있음을 확인할 수 있다. 즉 축류펌프의 직경을 결정하는 것이 설계에서 가장 중요하다는 것을 알 수 있다. 다음으로 영향을 주는 순서는 $X_2(v)$,

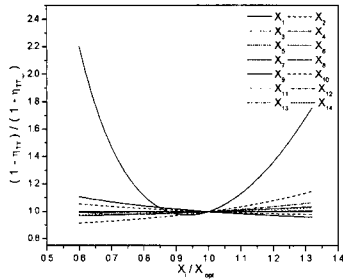


Fig. 3 Sensitivity analysis of efficiency loss

$X_4(\sigma_{Rm}), X_7(\sigma_{Sm}), X_9(Z_R), X_{10}(Z_S)$, 그리고 $X_3(\sigma_{Rt})$ 이다. 나머지 설계변수에 대해서는, 특히 익형의 두께에 해당하는 $X_{11} \sim X_{14}$ 는 Stanoff⁽²⁾가 확인한 것처럼 효율에는 거의 영향을 주지 않는다. 하지만 강도를 계산하기 위해서는 두께에 대한 고려가 필요하므로 설계변수로 선택하였다. Miller 등⁽⁴⁾은 같은 현절비 하에서 회전익 수를 8 개에서 2.4 배인 19 개로 증가시킬 경우, 효율이 약 4%가 증가하는 것을 관찰하였다. 또한 Lazarkiewicz⁽³⁾의 실험에서도 고정익의 갯수가 2 배 많은 경우 효율이 약 3%정도 증가하였다. 이와 비슷한 경향을 날개수에 대한 민감도 해석을 통해서 다음과 같이 얻을 수 있었다. 비속도에 따른 효율의 변화에 대한 결과인 Fig. 4 에서 $n_s=6.0$, $\eta_{opt}=0.85$ 일 경우에 대해서, $X_9(Z_R)$ 과 $X_{10}(Z_S)$ 의 값이 최대값과 최소값 사이에서 약 2 배의 차이를 보이는데 효율손실이 $X_9(Z_R)$ 에 대해서는 약 3%, $X_{10}(Z_S)$ 에 대해서는 약 2.3%의 감소를 보인다. 따라서 고정된 현절비에 대해서 날개수가 증가하면 효율이 증대되기는 하지만, 약간의 효율 증가보다는 고정익 및 회전익의 갯수를 증가시키면 축류펌프의 크기에 해당하는 축방향 길이가 선형적으로 작아지므로 펌프가 설치될 공간의 크기를 고려해서 날개수를 결정해야 할 것이다.

Fig. 5 에서 실속여유에 대한 영향을 조사해보면 설계변수 $X_1(d_s), X_4(\sigma_{Rm}), X_7(\sigma_{Sm}), X_2(v)$ 가 영향을 크게 주고 있는 것을 알 수 있다. 작동유체가 회전익과 고정익을 지날 때, 각각에 대해서 상대속도와 절대속도의 확산(diffusion)이 일어난다. 직접적으로는 $X_4(\sigma_{Rm}), X_7(\sigma_{Sm})$ 가 커지게 되면 비례해서 익현길이(chord length)가 길어진다. 따라서 안정적인 확산길이(diffusion length)가

