

소형모듈원전 냉각재펌프 임펠러 최적설계

유제용* · 김덕수** · 정재호***†

Hydraulic Design Optimization of a Reactor Coolant Pump used for Small Modular Reactor

Je Yong Yu*, Deoksu Kim**, Jaeho Jung***†

Key Words : Reactor coolant pump(원자로냉각재펌프), Mixed flow pump(사류펌프), Computational fluid dynamics(전산유체역학), Blade passing frequency(깃 통과주파수), Design of experiments(실험계획법), Response surface method(반응표면기법)

ABSTRACT

The authors have studied hydraulic design of reactor coolant pump used for small modular reactor. Computational fluid dynamics was used to evaluate the impeller design. Seven factors for the 3D shape variables of the Impeller were selected as a design variables. As a result of using the response surface method for optimizing the shape of the impeller, we were able to select four major design factors for efficiency. The four factors were the impeller blade lengths, outlet blade angle component, and rake component. Finally, we obtained an efficient impeller design through the optimization of these four factors. The head increasing was 0.4m and the efficiency was improved by 0.5% compared to the original model.

1. 서론

소형모듈원전(Small modular reactor, 이하 SMR)은 소규모 분산 발전이 필요한 곳에 적합한 원자로로 안전성이 높고 활용이 용이하여 여러 국가에서 개발을 진행하고 있다. SMR은 1980년대부터 개발이 지속되고 있으나 실제 건설되어 운전되고 있는 사례가 없으며 각 국가별로 다양한 형태로 개발되고 있다. 본 연구에 사용되는 일체형 SMR의 냉각재 펌프(Reactor coolant pump, 이하 RCP)는 원자로의 주요 기기 중 하나로 일차냉각재를 순환시켜 노심에서 발생한 열을 열교환기로 전달하는 역할을 한다. 냉각재 펌프의 타입은 일반적으로 사류펌프 혹은 축류펌프 등이 사용되며 본 연구에서는 펌프의 사양 등을 고려하여 사류펌프로 설계를 수행하였다. 사류펌프는 산업계에서 널리 사용되는 펌프 중의 하나로 발전소의 냉각용, 배수 펌프 등에 사용이 되며 반개방형 타입이 많이 사용된다. 원심펌프의 대표적인 펌프 중의 하나인 사류펌프에 대한 수력부 설계 이론⁽¹⁻³⁾에

대한 일부 문헌이 나와 있지만 상세한 설계 방법에 대해서는 크게 알려지지 않고 있는 실정이며 일부 연구자들에 의해 설계 방법에 대한 연구가 진행되고 있다. 특히, 사류펌프의 경우 가장 핵심 요소인 임펠러 및 디퓨저에 대한 연구가 최근 들어 활발히 진행되고 있고 다양한 논문도 발표되고 있다. Kim 등⁽⁴⁾은 양·배수용 사류펌프 내에 발생하는 삼차원 유동에 대해서 수치적으로 연구를 수행하였으며, Li 등⁽⁵⁾은 사류 펌프 가이드 베인에서 발생하는 유체 불안정한 현상을 수치 해석적으로 연구하였다. 또한 Lee⁽⁶⁾등은 펌프의 동력을 절감하기 위해 흔히 사용하는 펌프의 외경 축소에 따른 성능 및 내부의 유동 특성 등에 대해서 수치 해석적으로 분석하였다. Kim⁽⁷⁾ 등은 임펠러 입구 날개 두께 변화에 따른 사류펌프의 수력학적 성능에 미치는 영향을 해석적으로 연구하였다. Li⁽⁸⁾등은 사류펌프에서 흔히 발생하는 새들 영역에서의 에너지 손실 메커니즘을 수치 해석적으로 분석한 결과 시험값과 경향이 거의 일치하는 것을 확인하였으며, 실속상태에서 임펠러의 입구 부분에 소용돌이 및 와류

* 한국원자력연구원(Korea Atomic Energy Research Institute)

** 효성굿스프링스(Hyosung Goodsprings)

*** 충북대학교 기계공학부(School of Mechanical Engineering, Chungbuk National University)

† 교신저자, E-mail : jhj@cbnu.ac.kr

가 발생하고 받음각에 영향을 줄 뿐만 아니라 입구 부분에 에너지 손실을 증가 시키는 것을 확인하였다. Suh⁽⁹⁾ 등은 다중 최적화 방법을 이용하여 사류펌프 임펠러의 효율 및 흡입성능을 자오면 형상을 변경하여 최적의 형상을 도출하였으며, Ji⁽¹⁰⁾은 엔트로피 생성 이론을 통해 사류펌프의 tip 간격이 펌프의 성능에 영향을 미치는 영향에 대해서 분석하였다. 최근에는 펌프의 성능뿐만 아니라 사류펌프의 베어링 설계 시 중요한 축 추력에 대한 수치 해석적 연구⁽¹¹⁾도 활발히 진행되고 있으나 국내에는 좀 더 체계적으로 임펠러 설계 변수가 성능에 미치는 영향 및 최적화 방법에 대한 연구가 많이 없는 실정이다. 따라서 본 연구에서는 SMR이 냉각재 펌프에 사용되는 사류펌프의 형상 변수에 따른 성능 변화를 수치 해석적으로 분석하였다. 임펠러 형상은 수력부 전용 상용 설계 프로그램 중의 하나인 CFturbo를 이용하여 설계하였으며 형상 최적화 방법으로 실험계획법(Design of Experiments) 및 반응표면기법⁽¹²⁾(Response Surface Method)을 활용하여 연구를 수행하였다.

