

## MVR 원심 압축기용 베인리스 디퓨저의 최적 설계

김준범<sup>\*,\*\*</sup> · 양현모<sup>\*</sup> · 이경용<sup>\*</sup> · 윤준용<sup>\*\*</sup> · 최영석<sup>\*,\*\*\*†</sup>

### Optimal Design of Vaneless Diffuser for MVR Centrifugal Compressor

Junbeom Kim<sup>\*,\*\*</sup>, Hyeonmo Yang<sup>\*</sup>, Kyoung-Yong Lee<sup>\*</sup>,  
Joon-Yong Yoon<sup>\*\*</sup>, Young-Seok Choi<sup>\*,\*\*\*†</sup>

*Key Words* : Mechanical Vapor Recompression(기계적 증기 재압축), Centrifugal compressor(원심 압축기), Vaneless Diffuser(베인리스 디퓨저), Aerodynamic design(공력 설계), CFD(전산유체역학), Optimization(최적화)

#### ABSTRACT

Mechanical vapor recompression (MVR) is a system designed to recycle low-temperature, low-pressure waste heat generated during production processes by heating and pressurizing steam using a compressor. A key component of the MVR system is the turbocompressor, a type of compressible turbomachines. Centrifugal compressors are notable for their vertical inlet and outlet passages. This configuration can introduce several potential sources of loss, one of which is backflow in vaneless diffusers. Such backflow can adversely affect both the pressure loss coefficient and the static pressure recovery coefficient, which serve as important performance indicators for the diffuser. This study aims to enhance the efficiency of an MVR system that utilizes a centrifugal compressor by optimizing the design of the vaneless diffuser. Two design factors related to the pinch width and pinch radius of a vaneless diffuser have been introduced. An optimized design was implemented to enhance the performance coefficients of the diffuser. As a result, the total pressure loss coefficient and static pressure recovery coefficient were improved. The optimal design of a vaneless diffuser provides the effective suppression of the flow separation and friction loss. Therefore, the compressor's isentropic efficiency and total-total pressure ratio showed improvement at overall flow rates.

#### Nomenclature

$n$	Rotational speed [RPM, rad/s]	$u$	Impeller wheel velocity [m/s]
$m'$	Mass flow rate [kg/h]	$c$	Absolute flow velocity [m/s]
$Q$	Volumetric flow rate [m <sup>3</sup> /s]	$r$	Radial coordinate, Radius [mm]
PR	Pressure ratio [-]	$b$	Meridional width [mm]
$Y$	Enthalpy rise [J/kg]	rpnr	Pinch radius ratio [-]
$n_s$	Specific speed (Type number) [-]	bpnr	Pinch width ratio [-]
$\phi$	Flow coefficient [-], Solution to be tested in GCI	$p$	Pressure [kPa]
$\psi$	Head coefficient [-]	$T$	Temperature [°C]
		$H$	Enthalpy [kJ/kg]
		$\rho$	Density [kg/m <sup>3</sup> ]

\* 한국생산기술연구원 산업에너지연구부(Industrial Energy R&D Department, Korea Institute of Industrial Technology)

\*\* 한양대학교 기계설계공학과(Department of Mechanical Design Engineering, Hanyang University)

\*\*\* 과학기술연합대학원대학교 청정공정·에너지시스템공학 전공(Green Process and Energy System Engineering, University of Science & Technology)

† 교신저자, E-mail : yschoi@kitech.re.kr

$\zeta$	Total pressure loss coefficient [-]
$C_p$	Static pressure recovery coefficient [-]
$N$	Number of elements [-]
$x$	Coded design variable [-]
$y$	Output value [-]
GCI	Grid Convergence Index [-]
$C$	Asymptotic range of convergence [-]

**Subscript**

0	Upstream, Inlet
1	Impeller inlet
2	Impeller exit, Diffuser inlet
4	Diffuser exit
pin	Pinch
ex	Outlet
d	Design point
s	Stage
t	Total
tt	Total-to-total
is	Isentropic
pre	Baseline
opt	Optimized

**1. 서 론**

기계적 증기 재압축(Mechanical Vapor Recompression; MVR)은 여러 산업 공정에서 발생한 저온·저압의 폐열을 회수하는 열린 루프 시스템의 일종으로, 폐열이 포함된 작동유체로서 유입된 수증기를 압축기로 승온·승압하여 고온·고압의 수증기로 변환한다. MVR을 통해 압축된 수증기는 열교환기로 이송되어 후속 공정에서 요구되는 열원으로 활용된다. 물을 직접 가열해서 수증기를 생산하는 기존 공정과는 달리 화석연료를 요구하지 않고, 압축기와 부대설비를 구동하기 위한 전기로만 운전된다<sup>(1)</sup>. 따라서 직접 가열 방식에 비해 고온 수증기의 생산 비용이 낮으며, 에너지 소비절감을 달성하기 위한 설비로 넓은 산업 분야에서 활용되고 있다.

MVR의 핵심 부품인 터보압축기는 작동유체의 밀도가 변화하는 압축성 유체기계이며, 주요 설계 사양으로 회전속도, 유량, 압력비가 있다. 터보압축기의 유형은 이 세 가지 사양을 통해 얻어지는 무차원수인 비속도를 통해 결정될 수 있다. 터보압축기 중에서 원심 압축기는 낮은 비속도를 가지고 있는데, 동일한 회전속도인 경우 사류 혹은 축류 압축기에 비해 낮은 설계 유량과 높은 압력비를 가지게 된다. 원심 압축기의 기하학적 특징으로 입구와 출구 방향이 수직이라는 점을 들 수 있는데, 축 방향으로 들어온 작동유체를 반경 방

향으로 토출시키는 구조를 하고 있다. 이 과정에서 깃에 의해 원심력이 작동유체에 전달되어 전압이 상승한다.

원심 압축기의 깃 출구에서 토출된 유동은 매우 큰 회전 방향 속도 성분과 주어진 유량에 해당하는 반경 방향 속도 성분을 가진 채 하류 공력 부품으로 이송된다. 이런 유동이 가진 에너지의 상당량이 운동 에너지로 되어 있다. 따라서 동압을 정압으로 적절히 회복시키기 위한 유로서 디퓨저가 압축기 출구에 연결된다. 원심 압축기에 적용되는 디퓨저 중 가장 단순한 형태는 베인리스 디퓨저이다. 베인리스 디퓨저는 후술할 두 가지 메커니즘에 의해 정압을 회복한다<sup>(2)</sup>. 먼저 유로 면적 확대에 의한 정압 회복이 있다. 허브와 쉬라우드 벽면이 평행한 베인리스 디퓨저의 경우 단면적이 단면 반경에 비례하여 증가한다. 따라서 평균 유속이 감소하여 정압이 회복된다. 두 번째로 각운동량 보존법칙에 의한 정압 회복이 있다. 각운동량은 물체의 회전 반경과 회전 방향 속도 성분의 곱으로 정의되는데, 베인리스 디퓨저에서 유동은 하류 쪽으로 갈수록 회전 반경이 커진다. 따라서 회전 방향 속도 성분이 감소하여 정압이 회복된다. 이런 방식으로 정압이 회복된 유동은 볼루트나 리턴 채널 등 하류 공력 부품으로 전달된다. 베인리스 디퓨저는 베인 디퓨저에 비해 제작 난이도 및 비용이 낮고 운전 범위가 넓다는 장점이 있어 다양한 분야에서 사용되고 있다.

그런데 베인리스 디퓨저가 높은 임계 유동각을 가질 때 유동각이 임계 유동각을 초과하면 상당한 유동 불안정성이 발생할 수 있다<sup>(3)</sup>. 왜곡된 입구 유동에 의해 베인리스 디퓨저 벽면의 경계층이 박리되어 Fig. 1과 같은 역류 현상을 초래한다. 역류 현상은 베인리스 디퓨저의 성능에 부정적 영향을 줄 뿐만 아니라, 압축기의 안정적 운영을 어렵게 한다. 이를 억제하기 위해 베인리스 디퓨저의 폭을 감소시키는 핀치를 적용할 수 있다. 핀치의 폭과 반경 위치를 조정하여 허브와

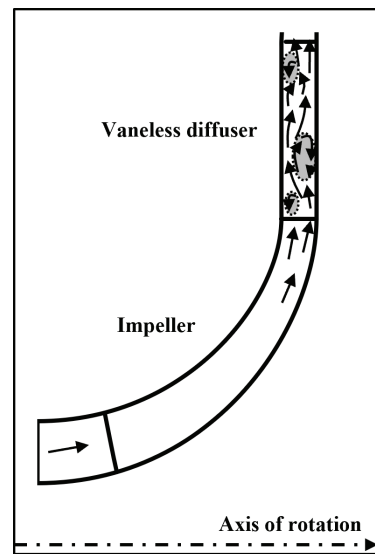


Fig. 1 The problematic backflow inside the wide vaneless diffuser

쉬라우드 간 폭을 출구 반경으로 갈수록 줄임으로써, 유로 단면적을 감소시켜 반경 방향 속도 성분을 높일 수 있다. 이는 임계 유동각을 감소시켜 역류의 발생을 현저히 줄일 수 있게 한다<sup>(4)</sup>. 그러나 부적절한 핀치 폭과 반경 위치가 주어질 경우, 유로 단면적의 과다한 감소에 의해 반경 방향 속도 성분이 증가하여 마찰 손실이 커진다. 위와 같이 설명한 역류 현상과 벽면 마찰 손실은 디퓨저의 주요 성능 무차원수로 사용되는 전압 손실 계수와 정압 회복 계수를 악화시킨다<sup>(5)</sup>. 그러므로 베인리스 디퓨저 설계 시 적절한 핀치 폭과 반경 위치를 선정하는 것이 중요하다.