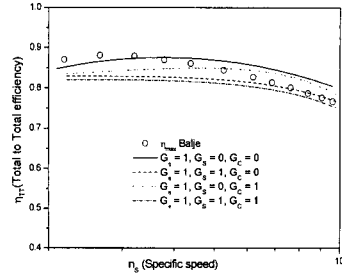


Fig. 4 Efficiency vs. specific speed

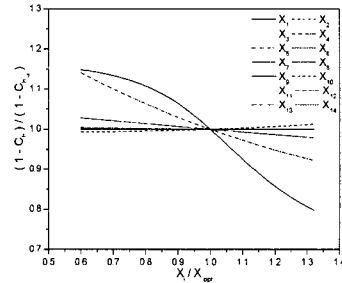


Fig. 5 Sensitivity analysis of stall margin loss

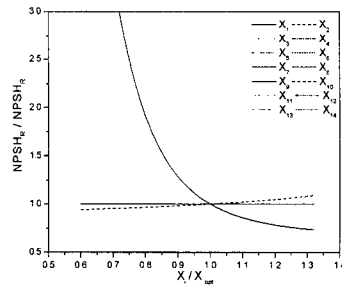


Fig. 6 Sensitivity analysis of $NPSH_R$

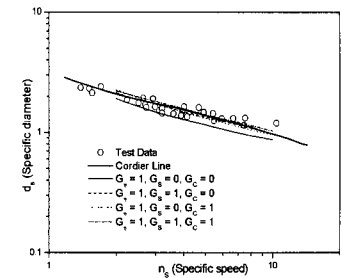


Fig. 7 Specific diameter vs. specific speed

확보되므로 실속 여유가 커진다. 또한 Koch⁽¹⁸⁾가 설명한 것처럼 간접적으로는 익현의 길이가 고정되어 있을 때 외경(X_1)이 커지고 내경(X_2)의 값

이 작아지면 익렬의 입구에서 회전방향속도(W_θ)에 대해서 축방향 속도(V_x)가 줄어들게 되어 날개의 설치각이 커지게 되어서 확산 길이가 길어지는 효과를 가지게 되므로 실속여유가 커진다. 나머지 설계변수에 대해서는 거의 영향이 없다.

Fig. 6에서 유효흡입양정에 대한 영향을 조사해보면 펌프의 내경과 외경에 해당하는 설계 변수인 $X_1(d_s)$ 과 $X_2(\nu)$ 에 가장 큰 영향을 받는 것을 확인할 수 있다. 왜냐하면 식 (4)에서처럼 익형 전연의 형상에 의해서 결정되는 k_2 가 고정되면 입구의 속도삼각형에 영향을 받기 때문이다.

4.3 축류펌프 설계에 대한 결과

유체의 레이놀즈수(Re)에 대한 효과를 무시하면 서로 다른 설계사양(설계점)을 갖는 동일한 비속도의 유체기계는 유동구조에 있어서 상사성을 보인다. 따라서 이와 같은 상사성을 보이는 유동구조의 함수가 되는 효율 손실, 실속여유손실, 그리고 유효흡입양정의 선형 함수로 정의된 목적함수를 최소화 하도록 설계할 경우에, 결정되는 펌프형상도 상사성을 보이게 된다. 다른 설계사양이지만 같은 비속도의 펌프설계를 상사성을 이용해서 쉽게 할 수 있고 주어진 비속도와 펌프의 형상을 결정하는 무차원화된 설계변수들 사이에 단순한 경향을 찾을 수가 있다.

Fig. 7에서 목적함수의 가중계수의 변화에 따라 계산된 비속도와 비직경 선도(cordier line)를 축류 유체 기계들에 대한 수많은 현장 자료(test data)⁽¹⁰⁾에 근거한 기존의 코디어 선도(cordier line)⁽¹⁰⁾와 비교한 결과를 보여준다. 가중계수가 $G_\eta=1, G_S=0, G_C=0$ 인 경우, 예측된 코디어 선도는 기존의 코디어 선도보다 약간 작게 예측이 되었다. 하지만 펌프의 설계시 효율과 동일한 비중을 갖는 유효흡입양정($G_\eta=1, G_S=0, G_C=1$)이나 실속여유($G_\eta=1, G_S=1, G_C=0$)를 고려한 경우에 현장자료 및 코디어 선도에 상당히 접근하는 경향을 보임을 알 수 있다. 실제적으로 현장자료나 코디어 선도는 단순히 효율만 고려한 것이 아니기 때문에 본 연구에서 수행된 설계최적화 코드는 신뢰할만한 설계선도를 예측하고 있다는 것을 의미한다.

Fig. 4은 비속도에 대한 예측된 최적의 펌프 효율과 Balje⁽¹⁰⁾가 제안한 최대효율의 선도를 나타낸다. 예측된 최대효율($G_\eta=1, G_S=G_C=0$)이 Balje⁽¹⁰⁾