2. 연구 수행 대상

본 연구에 사용된 펌프는 비속도 99.5[rpm, m³/s, m]급의 펌프로 해석 모델의 주요 사양들을 Table 1에 기술하였으며 해석 모델의 기준이 되는 펌프의 자오면 형상과 임펠러와 디퓨저 3차원 형상을 Fig. 1 및 Fig. 2에 나타내었다. 비속도(Nq)는 식 (1)과 같이 나타내어 계산 하였으며 설계점 사양에서의 유량 계수 ϕ 및 양정 계수 ψ 는 식 (2) 및 (3)과 같이 정의하였다. 해석 대상의 임펠러 날개 수는 5매, 디퓨저 수는 9매로 임펠러와 디퓨저 사이에서 발생하는 깃 통과 주파수(Vane Passing Frequency)를 고려하여 날개수를 선정하였다.

$$Nq = \frac{N\sqrt{Q}}{gH^{0.75}} \quad (1)$$

$$\phi = \frac{C_{m2}}{u_2} \quad (2)$$

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

여기서 Q 는 유량, H 는 양정을 의미하며 단위는 각각 m³/s, m이다. N , g , C_{m2} 및 u_2 는 각각 회전수, 중력가속도, 자오면 성분의 임펠러 출구 절대 속도 및 임펠러 출구의 회전 속도 성분을 나타내며 단위는 각각 rpm, m/s², m/s 및 m/s이다.

3. 수치해석 기법

본 연구의 임펠러 형상은 3D 형상 전용 설계 프로그램인 CFturbo 프로그램을 사용하여 형상을 생성하였으며, 격자는 Turbogrid를 사용하여 정렬격자(Structured grid)를 생성하였다. 디퓨저도 임펠러와 동일하게 Turbogrid를 이용하여 격자를 생성하였으며 성능에 영향을 미치는 임펠러 및

Table 1 Design specifications of pump

Design point	Specification
Specific speed(rpm,m ³ /s,m)	99.5
ϕ (Flow coefficient)	0.185
ψ (Head coefficient)	0.604
Number of Impeller blade	5
Number of Diffuser blade	9

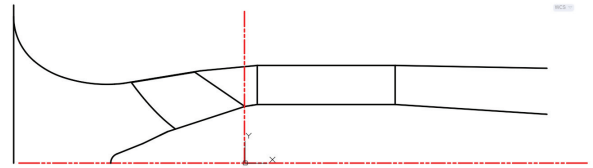


Fig. 1 Meridional section of the reactor coolant pump

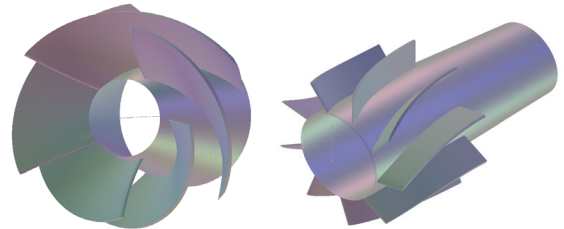


Fig. 2 3D geometry of the Impeller and Axial diffuser

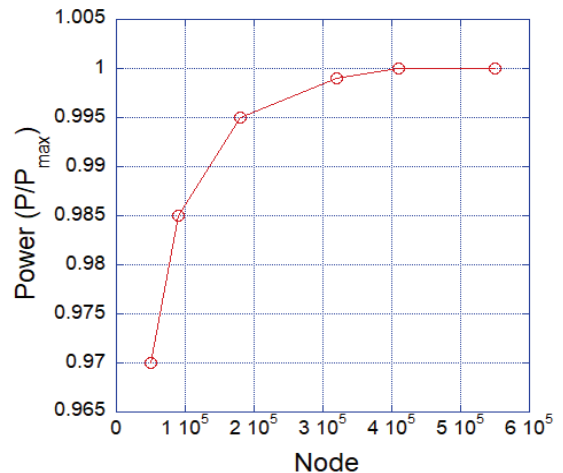


Fig. 3 Results of grid dependency test

디퓨저 벽면에서의 y^+ 수치는 종횡비(aspect ratio)등을 고려하여 전체적으로 10이하를 유지하도록 하였으며 Fig. 3은 격자 의존성 테스트 결과 나타내었다. 동력 값은 격자수에 따라 최대 동력 값으로 무차원화 하였으며, 임펠러 격자수가 41만개 이상부터는 동력차이가 크게 발생하지 않아 임펠러 격자는 약 41만개로 선정하였다. 약 5만개 정도에서는 동력이 3% 정도 더 작게 예측되는데 이는 격자의 밀도가 낮아짐에 따라 임펠러 표면 유동의 정확도가 낮아지고 임펠러 표면의 형상을 정확하게 묘사하지 못해 더 적은 면적에 압력을 받기 때문으로 추정된다. 그 외의 3D 형상 (흡입 벨마우스, 임펠러 사이드 림(ISR))은 ICEM CFD를 이용하여 격자를 생성하였다. 여기서 임펠러 사이드 림은 임펠러와 디퓨저 사이의 유체 영역 및 임펠러 쉬라우드와 임펠러 케이싱 사이의 유체영역을 나타낸다. 수치해석은 3차원 점성 유동해석 프로그램인 ANSYS CFX Ver.19를 사용하였고 임펠러 내부의 비압축성 난류 유동해석을 위하여 3차원 레이놀즈 평균 Navier-Stokes 방정식을 사용하였다. 이산화기법으로는 2차이상의 정확도를 가지는 고 해상도 기법 (High resolution scheme)를 사용하였으며 난류모델은 1992년 Menter⁽¹³⁾가 제시한 SST(shear stress transport) 표준 난류 모델을 채택하였다. 작동 환경이 10 MPa 이상의 고압이므로 공동현상(cavitation) 발생 여부는 확인하지 않았다. 작동유체로는 25°C의 물을 적용하여 비 압축성 정상 상태 해석을 수행하였다. 입구에는 전압 조건, 출구에는 질량 유량 조건을 부여하였으며 전체 조건(Full Condition)으로 해석을 수행하였다. 회전하는 임펠러와 디퓨저 사이의 경계조건 처리 방식은 유동변수를 평균해서 다음 단으로 넘겨주는 Stage(Mixing-Plane)방식을 사용하였다. 본 연구에 사용된 해석 모델링의 유동해석 경계조건 및 3D 형상에 대해서 Fig. 4에 나타냈으며, 위 RCP의 경우 고온 조건 이상 (300°C 이상)에서 임펠러의 변형이 최소화되고 회전부와 고정부 사이의 열팽창으로 인한 접촉이 없어야 하므로 밀폐형 타입을 적용하였다.