원심 압축기에 적용된 베인리스 디퓨저의 형상 설계는 여러 연구자들에 의해 연구된 바 있다. Abdelhamid<sup>(6)</sup>는 베인리스 디퓨저의 출구 반경이 유동의 불안정성에 미치는 영향을 분석하기 위해, 4개 디퓨저 반경비  $r_4/r_2$ 의 베인리스 디퓨저로 디퓨저 입구에서의 임계 유동각 측정을 수행하였다. 디퓨저 반경비가 증가할수록 임계 유동각 또한 커지는 추세로 나타났으며, 그 증가폭은 점점 줄어들음을 확인하였다. Adachi 등<sup>(7)</sup>은 허브와 쉬라우드 측에서 핀치가 두 번 적용된 단순한 베인리스 디퓨저에 대해 성능 특성을 실험적으로 측정하였다. 4개 디퓨저 유로 폭에 대해 실험한 결과, 폭이 감소하면 서지 마진이 증가했으나, 폭이 너무 작은 경우에는 초킹 유량이 낮아졌다. 또한 임펠러 출구 대비 50% 폭에서는 넓은 유량 범위에서 단열 효율이 향상되었으나, 폭이 아주 작은 경우에는 낮은 유량을 제외하면 단열 효율이 크게 감소했다. Tang<sup>(8)</sup>은 유동 해석을 활용하여 톨루엔( $C_6H_6CH_3$ )을 작동유체로 하는 원심 압축기의 최적 설계를 다방면으로 수행하였다. 그중 베인리스 디퓨저의 5가지 핀치 형상에 대한 성능 분석을 통해, 설계 유량 대비 100, 110 %에서는 유로 직선 핀치일 때, 85 %에서는 안쪽으로 볼록한 핀치의 등엔트로피 효율이 높았다는 점을 확인하였다. Shaaban<sup>(9)</sup>은 유동 해석과 유전 알고리즘을 통해 디퓨저 입구와 출구 폭이 같고 중간 부분에 대칭적인 핀치가 적용된 베인리스 디퓨저에 대해 핀치 폭, 핀치 반경을 변수로 하는 최적 설계를 수행하였다. 전압 손실 계수가 최소가 되는 형상을 결정한 결과, 전압 손실 계수가 작동유체가 공기인 경우 약 3 %, R134a인 경우 약 10 % 감소한 결과를 얻었다. Ahmed 등<sup>(10)</sup>은 허브와 쉬라우드가 동일한 각도로 기울어진 베인리스 디퓨저에 대해 최적의 핀치 반경과 기울임 각도를 탐색하는 연구를 진행하였다. 디퓨저 반경방향 길이 대비 80 % 위치와 6° 정도의 기울임 각도가 가장 높은 효율을 보였고, 핀치와 기울임이 없는 기본 모델 대비 약 7 %의 효율 개선을 확인하였다. Du 등<sup>(11)</sup>은 리턴 채널이 후류 측에 연결된 베인리스 디퓨저에 대해 4개 출구 폭을 적용한 후, 유동 해석을 통해 내부 유동 특성을 분석하였다. 디퓨저의 출구 폭을 줄임으로써 디퓨저 내의 유동 박리가 효과적으로 억제되었으며, 공력 성능 또한 향상되었다. 또한 리턴 채널이 있는 경우에도 디퓨저 폭의

최적점이 있음을 확인하였다. Dewar<sup>(12)</sup>은 유동 해석을 활용하여 3개 출구가 있는 볼루트와 결합된 베인리스 디퓨저의 형상에 따른 성능 변화를 연구하였다. 디퓨저의 출구 반경이 변화함에 따라 출구 정압 상승량은 뚜렷한 곡선이 표시되며, 디퓨저 출구 직경이 임펠러 출구 직경의 약 1.4배 정도일 때 정압 상승량이 가장 높았다. Mattos<sup>(13)</sup>는 디퓨저 출구 반경과 허브와 쉬라우드 각각에 대하여 자오면 상 경계에 동일 간격으로 배치한 4개의 점 등 총 9개의 설계 변수를 정의하고, 유동 해석을 통해 최적 형상을 도출하였다. 그 결과 디퓨저의 성능에 가장 지배적인 영향을 끼치는 변수는 쉬라우드 경계선의 75 % 위치에 있는 제어점이었으며, 디퓨저 출구의 제어점은 가장 작은 영향을 보였다. 최적화를 마친 베인리스 디퓨저는 완만한 핀치가 대칭적으로 적용된 형태가 되었으며, 폴리트로픽 효율을 최대화했을 때는 기본 모델보다 베인리스 디퓨저의 출구 반경이 감소하였고, 정압 회복 계수를 최대화한 설계는 반대로 출구 반경이 증가하였다. 이렇게 베인리스 디퓨저의 형상에 대해 공력 성능과 유동 특성을 분석하거나 최적 설계를 수행한 연구가 다수 존재한다.

그러나 선행 연구들은 대부분 공기나 기타 냉매를 작동유체로 하는 압축기에 대해 다룬 것이다. 수증기는 일반적으로 공기 등 다른 냉매보다 비열이 높아 온도 변화량이 크지 않은 등, 온도와 압력에 따른 상태량 특성이 달라 압축기 공력 설계에 적절히 반영하는 것이 필요하다. 그런데 현재까지 MVR 시스템에 사용되는 스팀 터보 압축기의 베인리스 디퓨저 성능 개선을 주제로 한 연구 결과는 많지 않은 상황이나, 산업공정에서 MVR을 적용한 사례는 점차 증가하고 있다. 따라서 수증기를 작동유체로 하는 압축기의 공력 부품 성능 개선에 대한 연구가 필요하다. 이에 본 연구에서는 MVR 시스템 내 베인리스 디퓨저에 대한 기초 연구로서, MVR용 원심 압축기의 공력 효율을 개선하기 위해 CFD를 활용하여 베인리스 디퓨저의 핀치 폭 및 핀치 반경 위치를 인자로 하는 최적 설계를 수행하였다. 디퓨저의 성능을 표현하는 두 가지 지표인 전압 손실 계수와 정압 회복 계수를 개선하는 과정을 통해, MVR 시스템의 성능을 개선할 수 있으면서 핀치 형상이 단순한 베인리스 디퓨저 설계를 제시하고 성능이 향상된 이유를 공력적 측면에서 분석하였다.

## 2. 최적 설계 과정

본 연구에서 수행한 최적 설계의 세부적인 과정은 Fig. 2에 표시한 흐름도를 따른다. 먼저 운전 조건과 설계점을 바탕으로 MVR 압축기의 기본 모델을 설계하였다. 그리고 GCI 기법으로 이산화 오차를 검증하고 격자계를 확정하였다. 또한, 베인리스 디퓨저의 형상 변수, 성능 지표, 제한 조건을 정의하였다. 형상 변수를 바탕으로 반응표면법에 의한 실험을 설계하고 유동 해석을 통해 디퓨저의 성능을 평가하였다.

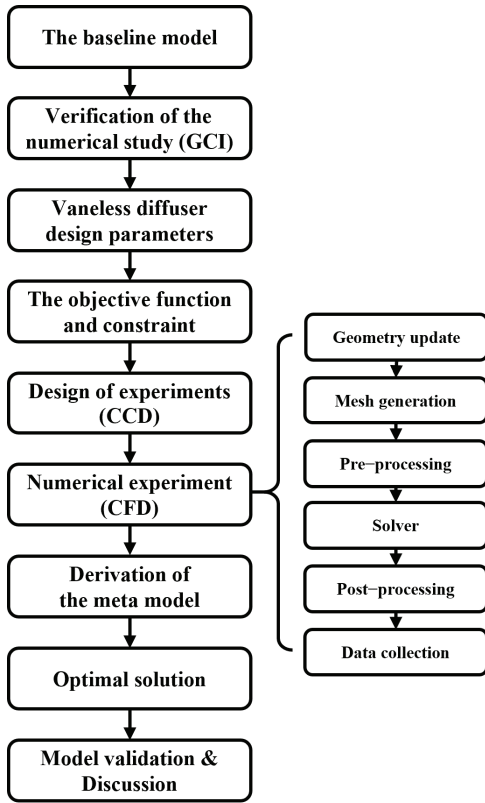


Fig. 2 The flow chart of the optimization process.

이렇게 얻은 데이터를 바탕으로 메타 모델을 수립한 후, 최적해 탐색 알고리즘을 통해 최적의 성능 지표와 제한 조건을 만족하는 치수를 도출하였다. 끝으로 메타 모델 검증과 최적 형상 및 기본 모델 간 비교 분석을 수행하였다.

### 2.1 압축기 기본 모델

압축기의 형상을 결정하는 무차원수인 비속도는 식 (1)와 같이 유량 계수와 양정 계수의 곱으로 정의되며, 두 계수는 각각 식 (2) 및 (3)으로 표현된다. 기본 모델의 비속도를 계산하면 0.37이므로 원심 압축기가 적합하다<sup>(14)</sup>. MVR용 압축기 기본 모델은 상용 터보 압축기 설계 프로그램인 Concepts NREC Compal 및 Axcent를 사용하여 설계하였다. Table 1에 표시한 설계점 및 상류 조건을 바탕으로 Fig. 3와 같이 형상을 결정하였다.

$$n_s = \phi^{1/2} \psi^{-3/4} = 2^{1/4} \sqrt{\pi} \frac{nQ^{1/2}}{Y^{3/4}} \quad (1)$$

$$\phi = \frac{Q}{\pi r_2^2 u_2} \quad (2)$$

$$\psi = \frac{Y}{u_2^2/2} \quad (3)$$

### 2.2 형상 변수

베인리스 디퓨저의 형상을 결정하는 주요 치수로는 디퓨저 출구 반경  $r_4$ , 디퓨저 출구 폭  $b_4$ 가 있다. 그리고 반경 방향으로 갈수록 디퓨저 유로 단면적의 확대되는 것을 조절하기 위해 핀치 반경  $r_{pin}$ , 핀치 폭  $b_{pin}$ 을 도입할 수 있다.

