

입형 다단 원심 펌프의 흡입 성능에 대한 스플리터 블레이드의 영향 연구

김수현^{*,**}, 이명성^{*,#}, 육세진^{**}

^{*}한국전자기술연구원 지능로보틱스센터, ^{**}한양대학교 기계공학부

Effect of Splitter Blade on Suction Performance of Vertical Multi-stage Centrifugal Pump

Soohyun Kim^{*,**}, Myungsung Lee^{*,#}, Se-Jin Yook^{**}

^{*}Intelligent Robotics Research Center, Korea Electronics Technology Institute.,

^{**}Dept. of Mechanical Eng, Hanyang Univ.

(Received 29 February 2024; received in revised form 04 May 2024; accepted 06 May 2024)

ABSTRACT

Centrifugal pumps are used to transport fluids. Vertical multistage centrifugal pumps are used in various industrial fields because they have high pump efficiency and can be installed in places with limited space. However, the progression of cavitation owing to insufficient suction performance during pump operation under various operating conditions is a major limitation. Therefore, in this study, the optimal design of a splitter blade was derived to improve the suction and hydraulic performances of a vertical multistage centrifugal pump. The coordinate value of the 3D Bezier curve, which determines the meridional shape of the splitter blade, was selected as the design variable. Numerical studies were conducted under various operating conditions, and a surrogate model-based approximate optimization was performed using the design of experiments. The numerical analysis results were verified experimentally, and the cause of the improvement in the suction performance was examined by analyzing the flow field and pressure distribution.

Keywords : Vertical Multi-Stage Centrifugal Pump(입형다단 원심펌프), Cavitation(공동현상), Computational Fluid Dynamics(전산유체역학), Optimization(최적화)

1. 서 론

원심 펌프는 유체를 이송하기 위한 장비로서 산업, 발전소, 농업 등 다양한 분야에서 널리 사용되고 있다^[1]. 입형 다단 원심 펌프는 높은 펌프 효율을 가지며 설치 공간이 제한된 장소에서 활용하기

위해 설계되었다. 펌프 운전 중 발생하는 캐비테이션은 적절하지 않은 설계 및 흡입 조건으로 인해 유체 기계의 오동작을 일으키는 것으로 흔히 알려진 물리 현상이다^[2]. 이는 원심 펌프 내부 유동의 속도가 빠른 임펠러 입구 부근의 압력이 유체의 포화증기압보다 낮아져 비정상 기포가 생성되는 과정이다. 비정상 기포는 임펠러 유로의 축소, 폐쇄를 초래하며 속도 에너지를 위치 에너지로 변환하는 과정에서 에너지 손실이 발생하여 펌프 성능이 급

Corresponding Author : ms.lee@keti.re.kr

Tel: +82-32-621-2840, Fax: +82-32-621-2862

격히 감소하게 된다^[3]. 또한 임펠러 출구 부근에서 압력이 상승함에 따라 기포가 소멸하면서 소음, 진동을 일으키며 오랜 기간 캐비테이션이 지속될 경우 임펠러와 디퓨저 등 펌프 핵심 구성 요소에 침식을 유발하여 펌프의 수명을 감소시킬 수 있다. 따라서 원심 펌프에서 캐비테이션을 정확하게 예측하고 이해하기 위해 많은 연구들이 수행되었다.

전산유체역학(CFD)은 터보기계의 내부 유동장을 분석하는데 유용하며 특히 원심 펌프의 캐비테이션 유동장을 분석하는데 광범위하게 사용되고 있다. Medvitz 등^[4]은 다상유동 CFD 모델을 사용하여 원심 펌프의 캐비테이션 해석을 수행하여 캐비테이션으로 인한 양정 저하의 시작점과 붕괴점에 대해 규명하였다. Bruno 등^[5]은 원심 펌프의 NPSH(Net positive suction head)특성에 대해 연구하였다. Kim 등^[6]은 원심 펌프의 비정상 캐비테이션을 분석하였으며 실험 데이터를 통해 검증하였다. 하지만 기하학적으로 복잡한 원심 펌프에서는 캐비테이션을 정확하게 예측하기가 어려우며, 이로 인해 많은 형상을 단순화 한 모델을 이용하여 대부분의 연구가 수행되었다. Li 등^[7]은 임펠러 입구 근처의 날개 전연부 캐비테이션으로 인한 양정 저하에 대해 조사하였다. 결과는 캐비테이션 영역 후미에서 발생하는 와류가 양정 저하의 주요 원인을 나타내었다.

넓은 운전 범위가 필요할 때 원심 펌프의 흡입 성능이 부족하여 캐비테이션이 발생하는 것은 큰 제약 조건이다. 따라서 원심 펌프에서 발생하는 캐비테이션의 이해와 관련된 연구와 더불어 캐비테이션을 억제할 수 있는 방법과 관련된 연구도 필요한 실정이다. 스플리터 블레이드는 초기에 원심 압축기 및 로켓 터보 펌프에서 성능을 향상시키기 위해 도입되었다. 특히, 임펠러 출구의 정적 압력 향상, 서징과 초징 현상으로 인해 제한된 작동 유량 범위를 증가시키며 펌프의 흡입 성능을 향상시켜 캐비테이션으로 인한 손상을 줄일 수 있게 해준다^[8]. Yuan 등^[9]은 스플리터 블레이드 길이가 유동 흐름에 미치는 영향을 연구하였으며, 임펠러 내부 유동 불안정성이 스플리터 블레이드를 통해 개선되는 것을 시뮬레이션과 실험 결과를 비교하여 검증하였다. Zhao 등^[10]은 날개의 압력면에 장애물을 배치하여 캐비테이션 발생을 억제하였다. Wei 등^[11]은 임

펠러 입구 부근에 편류판(Deflector plate)을 추가하여 고속 원심 펌프의 캐비테이션 불안정성을 억제하였다. Chen 등^[12]은 날개 전연부 가장자리에 작은 바이스 블레이드를 추가하여 임펠러 유로의 유입 특성을 개선하고 캐비테이션 성능과 펌프 효율을 향상시켰다. Zhao 등^[13]에 따르면 임펠러 날개 압력면에 슬롯을 이용하여 상대적으로 높은 압력을 유도하는 것이 가능하고, 이로 인해 임펠러 내 비정상 기포가 성장하는 것을 억제할 수 있다고 보고하였다.

기존 연구들은 펌프의 흡입 성능을 향상시키기 위해 스플리터 블레이드의 날개수, 입구 직경, 날개 위치, 날개 길이 등을 설계 변수로 설정하여 최적 설계를 수행하였다. 이에 본 연구에서는 선형연구 결과를 바탕으로 펌프의 성능 감소 요인으로 작용할 수 있는 캐비테이션을 억제하기 위하여 스플리터 블레이드의 다양한 형상 변수에 따른 입형 다단 원심 펌프의 흡입 성능 및 내부 유동에 미치는 영향을 조사하였다. 스플리터 블레이드 자오면을 결정하는 3차 베지어 곡선의 좌표값을 형상 변수로 선정하여 DLHD(Discrete Latin Hypercube Design)설계 방식을 통해 실험 계획을 수립하고 대리모델(Surrogated model)기반 순차적 근사 최적화를 수행하였다. 다양한 작동 조건에서 수치 해석을 통해 임펠러 내부 증기 분포, 유동장 구조, 압력 분포를 분석하였으며, 수치해석 결과는 실험 장치를 통해 얻은 결과와 비교하여 검증되었다.

