



## 저작자표시-비영리-변경금지 2.0 대한민국

이용자는 아래의 조건을 따르는 경우에 한하여 자유롭게

- 이 저작물을 복제, 배포, 전송, 전시, 공연 및 방송할 수 있습니다.

다음과 같은 조건을 따라야 합니다:



저작자표시. 귀하는 원저작자를 표시하여야 합니다.



비영리. 귀하는 이 저작물을 영리 목적으로 이용할 수 없습니다.



변경금지. 귀하는 이 저작물을 개작, 변형 또는 가공할 수 없습니다.

- 귀하는, 이 저작물의 재이용이나 배포의 경우, 이 저작물에 적용된 이용허락조건을 명확하게 나타내어야 합니다.
- 저작권자로부터 별도의 허가를 받으면 이러한 조건들은 적용되지 않습니다.

저작권법에 따른 이용자의 권리는 위의 내용에 의하여 영향을 받지 않습니다.

이것은 [이용허락규약\(Legal Code\)](#)을 이해하기 쉽게 요약한 것입니다.

[Disclaimer](#)

공학석사 학위논문

원심펌프 임펠러의 유동해석 및 최적설계

조 원 우

강원대학교 대학원

기계융합공학과

2018년 2월



김형중 교수 지도  
공학석사 학위논문

## 원심펌프 임펠러의 유동해석 및 최적설계

CFD Analysis and Optimum Design of  
Centrifugal Pump Impeller

강원대학교 대학원

기계융합공학과

조 원 우

# 목 차

표 목차

그림 목차

I. 서론 .....	1
1. 연구배경 .....	1
2. 연구목적 및 내용 .....	3
II. 유동해석 및 결과 분석 .....	5
1. 격자 생성 및 경계조건 .....	5
1) 격자 생성 .....	5
2) 경계 조건 .....	7
2. 유동해석 및 분석 .....	10
1) 유동 해석 .....	10
2) 성능 곡선 .....	11
3) 기존 제품 분석 .....	11
III. 임펠러 설계인자 선정 및 최적화 .....	13
1. 임펠러 설계인자 선정 .....	13
1) 임펠러 기본 설계 .....	13
2) 임펠러 설계 인자 .....	14
2. 임펠러 최적화 .....	30
1) 실험계획법 .....	30
2) 반응표면법 .....	31
3) 최적화 set의 해석 및 분석 .....	33
4) 최적화된 설계인자 반영 .....	37
IV. 제품 성능 평가 .....	39
1. 성능 평가 장치 및 평가 방법 .....	39

1) 성능 평가 장치 .....	39
2) 평가 방법 .....	39
2. 성능 평가 결과 .....	42
1) 성능 평가 결과 .....	42
2) 유동해석과 비교 .....	44
3) 우수제품과 비교 .....	44
V. 결론 .....	48
□ 참고문헌 .....	50

## 표 목 차

Table 1 Desired specification of the Pump .....	4
Table 2 Applied Boundary Condition .....	8
Table 3 Example of Analysis Result .....	12
Table 4 Cases of diameter (mm) .....	17
Table 5 Result of diameter comparison .....	17
Table 6 Cases of Leading edge angle (°) .....	19
Table 7 Result of Leading edge angle comparison .....	19
Table 8 Cases of Inlet angle (Span1-11, °) .....	21
Table 9 Result of Inlet angle comparison .....	21
Table 10 Cases of Outlet angle (Span1-11, °) .....	25
Table 11 Result of Outlet angle comparison .....	25
Table 12 Cases of Wrap angle (°) .....	27
Table 13 Result of Wrap angle comparison .....	28
Table 14 Comparison of Design Factor .....	29
Table 15 Optimization Set .....	32
Table 16 Analysis result of Optimization set .....	34
Table 17 Analysis result of Optimization .....	38
Table 18 Specifications of centrifugal pump and motor .....	40
Table 19 Result of Pump test .....	43
Table 20 Comparison of Pump test and Analysis .....	45

## 그 립 목 차

Fig. 1 CAD model of pump .....	6
Fig. 2 Grid model of pump .....	6
Fig. 3 Stationary wall Condition .....	8
Fig. 4 Rotating wall Condition .....	9
Fig. 5 Boundary condition of Volute with impeller .....	9
Fig. 6 Example of Performance curve .....	12
Fig. 7 Meridional Contour .....	16
Fig. 8 Shape of Impeller Diameter .....	16
Fig. 9 Performance curve of Diameter .....	18
Fig. 10 Comparison of Leading edge .....	18
Fig. 11 Performance curve of Leading edge angle .....	20
Fig. 12 Shape of Inlet angle .....	20
Fig. 13 Performance curve of Inlet angle .....	22
Fig. 14 Shape of Outlet angle .....	24
Fig. 15 Performance curve of Outlet angle .....	26
Fig. 16 Comparison of Wrap angle .....	27
Fig. 17 Performance curve of Wrap angle comparison .....	29
Fig. 18 Optimization Result .....	35
Fig. 19 Response Surface for Power, Efficiency and Head .....	35
Fig. 20 Main Effect Plot for Head, Efficiency and Power .....	36
Fig. 21 Performance curve of Analysis result .....	38
Fig. 22 Schematic of Pump test .....	40
Fig. 23 Picture of Pump test .....	41
Fig. 24 Performance curve of Pump test result .....	43
Fig. 25 Performance curve of Pump test and Analysis .....	45
Fig. 26 Performance curve of Xylem pump .....	46
Fig. 27 Performance curve of Optimized product and Xylem product .....	46