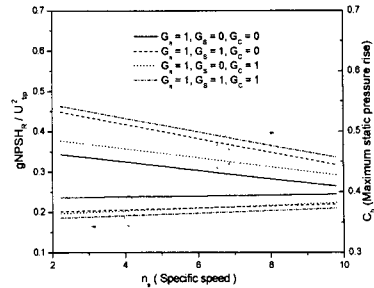


Fig. 8 $NPSH_R$ & C_h vs. specific speed

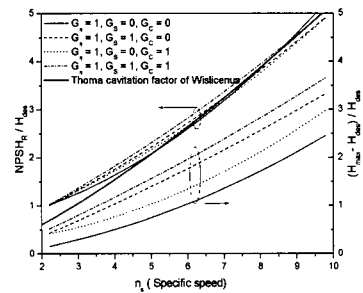


Fig. 9 $NPSH_R / H_{des}$ & stall margin vs. specific speed

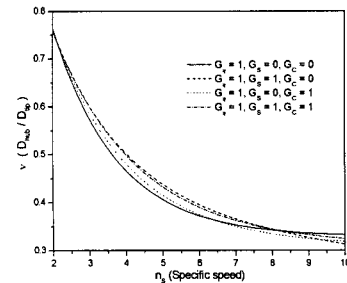


Fig. 10 Hub/tip ratio vs. specific speed

가 제안한 최대효율과 그 경향이 잘 일치함을 알 수 있다. 하지만 가중계수가 변화함에 따라 최대 효율이 줄어들고 특히 실속여유($G_\eta=G_S=1, G_C=0$)를 고려한 경우에 최대 효율점이 낮은 비속도에서 나타난다.

Fig. 8은 가중계수가 $G_\eta=1, G_S=0, G_C=0$ 일 때 유효흡입양정($NPSH_R$)이 최대이고 최대정압상승 계수(C_h)가 최소임을 확인할 수 있다. 또한 $G_\eta=G_S=1, G_C=0$ 또는 $G_\eta=G_C=1, G_S=0$ 인 경우 펌프의 직경의 증가를 가져오므로 $NPSH_R$ 이 감소하고 C_h 가 증가한다.

Fig. 8의 결과를 이용한 Fig. 9를 보면 비속도가 증가하면서 최대상승양정과 설계양정의 차이인 실속여유(Stall margin)가 커지는 것을 볼 수 있다. 비속도의 증가에 비례해서 회전수가 증가하므로, 회전수의 증가는 회전익의 회전상대속도(W_θ)를 크게 하여 유동각에 의해서 결정되는 익형의 설치각(stagger angle)을 크게 한다. 민감도 해석에서와 마찬가지로 유체는 충분히 확산되는 경로를 확보하게 되며 실속여유가 증가하게 된다. 따라서 펌프가 작동하는 설치환경이 불안정할 때에는 효율은 저하하지만 비속도가 큰 펌프를 설계사양으로 정하는 것이 안정적인 작동에 중요하다.

Fig. 9에서 $NPSH_R / H_{des}$ 에 대한 결과를 보면 식 (4)의 $NPSH_R$ 은 차원해석을 통해서 $(\omega\sqrt{Q})^{4/3}$ 에 비례하므로 토마의 케비테이션수(σ_T)는 이론적으로 $n_s^{4/3}$ 비례한다. 이 관계를 이용해서 만든 Wislicenus 등⁽²¹⁾의 실험식과 비교적 잘 일치하는 것을 확인할 수 있다.

내/외경비에 대해서 Stepanoff⁽²⁾와 Lazarkiewicz⁽³⁾는 여러 가지의 실험결과를 바탕으로 0.3~0.7의 범위 안에서 비속도가 커질수록 작아지는 것으로 제안하였는데 Fig. 10을 보면 비슷한 분포를 갖는 것을 알 수 있다. 이와 같이 현상은 비속도가 커질수록 평균직경을 줄여서 작은 양정에 적합한 회전속도성분을 얻고 유동면적을 크게 하여 속도의 제곱에 비례하는 손실을 줄일 수 있다.

평균반경에서의 회전익과 고정익의 현절비의 결과를 Fig. 11에 표시하였다. Lazarkiewicz⁽³⁾가 정성적으로 제안한 것과 비슷한 결과를 보여주고 있다. 비속도가 커질수록 회전속도에 비해서 양정이 작으므로 작은 현절비의 익형으로 설계 양정을 얻을 수가 있다. 하지만 비속도가 작아질수록 양정에 비해 회전속도는 작고 펌프의 입구와 출구의 회전속도성분의 차이, 즉, 날개 부하를 설명하는 D_{eq} 가 커지므로 실속이 일어나기 쉽다. 가중계수가 $G_\eta = 1$, $G_C = G_S = 0$ 인 경우와 $G_\eta = G_S = 1$, $G_C = 0$ 인 경우를 비교해보면 현절비의 실속여유에 대한 영향이 고 비속도보다 저 비속도에서 크게 나타난다. 그리고 Fig. 3에서처럼 익현비의 증가로 인해서 효율의 감소도 저 비속도에서 크게 나타난다. 고정익에 대해서도 같은 현상이 일어남을 알 수 있다.