2. 실험 및 수치 해석 방법

2.1 실험 장치

본 시험 장치는 ISO 5198 규격으로 제작되었으며^[14], 전체 펌프 테스트베드의 구성은 Fig. 1에 나타내었다. 설치된 펌프는 상용 제품인 DoochPump의 입형 다단 원심 펌프로 모델은 XRL-5 Series의 2단 모델을 사용하였으며 정격 출력은 0.75kW이다. 펌프의 성능 시험 및 캐비테이션 시험을 수행하기 위해 수조 대신 내압 시험을 통과한 압력 탱크를 사용하였으며 압력 탱크의 높이는 1m, 직경은 0.6m이다. 압력 탱크에서 펌프까지 파이프 길이는 0.85m이고, 펌프와 연결된 파이프 직경은 32mm이

다. 압력 센서와 온도 센서는 펌프의 흡입측과 토출측에 각각 직경의 2배 길이에 설치되었다. 흡입측 압력 게이지는 연성계로 측정 범위는 -1~1bar이고, 토출측 압력 게이지는 0~70bar이다. 펌프 양정은 흡입과 토출 압력의 차이로 측정되었다. 펌프의 출력은 분전반과 연결된 파워 미터를 통해 측정되었고 펌프 유량을 측정하기 위해 전자식 유량계를 설치하였다. 펌프 성능 시험 시 유량을 정밀하게 제어하기 위해 전동 밸브를 사용하였다. 캐비테이션 시험을 하기 위해서 진공 펌프를 사용하여 펌프의 흡입 압력을 조정하였으며, 양정 성능이 3% 감소한 NPSHr(Net positive suction head required)을 측정하여 입형 다단 원심 펌프의 NPSH 특성을 얻었다. 압력 게이지의 측정 정확도는 $\pm 2\%$ 이며, 전자식 유량계의 측정 정확도는 $\pm 0.25\%$ 로 나타났다. 실험에 사용된 주요 장비 사양은 Table 1에 기술하였으며, 측정 데이터는 NI cDAQ를 거쳐 PC로 출력하였다.

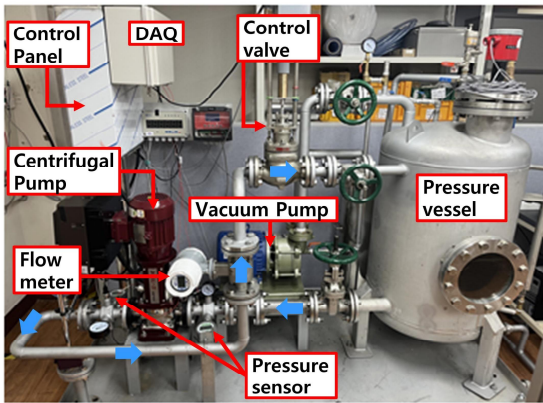


Fig. 1 Configuration of pump test bed

Table 1 Pump experimental setup devices

Equipment	Specifictation
Pump	XRL 5-2
Motor	0.75 kW
Electric globe control valve	0.44/0.53 mm/sec
Vacuum pump	50 Torr, 1000 L/min, 2.2 kW
DAQ	NI-cDAQ-9185

2.2 해석 모델

본 연구에서 사용한 입형 다단 원심 펌프 모델은 2개의 임펠러(Impeller)와 디퓨저(Diffuser)로 구성된 단(Stage)이 있으며, 단일 축계에 케이싱(Casing), 인듀서(Inducer), 챔버(Chamber), 헤드(Head)로 구성되어 있다. 임펠러는 회전자, 그 외의 부품은 고정자이며 Fig. 2에 입형 다단 원심 펌프의 전체 형상에 대한 조립도, 단면 및 유체영역을 도시하였다. 인듀서는 유동을 임펠러 입사각 방향으로 정렬시켜주며, 임펠러는 원심력에 의해 유체를 흡입하고, 유체는 임펠러 중심에서 날개 끝까지 밀려나가며 압력 에너지를 얻는다. 디퓨저는 임펠러 출구에서 발생한 스윙 유동을 축 방향으로 재 정렬하여 정압을 회복시켜 준다. Fig. 3에는 설계 개선 대상 임펠러와 스플리터 블레이드의 초기 형상이 나타나있다. 스플리터 블레이드의 형상에 따른 입형 다단 원심 펌프 성능을 분석하기 위해 케이싱, 디퓨저, 챔버 등 전체 형상을 고려하였으며 해석 모델의 주요 사양은 Table 2에 기술하였다.

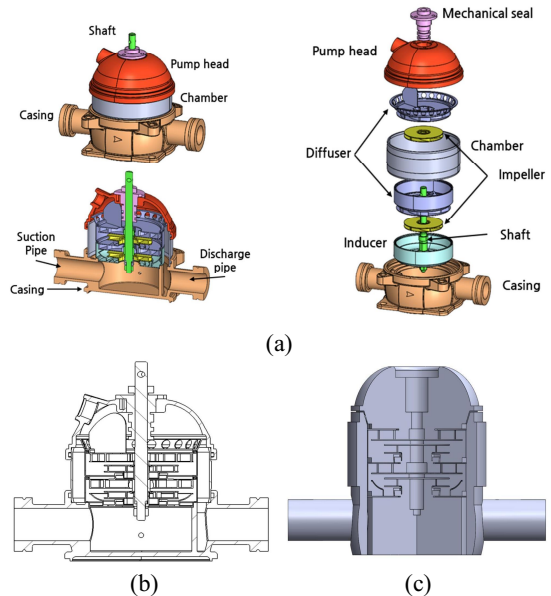


Fig. 2 The vertical multi stage centrifugal pump geometry used in the present study: (a) Assembly drawing (b) structure chart (c) 3D model of whole flow field

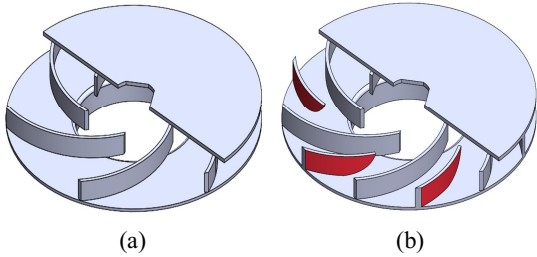


Fig. 3 Impeller geometry of both original and splitter blade model

Table 2 Pump design specifications

Design flow rate	Rotation speed	Blade Num.	Impeller diameter	Pump head
Q [m ³ /hr]	N [rev/min]	Z	D2 [m]	H [m]
6	3600	6 + 6	0.074	16