# 원심펌프 임펠러의 유동해석 및 최적설계

조 원 우

## 강원대학교 대학원 기계융합공학과

펌프는 인류 역사상 가장 오래된 기계 중 하나로, 근대에 원심펌프(Centrifugal Pump)의 등장으로 보다 많은 유량을 더욱 높은 곳으로 이송할 수 있게 되었다. 초기 펌프는 탄광 배수용, 선박용으로 사용되기 시작하여 현재는 건물, 상하수도, 농업관개, 공업용수, 발전소 등 광범위한 분야에 사용된다. 그러나 최근 에너지 및 온실가스 등 여러 환경 규제가 강화됨에 따라 전 세계적으로 동등한 성능에서 보다 높은 효율을 요구하고 있는 실정이다. 따라서 고효율 제품들의 수요가 점진적으로 증가하고 있다. 원심펌프의 여러 가지 부품 중에서 효율에 가장 큰 영향을 미치는 부품은 모터와 임펠러라고 알려져 있다. 그러나 모터는 현대에 들어와 눈부신 발전을 통해 90%가 넘는 모터 효율을 보이기 때문에 원심펌프의 효율 극대화를 위해서는 임펠러의 여러 가지 설계 인자들을 찾아 그 변화에 따른 성능을 파악하고 그 인자들의 최적화를 통한 성능 향상이 필수적이다. 최근에는 컴퓨터 성능의 비약적인 발전 덕분에 전산유체역학(CFD) 또한 많은 연구가 이루어지고 있다. 전산유체역학을 이용한 연구는 시제품을 만들어보지 않고도 어느 정도 성능 예측이 가능하기 때문에 여러 방면으로 사용되고 있다. 원심펌프는 육상펌프와 수중펌프로 나뉘어 지는데, 본 연구에서는 수중펌프를 활용하였다. 수중펌프는 육상펌프와 달리 물 안에 잠겨있어 물의 침투를 막는 기계적 씰(Mechanical seal)의 역할이 절대적이기 때문에 기술력의 뒷받침이 필수적이다. 또한 열의 발산을 위한 팬(Fan)도 필요 없이 자체적인 냉각 기능도 필요하다.

본 연구에서는 임펠러의 최적 설계인자를 얻기 위해 지름(Diameter), 자오면 형상(Meridional Contour), 입구각(Inlet angle), 출구각(Outlet angle)의 정의, 깃의 임펠러를 감싸는 각(Wrap angle)을 설계 인자로 하여 연구하였다. 인자들을 토대로 실험계획법 중 하나인 반응표면법(Response of Surface Design, RSM)을 사용하여 시험 set 을 만들고 각 Case 별 유동해석을 진행하였다. 분석 결과 도출한 설계 인자들을 임펠러에

적용하여 펌프 유동해석을 수행하였고, 펌프의 구동 범위 안에서 결과를 유량에 따른 양정과 효율을 성능 곡선(Performance curve)으로 도시하여 펌프 시험과 유동해석을 비교하였다. 또한, 우수제품과 비교를 통하여 경쟁력을 확인하였다.

☐ 핵심주제어

원심펌프, 임펠러, 실험계획법, 반응표면법, 전산유체역학

# I. 서 론

## 1. 연구 배경

펌프는 인류 역사상 가장 오래된 기계 중 하나로, 근대에 원심펌프(Centrifugal Pump)의 등장으로 보다 많은 유량을 더욱 높은 곳으로 이송할 수 있게 되었다. 초기 펌프는 탄광 배수용, 선박용으로 사용되기 시작하여 현재는 건물, 상하수도, 농업관개, 공업용수, 발전소 등 광범위한 분야에 사용된다. 그러나 최근 에너지 및 온실가스 관련 환경규제 등 여러 규제가 강화됨에 따라 전 세계적으로 동등한 성능에서 보다 높은 효율을 요구하고 있는 실정이다. 따라서 고효율 제품들의 수요가 점진적으로 증가하고 있다.

원심펌프의 여러 가지 부품 중에서 효율에 가장 큰 영향을 미치는 부품은 모터와 임펠러라고 알려져 있다. 그러나 모터는 현대에 들어와 눈부신 발전을 통해 90%가 넘는 모터 효율을 보이기 때문에 원심펌프의 효율 극대화를 위해서는 임펠러의 여러 가지 설계 인자들을 찾아 그 변화에 따른 성능을 파악하고 그 인자들의 최적설계를 통한 성능 향상이 필수적이다. Kim[1]등은 실험계획법을 사용한 원심펌프 임펠러 최적설계를 연구하였고, Pyun[2]등은 반응표면기법을 이용한 원심펌프 임펠러 최적설계 및 벌류트를 설계하였다. 또한 Kim[3]등은 자오면 형상을 고려한 원심압축기 임펠러 최적설계를 연구하는 등 펌프의 효율 향상을 위해 임펠러 설계 인자를 찾아 변화를 주어 성능 향상을 도모하였다.