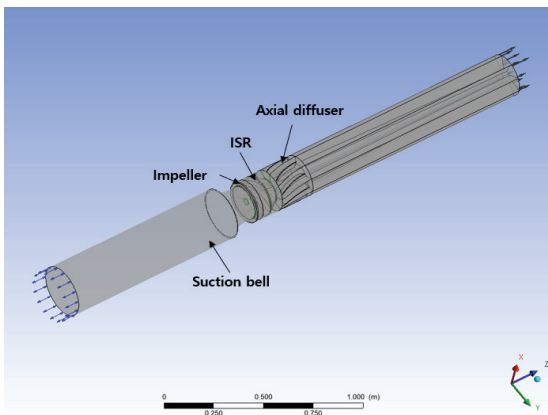


Fig. 4 Boundary condition of Mixed flow pump

4. 수치해석 결과 및 성능 분석

4.1 실험계획법을 이용한 효과 분석

임펠러 형상 변수 중에서 펌프의 양정과 효율에 가장 영향을 미치는 인자를 찾기 위해 효과 분석 방법 중의 하나인 실험계획법을 이용하였다. 실험계획법이란 제품의 특성에 영향을 미치는 여러 가지 인자를 선정하고 이들의 관계를 알아보기 위한 실험을 실시하여 제품의 최적 제조 조건을 경제적으로 찾아내는 통계 기법중의 하나이다. 임펠러 형상 설계는 크게 두 가지 단계로 나눌 수가 있는데 첫 번째 단계는 2D 자오면 설계 단계이다. 자오면 설계는 임펠러 외경, 출구 폭, 입구 폭, 입구 경(Eye dia) 그리고 입구에서 출구로 이어지는 곡선(Curvatures)을 설계하는 단계가 있고, 이렇게 2D 자오면의 기초 단계가 설계가 되면 두 번째 단계로 3D 설계를 수행하게 된다. 3D 형상을 설계하기 위한 설계 변수로는 임펠러 날개 수, 입·출구 각도, 입구에서 출구로 이어지는 날개 길이가 있다. 이러한 방법은 문헌이나 서적에 일부 제공이 되지만 설계자의 설계 경험에 의해 많이 좌우되고 있다. 임펠러 최적화 단계를 수행하기에 앞서 실험계획법을 이용하여 설계 변수 스크리닝 작업을 수행하였다. 본 연구에서는 자오면은 고정된 상태에서 3D 형상 설계를 수행하였으며 설계 형상 변수로는 임펠러 허브 입구 각도(β_{1_hub}), 쉬라우드 입구 각도(β_{1_shr}), 임펠러 허브 깃 길이(θ_{hub}), 임펠러 쉬라우드 깃 길이(θ_{shroud}), 레이크(Rake), 임펠러 허브 출구각도(β_{2_hub}), 임펠러 쉬라우드 출구각도(β_{2_shr}) 등 7가지 형상 변수에 따른 성능(양정 및 효율) 변화를 알아 보았으며 임펠러 형상 변수에 대해서 Fig. 5 및 Table 2에 나타내었다.

임펠러 출구에서 스핀 방향에서 허브와 쉬라우드 사이의 각도 레이크에 대해서 Fig. 6에 나타내었으며 식 (4)와 같이 정의할 수 있다. β_{2_hub} 는 β_{2_shr} 에서 깃 뒤틀림 계수(x)를 적용하여 β_{2_hub} 값을 계산하였으며 식 (5)와 같이 정의 할 수 있다.