본 연구에서는 변화시킬 형상 변수의 수를 줄이기 위하여  $r_4$ 와  $b_4$ 에 대해 각각 식 (4) 및 (5)와 같이 정의하였다.

따라서 최적 설계 간 디퓨저의 반경 방향 길이는 일정하며, 핀치에 의한 디퓨저 유로 폭의 감소는 핀치 반경에서 끝나고 그 이후부터는 자오면 상 허브와 쉬라우드 면이 평행하다.

$$r_4 = (1.55 + \phi_s)r_2 \quad (4)$$

$$b_4 = b_{pin} \quad (5)$$

식 (4)는 Aungier<sup>(15)</sup>에 의해 제시된 디퓨저 출구 반경의 경험식으로, 임펠러 출구 반경에 배수가 곱해진 형태이다. 식 (5)는 핀치 반경  $r_{pin}$ 부터 유로의 폭이 일정하다는 것을 의미한다. 식 (4)에서  $\phi_s$ 는 단 유량 계수(Stage flow coefficient)이며, 식 (6)과 같이 정의된다.

$$\phi_s = \frac{m'}{\pi \rho_1 r_2^2 u_2} \quad (6)$$

Table 1 The design specification for the MVR turbo-compressor

Design point		Upstream condition	
Rotational speed [RPM]	65,000	Total pressure [kPa]	198.674
Mass flow rate [kg/h]	500	Total temperature [°C]	125.000
Total pressure ratio [-]	1.866	Working fluid	Water
Global design parameters			
Specific speed [-]	0.37		
Flow coefficient [-]	0.016		
Head coefficient [-]	1.025		
Number of blades	7 Main + 7 Splitters		

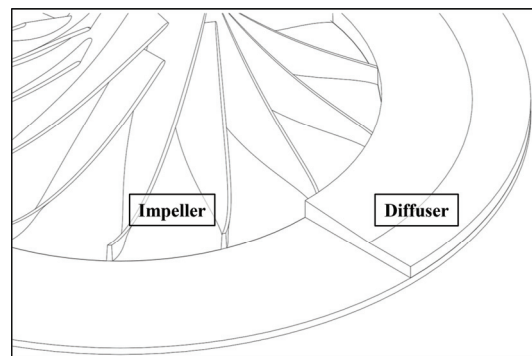


Fig. 3 The baseline model of the MVR compressor

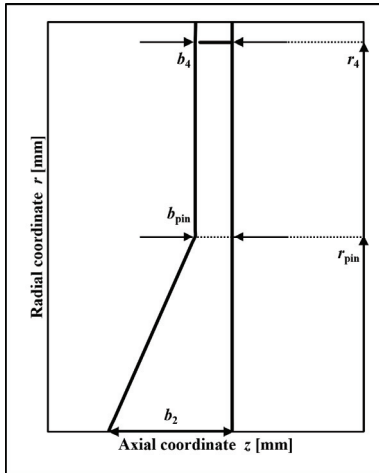


Fig. 4 The meridional design parameters of the vaneless diffuser for the MVR turbo-compressor

그리고 핀치 반경과 폭을 결정하기 위한 변수로 핀치 반경 비율  $rpinr$ 과 핀치 폭 비율  $bpinr$ 을 각각 식 (7) 및 (8)과 같이 정의하였다. 기본 모델의 경우  $rpinr = 0.5$ ,  $bpinr = 0.3$ 으로 결정했으므로, 핀치 반경이 디퓨저 반경 길이의 50%에 위치하며, 핀치 폭이 임펠러 출구 폭의 30%이다. 핀치는 Fig. 4과 같이 쉬라우드 면만 기울어지는 형태로 되어 있으며, 허브 면은 반경 방향과 일치한다.

$$rpinr = \frac{r_{pin} - r_2}{r_4 - r_2} \quad (7)$$

$$bpinr = \frac{b_{pin}}{b_2} \quad (8)$$

### 2.3 목적 함수 및 제한 조건

디퓨저의 성능을 평가하기 위한 무차원수로 전압 손실 계수  $\zeta$ 와 정압 회복 계수  $C_p$ 를 도입하였다. 전압 손실 계수는 디퓨저 내 유동의 전압 손실을 표현하며, 식 (9)과 같이 정의된다. 정압 회복 계수는 디퓨저에서 회복되는 정압의 양을 나타내고, 식 (10)과 같이 계산할 수 있다. 두 계수는 공통적으로 압력 변화량을 디퓨저 입구 동압으로 나눠 무차원화한 형태로 되어 있다. 위 두 성능 지표를 1:1의 가중치로 조합한 목적 함수를 정의하여 최적 설계를 수행하였다.

$$\zeta = \frac{p_{t2} - p_{t4}}{p_{t2} - p_2} \quad (9)$$

$$C_p = \frac{p_4 - p_2}{p_{t2} - p_2} \quad (10)$$

한편, 최적 형상이 설계 전압력비를 달성하지 못하는 경우를 배제하도록, 식 (11)과 같이 제한 조건을 부여하였다.

$$PR_{tt} = \frac{p_{t4}}{p_{t0}} \geq PR_{tt,d} = 1.866 \quad (11)$$

또한, 압축기의 성능을 확인하기 위한 참고 지표로 등엔트로피 효율을 도입하였으며, 식 (12)와 같이 정의된다.

$$\eta_{is} = \frac{\Delta H_{is}}{\Delta H} \quad (12)$$

유동 해석으로부터 얻은 수치 해를 후처리하여 상기한 주요 지표들을 도출하였다. 임펠러 상류 입구, 베인리스 디퓨저의 입구 및 출구에 대해, 흐름 방향에 수직인 단면을 도입한 후 단면에서의 상태량을 면 평균하여 계산하였다.

## 2.4 중심합성법 및 메타 모델

### 2.4.1 중심합성법

반응표면법은 설계 변수의 변화에 따른 반응값의 곡면 효과를 최대한 적은 실험 수로 규명하여 반응 표면 모델을 도출하는 방법이다. 중심합성법은 반응표면법의 일종으로, -1부터 +1까지로 코드화된 설계 변수들을 좌표로 하는 실험점들이 설계 공간의 단위원에 위치하게 하는 방법이다.

Fig. 5(a)을 보면 2개의 설계 변수  $rpinr$  및  $bpinr$ 에 대하여 설계 공간을 준비하였다. 이 설계 공간을 코드화하여 Fig. 5(b)와 같이 표현하였다. 이러한 실험 설계를 통해 중심점으로부터 동일한 거리만큼 떨어진 점에 대한 실험을 수행한다. 본 연구에서는 2개의 설계 변수가 조합된 9번의 실험을 Table 2와 같이 설계하였다. 수치 해석의 특성상 반복 실험에 의한 오차는 무시할 수 있다고 판단하여, 각 실험점에 대해 유동 해석을 1회 수행하였다. 반응값은 전압 손실 계수, 정압 회복 계수, 전압력비, 등엔트로피 효율을 선택하였다.

### 2.4.2 메타 모델

상기한 방법으로 9개의 반응값을 얻은 후, 추가 실험 없이 다른 실험점의 데이터를 얻기 위해 메타 모델을 결정하였다. Pidotech 사의 최적 설계 상용 소프트웨어인 AIDesigner tab을 사용하여 메타 모델을 수립한 후 예측 오차를 계산하였다. 반응값으로 선택한 전압 손실 계수, 정압 회복 계수, 전압력비, 등엔트로피 효율의 메타 모델은 최소자승법 기반의 다항식 회귀(Polynomial Regression)<sup>(16)</sup>를 통해 도출하였다. 완성된 모델의 예시로 전압 손실 계수와 정압 회복 계수의 메타 모델을 Fig. 6과 같이 표시하였다. 예측 오차는 k-fold

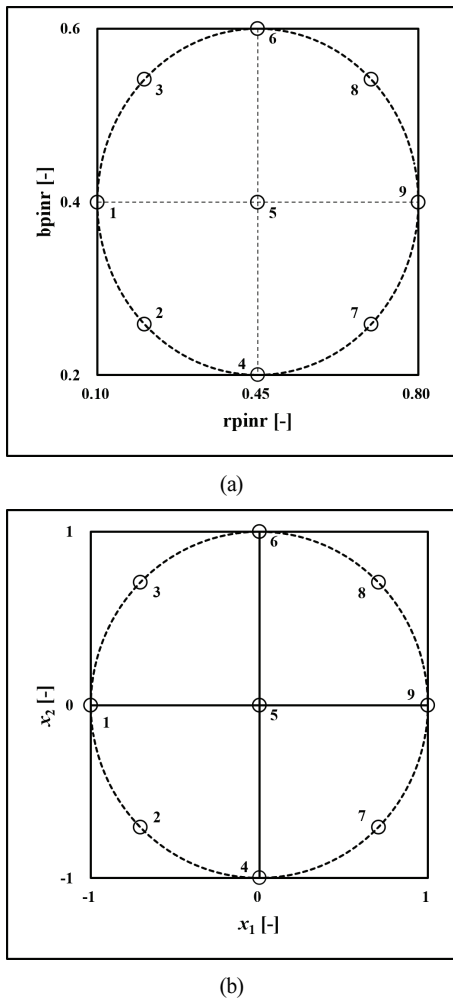


Fig. 5 The design space by the Central Composite Design with 2 (a) raw and (b) coded design variables

Table 2 Design of experiments

Runs	$x_1$	$x_2$	rpivr	bpinr
1	-1	0	0.100	0.400
2	$-1/2^{0.5}$	$-1/2^{0.5}$	0.203	0.259
3	$-1/2^{0.5}$	$1/2^{0.5}$	0.203	0.541
4	0	-1	0.450	0.200
5	0	0	0.450	0.400
6	0	1	0.450	0.600
7	$1/2^{0.5}$	$-1/2^{0.5}$	0.697	0.259
8	$1/2^{0.5}$	$1/2^{0.5}$	0.697	0.541
9	1	0	0.800	0.400

Cross Validation 기법<sup>(17)</sup>을 사용하여 계산하였다.

