

## 가변유량을 고려한 축류 펌프 임펠러 최적설계

이형진\* · 최병열\* · 최동훈\*,† · 김성\*\* · 김진혁\*\*,\*\*\*

### Design Optimization of Axial-flow Pump Impeller on Various Flow Rates

Hyeong-Jin Lee\*, Byung-Lyul Choi\*, Dong-Hoon Choi\*,†, Sung Kim\*\*, Jin-Hyuk Kim\*\*,\*\*\*

Key Words : axial-flow pump(축류 펌프), metamodel(예측모델), design optimization(최적설계), multi-stage optimization process(다단계 최적화 프로세스)

#### ABSTRACT

In this paper, Multi-objective optimization of the axial-flow pump impeller is investigated with the multi-stage design optimization process. It has sequential processes, which are called screening, autonomous metamodeling, design optimization, and validation. To investigate these processes, commercial PIDO software called PIANO and AIDesigner are used. For better quality metamodels with fewer design points, autonomous metamodeling with AIDesigner's own algorithms is applied. As a result of metamodeling, RBFi for efficiency of design flow rate efficiency, RBFr for efficiency of low flow rate, and Kriging for the total head of design flow rate are selected by minimum root mean square errors. for variable operation conditions, the efficiency of a low flow rate is added to objective functions to consider and improve performances of off-design conditions. Optimization with MOGA is investigated, Pareto front is acquired with improved efficiencies of both flow rates with satisfying constraints. validation analysis and flow characteristic analysis are investigated for the reliability of generated metamodels, errors are within 0.3%, and reasonable flow characteristics are confirmed.

#### 1. 서 론

펌프란 임펠러 회전 에너지를 통하여 유체에 일을 저장하고, 이를 양정의 형태로 이용하는 유체기기의 일종이다. 이러한 펌프 등 유체기기의 임펠러 설계는 적합한 익형 선정 후 자유와류법 등의 와류 형태 가정을 통한 기초설계 이후 익형의 형상 개선을 통하여 효율과 양정의 개선을 꾀한다. 유체기기의 기초설계는 최적 효율점(Best-Efficiency Point, BEP)에서 운용됨을 전제로 하는데, 최근 들어 최적 효율점 뿐만 아니라, 다양한 조건에서 운용되는 유체기기에 대한 필요가 증가하였다. 이에 따라 최적 효율점 외의 운용 조건을 설계에 반영할 방법이 요구된다.

실험 대비 적은 비용으로 비교적 정확한 결과를 획득할 수

있는 전산유체역학을 이용한 유체기기의 성능평가가 최근 활발히 연구되고 있다. Whitfield 등<sup>(1)</sup>은 점성을 고려한 유체기기의 성능을 전산유체역학을 통하여 평가한 바 있으며, Kuhn 등<sup>(2)</sup>은 RANS 계열 난류모델을 유체기기에 도입하고 그 유효성을 검증한 바 있다. 이외에도 여러 연구자들에 의하여 이에 대한 검증이 진행되었으며 수치적 문제, 경계조건의 모호성, 정상상태 가정 등의 한계도 존재하나<sup>(3)</sup>, 그 효용성에 기인하여 현재까지도 유효한 방법으로 통용되고 있다.

기초설계를 이용하여 설계된 유체기기에 대한 탈설계점 성능 평가는 여러 연구자들에 의하여 진행된 바 있으며<sup>(4,5)</sup>, 운용 범위를 늘리기 위한 외부 장치의 적용 또한 검토된 바 있다<sup>(6)</sup>. 그러나 이러한 탈설계점 설계 개선의 경우 설계 개선의 주된 관심사는 아니었으며, 주로 설계점에 대한 개선 진

\* (주)피도텍(PIDOTECH Inc.)

\*\* 한국생산기술연구원 탄소중립산업기술연구부(Thermal & Fluid System R&D Group, Korea Institute of Industrial Technology)

\*\*\* 과학기술연합대학원대학교 융합제조시스템공학전공(Energy System Engineering, University of Science and Technology)

† 교신저자, E-mail : dhchoi@pidotech.com

행 후 탈설계점에서 설계 개선 정도를 평가하는 방식으로 진행되었다. 이러한 설계 개선의 경우 설계점의 성능지수 개선에는 유리하나, 탈설계점에서의 성능 개선 요구치를 최적설계 형상에는 반영하지 못하는 한계를 갖는다. 가변 환경에서는 기존의 고정된 작동환경에 비하여 탈설계점에서 작동할 가능성이 높아지며, 이에 따라 탈설계점에서의 성능지수를 최적설계에 반영할 필요성이 발생한다. Shi 등<sup>(7)</sup>은 탈설계점 성능지수를 평가하고 개선하기 위한 최적설계를 진행한 바 있다. 그러나, 전산유체역학 기반의 최적설계는 설계 개선을 위한 최적점 도출을 위하여 해석을 진행하기에는 비용이 다소 많이 발생하고, 이에 의하여 최적설계 기법 선정에 제약을 갖는다<sup>(8)</sup>. 이를 해결하기 위하여 적용된 방식이 예측모델 기반 최적설계로, 확보된 데이터들을 이용하여 예측모델을 생성하는 방식으로 진행된다<sup>(9,10)</sup>. 그러나 이러한 방법 또한 기존에 확보된 데이터가 있을 경우에만 유효하고, 예측모델 생성에 있어 중요도 높은 영역에 실험점이 적게 배치되는 등 비효율성을 내포하고 있다. 보다 효율적인 실험점 확보를 위하여, 본 연구에서는 AI에 의하여 선정된 실험점에서의 데이터를 확보하고 이를 이용한 예측모델 생성과 최적설계를 진행하였다.

본 연구에서는 가변 운용 조건을 반영하기 위하여 설계유량과 그의 80%에 해당하는 저유량 조건에서의 성능해석을 진행하고, 이 데이터를 기반으로 예측모델 생성과 파레토 최적화를 진행하여 성능지수 가중치에 따른 파레토 최적해 집합을 획득, 각 설계변수들과 성능지수들의 관계를 파악하고자 한다. Figure 1에는 본 연구에서 사용된 예측모델 생성 알고리즘이 제시되어 있다. 격자 생성부터 해석 결과 추출까지의 과정을 자동화시키고, 이를 이용하여 자율적으로 획득된 실험점들에 대한 데이터를 확보하고 최적 예측모델을 생성하였다. 생성된 예측모델을 이용하여 파레토 최적화를 진

행하였고, 결과 분석 보고서를 이용하여 설계변수와 성능지수 간 관계를 분석하였다.