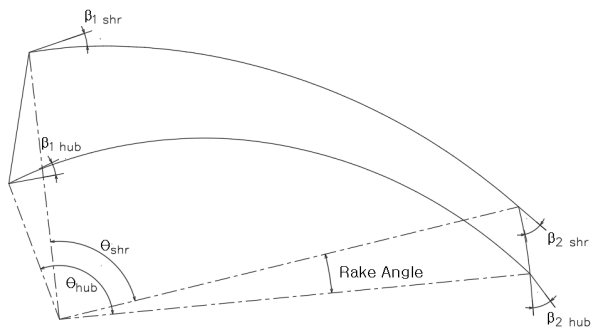


Fig. 5 Definition of Impeller Plan view

Table 2 Performance data according to Impeller 3D using DOE

Case	β_{1_hub}	β_{1_shr}	θ_{hub}	θ_{shr}	Rake	β_{2_shr}	X	Head	Eff.
1	35.0	16.4	-10.0	-10.0	5.00	24.0	1.6	18.0	77.2
2	39.0	16.4	-10.0	-10.0	5.00	20.0	1.2	15.5	76.8
3	35.0	20.4	-10.0	-10.0	5.00	20.0	1.2	15.4	76.8
4	39.0	20.4	-10.0	-10.0	5.00	24.0	1.6	17.5	77.1
5	35.0	16.4	10.0	-10.0	5.00	20.0	1.6	14.4	77.2
6	39.0	16.4	10.0	-10.0	5.00	24.0	1.2	15.0	77.4
7	35.0	20.4	10.0	-10.0	5.00	24.0	1.2	14.8	77.1
8	39.0	20.4	10.0	-10.0	5.00	20.0	1.6	13.8	76.4
9	35.0	16.4	-10.0	10.0	5.00	20.0	1.2	17.8	74.9
10	39.0	16.4	-10.0	10.0	5.00	24.0	1.6	19.5	75.5
11	35.0	20.4	-10.0	10.0	5.00	24.0	1.6	19.3	75.0
12	39.0	20.4	-10.0	10.0	5.00	20.0	1.2	17.2	74.3
13	35.0	16.4	10.0	10.0	5.00	24.0	1.2	17.1	77.1
14	39.0	16.4	10.0	10.0	5.00	20.0	1.6	16.3	77.2
15	35.0	20.4	10.0	10.0	5.00	20.0	1.6	16.1	77.1
16	39.0	20.4	10.0	10.0	5.00	24.0	1.2	16.6	77.0
17	35.0	16.4	-10.0	-10.0	15.00	24.0	1.2	17.6	76.5
18	39.0	16.4	-10.0	-10.0	15.00	20.0	1.6	16.9	76.7
19	35.0	20.4	-10.0	-10.0	15.00	20.0	1.6	16.7	76.6
20	39.0	20.4	-10.0	-10.0	15.00	24.0	1.2	17.2	76.5
21	35.0	16.4	10.0	-10.0	15.00	20.0	1.2	14.2	76.8
22	39.0	16.4	10.0	-10.0	15.00	24.0	1.6	16.6	77.4
23	35.0	20.4	10.0	-10.0	15.00	24.0	1.6	16.3	77.1
24	39.0	20.4	10.0	-10.0	15.00	20.0	1.2	13.5	75.9
25	35.0	16.4	-10.0	10.0	15.00	20.0	1.6	18.9	73.9
26	39.0	16.4	-10.0	10.0	15.00	24.0	1.2	19.4	74.2
27	35.0	20.4	-10.0	10.0	15.00	24.0	1.2	19.1	73.7
28	39.0	20.4	-10.0	10.0	15.00	20.0	1.6	18.4	73.3
29	35.0	16.4	10.0	10.0	15.00	24.0	1.6	18.5	76.8
30	39.0	16.4	10.0	10.0	15.00	20.0	1.2	16.2	76.2
31	35.0	20.4	10.0	10.0	15.00	20.0	1.2	16.0	76.1
32	39.0	20.4	10.0	10.0	15.00	24.0	1.6	18.0	76.8
33	37.0	18.4	0.0	0.0	10.00	22.0	1.4	16.5	76.9

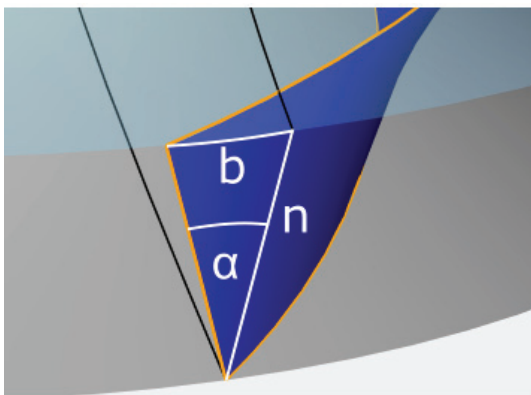


Fig. 6 Definition of Rake at Impeller outlet

$$\tan(\alpha) = \left(\frac{b}{n}\right) \tag{4}$$

$$\tan\beta_{2B,i} = \left(\frac{r_{2a}^2}{r_{2i}^2}\right)^X \tan\beta_{2B,a} \tag{5}$$

실험계획법은 Minitab R14를 이용하여 수행하였으며 요인 개수 7개, 2수준의 해상도 4의 부분요인 설계방법을 이용하여 중심점을 포함하여 총 33개의 형상에 대해서 해석을 수행하였으며 Table 2에 설계 형상 변수 및 해석 값을 나타내었다. 기존 Reference 모델을 참고하고 중심 값인 Case33의 값을 선정하였으며, 입구 각도의 경우 기준 입사각(Incidence angle)을 2°로 선정하였으며, 입사각 범위는 ±2°로 선정하였다. 일반적으로 입사각이 작은 경우 고유량 지점에서 유효흡입수두(net positive suction head)가 급격하게 증가되는 성능 특성을 보이며, 입사각이 큰 경우는 저유량 지점에서 입구 재순환으로 인해 유체 진동이 발생하기 쉽기 때문에 입사각의 범위는 0°~4°의 범위로 알려져 있다. 따라서 입사각 범위는 ±2°로 선정하였다. 여기서 입사각(i)는 날개각을 유동 각으로 뺀 값으로 나타낸다. 램각(Warp angle)의 중심 값은 허브는 120°, 쉬라우드드는 113°이며, 위 값을 기준으로 ±10°의 범위를 가지고 램각을 선정하였다. 임펠러 출구각도 β_{2_shr} 는 Base 모델의 출구 각도를 기준으로 ±2°, β_{2_hub} 는 깃 뒤틀림 계수를 통해서 계산된 값을 허브 출구 각도로 선정하였으며, 깃 뒤틀림 계수의 범위는 ±0.2로 하였다. 7가지 설계 인자에 따른 양정의 주 효과 분석을 Fig. 7에 나타내었다. 양정에 가장 영향을 미치는 변수로는 임펠러 허브 및 쉬라우드 깃 길이, 레이크, β_{2_shr} 의 영향을 미치는 깃 뒤틀림 계수였으며, 임펠러 입구각도는 상대적으로 영향이 작은 것으로 나타났다. 효율 부분에 대한 주 효과 분석 및 Pareto 분석을 Fig. 8과 Fig. 9에 나타내었다. 양정의 주 효과 분석 값과 거의 유사하게 임펠러 깃 길이(θ_{hub} , θ_{shroud})와 출구 각도 성분(β_{2_shr})과 레이크 성분이 가장 큰 영향을 미치는 것으로 분석되었고 양정의 경우 개발 목표 설계값인 16.8m를 대부분 만족하여 최적화 설계 인자로 양정 보다는 효율에 좀 더 영향을 미치는 인자를 선정하였다. 실험계획법(DOE)을 이용하여 설계 및 유동해석 결과 사류펌프의 성능이 출구 각도 및 깃 길이에 영향을 많이 미치는 것을 확인할 수 있었다. 그 이유는 상대적으로 디퓨저가 있는 사류펌프의 경우 디퓨저가 추가적으로 최적화 설계가 진행되지 않은 상태에서 임펠러의 출구와 디퓨저 입구에서 발생하는 유체의 유동 손실(Mixing loss)이 펌프의 양정 및 효율에 미치는 영향이 크기 때문으로 추정된다. 따라서 디퓨저가 있는 축, 사류펌프의 경우 고효율 펌프를 설계하기 위해서는 볼류트 타입의 원심 펌프보다 임펠러 출구 부분의 유동각과 디퓨저 입구의 날개각의