### 2.5 최적해 탐색 알고리즘

메타 모델을 얻은 후 최선의 목적 함수를 가지면서 제한 조건을 만족하는 설계 변수를 찾기 위해, 최적해 탐색을 수

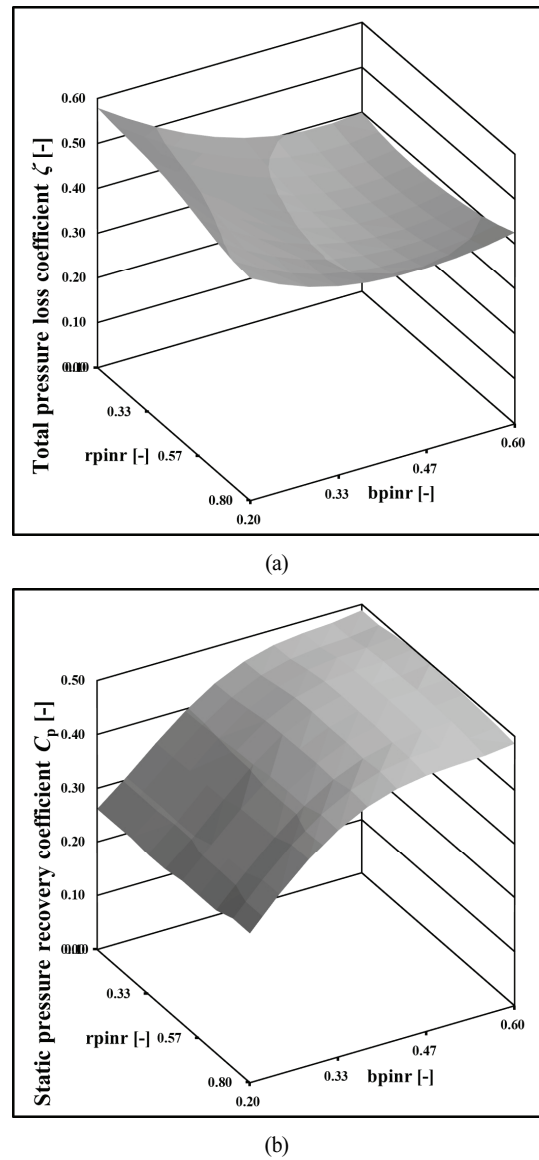
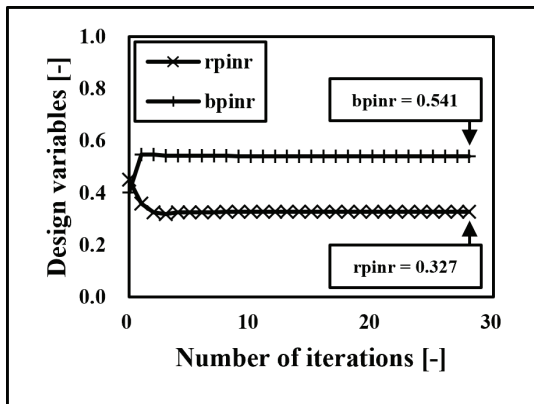
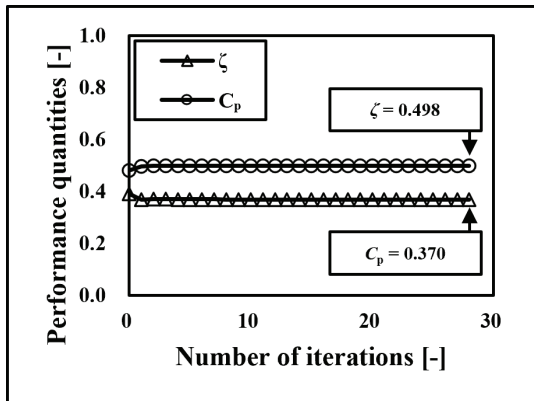


Fig. 6 The derived meta models of the (a) total pressure loss coefficient and (b) static pressure recovery coefficient

행하였다. 최적해 탐색 알고리즘은 전역 최적화 기법 중 하나인 Hybrid Metaheuristic Algorithm(HMA) 기법<sup>(18)</sup>을 사용하였다. HMA 기법은 개별 데이터의 목적 함수 그리고 제한 조건을 위반한 정도를 정량화한 후 종합해 적합도로 변환하여 평가한다. 그리고 적합도에 따라 상위 개체군과 하위 개체군으로 나누고, 이들을 각각 Improved Constrained Differential Evolution(rank-iMDDE) 기법<sup>(19)</sup>과 Cuckoo search(CS) 기법<sup>(20)</sup>으로 처리한다. 이후 두 개체군을 결합한 다음, 최선의 적합도를 나타내는 해를 찾는다. 이 과정을 제한 반복 수나 수렴 조건 등 중지 조건이 만족될 때까지 반복하여 최적해를 결정한다. HMA 기법은 rank-iMDDE와 CS 기법의 장점을 결합하였기 때문에, 다른 기법 대비 빠른 전역 최적해 탐색 속도를 나타낸다<sup>(21)</sup>. 상기 반복 알고리즘을 통해 최적점이 결정된 과정을 Fig. 7과 같이 확인할 수 있다.



(a)



(b)

Fig. 7 The convergence chart of (a) design variables (rpinr and bpinr) and (b) vaneless diffuser performance (total pressure loss coefficient and static pressure recovery coefficient) during the iterative optimization

### 3. 유동 해석 방법론

#### 3.1 방법론 상세

베인리스 디퓨저의 성능을 측정하기 위해 3차원 유동해석을 수행하였다. 유동장은 상류 덕트, 임펠러, 베인리스 디퓨저 및 하류 확장 영역으로 구성된다. 유동 해석 간 입출구 경계면 근처의 재순환 유동이 수치 해의 수렴성에 부정적 영향을 주는 것을 방지하기 위해 임펠러 출구 반경의 1.5배 길이의 상류 덕트를, 디퓨저 출구 반경의 1.5배 출구 반경의 하류 확장을 적용하였다. 상류 덕트의 출구는 임펠러 입구와 동일한 폭을 가지며, 하류 확장의 출구 폭은 디퓨저 출구와 동일한 유로 면적을 가지도록  $1.5^{-1}$ 배만큼 축소되어 있다. 상기한 유로 위치별 치수는 Fig. 8에 도시하였다.

유동 해석은 Ansys 사의 상용 CFD 코드인 CFX 24R2를 사용하여 진행하였다. 지배 방정식은 시간 평균된 수치 해를 대표할 수 있으면서 계산 시간이 효율적인 정상상태 3차원 압축성 Reynolds-Averaged Navier-Stokes(RANS) 방정

식을 선택하였으며, High-resolution 스킴으로 이산화하였다<sup>(22)</sup>. 이때 Reynolds 분해를 통해 열린 식으로 남은 RANS 방정식은 Shear Stress Transport(SST)를 사용하여 닫힌 식으로 변환하였다. 난류 모델로 사용된 SST는  $k-\epsilon$  모델과  $k-\omega$  모델을 혼합 함수(Blending function)를 사용하여 벽면으로부터의 거리를 바탕으로 적절히 결합한 것으로<sup>(23)</sup>, 넓은 범위의 벽면 거리가 존재하는 유동을 모사할 때 널리 사용되고 있다. 또한 선행 연구<sup>(24-26)</sup>로부터 SST 모델로 얻은 수치 해가 유동 박리가 일어나는 시점을 실제보다 이르게 하거나, 혹은 재부착 길이를 너무 크게 예측하는 문제가 있음이 제시된 바 있다. 본 연구에서 다루는 압축기는 특히 베인리스 디퓨저와 임펠러의 배압면에서 유동 박리가 발생할 것으로 예상되므로, SST 모델의  $k$ -방정식에 소스 항을 추가하는 Reattachment Modification(RM)<sup>(27)</sup>을 적용하여 SST 모델을 수정하였다. 또한 벽면 근처의 유동을 모사하기 위해 첫 번째 벽면 격자의 무차원 벽면 거리  $y^+$ 값에 따라 벽 함수를 자동으로 선택하는 Automatic Wall function<sup>(28)</sup>을 사용하였다. 압축기 기본 모델을 해석했을 때 벽면 격자에서의  $y^+$ 의 평균값은 6.648, 최댓값은 23.109이었다.