최근에는 컴퓨터 성능의 비약적인 발전 덕분에 전산유체역학(CFD) 또한 많은 연구가 이루어지고 있다. 전산유체역학을 이용한 연구는 시제품을 만들어보지 않고도 어느 정도 성능 예측이 가능하기 때문에 여러 방면으로 사용되고 있다. 해외에서는 Miguel 등[4]이 여러 가지 난류모델(Turbulence model)을 비교하여 설계 인자를 변경하였을 때 난류 모델 별 결과를 비교하였고, Cheah[5]등은 설계 유량보다 0.43배, 1.45배의 유량을 주었을 때 성능 변화에 대해 예측하였다. 국내에서 Lee 등[6]은 임펠러 입구각도

변화에 따른 유동해석을 통하여 효율이 더 우수한 임펠러 형상의 원심펌프를 찾는 연구를 하였고, Baek 등[7]은 직교배열표, 분산분석과 직교다항식을 이용한 대리모델기반 최적설계기법을 이용하여 펌프의 성능 개선을 위해 상용 CFD 소프트웨어를 통해 설계 인자를 확인하고 최적설계를 진행하였다. 위와 같이 많은 연구들이 현재 활발하게 진행 중이고, 본 연구에서도 원심펌프의 효율 향상을 위해 임펠러의 설계 인자들을 찾아 실험계획법을 통한 최적의 인자를 도출하고 그 인자들로 설계하여 유동해석을 진행하였다. 또한 유동해석의 결과와 실제 펌프 실험의 결과를 성능 곡선(Performance curve)으로 도시하여 비교하였다.

## 2. 연구 목적 및 내용

본 연구에서는 목표 성능을 만족하는 원심 펌프의 임펠러를 설계하고 성능을 최적화하기 위해 펌프 모델링 소프트웨어 CFTurbo, 유동해석 소프트웨어 Simerics를 사용하여 해석을 수행하였다. 회사에서 주어진 성능 사양은 유량(Flow rate), 양정(Head), 회전수(RPM), 깃 수(The Number of Vane) 그리고 축동력(shaft power) 그리고 5% 이상의 효율 상승이다. 그때의 비속도(Specific Speed)는 314이다. 일반적으로 원심펌프의 비속도는 100-1000 정도로 알려져 있다. 이상 사양은 Table 1과 같다.

임펠러의 최적 설계인자를 얻기 위해 지름(Diameter), 자오면 형상(Meridional Contour), 입구각(Inlet angle), 출구각(Outlet angle)의 정의, 깃의 임펠러를 감싸는 각(Wrap angle)을 설계 인자로 하여 유동해석을 통해 타당성을 확인하였다. 인자들을 토대로 실험계획법 중 하나인 반응표면법(Response of Surface Design, RSM)을 사용하여 최적화 set을 만들고 각 Case 별 유동해석을 진행하였다. 분석 결과 도출한 설계 인자들을 임펠러에 적용하여 펌프 유동해석을 다시 진행하여 펌프의 구동 범위 안에서 양정, 효율, 출력을 포함한 성능 곡선을 도출하였고, 실제 펌프의 시험 결과와 비교를 통해 유동해석과의 정합성을 평가하였다.

**Table 1 Desired specification of the Pump**

Flow rate	300 $m^3/h$
Head	32 m
RPM	1750
The Number of Vane	4
Shaft Power	37 KW
Specific Speed	314 RPM

각 장의 내용은 요약하면 다음과 같다.

2장에서는 유동해석을 위한 격자생성, 경계조건 부여, 결과를 도출하고 도출된 결과를 통하여 성능 곡선(Performance curve)을 도출하였다.

3장에서는 임펠러의 설계 인자들을 찾고 그 인자들의 임펠러에 어떤 영향을 미치는지 결과를 도출하고 도출된 결과를 통하여 성능 곡선을 도출하였다. 또한, 설계 인자로서 의미가 있는 인자들을 실험계획법(Design of Experiment, DOE) 중 표면반응법(Response Surface Method, RSM)을 사용하여 최적화된 설계 인자를 추출하였다.

4장에서는 KS 규격에 따른 펌프 성능 평가를 수행하였다.

5장에서는 본 연구의 결론을 간략하게 기술하였다.

## II. 유동 해석 및 분석

### 1. 격자 생성 및 경계조건

#### 1) 격자 생성

본 연구에서 사용한 유동해석 툴은 SimericsMP인데, 이 소프트웨어는 펌프 모델링 소프트웨어 CFTurbo와 연동이 가능한 특징이 있다. 이 특징을 이용하여 Simerics에서 격자(Grid)는 CAB(Conformal Adaptative Binary-tree)를 이용하여 자동 생성하였다. CAB는 소위 Cartesian Adaptive 방식의 격자와 같은 의미를 지닌다. CFTurbo에서는 자동으로 불리언(Boolean) 기능을 통하여 유체의 공간만 남기는 것이 가능하다. 본 연구에서도 이 기능을 사용하여 유체 부분을 나누었다. CAB는 중요한 기하학적 특징을 살리기 위해 격자를 반씩 나누는(binary grid) 점진적인 분할에 의해 크기를 조절한다 [8]. 남겨진 유체 부분 격자의 개수는 128,000여 개 이고 육면체(Hexahedron)와 다면체(Polyhedron) 격자가 섞여있는 형태이다. 기본 CAD 모델은 Fig. 1와 같고 격자가 생성된 모델은 Fig. 2과 같다.