2.3 수치해석기법

본 연구에서는 입형 다단 원심 펌프의 내부 유동 특성을 분석하기 위해 상용 CFD 코드 ANSYS CFX 2022 R2를 사용하여 유동 해석을 수행하였다. 단상류 해석에서는 3차원 비압축성 유동에 대해 레이놀즈 평균된 Navier-Stokes 방정식(RANS)을 사용하였다. 캐비테이션 유동 해석에서는 지배 방정식으로 RPE 모델(Rayleigh-Plesset)인 식(1)을 채택하였다.

$$\dot{S}_v = F_{vap} \frac{3\alpha_{nc}(1-\alpha_v)\rho_v}{R_B} \sqrt{\frac{2}{3} \frac{|p_v - p|}{\rho_l}} (p_v - p)$$

$$\dot{S}_l = F_{cond} \frac{3\alpha_v}{R_B} \rho_v \sqrt{\frac{2}{3} \frac{|p_v - p|}{\rho_l}} (p_v - p) \quad (1)$$

여기서 F_{vap} , F_{cond} , α_{nc} , R_B 는 각각 기화 및 응축 계수($F_{vap}=50$, $F_{cond}=0.01$), 기포의 핵 생성 부피 분율($\alpha_{nc}=5.0 \times 10^{-4}$), 평균 반경($R_B=1.0 \times 10^{-6}$)을 의미하며 ANSYS CFX 2022 R2의 기본 설정값을 사용하였다. 임펠러의 회전 효과를 모사하기 위해 회전자와 고정자 사이의 경계면에서는 고정 회전자 기법(Frozen rotor)을 적용하였다. 벽면 주변 유동의 모사를 위하여

경계층 유동(viscous sublayer)은 $k-\omega$ 난류 모델을, 자유 전단 유동에는 $k-\epsilon$ 난류 모델을 적용하는 $k-\omega$ 기반의 SST 난류 모델을 적용하였다^[15]. 솔버 제어에는 SIMPLEC 알고리즘을 적용하였으며 잔차 값은 수렴 기준에 따라 1×10^{-5} 로 설정하였다.

2.4 수치해석 영역 및 경계 조건

Fig. 4는 수치해석 영역과 경계조건을 나타내며, 수치해석 영역은 고정 영역인 케이싱, 디퓨저, 흡입 유로, 토출 유로와 회전 영역인 임펠러로 구성되어 있다. 흡입 유로 및 토출 유로는 유동의 완전 발달을 위해 각각 직경의 5배, 직경의 10배만큼 길이를 연장하였다. 그리고 임펠러와 디퓨저 사이의 간극(wear-ring clearance)에 의한 누설 유동과 기계적 손실이 발생하는 축 고정 지그, 부상 부분 등(gap, hole)은 고려하지 않았다.

경계 조건은 입구 측은 전압 조건(Total Pressure), 출구 측은 질량 유량으로 설정하였다. 입구 측 전압은 초기에는 대기압 조건으로 설정하였으며, 이후 흡입 성능 곡선을 얻기 위해 점진적으로 감소시켰다. 작동 유체는 단상류 해석에서는 기준압 1기압 및 25°C인 물로 설정하였으며, 다상 유동 조건에서는 25°C에서의 물과 증기의 혼합물로 모델링 하였다. 모든 벽면에서는 점착 조건(No-slip)을 갖는 벽면 경계 조건을 부여하였으며 고정 영역 인터페이스에는 일반 그리드 인터페이스 GGI 모델(General grid interface)을 사용하였다.

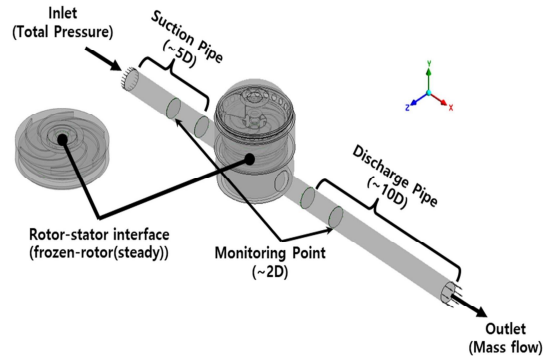


Fig. 4 Computational domain and boundary conditions for the numerical simulation

2.5 격자계

수치해석의 해를 얻기 위해 격자 영역을 Fig. 5와 같이 생성하였다. 격자 생성 프로그램은 BETA CAE Systems의 ANSA v22.1.3을 사용하였으며, 비정렬 격자인 사면체 격자와 정렬 격자인 육면체 격자를 혼합하여 구성하였다. 벽면 근처에서는 경계층 효과로 높은 속도 구배가 발생하는 것을 방지하기 위하여 벽면 격자(prism layer)를 생성하였다. 또한 벽면 근처 격자의 첫 번째 셀 평균 높이는 $y+ 30$ 이하로 설정하여 로그 기반 벽 함수를 사용할 수 있도록 하였다.

격자 개수 및 크기를 결정하기 위해 격자 민감도 테스트를 수행하였다. 회전이 모사되는 임펠러 표면의 가장 작은 격자 크기를 1.0mm에서 0.125mm까지 점점 감소시켜 전체 격자수를 약 6백만개에서 3천만개까지 증가시켰다. 격자 테스트 결과 Fig. 6과 같이 격자 수가 증가함에 따라 출구 압력이 수렴하는 경향을 보이며 총 격자수 2000만개 이후 수치적 편차는 약 0.2% 미만이었다. 따라서 본 연구에서는 2200만개 수준의 격자를 가진 모델을 사용하여 수치 해석을 수행하였다.

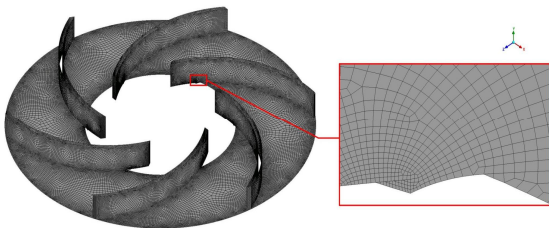


Fig. 5 Distribution of surface meshes near impeller blade for the numerical simulation

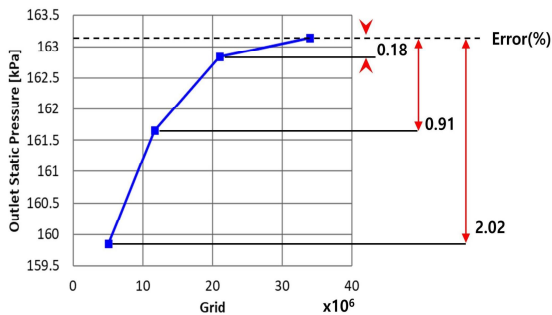
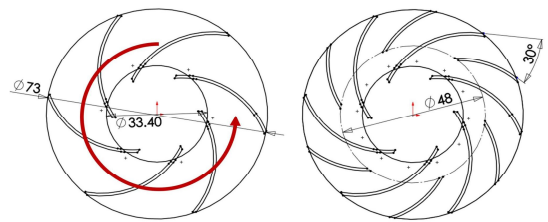