압축기의 작동유체는 기체 상태의 물이며, 작동유체의 상

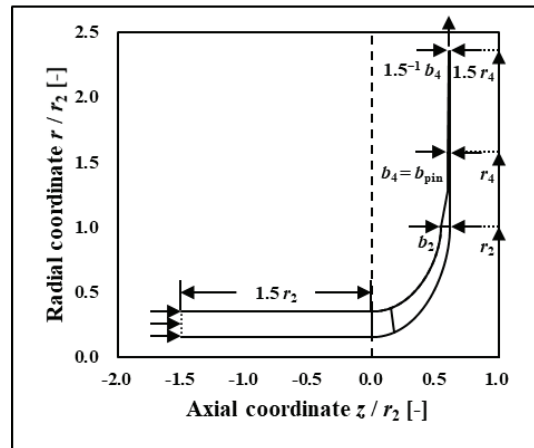


Fig. 8 The schematic of the flow domain

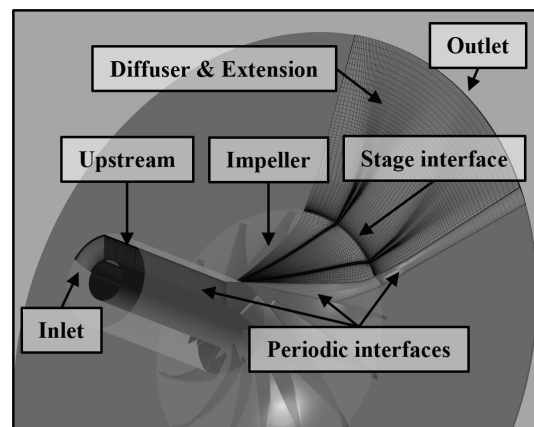


Fig. 9 Computational grid for the numerical analysis

태량을 계산하기 위해 Peng-Robinson 상태 방정식을 사용하였다. 상태 방정식의 기준 상태량은 NIST REFPROP 10.0<sup>(29)</sup> 데이터베이스를 참고하였다. Peng-Robinson 상태 방정식은 임계 온도 이하의 유체에 대해 적절한 근사값을 얻을 수 있다<sup>(30)</sup>. 본 연구에서 다루는 압축기는 수증기의 임계 온도 이하에서 작동하므로, 유동 해석에서 해당 상태 방정식을 사용하는 것은 적절하다고 판단하였다.

입구 경계조건은 전압력과 전온도로 주어진 압축기의 상류 조건을 적용하였다. 출구 경계조건은 설계점에서의 질량 유량을, 고유량 영역의 탈설계점 해석에서는 정확한 초크 유량 탐색을 위해 정압을 부여하였다. 그리고 점성을 고려하여 허브, 쉬라우드, 깃 등 벽면에서 유속이 0이 되도록 점착(No slip) 경계조건을 사용하였고, 벽면은 충분히 매끄럽다고 가정하였다. 계산 시간을 단축하기 위해, 임펠러의 형상이 회전 방향으로 주기성을 가짐을 고려하여 유동 해석 영역을 주기적 유동장으로 구성하고 주기적 경계조건을 적용하였다. 유동장은 Ansys TurboGrid를 사용하여 Fig. 9와 같이 육면체 정렬 격자계로 이산화하였다. 임펠러 내 유로는 주 깃과 스플리터 깃 1개씩을 포함하는 유동장이 되며, 상류 덕트와 베인리스 디퓨저 및 하류 확장 영역은 중심각 360/7°의 방사형 유동장이 된다. 또한, Multiple Frames of Reference(MFR) 기법을 사용하여 회전 유로에 대해 유동장이 회전하는 효과를

Table 3 The result of the Grid Convergence Index.

Number of grids		
Elements of the fine grids $N_1$	29.5×10 <sup>5</sup>	
Elements of the test grids $N_2$	13.4×10 <sup>5</sup>	
Elements of the coarse grids $N_3$	6.1×10 <sup>5</sup>	
Quantity	$\zeta$	$C_p$
Solution of the fine grid $\phi_1$	0.399122	0.484266
Solution of the test grid $\phi_2$	0.399147	0.483739
Solution of the coarse grid $\phi_3$	0.401028	0.482099
$GCI_{fine}^{21}$	1.120E-06	6.660E-04
$GCI_{coarse}^{32}$	7.941E-05	2.028E-03
Asymptotic range of convergence $C$	0.97124	0.99351

부여하였으며, 회전 유로와 고정 유로 간 연결면(Interface)은 상류 측 전압력을 원주 방향으로 평균하여 하류로 전달하는 Stage 조건을 사용하여 모사하였다<sup>(31)</sup>.

### 3.2 격자계 검증

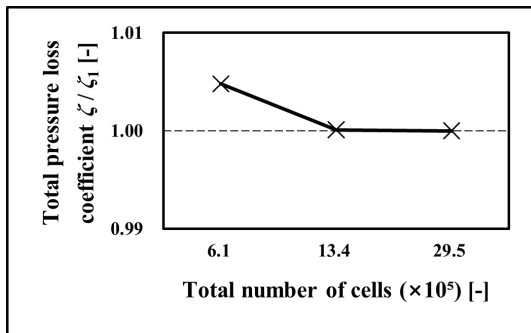
격자 의존성 시험은 시험 격자계와 그 격자계보다 평균 격자 폭이 1.3배 작고 큰 2개의 격자계에서 유동 해석을 수행한 후, 본 연구에서 중요하게 다루고자 하는 상태량인 베인리스 디퓨저의 전압 손실 계수 및 정압 회복 계수의 격자 수량에 따른 추이를 확인함으로써 수행되었다. Fig. 10에 격자 의존성 시험의 결과를 표시하였다. 두 상태량의 추이를 살펴보면 격자수가 약 13.4×10<sup>5</sup>개인 시험 격자계에서 격자수가 더 많은 격자계의 결과에 근접한 상태량을 확인할 수 있다.

Grid Convergence Index(GCI) 기법<sup>(32)</sup>은 상태량 추이 확인을 통한 격자 의존성 시험으로는 알기 어려운 오차와 점근적 수렴 범위를 정량화할 수 있다. GCI 계산 결과는 Table 3에 자세히 기술되어 있다.  $GCI_{fine}^{21}$  값이 충분히 작고, 점근적 수렴 범위  $C$  값이 1에 가까우므로, 시험 격자계는 격자 수량에 의한 오차가 미세해지는 안정점임과 동시에, 충분히 점근적으로 수렴함을 확인할 수 있다. 따라서 본 연구에서는 위와 같이 검증한 시험 격자계를 선택하여 기본 모델을 해석하였으며, 각 실험점과 최적점에 의해 주어지는 다른 베인리스 디퓨저 형상에 대해서도 동일한 격자 생성 방법(반경 방향 및 축 방향 격자 수, 격자 성장률, 벽면 격자 두께 등)을 적용하여 유동 해석을 수행하였다.

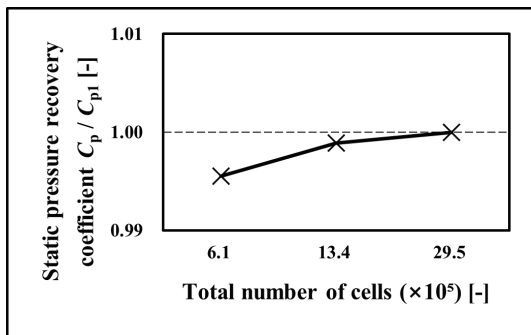
## 4. 결 과

### 4.1 메타 모델 검증

반응표면법과 다항 회귀를 통해 도출한 메타 모델의 유효성을 판단하기 위해 각 실험점에 대한 오차율을 확인하였다.



(a)



(b)

Fig. 10 The result of the grid independency test of (a) the total pressure loss coefficient and (b) static pressure recovery coefficient. The solutions of each grid are normalized, divided by the solution of the finest grid

오차율은 전압 손실 계수와 정압 회복 계수에 대해 9개의 실험점과 최적점에서 식 (13)으로 계산하였다. 즉, 실험으로 얻은 반응값  $y_{run}$ 과 메타 모델로 예측한  $y_{test}$ 를 비교하였다.

$$Error = \frac{y_{test} - y_{run}}{y_{run}} \times 100\% \quad (13)$$

Fig. 11에 각 데이터에 대한 오차를 검사한 결과를 표시하였다. 각 오차율의 절댓값을 취하면 전압 손실 계수는 평균 2.0 %, 정압 회복 계수는 평균 1.9 %의 오차율을 보였다.

또한 k-fold Cross Validation 기법을 통해 메타 모델의 예측 오차를 평가하였다. 실험으로 얻은 데이터를 여러 개의 집단으로 분할하여 한 개 집단을 제외한 나머지 데이터로 모델을 생성한 후 오차를 측정하는 과정을 반복하고 평균 오차율을 계산하였다<sup>(33)</sup>. 그 결과 전압 손실 계수는 6.0 %, 정압 회복 계수는 5.2 %의 오차율을 확인하였다.

그러므로 본 연구에서 수립한 메타 모델은 실험 데이터를 작은 오차로 표현할 수 있으면서, 최적점을 찾기 위한 도구

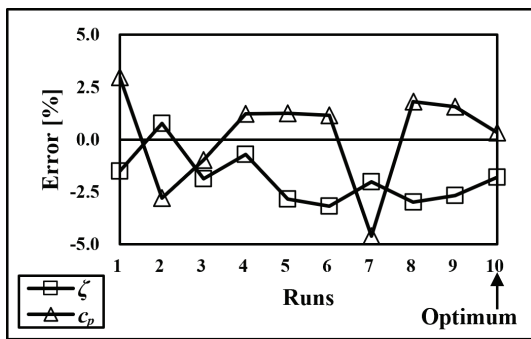


Fig. 11 The error rate results of individual runs

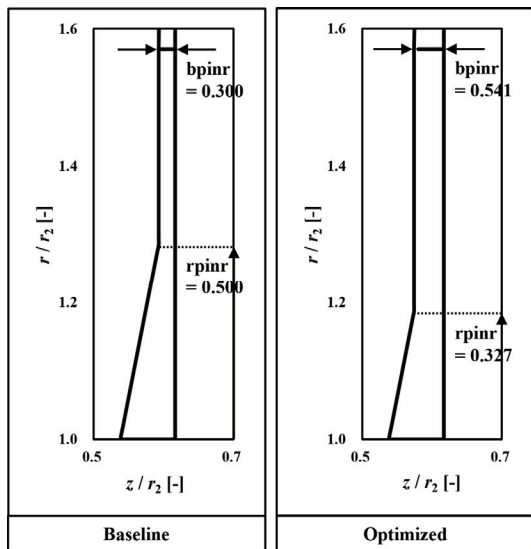


Fig. 12 The geometry comparison of the baseline (left) and optimized (right) vaneless diffusers

로 적합하다는 것을 알 수 있었다.