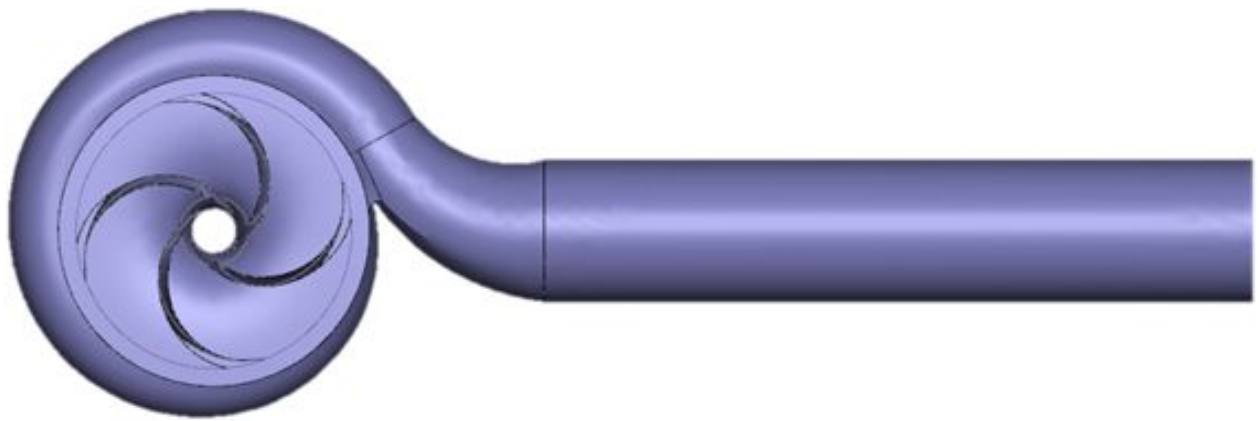


Fig. 1 CAD model of pump

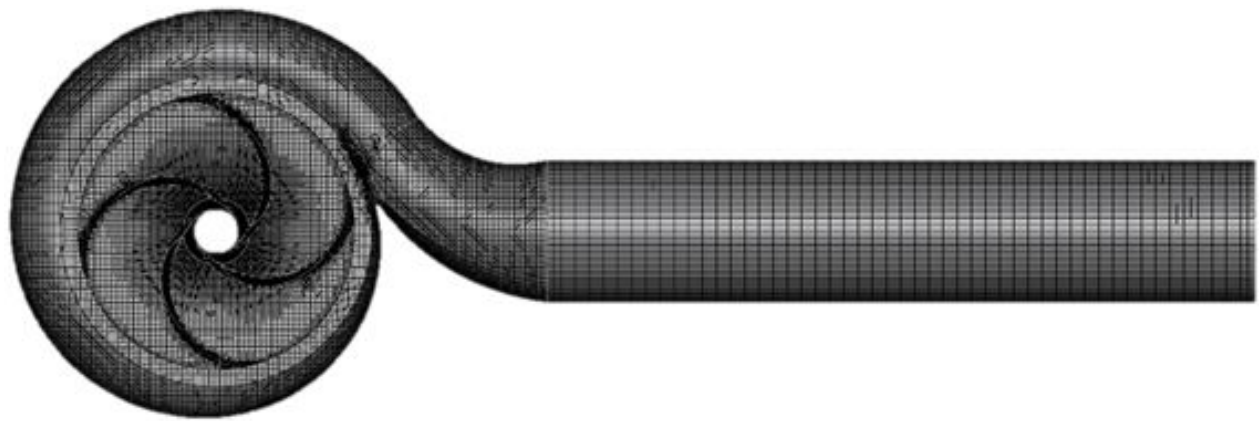


Fig. 2 Grid model of pump



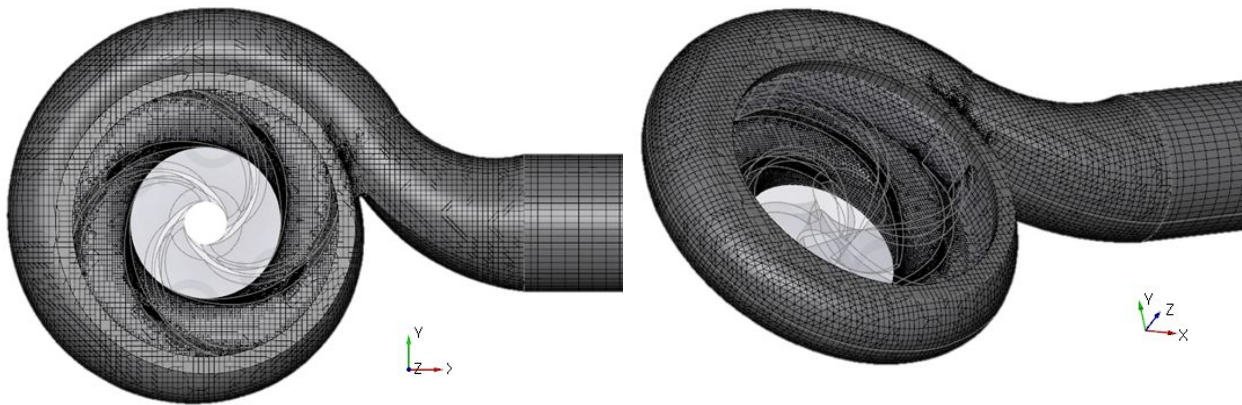
## 2) 경계 조건

실제 펌프 시험은 30분 ~ 1시간 정도 펌프를 구동하여 시간에 따른 변화가 없도록 정상 상태(Steady state)에 가깝게 환경을 구축하고 진행한다. 펌프시험과 최대한 비슷한 조건을 주기 위하여 본 연구에서도 정상 상태에서 20°C의 물을 기준으로 하여 해석을 진행하였다.

가장 먼저 해석할 때 바운더리(Boundary)를 나눠야 하는데, 볼루트(Volute)를 Cutwater, Diffuser, Extension, ExtensionIn, ExtensionOut, Inflow, Outflow, RSICconnection, Spiral로 나누고, 임펠러를 BladeLE, BladeSides, BladeTip, Hub, Inflow, Outflow, Shroud로 나누었다. 그 후 Stationary Wall 조건을 주었는데 볼루트에서는 CutWater, Diffuser, Extension, ExtensionIn, Inflow, Outflow, RSICconnection, Spiral을, 임펠러에서는 Outflow와 Shroud에 부여하였다. 그리고 남은 바운더리 중에서 임펠러의 BladeLE, BladeSides, BladeTip, Hub는 실제 임펠러의 영향으로 직접적인 회전이 일어나는 부분이기 때문에 Rotating Wall 조건을 주었고 회전 속도는 60Hz의 기준인 1800rpm에서 일반적으로 발생하는 기계적인 슬립(slip)을 제외한 1750rpm을 부여하였다. 