## 2. 펌프 형상

유체기기는 작동 유체, 사용 목적, 형상, 단(stage) 수 등에 따라 분류할 수 있다. 본 연구에서 사용될 단단 축류 펌프는 하나의 회전자를 갖는 축류형 펌프로써 입구 안내깃(Inlet Guide Vane), 임펠러(Impeller), 디퓨저 베인(Diffuser Vane)으로 구성되어 있으며 이 중 임펠러는 회전자, 입구 안내깃과 디퓨저 베인은 고정자이다. Fig.2에는 설계 개선 대상 펌프의 초기 형상이 도시되어 있다. 입구 안내깃이 설치될 영역에는 벨마우스(Bell mouth) 형상으로 유동을 가속시키고, 입구 안내깃은 유동을 임펠러 입사각 방향으로 정렬하여 주며 정압을 회복시켜 준다. 임펠러는 회전을 통하여 일을 발생시키고, 디퓨저 베인은 회전으로 인하여 스윙(Swirl)이 생긴 유동을 유체기기의 축방향으로 재정렬하는 기능을 갖는다. 또한, 유체기기의 임펠러에는 슈라우드와 블레이드 사이의 작은 간극(Shroud tip)이 있는데, 이러한 간극에서 누설되는 유동은 유체기기의 성능을 저하시키는 요인이 된다.

본 연구에서는 가변 환경을 고려하여 다중 유동 조건에서의 단단 축류 펌프(Single-stage axial pump) 임펠러의 유동해석과 최적설계를 진행하였다. 임펠러 형상에 따른 성능 확인을 위하여 벨마우스 형상과 디퓨저 형상을 유지한 채 입구 안내깃과 디퓨저 베인을 설치하지 않았으며, 선행 연구와 같이 임펠러에 간극을 주지 않은 조건에서 해석을 진행하였다.

## 3. 수치해석 조건

본 연구의 수치해석에는 상용 프로그램인 Ansys CFX<sup>(11)</sup>를 사용하였다. 주어진 유량조건들에서 서지 영역에 들지 않음을 전제하고 정상상태 해석을 진행하였다. Table 1에는 축류 펌프의 운용 조건이 제시되어 있으며, 설계점과 탈설계점의 성능 평가와 설계 개선을 위하여 설계유량과 이의 80% 영

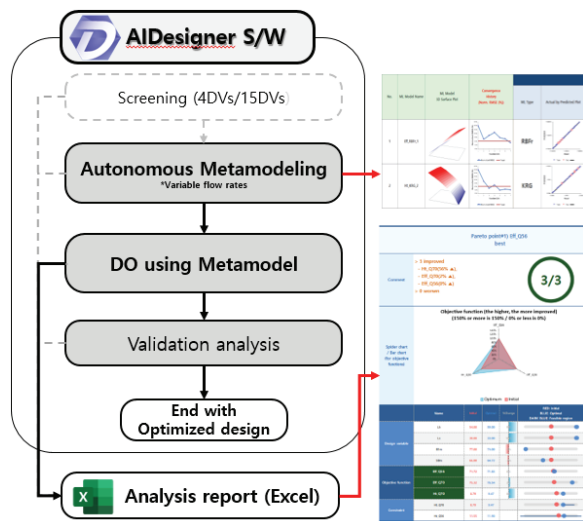


Fig. 1 Process of multi-stage design optimization

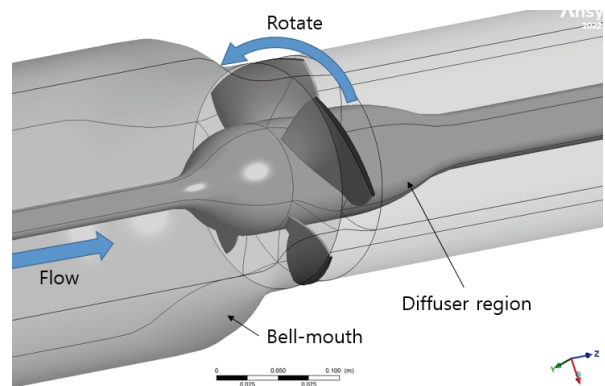


Fig. 2 Geometry of initial shape

Table 1 Design specification of axial pump

	Q(CMM)	Ht(m)	n(RPM)	P(kW)	Ns
Pump	7	10	2,560	15.6	1207

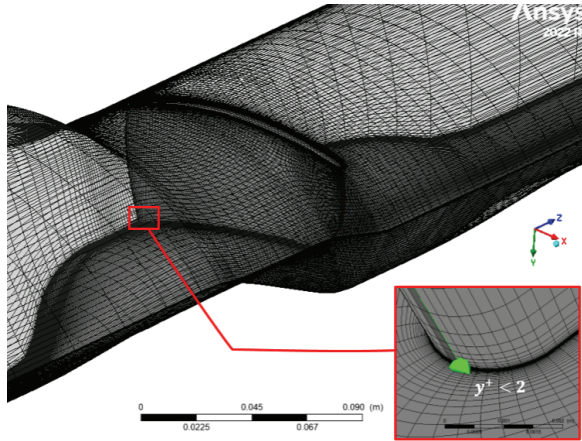


Fig. 3 Grid system of rotor region

Table 2 Grid convergence index for the grid dependency test

Q	7.0CMM	5.6CMM
$N_1/N_2/N_3$	764,800/361,350/168,440	
$H_1/H_2/H_3$	8.802/8.772/8.614	11.545/11.452/10.929
r	1.28	
$\epsilon_{21}/\epsilon_{32}$	-0.039/-0.085	-0.043/-0.285
Apparent order, p	3.011	7.571
$\phi_{ext}^{21}$	8.809	11.566
$e_a^{21}$	0.0029	0.0028
$e_{ext}^{21}$	0.0026	0.0005
$GCI_{fine}^{21}$	0.0032	0.0006

역에서 해석을 진행하였다. 지배방정식으로는 레이놀즈 평균된 Navier-Stokes 방정식(RANS)을 사용하였고, 압력-속도 결합(pressure-velocity coupling) 기법은 CFX 기본 설정인 Rhie-chow interpolation을 이용하였다. 회전체의 벽면 주변 유동의 모사를 위하여 점성저층(viscous sublayer)에서는  $k-\omega$  난류모델을, 대수영역(logarithmic layer)에서는  $k-\epsilon$  난류모델을 적용하는  $k-\omega$  SST 난류모델<sup>(12)</sup>을 적용하였다. 또한 저 레이놀즈 영역의 바른 모사를 위하여 기준 형상에서의 벽면 주위의 최대  $y^+$ 를 2로 설정하였다.

Figure 3에는 수치해석을 위한 기준 형상에서의 격자가 제시되어 있다. 격자는 정렬격자로 구성하였으며, 격자구성 프로그램은 TurboGrid를 이용하였다. 총 1,102,272개의 셀(cell)을 갖으며, 회전이 모사되는 영역인 임펠러 주변에 764,800개의 셀(Cell)을 집중하여 분포시켰다. 또한 해석 비용의 절감을 위하여 반복되는 형상을 반영하는 경계조건을

통하여 4개의 블레이드 중 하나만을 이용하였다.