## 4.2 최적 설계 결과

베인리스 디퓨저의 최적점은 Fig. 12와 같이  $rpivr = 0.327$ ,  $bpivr = 0.541$ 로 기본 모델 대비 핀치 폭은 증가하고 핀치 반경은 감소하였다. 최적점을 설계 공간에서 살펴보면 Fig. 13와 같이 단위원 내 좌측 상단에 위치한다. 4.2절에서 논한 바와 같이 높은 등엔트로피 효율을 보인 3, 5, 6, 8, 9번 실험점을 바탕으로 최적점이 위치할 가능성이 높은 영역을 그릴 수 있다. 그리고 최적점은 이 영역 내부에 들어 있으며, 해당 영역 내에서도 상대적으로 효율이 높았던 3, 6번 실험점에 가까이 위치한다. 최적점이 실험 공간의 단위원 경계면에 가까움에도 불구하고 곡면 효과가 적절히 메타 모델에 반영되어 최적점이 도출되었음을 알 수 있다.

한편, 상대적으로 효율이 낮았던 2, 4, 7번 실험점을 이어서 낮은 등엔트로피 효율을 보이는 영역을 그려보면, 공통적으로 낮은  $bpivr$ 를 가짐을 알 수 있다. 그러므로 베인리스 디퓨저가 과도하게 낮은 핀치 폭을 가지는 경우 압축기의 공력 성능에 부정적인 영향을 줄을 재확인하였다.

기본 모델과 최적 모델의 성능 곡선을 Fig. 14와 같이 표시하였다. Fig. 14(a)를 보면 최적 모델의 등엔트로피 효율은 설계점에서 기본 모델 대비 3 % 증가했을 뿐만 아니라, 작동 유량 범위 전반에서 높아졌음을 알 수 있다. 특히 고유량 운전 시 개선 폭이 컸으며, 상대적으로 저유량 범위에서는 효율의 상승이 적었다. Fig. 14(b)에 표시된 전압력비 또한 비슷한 경향을 보였다. 설계점에서 전압력비는 2 % 상승하였고, 탈설계점에서도 향상되었음을 확인하였다.

압축기의 작동 범위를 살펴보면, 초킹이 발생하는 유량은 기본 모델과 최적 모델 간 차이가 없었다. 한편 본 연구에서

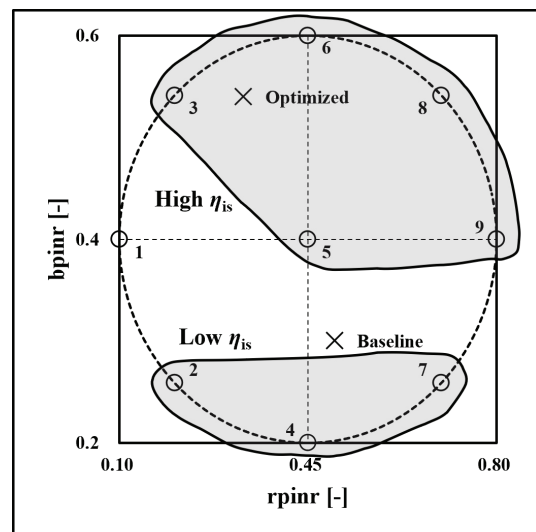
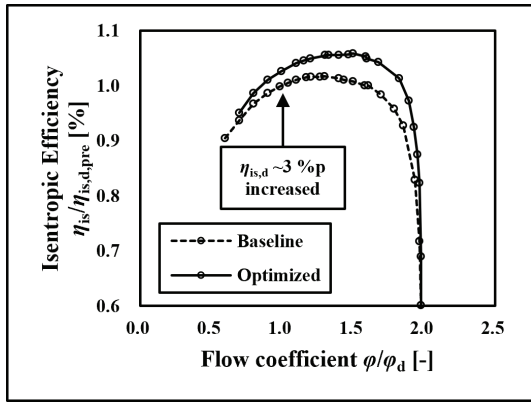
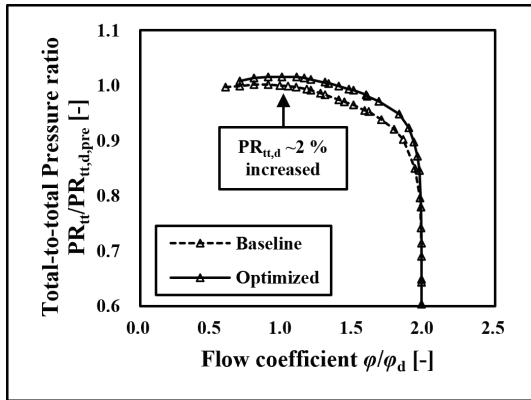


Fig. 13 The baseline and optimal point in the design space



(a)



(b)

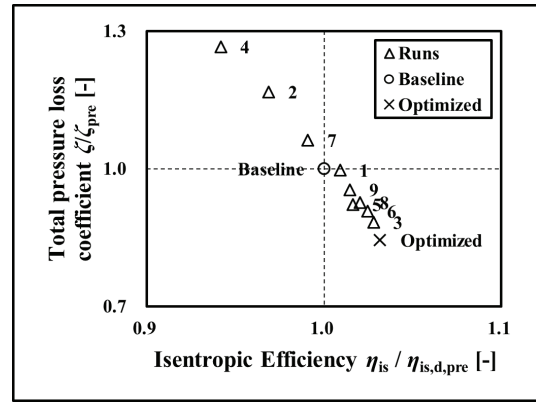
Fig. 14 Performance characteristics comparison between the baseline and optimized models. (a) Isentropic efficiency and (b) Total-to-total pressure ratio

는 정상 해석만을 수행하였으므로, 서지 유량점을 정확히 식별하기 어려웠다는 한계가 있었다. 그러나 정상 해석으로 수립된 해를 얻을 수 있었던 유량이 기본 모델에서 더 낮았기 때문에, 최적 모델의 서지 마진은 더 작아졌음을 암시적으로 알 수 있다<sup>(34)</sup>. 이는 최적 모델의 디퓨저 유로 면적이 더 커서 저유량에서 역류가 발생할 가능성이 더 높기 때문이다.

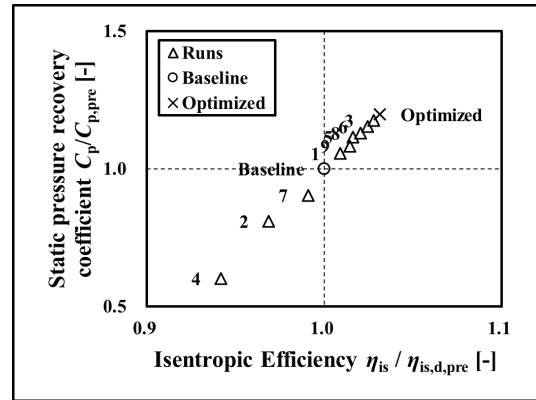
### 4.3 상관관계 분석

설계 유량점에서 전압 손실 계수와 정압 회복 계수에 따른 압축기의 등엔트로피 효율의 변화는 Fig. 15와 같이 선형적으로 나타났다. Fig. 15(a)에서 전압 회복 계수가 기본 모델 대비 비교적 낮은 실험점인 3, 5, 6, 8, 9번은 Fig. 15(b)에서는 정압 회복 계수가 상대적으로 높았다. 즉 두 성능 지표는 등엔트로피 효율과 직접적인 관계가 있음을 알 수 있었다.

한편 Fig. 16과 같이 전압 손실 계수와 핀치 형상의 설계 변수에 따른 추세를 확인하였다. Fig. 16(a)를 보면 bpinr이 0.5보다 감소할 때 뚜렷한 전압 손실 계수의 증가를 관찰할 수 있고, 0.5 부근에서 최소가 되었다. bpinr이 0.6 이상인



(a)

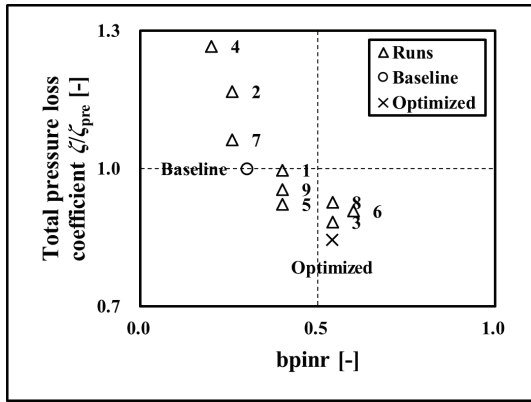


(b)

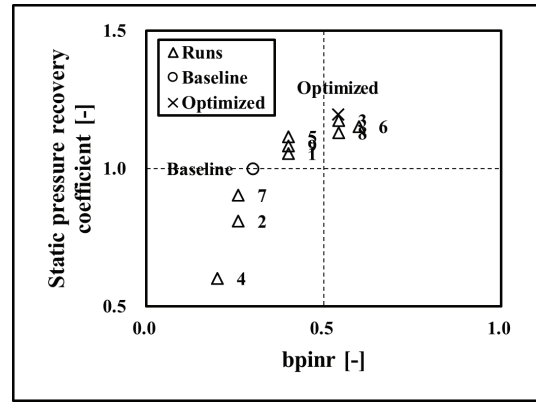
Fig. 15 The correlation to isentropic efficiency of (a) total pressure loss coefficient and (b) static pressure recovery coefficient

범위는 비정상 유동이 더욱 강해져서 정상 해석으로 수립된 수치 해를 얻기 어려웠으나, bpinr이 증가할수록 전압 손실 계수가 증가할 것으로 예상할 수 있다. rpinr의 경우 상기한 바와 같은 명확한 관계가 보이지 않는다. Fig. 16(b)와 같이 각 실험점이 넓게 분포하고 있고, 동일한 rpinr이더라도 bpinr에 따라 전압 손실 계수가 크게 다를 수 있다. 그러므로 베인리스 디퓨저의 성능 중 전압 손실 계수에 가장 큰 영향을 준 것은 bpinr임을 알 수 있다.