고급 모터를 쓸수록 슬립은 줄어든다. 그 다음 펌프에서 유체가 흐르는 통로인 임펠러에서 Outflow와 볼루트의 Inflow, 볼루트의 Outflow와 ExtensionIn에 MGI (Mismatched Grid Interfaces) 조건을 주었다. MGI 조건을 부여하면 위와 같이 바운더리에서 다른 바운더리로 유체가 흐르는 현상의 모사가 가능하다. 나머지 바운더리 중에서 볼루트의 ExtensionOut에는 단위 시간당 검사체적을 통과하는 플럭스(flux)를 주어 성능 곡선에서 사용하는 유량을 부여하였고, 임펠러의 Inflow에는 1기압의 전압력(Total pressure)을 주었다. 부여한 경계조건을 정리하면 Table 2과 같고 적용된 경계조건 중 Stationary Wall과 Rotating Wall을 표현한 그림은 Fig. 3과 Fig. 4, 볼루트를 포함한 임펠러의 경계조건은 Fig. 5과 같다.

**Table 2 Applied Boundary Condition**

	Boundaries	Stationary Wall	Rotating Wall	MGI	Volumetric Flux	Total Pressure
Volute	CutWater	O				
	Diffuser	O				
	Extension	O				
	ExtensionIn	O		MGI 2		
	ExtensionOut				O	
	Inflow	O		MGI 1		
	Outflow	O		MGI 2		
	RSIConnection	O				
	Spiral	O				
Impeller	BladeLE		O			
	BladeSides		O			
	BladeTip		O			
	Hub		O			
	Inflow					O
	Outflow	O		MGI 1		
	Shroud	O				