Fig. 12에서 설치각(stagger angle)에 대한 결과를 보면 Fig. 4에서 설명한 것처럼 가중계수에 따라

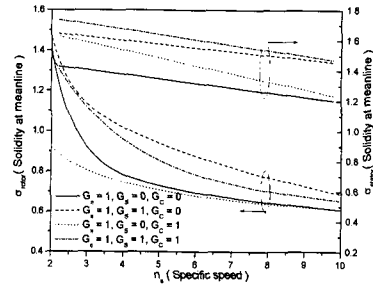


Fig. 11 Solidity vs. specific speed

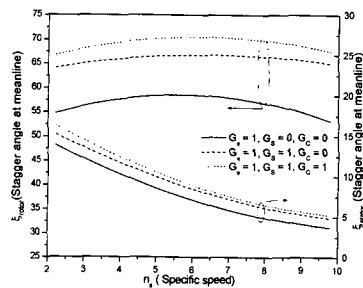


Fig. 12 Stagger angle vs. specific speed

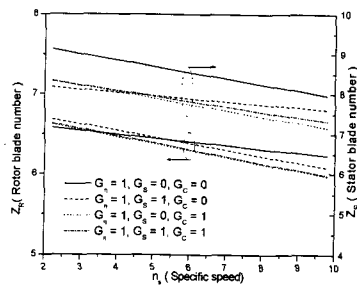


Fig. 13 Blade number vs. specific speed

설치각이 다르게 나타나는데 설치각이 회전익에 대해서 약 10~15도, 고정익에 대해서 약 5~10도 정도 증가한다.

Fig. 13에서 회전익과 고정익의 날개수에 대한 최적화는 본 연구에서 같이 수력학적관점에서만 보면 비속도에 따라 줄어들지만 Stepanoff⁽²⁾가 제안한 것 만큼은 크게 변하지 않는다. 오히려 날개수의 결정은 Wilson⁽²²⁾이 제안한 것과 같이 펌프를 설치할 공간에 제한 받는 것으로 공간의 제약이 없다면 날개의 길이를 크게 하고 날개수를 작게 하여 펌프의 제작비용을 줄이는 것이 좋다.

5. 결 론

본 연구에서는 펌프의 효율, 안정적인 작동영역을 확보할 수 있는 실속여유, 그리고 케비테이션을 억제하기 위한 유효흡입양정과 같이 여러 가지 목적에 따라 적용 가능한 축류펌프의 최적설계를 위한 설계프로그램을 개발하였다.

Table 1에 제시된 많은 설계변수와 비선형의 많은 실험식으로 이루어진 펌프의 최적화 문제를 유전 알고리즘을 이용한 최적화 기법을 선택하여 임의의 초기값에 대해서 쉽고 안정적으로 그리고 실질적인 설계오차 내에서 최적의 설계값을 얻었다. 보다 정확한 최적의 설계값을 얻기 위해서 유전 알고리즘을 이용한 광역 최적화 값을 초기값으로 국부적인 최적값의 정확도가 높은 기울기를 이용한 최적기법을 적용하면 더욱 정확한 결과를 얻을 수 있을 것이다.

최적화된 축류 펌프의 비속도와 비직경 사이에 예측된 관계는 유체기계의 많은 현장자료와 코디어 선도와 비교해서 상당히 유사한 경향을 보였다. 또한 펌프의 형상을 결정짓는데 필요한 여러 가지 설계 변수들에 대해서 일반적인 펌프자료에서 정성적으로 또는 범위로 제한한 것을 비속도에 따른 분포와 비교하였다.

대부분의 설계단계에서 이루어지는 반복적인 시행착오는 설계자로 하여금 펌프 설계시 요구되는 조건을 만족시키는 가중계수의 값을 0~1 사이의 범위에서 선택함으로써 피할 수 있었다. 또한 본 연구에서 제시된 비속도에 대한 최적화된 기하학적 설계변수 선도들은 축류 펌프의 예비 설계단계에 있어서 실용적인 설계지침으로 사용될 수 있을 것이다.