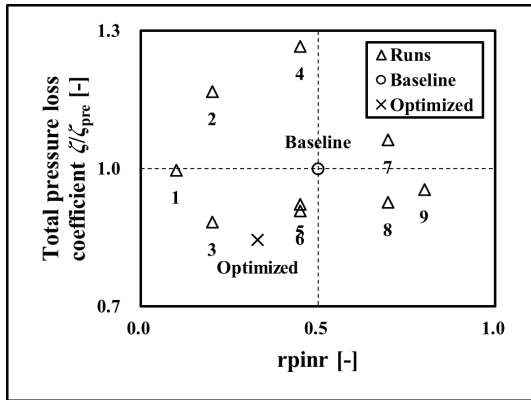
정압 회복 계수와 핀치 형상의 설계 변수 사이의 관계를 살펴보기 위해 Fig. 17을 살펴보면, 각 실험점의 분포가 전압손실 계수의 경우와 유사하게 나타남을 알 수 있다. 먼저 Fig. 17(a)를 보면 bpinr이 0.5 이하로 감소하면 정압 회복 계수가 감소하며, 0.5 부근에서 최대가 된다. 그리고 bpinr이 0.6 이상으로 커지면 정압 회복 계수는 감소할 것으로 예상된다. 즉 성능 지표의 증감 방향을 제외하면 정압 회복 계수와 bpinr의 관계는 전압 회복 계수와 bpinr의 관계와 일치하는 추세를 보임을 확인하였다. Fig. 17(b)는 rpinr과 정압 회복 계수의 관계를 표시하며, Fig. 16(b)와 마찬가지로 뚜렷한 연관성이 없는 분포를 보인다. 넓은 rpinr 범위에 걸쳐



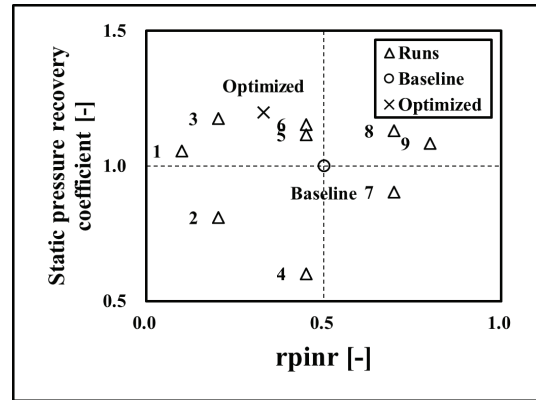
(a)



(a)



(b)



(b)

Fig. 16 The correlation between total pressure loss coefficient and (a) bpinr and (b) rpinr

Fig. 17 The correlation between static pressure recovery coefficient and (a) bpinr and (b) rpinr

서 낮은 정압 회복 계수가 존재하며, Fig. 17(a)와 같은 상관 관계는 확인되지 않는다.

상기와 같이 관찰한 내용을 종합하면 다음과 같다. 베인리스 디퓨저의 출구 단면적에 직접적인 관계를 가지는 bpinr이 전압 손실 계수와 정압 회복 계수에 큰 영향을 주며, bpinr이 0.5 근처의 값을 가질 때 디퓨저 성능 지표가 최선이 된다. 그러나 rpinr의 경우 bpinr에 비해 성능 지표에 끼치는 기여도가 상대적으로 작다.

#### 4.4 디퓨저 유동 특성

기본 모델과 최적 모델 간 공력 성능 차이가 나타난 이유를 규명하기 위해 베인리스 디퓨저 내부의 유동 특성을 세부적으로 분석하였다.

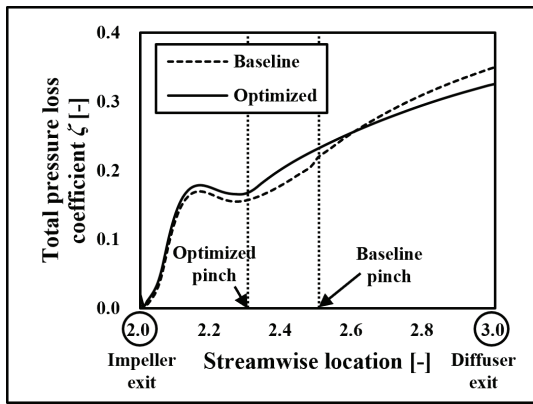
Fig. 18은 유로 진행 방향에 따른 성능 지표 분포를 설계 유량에서 측정하여 나타낸 것이다. Fig. 18(a)를 보면 전압 손실 계수는 두 모델 모두 상대 위치 2.2 부근에서 극대이며, 상대 위치 2.3 부근의 극소점 이후로 완만하게 상승하는 추세를 보인다. 따라서 상대 위치 2.2에서 유동 박리로 인한 전압 손실 증가가 있었고, 그것이 없어지는 상대 위치 2.3

부근부터는 유로 벽면과의 마찰이 전압 손실에 기여했음을 알 수 있다. 그런데 최적 모델의 핀치 반경 또한 상대 위치 2.3 부근에 주어져 있음을 확인할 수 있다. 그러므로 최적의 핀치 반경은 베인리스 디퓨저 입구와 가까운 위치에서 전압 손실이 극소가 되는 지점과 연관이 있음을 알 수 있다.

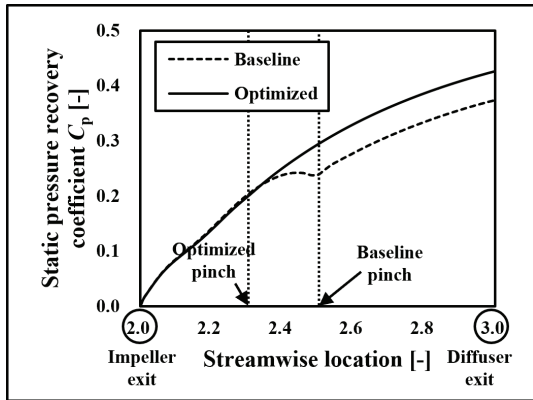
한편, Fig. 18(b)에는 정압 회복 계수의 변화가 표시되어 있다. 상대 위치 2.3 부근까지는 두 모델 간 정압 회복 계수의 차이가 미미했으나, 최적 모델은 그 이후로 유로 폭이 감소하지 않아 정압이 회복되는 추세가 계속됐다.

기본 모델은 핀치 폭이 더 감소하면서 유속이 증가하여 정압이 회복되는 양이 줄어들었다. 그로 인해 발생한 최적 모델과의 정압 회복 계수 격차가 거의 유지되어 디퓨저 출구에서의 정압 회복 계수가 최적 모델이 더 높게 되었다.

베인리스 디퓨저의 내부 유동장을 살펴보기 위해 Fig. 19에 전압력 분포 및 원주 방향으로 투영한 절대 속도 벡터를 표시하였다. 핀치 없이 넓은 베인리스 디퓨저에서는 상당한 정도의 유동 박리와 역류가 관찰된다. 디퓨저 전방에서 발생한 유동의 비대칭성이 디퓨저 후방에서의 유동에도 영향을 주어 유동 박리가 한 번 더 발생하였다. 기본 모델의 경우에는 핀치가 주어져 있으므로 역류 현상이 심하지 않으나, 핀



(a)



(b)

Fig. 18 Streamwise distribution of (a) total pressure loss coefficient and (b) static pressure recovery coefficient

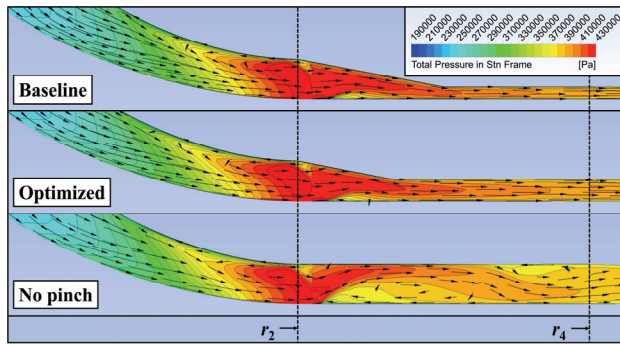


Fig. 19 The comparison of total pressure contours at the constant theta cross section

치 반경 지점부터 유로 단면적이 과도하게 좁아져 벽면 마찰로 인한 전압력 손실이 컸다. 한편, 최적 모델에서는 역류가 발생하는 영역이 크지 않으면서 핀치 반경까지의 유로 폭이 적정 수준으로 감소하였다. 특기할 점은 최적 모델에서 유동 박리가 발생한 후 다시 재부착되는 지점이 핀치 반경과 가깝다는 것으로, 최적의 핀치 반경이 전압 손실 계수가 극소가 되는 지점과 관련되어 있을 가능성을 뒷받침한다.

## 5. 결 론

본 연구는 MVR 스팀 원심 압축기의 베인리스 디퓨저에 대해 최적 설계를 수행하였다. 단순한 핀치 형상을 정의하는 설계 변수  $r_{pin}$  및  $b_{pin}$ 를 도입하여 중심합성법 기반으로 실험을 설계하였다. 수치 해석을 통해 디퓨저의 성능을 실시하였고, 그 데이터로 얻은 메타 모델을 통해 전압 손실 계수와 정압 회복 계수를 결합한 목적 함수가 최적이 되는 베인리스 디퓨저 형상을 도출하였다. 최적 설계를 바탕으로 얻은 결과를 요약하면 다음과 같다.