**Fig. 3 Stationary wall Condition**



Fig. 4 Rotating wall Condition

Inlet : Total Pressure 1 atm

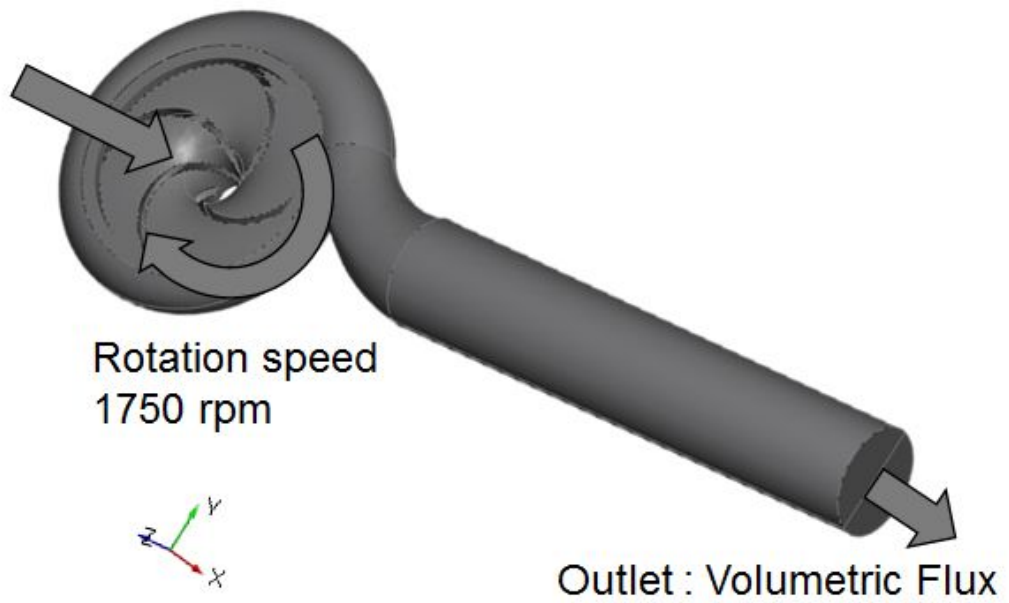


Fig. 5 Boundary condition of Volute with impeller

## 2. 유동 해석 및 분석

### 1) 유동 해석

SimetricsMP를 이용한 유동 해석은 굉장히 많은 방정식의 계산을 통하여 진행되는데 그 중 식(1)은 운동량 방정식을 기술하였다. 일반적으로 회전속도가 일정할 경우 접선 가속도는 무시가 가능하고 그로 인한 운동량 방정식은 식(1)과 같다.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \vec{u}) + \rho(2\vec{\omega} \times \vec{u} + \vec{\omega} \times (\vec{\omega} \times \vec{u})) + \nabla \cdot [\rho \vec{u} \otimes \vec{u} - (-p\vec{I} + \vec{T})] = \rho \vec{f} \quad (1)$$

여기서  $(2\rho\vec{\omega} \times \vec{u})$ 는 코리올리 힘(Coriolis force),  $\rho\vec{\omega} \times (\vec{\omega} \times \vec{u})$ 는 원심력(Centrifugal force)를 뜻한다. 이 두 힘을 생성항으로 처리하여 정상상태로 해석하는 방법이 CFD 코드로서 널리 사용된다.

## 2) 성능 곡선

성능 곡선(Performance curve)은 효율과 양정으로 이루어진 곡선을 말한다. 본 연구에서는 성능 곡선에 출력을 추가하여 펌프의 성능을 한 눈에 알아볼 수 있도록 하였다. 또한 출력을 한 눈에 알아볼 수 있다면 상용 모터의 손쉬운 선택도 가능하다.

펌프에 과도한 출력이 발생한다면 고장의 원인이 될 수 있고 적은 출력이 발생한다면 더 좋은 성능을 발휘할 수 있는 마진이 남기 때문에 원하는 출력에 맞춰야 한다. 앞서 언급했듯이 본 연구에서는 37KW급 모터를 사용하기 때문에 출력 또한 37KW에 맞춰 성능을 발휘할 수 있도록 기준을 두었다.

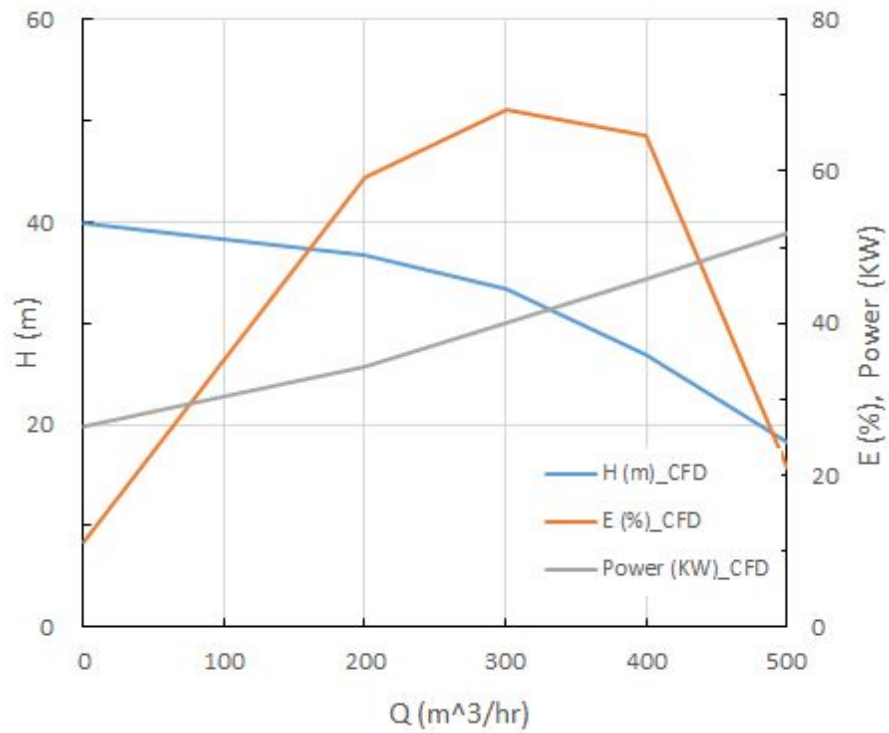
유동 해석을 통하여 나온 결과를 정리한 예는 Table 3과 같고 이를 통해 도시한 그래프는 Fig. 6과 같다. Table 3에서 보면 Q는 원하는 유량을 넣었고, H는 양정으로서 볼루트 출구의 전압력과 임펠러 입구의 전압력 차에 의해 계산한다. Power는 출력으로서 Simerics에서 얻을 수 있는 결과 값이다. E는 효율으로서 이론상 계산된 동력과 해석의 결과로 나온 출력의 비이다.