회전유동의 모사를 위하여 정상상태 해석에서 채택할 수 있는 기법인 혼합면 기법(Mixing plane method, MPM) 기법<sup>(13)</sup>을 채택하였다. 혼합면 기법은 회전 영역에 주어진 각속도를 일괄적으로 적용하고, 각 단 별 물성치 전달을 위하여 압력과 속도 등에 대한 원주 방향 평균(Circumferential average)을 도출, 이를 다음 단으로 전달하는 방식으로 진행된다. 임펠러와 허브, 슈라우드 등 모든 벽면은 점착조건을 갖는 벽면(No-slip wall) 경계조건을 가지며 형상 반복면의 경우 블레이드 수에 의하여 90°의 간격을 갖는 회전 주기조건(rotational periodic)을 주었다.

해석 결과에 대한 격자 영향성을 확인하기 위하여 격자 수렴성 지표(Grid Convergence Index)<sup>(14)</sup>에 대한 평가를 진행하였고, 각 유량에서 초기 형상의 전양정에 대한 결과가 Table 2에 제시되어 있다. 여기서 N은 격자의 Cell 수, H는 성능지수, r은 개별 cell의 특성길이 비,  $\epsilon_{21}$ 은 H2와 H1의 차,  $\epsilon_{32}$ 은 H3과 H2의 차이이며, 각 하첨자 1, 2, 3은 순서대로 본 연구에서 사용한 격자, 그보다 다소 성긴 격자, 앞의 두 격자보다도 더 성긴 격자를 의미한다. 이들을 이용하여 완전한 격자독립성이 성립하였을 때의 성능지수( $\phi_{ext}^{21}$ )와 계산하였고, 이들의 관계를 바탕으로 격자의 수렴성인 GCI값을 계산하였다. 이 GCI 값이 작을수록 수렴된 격자로, 본 연구에서 이용된 격자의 경우 설계유량에서의 격자수렴성 수치가  $3 \times 10^{-3}$ 수준, 저유량에서는 그보다 낮은  $6 \times 10^{-4}$ 수준으로, 격자독립성이 충분히 확보된 격자임이 확인되었다.

## 4. 예측모델 생성

### 4.1 설계변수와 성능지수

축류 펌프의 설계변수는 각 스펠별 입/출구각, 자오면 길이, 설치각 등 여러 가지로 나뉘는데, 본 연구에서는 이들 중 스크리닝을 통하여 중요하다 판단된 설계변수 4가지를 이용하였다. Table 3에는 선행 연구<sup>(15)</sup>에서의 스크리닝 결과로 선정된 설계변수들의 범위(굵게 표기)와 그렇지 않은 설계변수들의 Nominal 값이, Fig.4에는 이러한 설계변수들의 정의가 제시되어 있다. Nominal 값은 본 연구에서의 설계의 초기값으로 이용하였다. 본 연구에서는 선행 연구<sup>(15)</sup>에서와 달리 스크리닝된 설계변수 범위와 Nominal 값이 스크리닝 시에 설정된 범위와 동일한데, 이는 설계변수 범위 변경 후 최적설계를 진행한 결과 도출된 최적해가 유체역학적 성능은 우수하지만 구조적으로 불안정한 형상임에 기인한다.

축류펌프의 성능지수는 양정(Head,  $H$ ), 축동력(Power, P), 효율(Efficiency,  $\eta$ )이 있으며, 양정의 경우 전압(Total pressure)에 의하여 계산되는 전양정(Total head,  $H_t$ ), 정압(Static pressure)에 의하여 계산되는 정압 양정(Static

Table 3 Range of design variables(rearranged from Ref.14)

Design variables	Minimum	Maximum	Nominal
$L_H$ (mm)	49	59	54
$L_M$ (mm)	35	43	39
$L_S$ (mm)	27	33	30
$H_{ratio}$	0.49	0.59	0.49
$\theta_M$ (deg.)	1	5	3
$\theta_S$ (deg.)	-2	0	-1
$\beta_{1,H}$ (deg.)	59	65	62
$Set\beta_H$ (deg.)	42	50	46
$\beta_{2,H}$ (deg.)	28	34	31
$\beta_{1,M}$ (deg.)	74	80	77
$Set\beta_M$ (deg.)	62	70	66
$\beta_{2,M}$ (deg.)	55	61	58
$\beta_{1,S}$ (deg.)	78	84	81
$Set\beta_S$ (deg.)	68	76	72
$\beta_{2,S}$ (deg.)	62	68	65

head,  $H_s$ )로 나뉜다. 이 전양정과 정압 양정 각각에 대한 효율 또한 주요 성능지수가 된다. 이 중 전압력에 대한 효율은 식 (1)과 같이 표현할 수 있다.

$$\eta_t = \frac{\rho g Q H_t}{P} \quad (1)$$

여기서  $Q, H, P$  는 각각 설계유량( $m^3/s$ ), 전양정(m), 축동력(W)를 의미한다. 본 연구에서는 전압력에 대한 효율( $\eta_t$ )과 전양정( $H_t$ )을 주요 성능지수로 선정하고 이들에 대한 예측모델 생성과 최적화를 진행하였다.

#### 4.2 예측모델 생성 프로세스

예측모델(Metamodel)이란, 확보된 실험 또는 해석의 결과 데이터들의 경향성을 기반으로 결과 데이터가 확보되지 않은 영역에서의 성능을 예측하는 기법으로, 데이터가 확보된 지점에서의 예측값이 확보된 데이터와 일치하도록 하면서 최대한 오차를 줄이는 보간법(Interpolation)과, 해당 값에 크게 구애받지 않고 가장 작은 오차를 갖도록 하는 회귀법(Regression)으로 분류된다.