Fig. 6 Result of grid dependency test

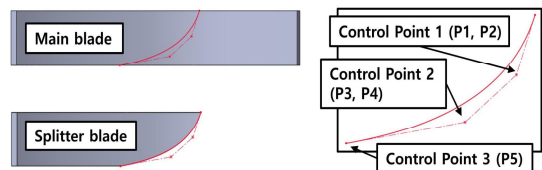
3. 최적 설계

본 연구에서는 다양한 스플리터 블레이드의 형상을 설계하여 펌프 성능에 미치는 영향을 파악하기 위해 3차 베지어 곡선을 사용하여 스플리터 블레이드의 형상을 변경하였다. Fig. 7에 설계 변수와 관련된 자오면 형상 및 2-D 도면이 나타나 있다. 베지어 곡선의 시작점은 선행 연구를 참고하여^[18] 임펠러 블레이드 전체 길이의 65%에 해당하는 지점으로 설정 후 형상 변수 P1, P2, P3, P4의 좌표에 따라 P5의 끝나는 위치가 정해지도록 하였다. 형상 변수에 대한 설계 영역은 Shroud, Hub, 임펠러 출구 등 기하학적 특성을 고려하여 간섭되는 부분이 없도록 Table 3과 같이 설정하였다.

최적화를 수행하기 위해 상용 프로그램인 Easy design을 이용하였다. 최적화 과정에서 설계 영역의 끝 점들과 중간 점만 탐색할 경우 수렴을 못 시키거나 국부 최적 해에 수렴할 가능성이 존재하므로 설계 변수 공간을 적절히 채우는 DLHD 설계 방식으로 초기 표본을 15개로 설정하여 형상 변수의 3배만큼 샘플링 하였다. Zhao 등^[10]에 따르면 블레이드 표면 장애물, 바이패스 장치 등을 이용하여 캐비테이션 초기 및 발달 과정에서 비정상 기포의 발생을 효과적으로 억제하여 원심 펌프의 캐비테이션을 저감할 수 있다고 보고되었다. 따라서 본 연구에서는 스플리터 블레이드를 통해 펌프의 흡입 성능 개선을 목표로 하며



(a) Top view defining splitter blade inlet position



(b) Meridional plane defining a bezier curve

Fig. 7 Geometric parameters of splitter blade

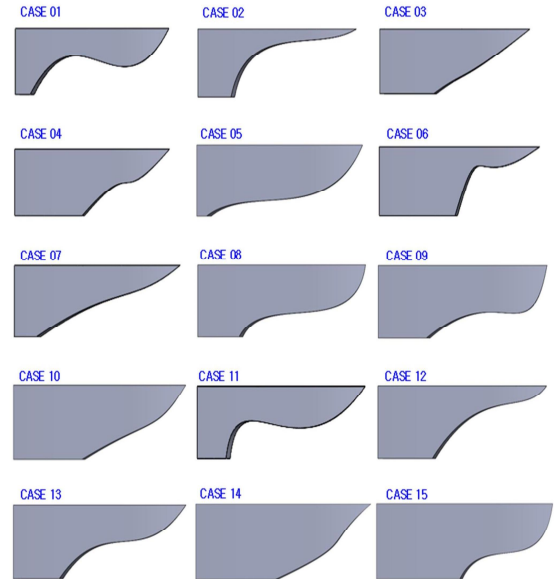
Table 3 Design range of splitter blades

Design variable	range
CP1(x) [P1]	$1\text{mm} \leq \text{CP1}(x) \leq 8\text{mm}$
CP1(y) [P2]	$2\text{mm} \leq \text{CP1}(y) \leq 8\text{mm}$
CP2(x) [P3]	$1\text{mm} \leq \text{CP2}(x) \leq 8\text{mm}$
CP2(y) [P4]	$2\text{mm} \leq \text{CP2}(y) \leq 8\text{mm}$
CP3(x) [P5]	$1\text{mm} \leq \text{CP3}(x) \leq 8\text{mm}$

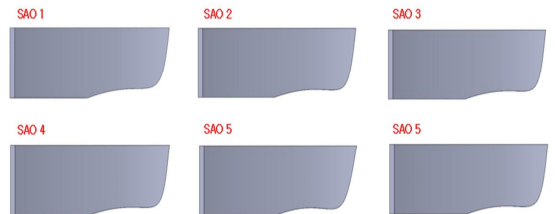
Table 4 Results of design of experiments using DLHD technique

Run No.	P1	P2	P3	P4	P5
Case 1	5.450	8.000	5.450	8.000	1.640
Case 2	4.180	2.000	1.640	6.360	3.550
Case 3	8.000	4.730	3.550	2.000	6.090
Case 4	6.090	5.270	6.090	5.270	7.360
Case 5	3.550	6.360	4.180	2.550	1.000
Case 6	7.360	4.180	2.910	7.450	8.000
Case 7	4.820	3.090	8.000	4.180	2.270
Case 8	1.000	5.820	2.270	3.640	4.180
Case 9	1.640	6.910	7.360	4.730	4.820
Case 10	2.910	3.640	6.730	3.090	6.730
Case 11	6.730	7.450	1.000	6.910	2.910
Case 12	2.270	2.550	4.820	5.820	5.450
Case 13	4.500	5.000	4.500	5.000	4.500
Case 14	1.000	4.761	8.000	2.000	6.308
Case 15	1.000	7.743	8.000	2.786	7.675
Case 16 (SAO 1)	2.442	8.000	8.000	2.000	8.000
Case 17 (SAO 2)	1.002	7.192	7.224	2.000	8.000
Case 18 (SAO 3)	1.000	8.000	7.326	2.041	8.000
Case 19 (SAO 4)	1.102	7.730	7.630	2.000	7.937
Case 20 (SAO 5)	1.000	7.584	7.795	2.000	8.000
Case 21 (SAO 6)	1.762	8.000	7.011	2.000	8.000

캐비테이션 발생 시 나타나는 비정상 기포의 비율을 최소화 하고자 한다. 또한 추가된 스플리터로 인해 소요 동력이 증가하여 펌프의 효율이 감소하므로 기존 성능 대비 편차가 1% 이내로 만족하도록 목적 함수와 구속조건을 설정하였다. 목적 함수 수렴 허용값은 0.005로 설정하고 최적화 알고리즘을 적용하여 Table 4와 같이 대리 모델을 생성하였다. 캐비테이션 유동 해석을 위해 입구측 전압을 대기압의 약 1/4 수준인 25kPa로 설정하여 기공율을 비교하였다. 메타 모델 기반의 순차적 근사 최적화는 총 6번의 과정을 거쳐 수렴되었으며 전체 실험 표본에 대한 스플리터 블레이드 형상은 Fig. 8에 나타나 있다.