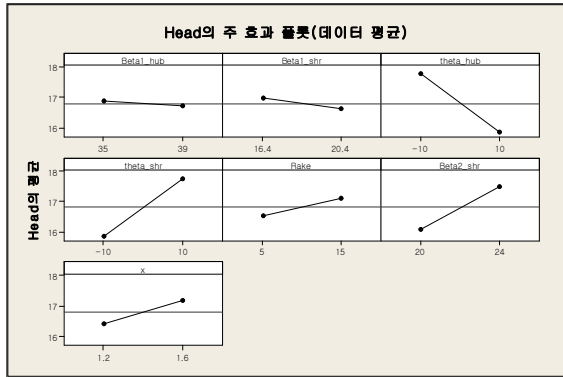


Fig. 7 Main effects plot of head on the Design of Experiments

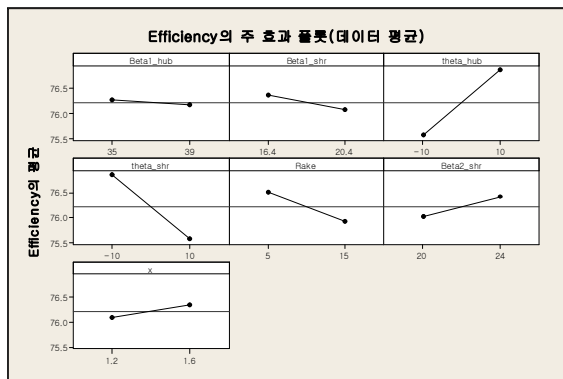


Fig. 8 Main effects plot of Efficiency on the Design of Experiments

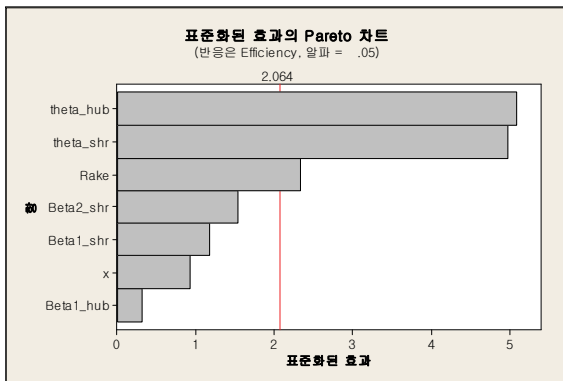


Fig. 9 Pareto chart of Efficiency on the Design of Experiments

설계에 유의해야 한다. 형상 최적화를 위해 효율 영향이 비교적 적은 β_{1_hub} , β_{1_shr} 및 깃 뒤틀림 계수를 중심 값으로 고정된 상태에서 효율에 가장 큰 영향을 미치는 4가지 변수에 대해서 반응표면 기법 중 중심합성법(central composite)을 사용하여 31개의 실험조건을 생성하였다. 31개의 실험 조건 중 6개의 항목은 반복에 의한 실험 오차를 측정하는 실험 조건으로써, 수치해석상에서는 반복에 의한 실험 오차가 없다는 가정 하에 26~31번까지의 실험 조건을 생략하였다. 기