예측모델 생성을 위한 데이터 획득은 크게 두 가지 방법으로 나뉜다. 첫째, 기 확보된 데이터 셋을 이용하여 예측모델을 생성하는 방법으로 선행 연구에서 진행된 바 있다. 이러한 방법의 경우 확보된 데이터가 충분히 많다면 큰 문제 없으나, 그렇지 못할 때는 부정확한 예측모델이 획득될 수 있다. 둘째, 예측모델 생성 도중에 필요한 지점의 데이터를 채

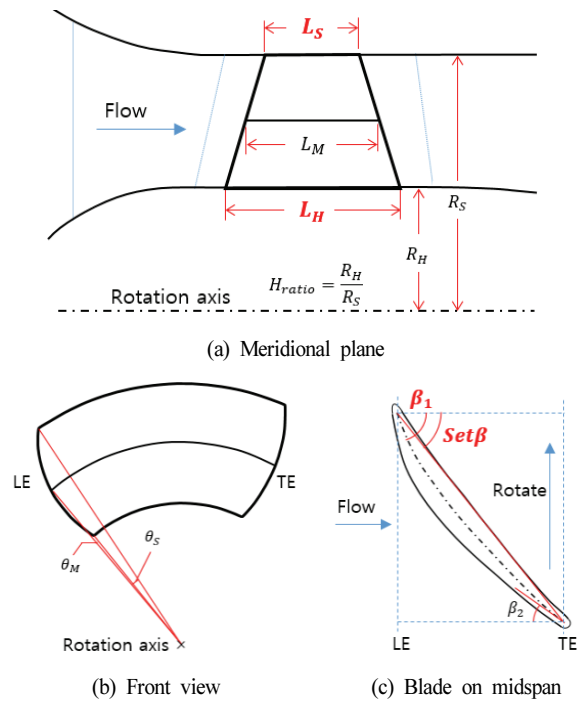


Fig. 4 Design variables of axial pump(rearranged from Ref.14)

워 넣는 방법이다. 이는 첫째 방법과 달리 추가적인 데이터 확보로 예측모델의 정확도를 개선해나갈 수 있으나, 매 반복마다 필요한 지점들을 선정하고 그 지점들에서의 실험/해석을 통하여 데이터를 채워 넣는 과정이 필요하다. 본 연구에서는 일련의 반복작업을 진행하는 데에 소요되는 시간을 줄이고자 수치해석과 예측모델 생성의 자동화를 진행하였으며, 이 과정에 PIDOTECH의 상용 프로그램인 PIA<sub>NO</sub> S/W<sup>(16)</sup>와 AIDesigner S/W<sup>(17)</sup>을 이용하였다.

Figure 5에는 자동화된 예측모델 생성 과정이 도시되어 있다. 자동화된 수치해석 절차에서 임의의 시험점(Test point)들을 획득하고, 이에 적합한 모델을 찾기 위하여 AIDesigner S/W가 매 구간마다 수치해석을 자동으로 진행한다. 한 반복 구간 데이터 획득이 완료되면, 총 6종류의 예측모델을 생성하여 목표 오차의 만족 여부를 판정하고, 만족 시 가장 작은 오차를 갖는 예측모델을 최종 예측모델로 선정한다. 각 예측모델들의 제공 평균 제곱근 오차(Root Mean Square Error, RMSE)를 비교하였으며, 제공 평균 제곱근 오차는 식 (2)와 같이 표현된다.

$$RMSE = \sqrt{\frac{1}{n} \sum_{j=0}^n (x_{j,real} - x_{j,pred})^2} \quad (2)$$

where n is number of test samples

설계유량 효율( $Eff_D$ )과 저유량 효율( $Eff_L$ ), 그리고 설계유량 전양정( $H_{t,D}$ ) 각각에서 RMSE가 가장 낮은 예측모델을 최종 예측모델로 선정하였다. 여기서 하첨자  $D$ 는 설계유량,  $L$



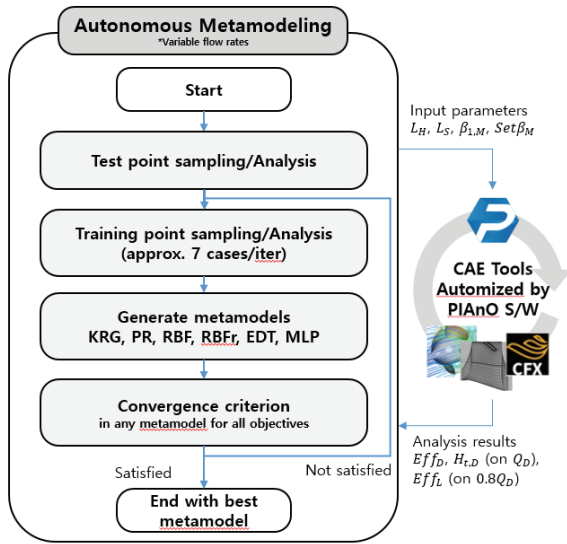


Fig. 5 Process of autonomous metamodeling

Table 4 RMSE of metamodels on last iteration

Metamodel	RMSE		
	$Eff_D$	$H_{t,D}$	$Eff_L$
Kriging	0.114	<b>0.027</b>	0.102
Radial Basis Function (interpolation)	<b>0.090</b>	0.042	0.079
Radial Basis Function (regression)	0.105	0.040	<b>0.076</b>
Polynomial regression	0.101	0.044	0.177
Ensemble Decision Tree	0.358	0.173	0.546
Multi-Layer Perceptron	0.196	0.035	0.204

은 저유량 조건에서의 성능지수임을 의미한다. 각 실험점에서의 CFD 계산에 약 3시간이 소요되며, 설계유량의 경우 70개, 저유량의 경우 53개의 실험점에서 해석이 진행되어 예측 모델 생성에 총 17일이 소요되었다. Table 4에는 예측모델별 RMSE가 제시되어 있다. 효율의 경우, 두 유량 모두에서 인공신경망 기반 예측모델은 큰 오차를 가지나, 방사기저함수 기반 예측모델은 회귀법 기반 모델과 보간법 기반 모델 모두 좋은 성능을 보이는 것이 확인된다. 설계유량 효율의 경우 방사기저함수 보간법, 저유량 효율의 경우 방사기저함수 회귀법으로 생성된 예측모델이 최종 예측모델로 선정되었다. 둘째로 양정의 경우 양상블 결정트리 외의 다섯 예측모델 모두 매우 작은 오차를 가지며, 이들 중 가장 오차가 작은 크리깅 기법으로 생성된 예측모델이 최종 예측모델로 선정되었다.

### 5. 최적설계

파레토 최적설계 기법은 기존의 가중치 기반의 다중목적

함수 최적설계와 달리, 설계의 개선에 여러 목적함수들을 동시에 고려하는 전역최적화 기법이다. 파레토 최적설계는 전역최적화를 진행하고 여러 목적함수들의 가중치에 따른 최적해 집합을 획득하여 이들의 관계를 파악하는 절차로 진행된다. 두 가지 운전 조건에서 효율을 개선시키는 것을 목표로 하며, 설계점에서 양정은 10미터를 목적으로 하되, 그 오차가 5%를 넘지 않도록 목적함수와 구속조건을 설정하였다. 그 외 성능지수인 저유량 지점 양정은 관심 성능지수가 아니므로 목적함수/구속조건에서 제외하여, 다중목적함수 최적설계가 다음과 같이 정식화되었다.

$$\begin{aligned} &\text{Find: } Set\beta_M, L_S, L_H, \beta_{1,M} \\ &\text{to maximize: } Eff_D, Eff_L \\ &\text{target for: } H_{t,D} \rightarrow 10 \\ &\text{subject to: } 9.5 \leq H_{t,D} \leq 10.5 \end{aligned}$$

최적화 수행을 위해 AIDesigner S/W를 사용하였고, 유전 알고리즘 기반 파레토 최적설계 기법인 MOGA (Multi-Objective Genetic Algorithms)<sup>(18)</sup>를 이용하였다. MOGA 기법은 유전알고리즘과 돌연변이(Mutation)를 이용하여 설계변수 전역을 탐색하여 파레토 최적 집합을 얻어내는 최적화 기법이다. 본 연구에서는 해당 기법을 이용하여 제시된 설계변수 범위 하에서 파레토 최적설계를 진행하고, 이에 대하여 AIDesigner S/W가 생성한 결과 보고서를 토대로 구속 조건 내에서의 양정의 변화에 따른 목적함수들과 설계변수들의 변화를 파악하였다. 각 목적함수를 가장 크게 개선하는 지점들에서의 형상과 유동 특성을 초기 형상의 그것과 비교함으로써 최적해의 유체역학적 타당성을 검증하였다.