(a) Initial design geometry



(b) Sequential approximate optimized geometry

Fig. 8 Overall splitter blade geometry by design of experiments

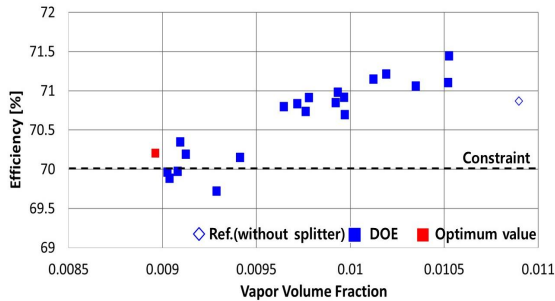


Fig. 9 Sequential approximate optimized result of centrifugal pump

수치 해석 솔버 및 최적화 프로그램을 이용하여 스플리터 블레이드를 최적 설계한 결과 Fig. 9와 같이 나타났다. 모든 케이스에서 스플리터 블레이드를 추가할 경우 기존 펌프보다 캐비테이션 기공률이 감소하는 경향을 보였다. 하지만 펌프의 수동력과 축동력의 비율을 효율로 나타내어 비교한 결과 기존 펌프보다 성능이 개선되거나 감소하는 케이스가 존재한다. 따라서 스플리터 블레이드를 추가하여 흡입 성능 개선 시 수력 성능을 함께 고려해야 한다. 본 연구에서 제시한 스플리터 블레이드의 설계변수를 통해 펌프 설계 목적에 따라 흡입 성능과 수력 성능을 조절할 수 있다. 추가적으로 스플리터 블레이드의 개수를 설계 변수에 추가하여 양정 성능 조절을 더욱 유연하게 할 수 있다¹⁾. 여기서는 최적화 목적 함수인 캐비테이션 기공률 최소화 조건과 펌프 효율 70% 이상의 구속 조건을 모두 만족하는 SAO4 (Case 19)를 최종 예측 모델로 선정하였다.

4. 결과 및 고찰

4.1 펌프 테스트베드 실험 결과

스플리터 블레이드를 통한 펌프 성능 개선과 수치해석의 타당성을 검증하기 위해 펌프 성능 지수에 대해 실험 결과와 수치해석 결과를 비교하였다. 펌프 성능 지수는 펌프의 양정, 효율로 나타낼 수 있으며 아래의 식과 같이 정의된다.

$$H = \frac{p_2 - p_1}{\rho g} + \frac{V_2^2 - V_1^2}{2g} + (z_2 - z_1) \quad (2)$$

$$\eta = \frac{P_w}{P_s} = \frac{\rho g Q H}{P} \quad (3)$$

Fig. 10에서는 회전수를 3,570rpm으로 설정하여 전체 운전 범위에서 성능 곡선을 비교한 결과를 나타내었다. 성능 개선점을 분석하기 위해 설계점에서 기본 모델과 최적 설계 모델의 양정, 축동력, 효율 실험값을 비교하였다. 양정 성능의 경우 기본 모델 16.4m에서 최적 설계 모델 16.8m로 약 2.43% 증가하였다. 축동력의 경우 스플리터 블레이드로 인해 기본 모델 0.45kW에서 최적 설계 모델 0.48 kW로 약 6.6% 증가하였다. 펌프 효율은 기본 모델 58.83%에서 최적 설계 모델 56.23%로 약 2.6% 감소하였다. 이는 스플리터 블레이드 최적 설계 수행 시 예측했던 구속 조건보다 큰 성능 감소로서, 펌프 효율과 관련된 설계 변수에 대한 추가적인 연구가 필요해 보인다. 수치해석 검증 관점에서는 양정 성능의 실험과 해석 상호간의 평균 오차가 약 3% 이내로 비교적 잘 일치하는 것을 알 수 있다. 하지만 펌프 효율은 실험과 해석의 평균

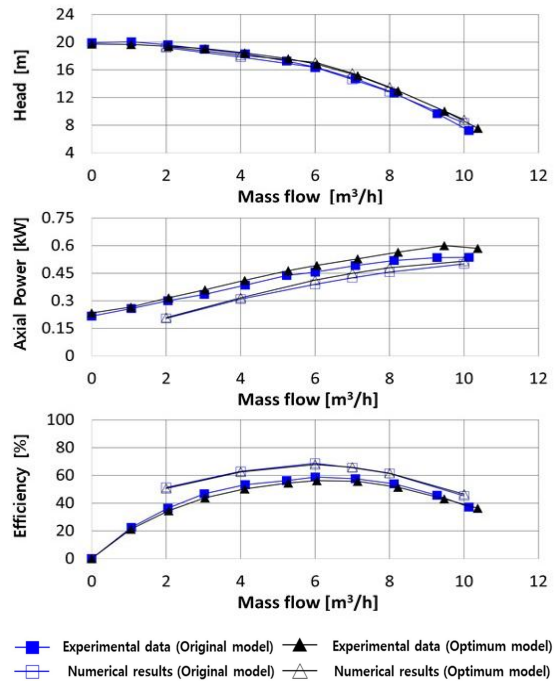


Fig. 10 Comparison of performance curves at non-cavitating condition

편차가 약 10% 내외로 발생하였다. 이와 같은 오차는 3-D 프린팅 제작 과정에서 생긴 지엽적인 형상의 오차와 누설 유량 및 기계적 손실을 수치해석에 반영하지 못해서 발생한 것이라 판단된다.

흡입 성능은 유효흡입양정(NPSH) 및 캐비테이션 수(σ)에 대한 펌프 양정의 변화로서 아래의 식과 같이 정의할 수 있다.

$$NPSH = \frac{(p_s - p_v)}{\rho g} + \frac{v_s^2}{2g} \quad (4)$$

$$\sigma = \frac{NPSH}{H} \quad (5)$$

진공 펌프를 이용하여 흡입 압력을 점진적으로 감소시켜 설계점을 포함한 세 가지 운전 조건에서 캐비테이션 시험을 수행하였다. 양정 성능이 3% 저감하는 필요흡입양정(NPSHr)을 캐비테이션이 발생하는 기준점으로 정의하며, Fig. 11에 캐비테이션 시험 결과와 수치해석을 통해 예측한 결과를 보여주고 있다. 스플리터 블레이드를 추가한 결과 모든