## 3) 기존 제품 분석

본 모델은 최적화하기 전 모델로서 양정은 회사의 목표를 만족하지만 모터의 출력을 넘어가는 39.976 KW의 출력이 발생하여 모터에 무리가 갈 수 있기 때문에 모델의 수정이 필요하다. 효율 또한 70%에 미치지 못하기 때문에 효율 또한 개선해야 한다. 따라서 영향성이 큰 설계 인자를 선정하여 형상의 변화가 필요하다.

**Table 3 Example of Analysis Result**

Q ( $m^3/hr$ )	H (m)	E (%)	shaft power (KW)
0	39.95	11.22	26.41
100	38.32	35.16	30.40
200	36.68	59.10	34.38
300	33.38	68.05	39.98
400	26.82	64.77	45.90
500	18.28	21.06	51.83



**Fig. 6 Example of Performance curve**

### Ⅲ. 임펠러 설계 인자 선정 및 최적화

#### 1. 임펠러 설계 인자 선정

##### 1) 임펠러 기본 설계

본 연구에서는 CFTurbo를 이용하여 간편하게 설계하였지만, 보통 요구사항을 만족하는 임펠러의 기본 설계는 속도삼각형이론을 적용한다. Fig. 9는 속도삼각형이론을 그림으로 표현하였다. 여기서  $V_{n(h,s)}$ 는 허브(hub)와 슈라우드(Shroud)에서 자오면 속도,  $U_{(h,s)}$ 는 회전 속도,  $V_{(h,s)}$ 는 유동속도,  $\alpha_{(h,s)}$ 는 유동 각을 나타낸다. 먼저 자오면 속도는 식(2)와 같이 단면적과 유량의 비로 정의된다.

$$V_{n(h,s)} = \frac{Q}{A} \quad (2)$$

임펠러의 회전속도( $U_{(h,s)}$ )는 식(4)와 같이 정의되고 식(3)은 각속도( $w$ )의 정의를 나타내었다.

$$w = N \times \frac{\pi}{30} \quad (3)$$

$$U_{(h,s)} = wr_{(h,s)} \quad (4)$$

위 식들을 바탕으로 유동각( $\alpha_{(h,s)}$ )을 계산할 수 있다. 유동각은 식(5)와 같다.

$$\alpha_{(h,s)} = \tan^{-1}\left(\frac{V_{n(h,s)}}{U_{(h,s)}}\right) \quad (5)$$

## 2) 임펠러 설계 인자

임펠러를 설계하기 위해서 Fig. 7과 같이 자오면에서 깃의 기본 형상을 표현 할 필요가 있고 직경 변화를 나타낸 그림은 Fig. 8와 같다. 임펠러의 설계에 따라 어떤 변화가 있는지 확인하는데 목적이 있기 때문에 볼루트는 회사의 기본 스펙에 따라 설계하였다.

먼저 임펠러의 직경은 성능을 개선하기 전의 모델의 치수 300mm에서 10%를 감소, 증가 한 범위 즉 270-330mm에서 최적화하였다. 따라서 직경 별 3가지 Case를 유동해석 하였다. 그 Case는 Table 4와 같다. 그 Case에 따른 해석 결과는 Table 5와 같고 그에 따른 성능 곡선은 Fig. 9와 같다. 성능 곡선을 보면 임펠러 직경이 커 질수록 효율 보다는 양정의 차이가 크게 나타났다. 이는 부족한 양정을 끌어올릴 수 있는 설계 인자로서 가치가 있다.

자오면 형상은 일반적인 원심펌프의 임펠러와는 다르게 Hub와 Shroud의 처음이 같도록 하여 처음부터 임펠러와 물의 접촉 면적을 크게 하여 회전에 의한 관성을 최대한 유지할 수 있지만 그 만큼 큰 출력이 필요하기 때문에 Leading edge의 각도를 45도에서 90도까지 최적화 범위를 두었다. 그 형상은 Fig. 10와 같다. 따라서 Leading edge 각 3가지의 Case를 유동해석 하였다. 그 Case는 Table 6과 같다. Leading edge의 변화에 따라 해석한 결과는 Table 7과 같고 이를 바탕으로 도시한 성능 곡선은 Fig. 11과 같다. 성능 곡선을 보면 작동 범위 안에서는 양정의 변화가 크게 없으나 약간의 효율 향상을 기대할 수 있다.

CFTurbo에서는 임펠러 깃을 11개의 Span으로 나누어 Hub와 Middle, Shroud 까지 다르게 입구각과 출구각을 설정할 수 있다. 본 연구에서는 선형증가, 선형감소 또는 상수 이렇게 3가지 경우로 나뉘서 같은 모델을 유동 해석을 통하여 효율과 양정에 미치는 영향을 파악하였다.