### 6. 최적화 수행 결과 및 분석

Table 5에는 최적해 집합 일부의 결과가 도시되어 있다. 기준모델에서의 효율과 양정은 각각 75.32%, 8.79m으로 계산되었고, 최적화 과정을 통하여 효율의 개선과 요구양정 만

Table 5 Initial vs Optimal parameters

	Name	Init.	Pareto set		
			Opt1	Opt2	Opt3
DV	$L_H$	54	59	59	59
	$L_S$	30	33	33	33
	$\beta_{1,M}$	77	74	74	74
	$Set\beta_M$	66	64.72	64.72	63.68
Obj	$Eff_L$	71.72	71.83	71.83	71.07
	$Eff_D$	75.31	76.46	76.46	76.54
	$H_{t,D}$	8.79	9.47	9.47	10

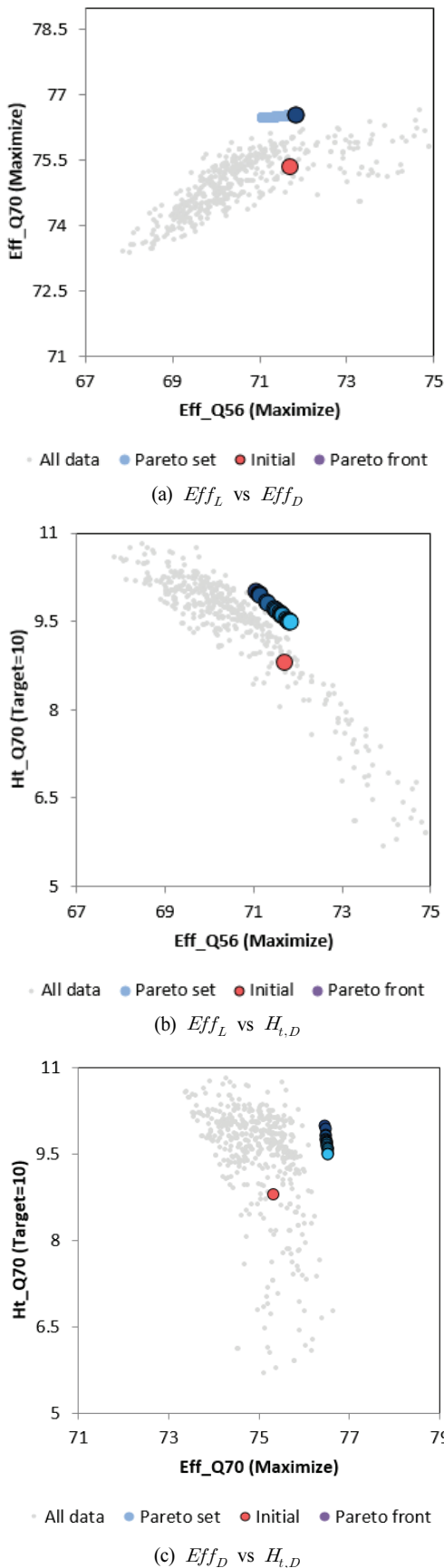


Fig. 6 Pareto front of axial flow pump

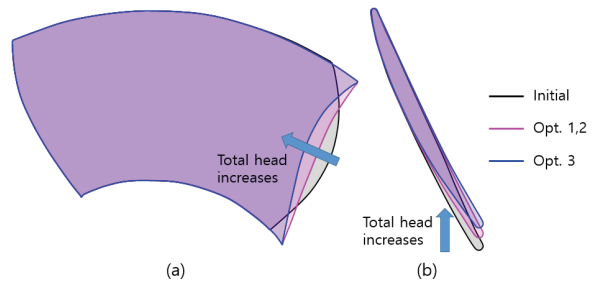


Fig. 7 Shape comparison of (a) front view and (b) meridional view on Initial vs Optimal

족이 이루어졌다. 설계유량 효율이 최대가 되는 개선점과 저유량 효율이 최대가 되는 개선점은 상호 일치하며, 설계유량 효율 1.21%, 저유량 효율 0.11%, 그리고 설계유량 양정을 0.68m 개선하고 구속조건을 만족하였다. 설계유량 양정이 10m에 가장 가까운 개선점은 설계유량 효율 1.11%, 설계유량 양정 1.21m의 개선을 보였으나, 저유량 효율이 0.65% 악화됨이 확인된다.

Figure 6에는 양정에 대한 설계변수들과 목적함수들의 파레토 최적해가 제시되어 있다. 또한 Fig. 7에는 Fig. 6의 결과 값에 대응되는 임펠러의 형상이 도시되어 있다. 여기서 각 성능지수를 최대로 개선시키는 형상을 설계유량 효율, 저유량 효율, 설계유량 양정 순으로 Opt.1, Opt.2, Opt.3으로 명명하였고, 이를 이용하여 Fig. 7의 최적 형상들을 구분하였다. 저유량 효율과 설계유량 효율은 서로 양의 상관관계를 가지며, 파레토 최적해 집합 또한 한 점으로 모여 파레토 최적값이 된다. 두 유량조건에서의 효율 모두 양정에 대하여 상충성을 갖으나, 양정 0.53m 증가에 대하여 설계유량 효율은 약 0.1% 감소한 반면, 저유량 효율은 약 0.77% 감소함을 보아 저유량 효율과 설계유량 양정이 더 강한 상충성을 보임을 확인할 수 있다. 이와 같이, 파레토최적 내에서 설계유량 양정이 증가할수록 탈설계점 운전 조건에서의 효율 손실 또한 증가함이 확인된다. 또한 Fig. 7의 형상과 같이,  $Set_{\beta_M}$ 의 값이 감소할수록 설계유량 양정은 증가, 저유량과 설계유량의 효율은 감소함이 확인된다.