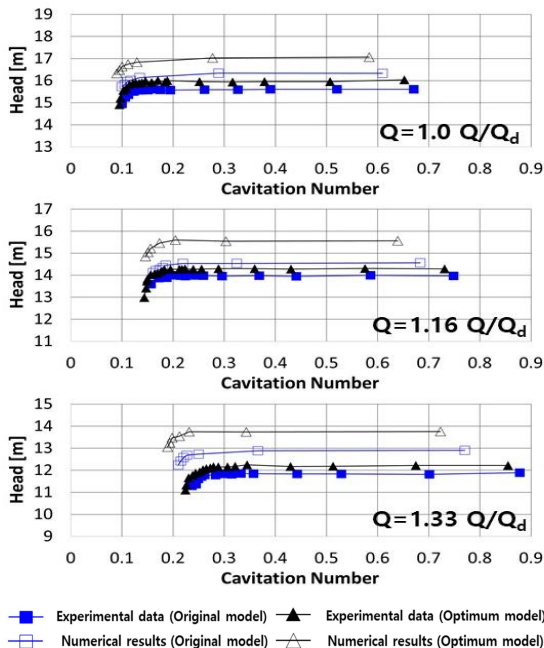


Fig. 11 Comparison of NPSH curves at cavitating condition

Table 5 Validation results at design point

	Initial			Opt		
	EXP	CFD	Err (%)	EXP	CFD	Err (%)
H (m)	16.4	16.35	0.30	16.8 (↑2.4%)	17.09 (↑4.3%)	1.72
P (kW)	0.45	0.37	17.78	0.48 (↓6.3%)	0.39 (↓5.1%)	18.75
η (%)	58.83	68.74	9.91	56.23 (↓2.6%)	67.82 (↓0.9%)	11.59
σ	0.105	0.106	0.95	0.102 (↑2.9%)	0.098 (↑7.5%)	3.92

운전 조건에서 캐비테이션 수가 낮은 캐비테이션 수로 이동한 것을 확인할 수 있다. 이는 양정 성능 저하에 영향을 주는 흡입 압력이 더욱 낮아져 흡입 성능이 향상되었음을 의미한다. 1.0 Q/Q_d, 1.16Q/Q_d, 1.33Q/Q_d에서 3% 양정 감소가 일어난 임계 캐비테이션 수는 각각 기본 모델 0.105, 0.152, 0.249에서 최적 모델 0.102, 0.150, 0.237로 줄어든 것을 확인할 수 있다. 수치해석과 실험 결과 모두 대유량영역으로 갈수록 임계 캐비테이션 수가 높아지는 경향을 보이며 수력 성능뿐만 아니라 흡입 성능 또한 평균 오차 약 4% 이내로 일치하여 수치 해석의 신뢰성을 검증할 수 있었다. Table 5에 기본 모델과 최적 모델의 설계점 조건에서 수치해석 및 실험 결과를 비교한 내용을 정리하였다.

4.2 펌프 유동해석 결과

Fig. 12에 기본 모델과 최적 설계 모델의 임펠러 입구와 출구 사이의 전압 분포를 나타내었다. 임펠러의 고속회전으로 인해 입구 근처에서 압력이 급격하게 낮아지는 영역이 발생한 것을 확인하였으며, 최저압력을 비교한 결과 기존 모델 60.65kPa, 최적 설계 모델은 64.99kPa로 스플리터 블레이드로 인해 저압부 영역의 전압 성능이 개선된 것을 확인할 수 있었다. 그리고 Fig. 12에 식 (6)과 같이 기본 모델과 최적 설계 모델의 임펠러 입구와 출구 사이의 캐비테이션 기공률 분포를 나타내었다.

$$V_{vap} = \sum_{i=1}^m \alpha_i V_i \quad (6)$$

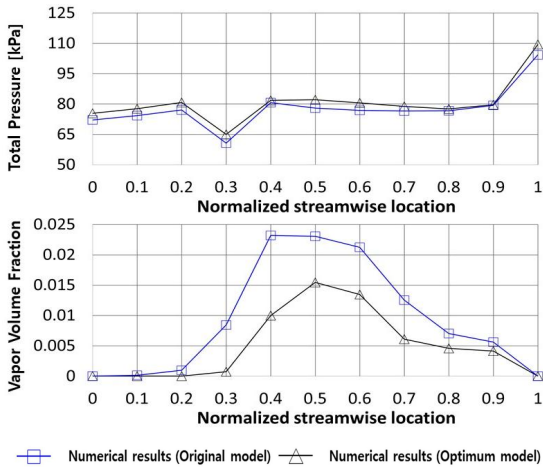


Fig. 12 Comparison of numerical results along to normalized streamwise location from impeller inlet to outlet

여기서 m , α_i , V_i 는 각각 격자 수, 기공율, 격자의 부피를 의미한다. 기공률이 0인 경우 임펠러 내부 상변화 없이 물만 있는 상태이며, 1.0은 수증기 상태를 나타낸다. 최적 설계된 스플리터 블레이드로 인해 캐비테이션 기공률이 감소한 것을 확인할 수 있으며, 설계 유량점 및 펌프 흡입 압력 조건 20kPa에서 최대 기공률은 0.0232에서 0.0154로 감소한 것을 확인하였다. 임펠러 입구 부근에서 발생한 캐비테이션 기포로 인해 전압 성능이 감소하며 압력이 회복되는 영역에서 기포가 붕괴 및 소멸하는 것을 확인할 수 있다. 본 연구 대상 펌프는 입형 다단 원심 펌프로 2단의 임펠러를 사용하였으나, 선행 연구 결과와 동일하게 첫 번째 단의 임펠러에서만 캐비테이션 현상이 발생한 것을 확인하였다.

1단 임펠러 내부 캐비테이션 발생 시 스플리터 블레이드의 영향을 정량적으로 분석하기 위해 Fig. 13과 같이 임펠러 50% 스패 위치에서 블레이드 표면에 가해지는 전압 분포 및 속도 분포를 나타내었다. 여기서 0은 전면(Leading edge), 1은 후면(Trailing edge)을 의미한다. 스플리터 블레이드를 추가한 경우 임펠러 블레이드에 가해지는 압력 부하가 스플리터 블레이드와 공유하는 것을 확인하였다. 캐비테이션은 임펠러 내부 국부 최저압력이 포화증기압보다 낮은 영역에서 발생하므로 캐비테이션을 저감하기 위해선

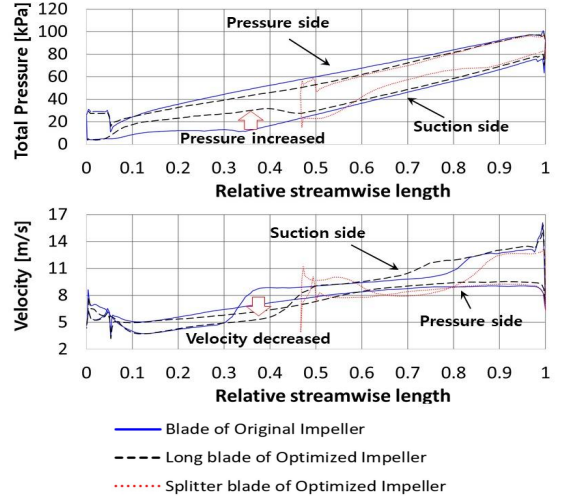
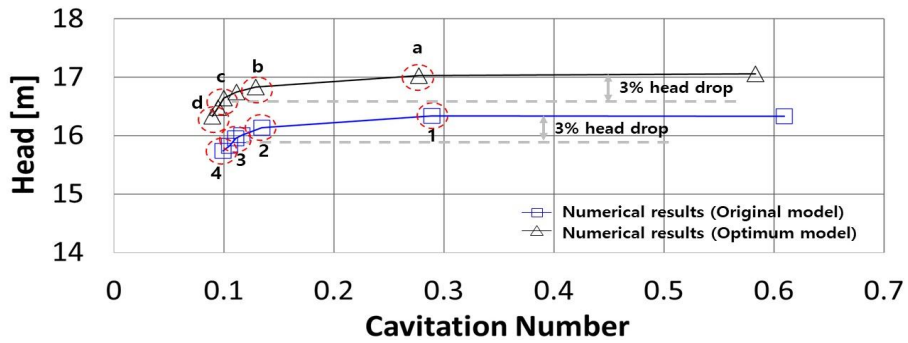