- 1) 단순한 핀치가 주어진 베인리스 디퓨저에서 두 성능 지표 모두 등엔트로피 효율과 선형 관계로 나타났다.
- 2) 핀치 반경을 결정하는  $r_{pin}$ 에 따른 성능 지표의 추세는 명확하지 않은 반면, 핀치 폭을 결정하는  $b_{pin}$ 은 작을수록 전압 손실 계수에 불리하게 작용하였다.
- 3) 최적 모델의 형상 변수는  $r_{pin} = 0.327$ ,  $b_{pin} = 0.541$ 로, 최적 모델은 설계 유량에서 기본 모델 대비 등엔트로피 효율과 전압력비가 각각 3%, 2% 증가하였다. 또한 고유량 영역에서 눈에 띄는 공력 성능 향상이 있었으나, 저유량 영역에서는 개선 폭이 작았다.
- 4) 최적의 핀치 반경은 디퓨저 전방의 유동이 허브에 재부착되는 지점과 연관이 있으며, 이때 전압 손실 계수는 극소이다. 그리고 핀치 폭이 작은 경우 유속이 증가하여 정압 회복 계수가 완만하게 증가하기 시작하는 지점을 늦춰, 출구에서의 정압 회복 계수를 감소시킨다.

## 후 기

이 논문은 2025년도 정부(산업통상자원부)의 재원으로 한국산업기술평가원의 지원을 받아 수행된 연구임(RS-2024-00441989, 산업공정 폐열 구동 흡수식 히트펌프와 MVR을 이용한 스팀생산시스템 개발 및 실증)

## References

- (1) Koroneos, C., Dompros, A., Roubas, G., 2007, "Renewable energy driven desalination systems modelling," *Journal of Cleaner Production*, Vol. 15, No. 5, pp. 449~464, doi: 10.1016/j.jclepro.2005.07.017
- (2) Japikse, D., and Baines, N. C., 1998, *Diffuser Design Technology*, Concepts ETI Inc., Winsor, VT, p. 121.
- (3) Senoo, Y., and Kinoshita, Y., 1978, "Limits of Rotating Stall and Stall in Vaneless Diffuser of Centrifugal Compressors," *ASME Turbo Expo*, Vol. 1A, 78-GT-19, doi: 10.1115/78-GT-19
- (4) Jaatinen, A., Grönman, A., Turunen-Saaresti, T., and Röyttä, P., 2011, "Effect of Vaneless Diffuser Width on the Overall

- Performance of a Centrifugal Compressor,” Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy, Vol. 225, No. 5, doi: 10.1177/0957650911399828
- (5) Kalinkevych, M., and Shcherbakov, O., 2013, “Numerical Modeling of the Flow in a Vaneless Diffuser of Centrifugal Compressor Stage,” International Scholarly Research Notices, Vol. 2013, Art no. 602384, doi: 10.1155/2013/602384
- (6) Abdelhamid, A. N., 1981, “Effects of Vaneless Diffuser Geometry on Flow Instability in Centrifugal Compression Systems,” AMSE 1981 International Gas Turbine Conference and Products Show, Vol. 1, Art. no. 81-GT-10, doi: 10.1115/81-GT-10
- (7) Adachi, Y., Otsuki, A., Bando, K., and Miyake, Y., 1992, “Performance Improvement of a Vaneless Diffuser of Centrifugal Compressor,” International Refrigeration and Air Conditioning Conference, Art. no. 145, pp. 93~102.
- (8) Tang, J., 2006, “Computational Analysis and Optimization of Real Gas Flow in Small Centrifugal Compressors,” Ph. D. Thesis, Department of Energy and Environmental Technology, Lappeenranta University of Technology, Lappeenranta, Finland.
- (9) Shaaban, S., 2015, “Design optimization of a centrifugal compressor vaneless diffuser,” International Journal of Refrigeration, Vol. 60, pp. 142~154, doi: 10.1016/j.ijrefrig.2015.06.020
- (10) Ahmed, N., Asim, T., Mishra, R., Sivagnanasundaram, S., and Eynon, P., 2015, “Optimal Vaneless Diffuser Design For A High-End Centrifugal Compressor,” COMADEM 2015, Buenos Aires, Argentina.
- (11) Du, L., and Pan, Y., 2019, “Numerical study on the influence of the outlet width of vaneless diffuser on the performance of centrifugal compressor,” Journal of Physics: Conference Series, Vol. 1300, Art. no. 012101, doi: 10.1088/1742-6596/1300/1/012101
- (12) Dewar, D., 2021, “CFD Analysis and Optimisation of Triple Volute Exit Diffuser: Vaned Vs Vaneless and Vane Design,” 14<sup>th</sup> European Conference of Turbomachinery Fluid Dynamics & Thermodynamics, Gdansk, Poland, Art. no. ETC2015-669, doi: 10.29008/ETC2021-669
- (13) Mattos, V. C. N., 2022, “Parametric Optimization to Design a High-Performance Vaneless-Diffuser for sCO<sub>2</sub> Centrifugal Compressor,” MS. Thesis, Department of Mechanical Engineering, São Paulo State University, Ilha Solteira, Brazil.
- (14) Japikse, D., and Baines, N. C., 1994, “Introduction to Turbomachinery,” Oxford University Press, Oxford, pp. 10~15.
- (15) Aungier, R. H., 2000, Centrifugal compressors, ASME, New York, pp. 121~122.
- (16) Ostertagová, E., 2012, “Modelling using polynomial regression,” Procedia Engineering, Vol. 48, pp. 500~506, doi: 10.1016/j.proeng.2012.09.545
- (17) Yates, L. A., Aandahl, Z., Richards, S. A., and Brook, B. W., 2022, “Cross validation for model selection: A review with examples from ecology,” Ecological Monographs, Vol. 93, No. 1, Art. no. e1557, doi: 10.1002/ecm.1557.
- (18) Park, K. B., 2016, “An Efficient Hybrid Metaheuristic Algorithm for Solving Constrained Global Optimization Problems,” Ph. D. Thesis, Department of Mechanical Convergence Engineering, Hanyang University, Seoul, Republic of Korea.
- (19) Gong, W., Cai, Z., and Liang, D., 2014, “Engineering optimization by means of an improved constrained differential evolution,” Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, Vol. 268, pp. 884~904, doi: 10.1016/j.cma.2013.10.019
- (20) Jalal, M. and Goharzay, M., 2019, “Cuckoo search algorithm for applied structural and design optimization: Float system for experimental setups,” Journal of Computational Design and Engineering, Vol. 6, No. 2, pp. 159~172, doi: 10.1016/j.jcde.2018.07.001.
- (21) Park, K. B., *op. cit.*.
- (22) Ansys Inc., 2021, Ansys CFX-Solver Theory Guide, Canonsburg, PA, p. 376.
- (23) Menter, F. R., 1994, “Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications,” AIAA Journal, Vol. 32, No. 8, pp. 1598~1605, doi: 10.2514/3.12149
- (24) Kim, YI., Lee, SY., Yang, HM., Lee, KY., Yang, SH., and Choi, YS., 2022, “Suppression of Stall Induced Instability and Positive Slope at Low Flow Rates of an Axial Fan With Two Dimensional Anti-Stall Fin,” Journal of Fluids Engineering, Vol. 144, No. 12, Art. no. 121205, doi: 10.1115/1.4055541
- (25) Brown, G. J., Fletcher, D. F., Leggoe, J. W. and Whyte, D. S., 2018, “Investigation of turbulence model selection on the predicted flow behaviour in an industrial crystalliser — RANS and URANS approaches,” Chemical Engineering Research and Design, Vol. 140, pp. 205~220, doi: 10.1016/j.cherd.2018.10.007
- (26) Georgiadis, N. J. and Yoder, D. A., 2013, “Recalibration of the Shear Stress Transport Model to Improve Calculation of Shock Separated Flows,” Proceedings of the 51st AIAA Aerospace Sciences Meeting, AIAA 2013-0685, doi: 10.2514/6.2013-685
- (27) Ansys Inc., *op. cit.*, pp. 111~112.
- (28) *ibid.*, pp. 153~157.
- (29) Huber, M. L., Lemmon, E. W., Bell, I. H., and McLinden, M. O., 2022, “The NIST REFPROP Database for Highly Accurate Properties of Industrially Important Fluids,” Industrial & Engineering Chemistry Research, Vol. 61, No. 42, pp. 15449~15472, doi: 10.1021/acs.iecr.2c01427

- (30) Peng, D., and Robinson, D. B., 1976, "New-Constant Equation of State," *Industrial & Engineering Chemistry Fundamentals*, Vol. 15, No. 1, pp. 59~64, doi: 10.1021/i160057a011.
- (31) Ansys Inc., *op. cit.*, pp. 167~169.
- (32) Celik, I. B., Ghia, U., Roache, P. J., Freitas, C. J., Coleman, H., and Raad, P. E., 2008, "Procedure for Estimation and Reporting of Uncertainty Due to Discretization in CFD Applications," *ASME Journal of Fluids Engineering*, Vol. 130, No. 7, 078001, doi: 10.1115/1.2960953
- (33) Ostertagová, E., *op. cit.*
- (34) Ratz, J., Leichtfuß, S., Bech, M., Schiffer, H.-P., and Fröhlig, F., 2019, "Surge Margin Optimization of Centrifugal Compressors Using a New Objective Function Based on Local Flow Parameters," *International Journal of Turbomachinery Propulsion and Power*, Vol. 4, No. 4, Art. no. 42, doi: 10.3390/ijtp4040042