Figure 8에는 각 파레토 최적해 집합에 대한 기여도 평가 결과가 제시되어 있다. 기여도의 총합은 Table 5의 개선 정도와 동일하며, 각 설계변수의 변화에 대하여 성능지수 변화를 예측모델 이용한 parametric study를 통하여 계산한 결과들이다.  $Set_{\beta_M}$ 의 변화는 두 효율값을 모두 감소시키는데, 그 이상으로 설계유량 양정을 증가시킨다. 설계유량 양정의 경우 다른 설계변수들의 기여도에 비하여  $Set_{\beta_M}$ 의 기여도가 눈에 띄게 높음이 확인 가능하며, 기타 설계변수들의 기여도는 총합 0.2 미만으로 매우 적음이 확인된다. 설계유량 양정에서의 적은 기여도에 비하여, 세 설계변수들은 그 차이는 다소 있으나 효율 측면에서는 모두 개선되는 경향을 보인다.

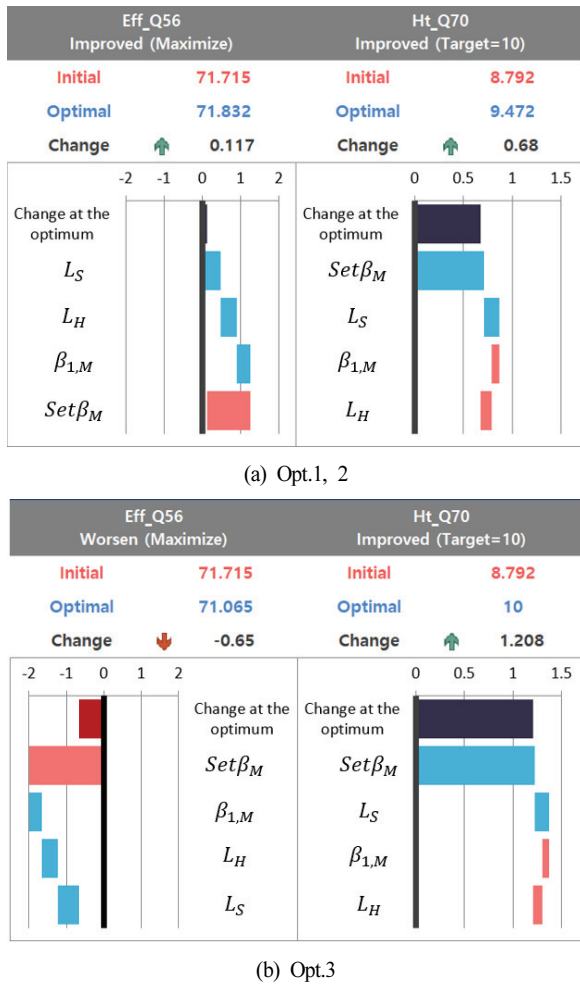


Fig. 8 Contribution analysis results of initial to optimal

두 유량에서 모두  $L_S$ 가 효율 개선에 가장 큰 기여도를 보이고, 저유량에서는  $L_H$ ,  $\beta_{1,M}$  순, 설계유량에서는  $\beta_{1,M}$ ,  $L_H$  순의 기여도를 보인다.  $L_S$ 는 설계유량 양정 또한 증가시키지만,  $L_H$ 와  $\beta_{1,M}$ 은 설계유량 양정을 감소시킨다. 이러한 기여도 기반으로, 효율 개선과 함께 설계유량 양정의 증가가 필요하다면  $L_S$ 를, 감소가 필요하다면  $L_H$ 와  $\beta_{1,M}$ 을 조절하여 추가적인 설계 개선안을 획득할 수 있다.

### 6.1 설계개선 분석

Table 6에는 예측모델을 이용한 초기값과 최적값들에서의 예측값/해석값 비교 결과가 제시되어 있다. 상호간 오차가 최대 0.3% 수준으로 이를 통하여 예측모델이 잘 생성되었음을 알 수 있다. 그러나 예측모델의 생성 과정에 사용된 데이터가 타당한 데이터인지에 대한 검증이 필요하다. 본 연구에서는 초기값, 최적값에서의 유동특성 분석을 통하여 이를 검증하였다.

Table 6 Validation results

	Initial			Opt.1,2			Opt.3		
	Pred	Real	Err (%)	Pred	Real	Err(%)	Pred	Real	Err (%)
$Eff_L$	71.72	71.68	0.0	71.83	71.71	0.2	71.06	70.98	0.1
$Eff_D$	75.32	75.31	0.0	76.54	76.54	0.0	76.46	76.43	0.0
$H_{t,D}$	8.79	8.80	-0.1	9.47	9.48	-0.1	10.00	10.03	-0.3

#### 6.1.1 유체역학적 분석

수치해석의 자동화와 예측모델을 통한 설계 개선에는 몇 가지의 한계점이 존재하는데, 예측모델 과정에서 생성된 격자 및 생성된 데이터의 신뢰도가 그것이다. 획득된 설계 개선점이 비물리적인 격자와 이에 따른 신뢰할 수 없는 해석 결과에 의한 개선일 수 있다. 본 연구에서는 충분히 수렴하지 않은 해를 예측모델에 산입시키지 않기 위하여 해석 완료 시점에서의 각 잔차들의 최대값이  $3 \times 10^4$  이상인 데이터는 예외처리를 진행하여 잔차를 검증하였다. 그러나, 충분히 수렴하였더라도 비물리적인 해석 결과를 내놓는 실험점의 반영을 방지하기에는 어려움이 따른다. 이러한 한계점을 보완하고자, 본 연구에서는 설계유량에 한정하여 초기 형상과 최적화된 형상들에 대하여 유동장 분석을 진행하여 도출된 최적값이 타당한지에 대한 검증을 진행하였다.

Figure 9에는 초기 형상과 최적화된 형상들의 설계 유량에서의 허브 영역(Fig.9a-c 좌측), 블레이드 흡입면/압력면(Fig.9a-c 우측 상/하)에서의 유동 구조가 제시되어 있다. 형상의 주요 변화점으로, 초기 형상에 비하여 최적화된 형상은 허브/슈라우드가 더 길며, 정면 시점에서 후단부가 오목한 형태를 띠어 확인된다. 이러한 형상 변화에 의하여 허브면 유동에 낮은 스팬에서의 선단의 곡면에 의하여 발생하는 말굽와류(Horseshoe vortex)가 보다 강하게 발생한다. 이는 긴 경로에 의한 압력 증가와 함께 손실의 증가 또한 불러일으키며, 큰 폭으로 증가한 양정에 비하여 효율의 증가폭이 크지 않은 결과에 대한 뒷받침이 될 수 있다. 이에 관한 사항은 허브면의 입자 궤적을 통하여 확인 가능한데 Fig.9a-c의 좌측 그림들이 그것이다. 임펠러 선단의 전방에서 유동의 안장점(Saddle point, ㉑)이 발생하고, 허브 근방에서는 압력면 주변에서 유동이 벽면을 따라 흐르지 않는 endwall separation이 발생한다. 허브 경계층에 의하여 허브 주위에서 말굽와류에 의한 횡단류(cross flow, ㉒)가 발생하고, 이에 의하여 말려 들어간 유동은 통로와류(Passage vortex, ㉓)를 발생시킨다. 또한 이 유동과 흡입면을 따라 흐르는 유동의 경계에 박리영역이 형성된다(하얀 실선). 이 통로와류와 박리영역은 흡입면을 따라 흐르는 유동을 벽면 주변과 반경 방향으로 밀어내며(㉔), 이 구간에서의 약한 대향와류(counter vortex, ㉕) 또한 확인된다. 이러한 와류들에 의하여 입사경계층 내부 유동은 반경방향으로 밀려나는데, 그리