Table 3 Performance data according to Impeller 3D using RSM

Case	β_{1_hub} (Fix)	β_{1_shr} (Fix)	θ_{hub}	θ_{shr}	Rake	β_{2_shr}	X (Fix)	Head	Eff.
1	37.0	18.4	-15.0	-15.0	0.0	19.0	1.4	15.0	75.7
2	37.0	18.4	15.0	-15.0	0.0	19.0	1.4	11.4	73.6
3	37.0	18.4	-15.0	15.0	0.0	19.0	1.4	17.9	72.1
4	37.0	18.4	15.0	15.0	0.0	19.0	1.4	15.0	75.6
5	37.0	18.4	-15.0	-15.0	20.0	19.0	1.4	16.4	75.0
6	37.0	18.4	15.0	-15.0	20.0	19.0	1.4	13.0	75.1
7	37.0	18.4	-15.0	15.0	20.0	19.0	1.4	17.0	65.1
8	37.0	18.4	15.0	15.0	20.0	19.0	1.4	16.3	74.9
9	37.0	18.4	-15.0	-15.0	0.0	25.0	1.4	17.1	75.8
10	37.0	18.4	15.0	-15.0	0.0	25.0	1.4	14.1	75.4
11	37.0	18.4	-15.0	15.0	0.0	25.0	1.4	19.7	73.1
12	37.0	18.4	15.0	15.0	0.0	25.0	1.4	17.1	75.9
13	37.0	18.4	-15.0	-15.0	20.0	25.0	1.4	18.4	75.5
14	37.0	18.4	15.0	-15.0	20.0	25.0	1.4	15.6	76.3
15	37.0	18.4	-15.0	15.0	20.0	25.0	1.4	18.7	66.0
16	37.0	18.4	15.0	15.0	20.0	25.0	1.4	18.3	75.2
17	37.0	18.4	-30.0	0.0	10.0	22.0	1.4	19.2	71.0
18	37.0	18.4	30.0	0.0	10.0	22.0	1.4	13.7	75.5
19	37.0	18.4	0.0	-30.0	10.0	22.0	1.4	13.7	75.5
20	37.0	18.4	0.0	30.0	10.0	22.0	1.4	19.2	71.1
21	37.0	18.4	0.0	0.0	-10.0	22.0	1.4	15.4	75.9
22	37.0	18.4	0.0	0.0	30.0	22.0	1.4	18.2	74.7
23	37.0	18.4	0.0	0.0	10.0	16.0	1.4	14.4	74.6
24	37.0	18.4	0.0	0.0	10.0	28.0	1.4	18.8	75.6
25	37.0	18.4	0.0	0.0	10.0	22.0	1.4	16.5	76.9
Opt1	37.0	18.4	27.5	30	-10.0	23.5	1.4	16.9	77.4

준 3D 형상인 Case25를 기준으로 깃 형상 변화(θ_{hub} , θ_{shroud} , Rake, β_{2_shr})에 따른 양정과 효율에 대한 유동 해석 결과를 Table 3에 나타내었으며, Fig. 10과 같이 반응표면 기법을 이용하여 최적화 형상을 도출하였다. 최적화 목적함수로 양정 및 효율을 선정하였으며 양정은 목표 양정보다 0.2m 높은 17m, 효율은 최대화로 설정하여 최적화 방법을 진행하였다. 설계 변수 중의 하나인 θ_{hub} 의 경우 양정은 랩 각이 증가할수록 감소하는 경향을 보였지만 효율은 반대로 랩 각이 증 가할수록 증가하는 경향을 보였다. 이는 깃 길이가 증가함에 따라 깃 표면에서 발생하는 마찰 손실을 증가 하지만 깃 내부에서 발생하는 유체의 유동손실이 상대적으로 더 크게 감소하여 깃 길이가 증가할수록 효율이 증가된 것으로 사료된다. 기준이 되는 Case25 형상과 최적화 형상에 대한 비교 형상을 Fig. 11에 비교하여 나타내었다. 파란 색 형상이 기준이 되는 Case25 모델이고 최적화 형상 모델 (Opt1)이 붉은색으로 나타내었다. 기준이 되는 Case25 모델 대비 Opt1 모델의 날개 깃 길이가 증가한 것을 확인할

수 있었으며, 임펠러 출구 쪽의 레이크의 방향이 기존 모델 대비 반대 방향의 레이크가 형성됨을 확인할 수 있었다. 기준이 되는 모델 Case25와 최적화 모델인 Opti1 모델에 대한 사양 점에서 50% 스패에서의 속도 분포 및 압력 분포에 대해 Fig. 12, Fig. 13에 나타내었다. 속도 분포를 분석한 결과 임펠러의 형상이 디퓨저의 후단부의 속도 분포에 영향을

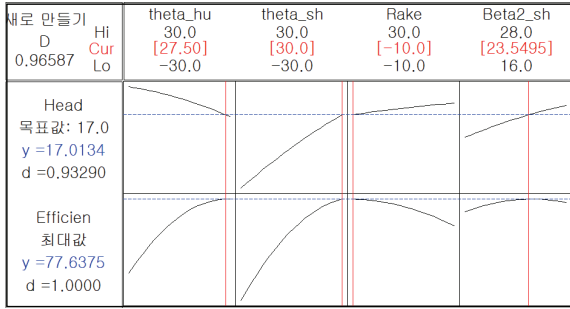


Fig. 10 Plot for response optimization according to 3D design variables

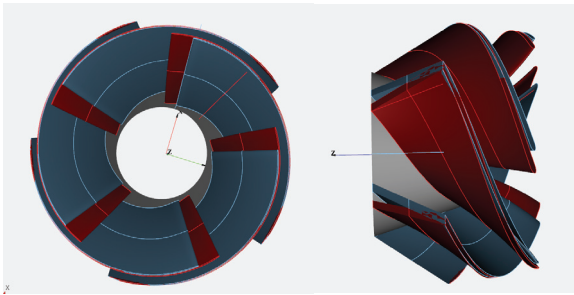
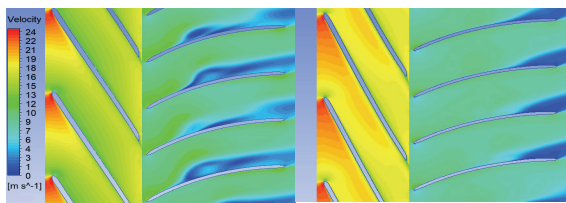
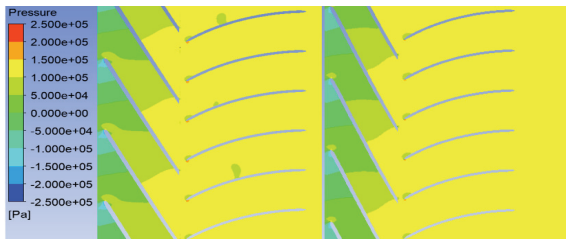