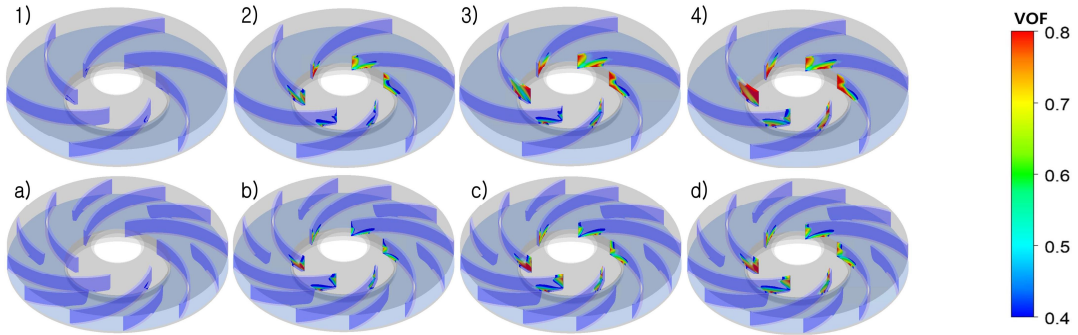
Fig. 13 Total pressure and relative velocity distributions along blade surface streamline at mid span

최저 압력을 향상시켜야 한다. 본 연구 대상에서는 날개 전면 부근 흡입면에서 최저압력이 형성되며 기본 모델과 최적 모델 비교 결과 스플리터 블레이드의 영향으로 흡입면에서 전압이 약 10kPa 이상 상승한 것을 확인하였다. 유체의 포화증기압이 약 3.5kPa임을 감안했을 때 최적 설계된 스플리터 블레이드를 통해 흡입 성능이 개선되었다고 판단할 수 있다. 또한 블레이드 하중은 블레이드의 두 면 사이의 상대 속도 차이로 정의되며 블레이드 하중이 클수록 유동 분리의 가능성이 커지고 임펠러의 손실이 증가하게 된다^[17]. 스플리터 블레이드의 영향으로 기존 모델보다 상대 속도가 감소한 것을 확인할 수 있다. 또한 속도 분포가 상대적으로 균일해져서 복잡한 유동 패턴이 줄어들어 임펠러 손실이 감소되었다.

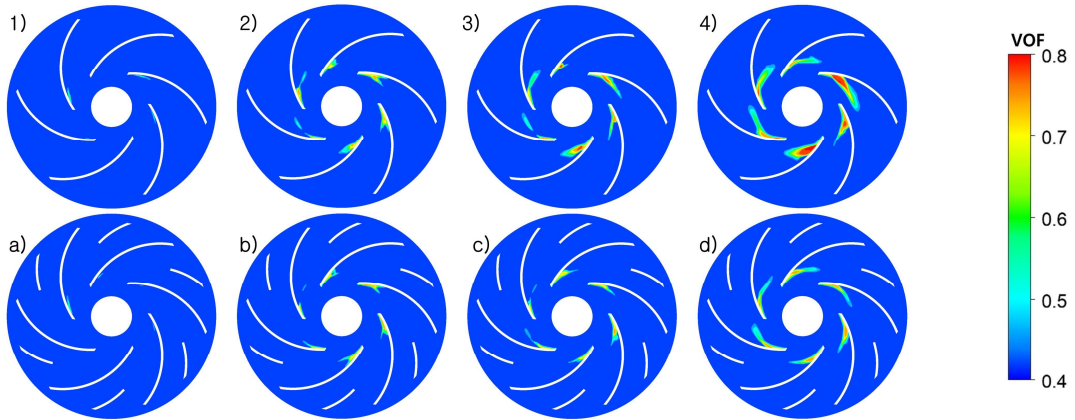
설계점에서 기존 모델과 최적 설계 모델의 캐비테이션 수 감소에 따라 캐비테이션 기포가 발달하는 과정을 Fig. 14에 나타내었다. 임펠러 내부 유동은 블레이드 표면과 임펠러 50% 스패 위치에서 기체 분포도를 0.4~0.8로 설정하여 가시화되었다. 기존 모델에서는 블레이드 흡입면에서 sheet cavitation이 $\sigma=0.289$ 근처에서 시작하며 양정 성능이 약간 감소하기 시작한다. (point 1) 캐비테이션 수가 감소함에 따라 기포의 부피와 밀도가 점진적으로 증가한다. (point 2 and 3) 그 후 $\sigma=0.1$ 근처에서 흡입면에



(a) Progressions of cavitation from NPSH curve



(b) VOF at blade suction surface (Original model vs Optimum model)



(c) VOF at impeller 50% span wise location (Original model vs Optimum model)

Fig. 14 Progressions of cavitation with decreasing cavitation number under design flow rate condition (The iso-surfaces represent a vapour volume fraction at 0.4~0.8)

큰 기포가 발생하며 양정 breakdown이 발생한다. 최적 설계 모델에서는 블레이드 흡입면에서 sheet cavitation이 $\sigma=0.277$ 근처에서 시작하며 양정 성능

감소 시작점이 기존 모델보다 지연되었다. (point a) 캐비테이션 수가 감소함에 따라 기포의 부피가 증가하지만 주로 shroud 근처에 포진되어 있으며 기공율

을 비교한 결과 큰 차이가 없다. (point b and c) 양정 성능 붕괴 지점은 $\sigma=0.89$ 근처로 기존 모델과 비교하였을 때 sheet cavitation 시작점 및 붕괴 점 모두 지연된 것을 확인할 수 있다. 블레이드 흡입면에서 발생한 sheet cavitation은 블레이드 성능을 감소시키며 적절하게 설계된 스플리터 블레이드를 추가하여 블레이드 부하를 공유할 경우 블레이드 흡입면의 캐비테이션을 지연시켜 펌프의 흡입 성능을 향상할 수 있는 것을 확인하였다.