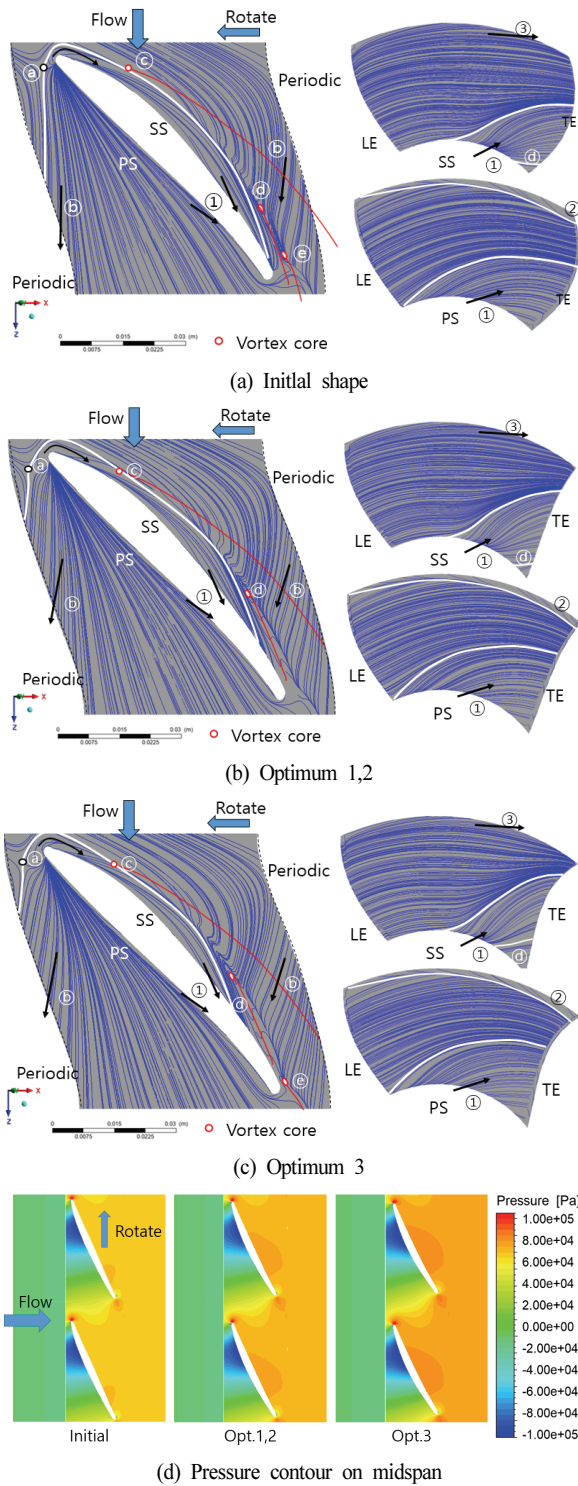


Fig. 9 Flow structure on Initial and Optimal design shape

한 밀려남 정도가 임펠러 벽면에서의 유선에서 확인된다. 최적화된 형상의 경우 이러한 통로와류가 더 강하게 발생함이 확인된다. 또한 증가한 경로 길이에 따라 압력면에는 더 많은 압력 증가 효과를 기대할 수 있고, 이에 따라 기대 양정 또한 증가한다. 이러한 압력 증가 효과는 Fig.9d의 미드스팬 압력장을 통하여 확인할 수 있다. 흡입면 주위에서의 압력분

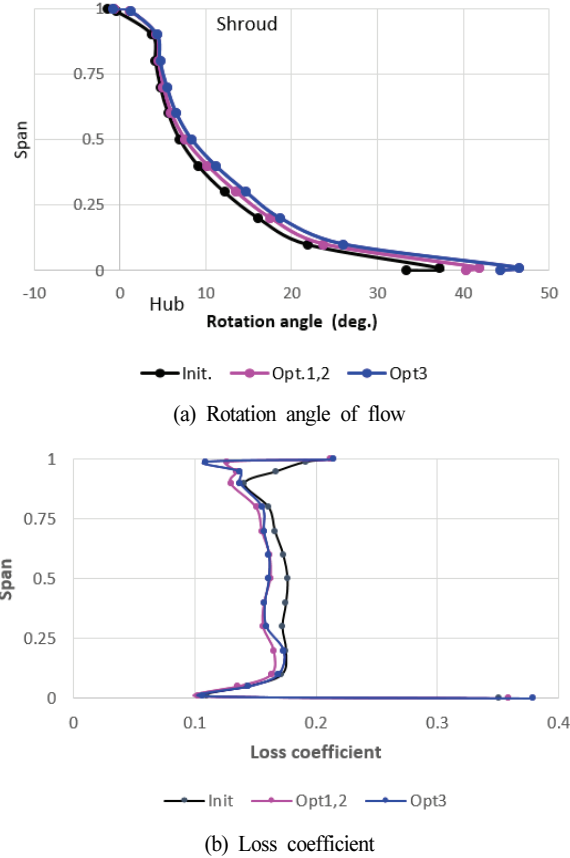


Fig. 10 Rotation angle (a) and loss coefficient (b) by span on Initial and Optimal

포는 큰 차이를 보이지 않으나, 반경 방향으로 밀려난 유동의 유입에 의하여 압력면에서의 압력차가 발생, 이에 의하여 최적화된 형상에서의 양정 증가를 야기한다.