Fig. 11 Plot for response optimization according to 3D design variables



(a) Case25 (b) Opti1

Fig. 12 Velocity Contour at 50% span



(a) Case25 (b) Opti1

Fig. 13 Pressure Contour at 50% span

미치는 것을 확인할 수 있었다. Case25의 경우 디퓨저의 30% 이후부터 깃 근처에서 불균일한 속도분포를 나타낸 반면 Opti1의 경우 디퓨저 80% 이후에서 일부 불균일한 속도 분포를 보여 상대적으로 Case25보다 작은 유동 손실을 나타내었다. 압력 분포에 대해서 분석한 결과 Case25 모델의 경우 디퓨저 약 50% 되는 지점에서 압력이 국부적으로 감소하는 영역이 일부 발생하였지만 대체적으로 Case25와 Opti1 모델 둘 다 회전차에서 디퓨저로 갈수록 압력회복이 잘 이루어지는 것을 확인할 수 있었다. 기준이 되는 Case25모델과 최적화 모델인 Opti1 모델에 대한 깃 부하(Blade loading)를 Fig. 14에 나타내었다. 상대적으로 Case25의 경우 전방 부하(Fore loading)를 나타낸 반면 Opti1은 후방 부하(After loading)를 나타내어 효율 측면에서는 후방 부하가 유리함을 알 수 있었다. 일반적으로 공동현상 저지에 유리한 압력 분포는 전방부하에 유리하며, 효율 측면에서는 후방부하의 압력 분포가 유리하다고 알려져 있다. 펌프 내부의 각 측정 위치를 Fig. 15에 나타내었다. ①은 벨라우스 입구, ②는 임펠러 입구, ③은 임펠러 출구 ④는 디퓨저 입구, ⑤는 디퓨저 출구 부분을 나타내었으며 Table 4는 각 위치에서 전압을 나타내었으며, Table 5는 각 위치에서의 압력 차를 나타내었다. pt2-pt1은 펌프의 흡입관에 대한 전압 손

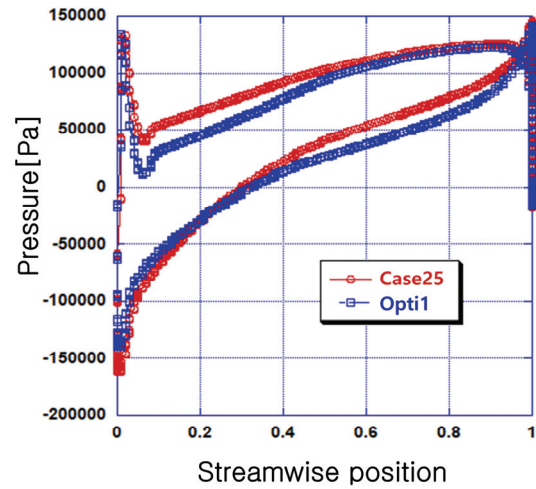


Fig. 14 Blade loading distribution for Case25 and Opti1

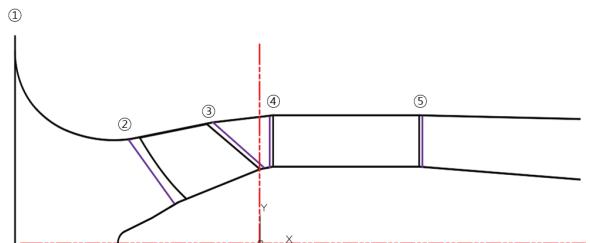


Fig. 15 Pressure measurement position for the Mixed flow pump

Table 4 Total pressure at the measurement location

[Pa]

	pt1	pt2	pt3	pt4	pt5
Case25	0.4	-6958.9	175277.0	171164.0	161735.6
Opti1	0.4	-5199.2	177892.0	173819.0	165473.0

Table 5 Differential pressure at the measurement location

[Pa]

	pt2-pt1	pt3-pt2	pt4-pt3	pt5-pt4	pt5-pt1
Case25	-6959.2	182235.9	-4113.0	-9428.0	161735.6
Opti1	-5199.6	183091.2	-4073.0	-8346.0	165472.6
Opti1-Case25	1759.7	855.3	40.0	1082.0	3737.0

실을 나타내었으며, pt3-pt2는 임펠러 출구에서 임펠러 입구까지 발생하는 전압을 나타내었다. pt4-pt3는 임펠러 출구에서 디퓨저 입구까지 발생하는 유동손실(Mixing loss)을 나타내었으며, pt5-pt4는 디퓨저 내부에서 발생하는 압력 손실을 나타내었다. 디퓨저 후단에서 벨마우스까지의 전체 압력을 pt5-pt1으로 나타내었다. 각 위치에 대한 압력 및 차압을 계산한 결과 전체적으로 기준에 되는 Case25모델에 비해 Opti1 모델의 압력 손실이 작은 것을 알 수 있었으며, Opti1 모델 대비 Case25모델의 손실이 가장 큰 부분은 pt2-pt1과 pt5-pt4로 나타났다. pt1에서의 전압은 0.4 Pa로 Case25 모델과 Opti1모델의 압력차이는 크게 발생하지 않았지만 임펠러 입구에서의 압력(pt2)차이가 크게 발생하여 임펠러 입구에서 벨마우스 사이의 압력 손실 차이가 크게 발생하였다. 이는 임펠러 유동각 및 깃 길이 등으로 인해 임펠러의 입구에서 발생하는 유동 손실의 차이로 인해서 압력 차가 크게 발생한다고 판단이 되며, 고효율 펌프를 설계하기 위해서는 임펠러 입구에서의 수력부 형상 및 유동 특성이 중요하다는 것을 알 수 있다. 두 번째로 큰 부분은 디퓨저 출구에서 디퓨저 입구 사이에서 발생하는 압력 손실이며 이러한 압력 손실은 임펠러 출구 유동각 및 디퓨저 입구 날개각 차이에서 발생하는 입사각(Incidence angle)로 인해서 디퓨저 내부에서 발생하는 유동 손실이다. 따라서 결론적으로 정리하면 디퓨저가 고정된 상태에서 임펠러의 입구 각 및 출구각이 펌프의 효율에 미치는 영향이 가장 크다는 것을 알 수 있었다.