4. 결 론

본 연구에서는 입형 다단 원심 펌프의 유동장과 캐비테이션 특성을 분석하기 위해 3차원 수치해석을 수행하였다. 스플리터 블레이드의 형상이 수력 성능 및 공동 현상에 미치는 영향을 파악하기 위해 대리모델 기반 순차적 근사 최적 기법을 적용하여 실험 계획을 수립함으로써 최적의 스플리터 블레이드 형상을 제안하였다. 기존 임펠러에 최적화된 스플리터 블레이드를 설치하고 개선 효과를 실험적으로 검토한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

1. 기존 모델과 최적 설계 모델의 임펠러 내부 최저 압력을 비교한 결과 60.65kPa에서 64.99kPa로 증가하였으며, 캐비테이션 기공률은 0.0232에서 0.0154로 감소하여 흡입성능이 개선된 것을 확인하였다.
2. 스플리터 블레이드 형상 최적화를 통해 설계 유량 조건에서 수력 성능을 비교한 결과 양정 성능의 경우 해석 결과 16.35m에서 17.09m로 증가하였으며 시험 결과 16.4m에서 16.8m로 증가하였다. 펌프 효율은 해석 결과 68.74%에서 67.82%로 감소하였으며 시험 결과 58.83%에서 56.23%로 감소하였다.
3. 임계 캐비테이션 수를 설계 유량 조건에서 정량적으로 비교하였으며, 해석 결과 7.5%, 시험 결과 2.9%만큼 임계 캐비테이션 수가 감소하였다. 임계 캐비테이션 수가 감소한 만큼 양정 성능 하락 점이 지연되었으며 최적 설계된 스플리터 블레이드에 의해 펌프의 작동 안정성과 운전 범위가 증가하였다.

후 기

본 연구는 산업통상자원부(MOTIE)와 한국산업기술평가원(KEIT)의 지원을 받아 수행한 연구 과제입니다. (No. 20015887)

REFERENCES

1. Suh, S. H., Rakibuzzaman, Kim, K. W., Kim, H. H., Yoon, I. S., and Cho, M. T., "A study on energy saving rate for variable speed condition of multistage centrifugal pump," *Journal of Thermal Science*, Vol. 24, pp. 566-573, 2015.
2. Schiavello, B., and Visser, F. C., "Pump cavitation—various NPSHr criteria, NPSHa margins, and impeller life expectancy," In *Proceedings of the 25th International Pump Users Symposium, Turbomachinery Laboratory, Texas A&M University, College Station, TX* pp. 113-144, 2009.
3. Kim, M. J., Jin, H. B., Son, C. H., and Chung, W. J., "Numerical Analysis on Cavitation of Centrifugal Pump," *The KSFM Journal of Fluid Machinery*, Vol. 16, No. 2, pp. 27-34, 2013.
4. Medvitz, R. B., Kunz, R. F., Boger, D. A., Lindau, J. W., Yocum, A. M., and Pauley, L. L., "Performance analysis of cavitating flow in centrifugal pumps using multiphase CFD," *J. Fluids Eng.*, Vol. 124, No. 2, pp. 377-383, 2002.
<https://doi.org/10.1115/1.1457453>
5. Obregon, L., Valencia, G., and Forero, J. D., "Efficiency optimization study of a centrifugal pump for industrial dredging applications using CFD," *Int. Rev. Model. Simulations*, Vol. 12, No. 4, pp. 245-252, 2019.
6. Kim, D. H., Park, W. G., and Jung, C. M., "Numerical simulation of cavitating flow past axisymmetric body," *International Journal of Naval Architecture and Ocean Engineering*, Vol. 4, No. 3, pp. 256-266, 2012.
7. Li, X. J., Pan, Z. Y., Zhang, D. Q., and Yuan, S.

- Q., "Centrifugal pump performance drop due to leading edge cavitation," In IOP conference series: earth and environmental science, Vol. 15, No. 3, pp. 032058, 2012.
8. Cavazzini, G., Pavesi, G., Santolin, A., Ardizzon, G., and Lorenzi, R., "Using splitter blades to improve suction performance of centrifugal impeller pumps," Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy, Vol. 229, No. 3, pp. 309-323, 2015.
 9. Yuan, S., Zhang, J., Tang, Y., Yuan, J., and Fu, Y., "Research on the design method of the centrifugal pump with splitter blades," In Fluids Engineering Division Summer Meeting, Vol. 43727, pp. 107-120, 2009.
 10. Zhao, W., and Zhao, G., "An active method to control cavitation in a centrifugal pump by obstacles," Advances in mechanical engineering, Vol. 9, No. 11, pp. 1687814017732940, 2017.
 11. Wei, Z., Tao, R., Xiao, R., and Hu, H., "Hydrodynamic improvement by adding inlet baffles on centrifugal pump for reducing cavitation instabilities," Journal of Vibration and Control, Vol. 29, No. 1-2, pp. 334-345, 2023.
 12. Zhu, B., and Chen, H. X., "Cavitating suppression of low specific speed centrifugal pump with gap drainage blades," Journal of Hydrodynamics, Vol. 24, No. 5, pp. 729-736, 2012.
 13. Zhao, W. G., Zhai, L. J., Xia, T., and Li, S. S., "Numerical simulation of slotted blade in centrifugal pump on cavitation suppression," Trans. Chin. Soc. Agric. pp. 157-164, 2018.
 14. ISO 5198: 1987 (E), Centrifugal, mixed flow and axial pumps-code for hydraulic performance tests-precision class, International Standard.
 15. Launder, B. E., and Spalding, D. B., "The numerical computation of turbulent flows," In Numerical prediction of flow, heat transfer, turbulence and combustion Pergamon, pp. 96-116, 1983.
 16. Menter, Florian R., "Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications," AIAA journal 32.8, pp. 1598-1605, 1994.
 17. Dick, E., Vierendeels, J., Serbruyns, S., and Vande Voorde, J., "Performance prediction of centrifugal pumps with CFD-tools," TASK Quarterly, Scientific Bulletin of Academic Computer Centre in Gdansk, Vol. 5, No. 4, pp. 579-594, 2001.
 18. Zhang, J., Li, G., Mao, J., Yuan, S., Qu, Y., and Jia, J., "Effects of the outlet position of splitter blade on the flow characteristics in low-specific-speed centrifugal pump," Advances in mechanical engineering, Vol. 10, No. 7, 2018.
<https://doi.org/10.1177/1687814018789525>
 19. Cho, M. C., Ko, D. S., and Noh, J. H., "Analysis of Pump Performance by Optimizing Impeller Blade Design," Journal of the Korean Society of Manufacturing Process Engineers, Vol. 23, No. 3, pp. 28-37, 2024.
 20. Gil, M. H., and Lee, G. M., "Study on Improvement of Performance by Optimizing Impeller Shape of a Coolant Pump," Journal of the Korean Society of Manufacturing Process Engineers, Vol. 18, No. 5, pp. 48-52, 2019.
<https://doi.org/10.14775/ksmpe.2019.18.5.048>
 21. Kim, S. Y., Kim, J. Y., and Jiachen, G., "A Study on Performance Improvement of Multi-stage Pump Applying CFD Analysis Technique," Journal of the Korean Society of Manufacturing Process Engineers, Vol. 21, No. 3, pp. 70-76, 2022.