Figure 10에는 스펬 별 반경방향으로 평균한 선회각과 손실계수가 제시되어 있다. 손실계수는 Denton<sup>(19)</sup>의 정의를 이용하였으며, 회전 영역의 입구와 출구 영역에서의 정압, 정체압을 기준으로 계산하였다. 선회각의 경우, 허브와 슈라우드 주변에서는 공통적으로 벽면 점착조건에 의하여 벽면 근처에서는 감소하나 허브 주위에서는 설계 선회각보다 큰 경향을 보인다. 그러나 스펬이 증가할수록, 벽면 효과가 사라지고 통로와류와 endwall separation 등의 3차원 유동현상에 의하여 설계 선회각보다 작은 값을 갖는 경향을 보인다. 최적화된 형상에서는 대표적인 두 형상 모두에서 미드스팬 주변 손실계수가 개선됨이 확인된다(Fig.10b 참고). 이는 입사 유동의 경계층과 임펠러 벽면에 의하여 밀려 올라가는 유동(①)에 기인한다. 최적화된 형상들에서의 효율 차이는 허브면 끝단에서의 유도와류(induced vortex, ㉔) 차이에 기인하는데, 유도와류가 확인되는 Opt.3 형상의 경우(Fig.8c 참고), 그렇지 않은 Opt.2 형상에 비하여 손실계수가 증가하는 것이 확인되며, 이는 끝단의 유도와류가 손실계수에 영향을 줌으로 추정할 수 있다. 슈라우드 부근에서는 비회전 벽면으



로 처리된 슈라우드 벽면에 의하여 발생한 박리영역(②)과 허브면에서 밀려 올라간 유동에 의하여 슈라우드 벽면으로 밀려 올라가는 유동(③)에 의하여 손실이 발생하는데, 이 영역에서 많은 유동이 밀려 올라갈수록 적은 손실을 갖는 경향을 보이며, 이는 박리영역에서의 유량 손실을 상쇄하여 좁게 기인한다. 이와 같이 자동화된 절차를 통하여 생성된 격자와 그에 대한 유동 구조가 합리적이고 이러한 절차를 통하여 얻은 데이터와 예측모델이 합당함을 확인 수 있다.

## 7. 결 론

PIAnO와 AIDesigner의 multi-stage optimization process를 통하여 축류펌프의 최적해 집합을 효과적으로 탐색하였다. 파레토 최적해 집합에서의 성능지수 간 상충성은  $Set\beta_M$ 에 의하여 결정되며, 해당 설계변수의 조절을 통하여 파레토 최적해 집합 내에서의 특정 성능지수를 개선할 수 있다. 이 최적해를 검증하기 위하여 초기값, 최적값에서의 유동장 분석을 진행하였고, 성능지수 개선의 원인이 통로와류 영역 확장에 따른 압력면에서의 압력 회복과 경로길이 증가에 따른 압력 상승폭 증가에 의함을 확인하였다.

## 후 기

본 연구는 2023년도 산업통상자원부(MOTIE)의 재원으로 한국에너지기술연구원(KETEP)의 지원을 받아 수행한 연구 과제(2021202080026D, AI/ICT 기반 가변형 유체기기 설계·상태진단을 위한 기반·플랫폼 기술 및 운영관리 시스템 개발)입니다.

## References

- (1) Janus, J. M., and Whitfield, D. L., 1986, "Advanced 3.-D Viscous SSME Turbine Rotor Stator CFD Algorithms," NAS8-36486.
- (2) "Investigation of the Validity of Reynolds Averaged Turbulence Models at the Frequencies That Occur in Turbomachinery."
- (3) Denton, J. D., 2010, "Some Limitations of Turbomachinery CFD," Proceedings of the ASME Turbo Expo 2010: Power for Land, Sea and Air, June 14-18, 2010, Glasgow, UK.
- (4) Sinnette Jr., J. T., and Costello, G. R., 1951, "Possible Application of Blade Boundary-Layer Control to Improvement of Design and Off-Design Performance of Axial-Flow Turbomachines," NACA Technical Note 2371, Washington.
- (5) Veres, J. P., 1994, "Centrifugal and Axial Pump Design and Off-Design Performance Prediction," Joint Subcommittee and User Group Meetings sponsored by the Joint Army-Navy-NASA-Air Force Interagency Propulsion Committee, Sunnyvale, California
- (6) Paulon, J., Fradin, C., Poulain, J., 1985, "Improvement of Pump Performance at Off-Design Conditions," Gas Turbine Conference and Exhibit, Houston, Texas.
- (7) Shi, L. J., Tang, F. P., Liu, C., Xie, R. S., and Zheng, W. P., 2016, "Optimal Design of Multi-Conditions for Axial Flow Pump," IOP Conf. Series: Earth and Environmental Science, Vol. 49, No. 6, pp. 1-9.
- (8) Wright, T. and Gerhart, P. M., 2010, Fluid Machinery, Application, Selection, and Design, Second edition, CRC press, Florida.
- (9) Heo, M. W., Ma S. B., Shim, H. S., and Kim, K. W., 2016, "High-Efficiency Design Optimization of a Centrifugal Pump," Journal of Mechanical Science and Technology, Vol. 30, No. 9, pp. 3917-3927.
- (10) Sarmiento, A. L. E., Camacho, R. G. R., Oliveira, W., Velasquez, E. I. G., Murthi, M., Gautier, N. J. D., 2021, "Design and Off-Design Performance Improvement of a Radial-Inflow Turbine for ORC Applications Using Metamodels and Genetic Algorithm Optimization," Applied Thermal Engineering, Vol. 183, 116197.
- (11) ANSYS CFX 22.1, ANSYS Inc.
- (12) Menter, F. R., 2009, "Review of the shear-stress transport turbulence model experience from an industrial perspective," International Journal of Computational Fluid Dynamics, Vol. 23, No. 4, pp. 305-316.
- (13) Denton, J. D., 1992, "The Calculation of Three-Dimensional Viscous Flow Through Multistage Turbomachines," Journal of Turbomachinery, Vol. 114, pp. 18-26.
- (14) Celik, I. B., Ghia, U., Roache, P. J., & Freitas, C. J., 2008, "Procedure for estimation and reporting of uncertainty due to discretization in CFD applications," Journal of fluids Engineering-Transactions of the ASME, Vol. 130, No. 7, 078001.
- (15) Lee, H. J., Choi, B. L., Choi, D. H., Ma, S. B., Kim, S., and Kim, J. H., "Design of Axial-flow Pump Impeller Using Multi-stage Optimization Process," The KSFM Journal of Fluid Machinery, Vol. 25, No. 6, pp. 28-37.
- (16) PIAnO (Process Integration, Automation and Optimization) 2023 User's Manual, 2023, PIDOTECH Inc.
- (17) AIDesigner 2023 User's Manual, 2023, PIDOTECH Inc.
- (18) Deb, K., Pratap, A., Agarwal, S., and Meyarivan, T., 2002, "A Fast and Elitist Multiobjective Genetic Algorithm: NSGA-II," IEEE Transactions of Evolutionary Computation, Vol. 6, No. 2, pp. 182-197.
- (19) Denton, J. D., 1993, "Loss Mechanisms in Turbomachines," Journal of Turbomachinery, Vol. 115, pp. 621-656.