5. 결 론

본 연구는 일체형 SMR용 주 냉각재펌프에 사용되는 사류 펌프의 임펠러 설계 변수에 따른 성능 변화를 실험계획법 및 반응 표면 기법을 활용하여 분석하였으며 연구 결과는 아래와 같다.

- 1) 임펠러 설계 변수가 성능에 미치는 영향을 분석하기 위하여 실험계획법을 통하여 분석하였다. 분석 결과, 위 사류펌프의 경우 임펠러의 입구 각 및 허브에서의 출구 각은 효율에 큰 영향이 없었으며, 상대적으로 임펠러 깃 길이 및 쉬라우드 출구각 등의 변화에 영향이 더 많음을 확인하였다.
- 2) 임펠러 형상 최적화를 위해 반응표면 기법을 활용하여 효율에 가장 영향을 미치는 4개의 형상 변수에 대해서 최적화를 실시하였으며 최적화 결과 기준 모델(Case25)에 대비 양정 0.4m, 효율 0.5%가 증가됨을 확인하였다. 이는 출구 깃각도(β_2) 증가 및 디퓨저에서 생성되는 속도 분포가 Case25 대비 상대적으로 균일한 속도 분포를 나타내어 이에 따른 유동 손실이 감소됨에 따라 양정이 증가 되어 펌프 수동력이 증가됨을 알 수 있었다. 수동력이 증가되었음에도 불구하고 증가된 수동력 보다 상대적으로 작은 축동력 발생으로 인해 효율이 증가됨을 알 수 있었다.
- 3) 펌프 내부의 손실을 분석한 결과 임펠러 입구와 벨 마우스 사이에서 발생하는 압력 손실이 가장 큰 영향을 미쳤으며, 이는 임펠러 유동각 및 깃 길이 등으로 인해 임펠러의 입구에서 발생하는 유동 손실의 차이로 인해서 압력 차가 크게 발생한다고 판단이 되며, 둘째로 디퓨저 내부에서 발생하는 유동 손실로 인해 압력 손실이 크게 발생하였다. 이는 임펠러 출구에서의 유동각과 디퓨저 입구각에서 발생하는 입사각 차이로 인해 디퓨저 내부에서 유동손실 차이가 발생하였기 때문으로 추정된다.

References

- (1) Gulich, J. F., 2014, Centrifugal Pump 3rd edition, Springer, Berlin, Germany.
- (2) Stepanoff, A. J., 1957, Centrifugal and Axial Flow Pumps, John Wiley & Sons, Inc., New York, USA.
- (3) Choi, Y. S., Kim, S., Lee, K. Y. and Kim, J. H., 2015, "Hydrodynamic Design for Mixed flow Pumps Based on Optimum Design Database," The KSFM Winter Conference, pp. 95-96.
- (4) Kim, J. H., Ahn, H. J., Kim, K. Y., 2010, "Numerical Study on Three-Dimensional Flow in a Mixed-Flow Pump for Irrigation and Drainage," The KSFM Journal of Fluid Machinery, Vol. 13, No. 1, pp. 17-22.
- (5) Li, Y. B., Li, R.N., W, X.Y., 2013, "The Numerical Simulation of Unsteady Flow in a Mixed-flow Pump Guide Vane," International Journal of Fluid Machinery and Systems, Vol. 6, No. 4, pp. 200-205.
- (6) Lee, H. D., Heo, H. W., Suh, Y. K., 2012, "Study on

- the Effect of the Impeller Diameter on the Performance of a Mixed-flow Pump,” *The KSFM Journal of Fluid Machinery*, Vol. 15, No. 4, pp. 61-66.
- (7) Kim, Y. I., Kim, S., Yang, H. M., 2018, “A Study on the Effect of Impeller Leading Edge Blockage on the Hydraulic Performance of a Mixed-flow Pump,” *The KSFM Journal of Fluid Machinery*, Vol. 21, No. 4, pp. 11-16.
- (8) Wei Li, Leilei Ji, Enda Li., 2021, “Numerical investigation of energy loss mechanism of mixed-flow pump under stall condition,” *Renewable Energy*, Vol 167, pp. 740-760.
- (9) Jun-Won Suh, Hyeon-Mo Yang, Yong-In Kim, Kyoung-Yong Lee, Jin-Hyuk Kim, Won-Gu Joo and Young-Seok Choi., 2019, “Multi-objective optimization of a high efficiency and suction performance for mixed-flow pump impeller,” *Engineering Applications of Computational Fluid Mechanics*, Vol. 13, No. 1, pp. 744-762.
- (10) Leilei Ji, Wei Li, Weidong Shi, Hao Chang, Zhenyu Yang., 2020, “Energy characteristics of mixed-flow pump under different tip clearances based on entropy production analysis,” *Energy* 199, 117447.
- (11) Di Zhu, Ruofu Xiao, Zhifeng Yao, Wei Yang and Weichao Liu., 2020, “Optimization design for reducing the axial force of a vaned mixed-flow pump,” *Engineering Applications of Computational Fluid Mechanics*, Vol. 14, No. 1, pp. 882-896.
- (12) Park S.H., 2001, *Modern Design of Experiments*, Minyongsa, Seoul, Korea.
- (13) Menter, 1994, “Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications,” *AIAA-Journal*, Vol. 32, No. 8, pp. 269-289.