후 기

본 연구는 한국원자력연구소가 주관하는 일체형 원자로 기기개발 및 검증시험사업(KAERI/CM-248/98)의 지원에 따라 수행하였다. 이에 감사드립니다.

참고문헌

- (1) Lakshminarayana, B., 1995, *Fluid dynamics and heat transfer of Turbomachinery*, John Wiley & Sons.
- (2) Stepanoff, A. J., 1957, *Centrifugal and Axial Flow Pumps*, John Wiley & Sons.
- (3) Lazarkiewicz, S., 1965, *Impeller Pumps*, Pergamon Press
- (4) Miller, J. M., Okiishi, T. H., Serovy, G. K., Sandercock, D. M., and Britsch, W. R., 1973, *Summary of Design and Blade-Element Performance Data for*
- (5) Rao, S.S. and Gupta, R.S., 1980, "Optimum Design of Axial Flow gas turbine Stage Part I," *J. of Engineering for power*, Vol 102, pp. 782~797.
- (6) Massardo, A. and Satta, A., 1990, "Axial Flow Compressor Design Optimization, Part II," *J. of Turbomachinery*, Vol. 112, pp. 399~410.
- (7) 오형우, 정명균, 김상철, 양근영, 하진수, 1999, "원심펌프의 최적설계," *대한기계학회논문집 B 권*, 제 23 권, 제 2 호, pp. 254~261.
- (8) Sorensen, D.N. and Sorenson J.N., 2000, "Toward Improved Rotor-Only Axial Fans, Part II," *J. of Fluids Engineering*, Vol. 122, pp. 318~329.
- (9) Trigg, M.A., Tubby, G.R., and Sheard A.G., 1999, "Automatic Genetic Optimization Approach to Two-Dimensional Blade Profile Design for Steam Turbines," *J. of Turbomachinery*, Vol. 121, pp. 11~17.
- (10) Balje, O.E., 1981, *Turbomachines, A Guide to Design, Selection, and Theory*, John Wiley & Sons.
- (11) Koch, C.C. and Smith, L.H., 1976, "Loss Sources and Magnitudes in Axial-Flow Compressors," *J. of Engineering for power, Trans. ASME*, July, pp. 411~424.
- (12) Howell, A.R., 1945, "Fluid Dynamics of Axial Compressor," *Proc. Instn. Mech. Engrs.*, London, 153.
- (13) Stewart, W.L., 1960, "A Study of Boundary-Layer Characteristics of Turbomachine Blade Rows and Their Relation to Over-All Blade Loss," *J. of Basic Engineering, Trans., ASME*, Sept. pp. 588~592.
- (14) Lakshminarayana, B., and Horlock, J.H., 1967, *Leakage and Secondary Flow in Compressor Cascades*, Report R&M 3483, British Aeronautical Research Council.
- (15) Lieblein, S., 1960, "Incidence and Deviation-Angle Correlations for Compressor Cascades," *J. of Basic Engineering, Trans., ASME*, Sept. pp. 575~587.
- (16) Kovats, A., 1964, *Design and Performance of Centrifugal and Axial Flow Pumps and Compressors*, Pergamon Press.
- (17) Lieblein, S., 1959, "Loss and Stall analysis of Compressor Cascades," *J. of Basic Engineering, Trans. ASME*, Sept., pp.387~400.
- (18) Koch, C.C., 1981, "Stalling Pressure Rise Capability of Axial Flow Compressor Stages," *J. of Engineering for power*, Vol. 103 pp.645~656.
- (19) Casey, M.V., 1987, "A meanline prediction method for estimateing the performance characteristic of an axial compressor stage," *In Turbomachinery-Efficiency prediction and improvement*, I.Mech.E., paper C264/87.
- (20) Goldberg, D. E., 1989, *Genetic Algorithms in Search, Optimization, and Machine Learning*, Addison-Wesley Publishing Company, Inc.
- (21) Wislicenus, G.F., Watson, R.M., and Karassik, I.J., "Cavitation characteristics of Centrifugal pumps," *Trans. ASME* Vol. 61.
- (22) Wilson, D.G., 1985, *The Design of High-Efficiency Turbomachinery and Gas Turbines*, MIT Press.