입구각은 CFTurbo에서 회사의 요구 사양으로 계산한 결과 최소 14도에서 최대 64도까지 유효하다. 입구각의 변화를 나타낸 그림은 Fig. 12과 같다. 입구각에 따라 선형증가 혹은 선형감소 혹은 상수로 총 4가지 Case를 유동해석 하였다. 그 Case는 Table



8이다. 그 Case에 따른 해석 결과는 Table 9과 같고 그에 따른 성능 곡선은 Fig. 13과 같다. Case 1은 입구각이 14-14도로 11개로 나눈 Span이 모두 같은 각도를 의미한다. Case 2는 입구각이 14-64도, Case 3은 64-14도, Case 4는 64-64도를 의미한다. Fig. 13을 보면 입구각의 차이에 따라 성능차이가 굉장히 미미하다는 것을 알 수 있다. 입구각은 펌프의 성능 향상에 미치는 영향이 굉장히 적기 때문에 임펠러 설계 인자에서 제외하고 CFTurbo에서 제공하는 기본 값을 사용하였다.

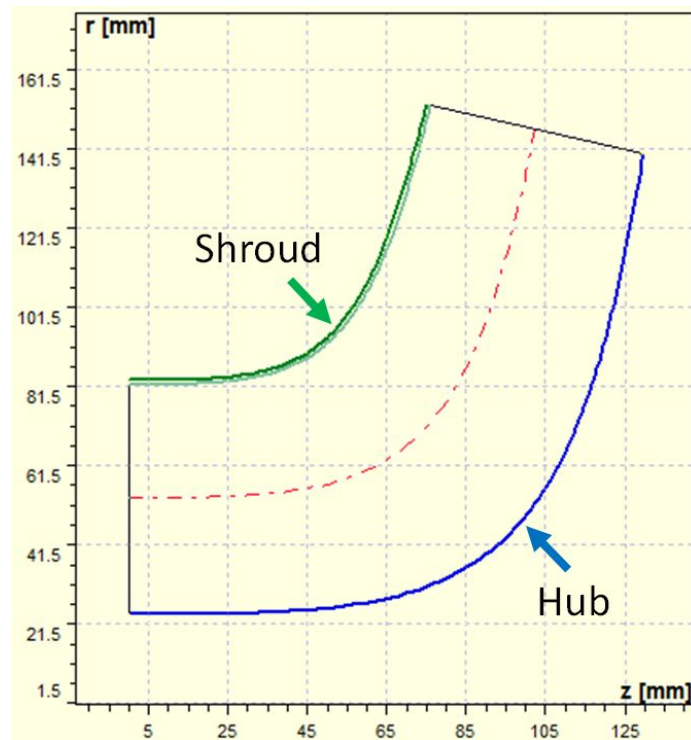


Fig. 7 Meridional Contour

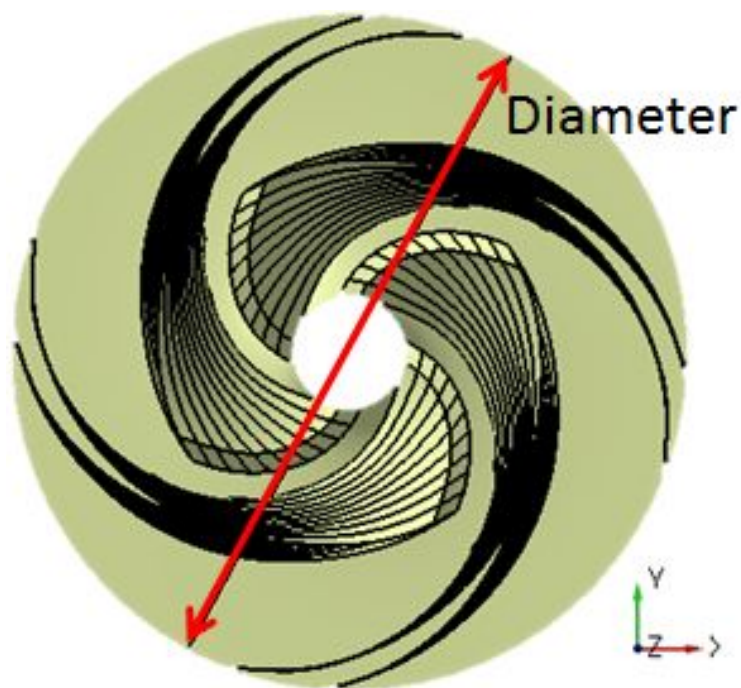


Fig. 8 Shape of Impeller Diameter

**Table 4 Cases of diameter (mm)**

Case 1	330
Case 2	300
Case 3	270

**Table 5 Result of diameter comparison**

Case 1	Q (m <sup>3</sup> /hr)	H (m)	E (%)
	0	35.31	17.86
	100	33.35	40.27
	200	31.39	62.69
	300	26.93	68.29
	400	20.67	60.85
Case 2	Q (m <sup>3</sup> /hr)	H (m)	E (%)
	0	47.26	11.05
	100	44.19	35.22
	200	41.12	59.39
	300	37.52	69.13
	400	30.56	65.73
Case 3	Q (m <sup>3</sup> /hr)	H (m)	E (%)
	0	56.62	6.71
	100	54.39	30.42
	200	52.17	54.13
	300	50.01	65.99
	400	43.37	68.50

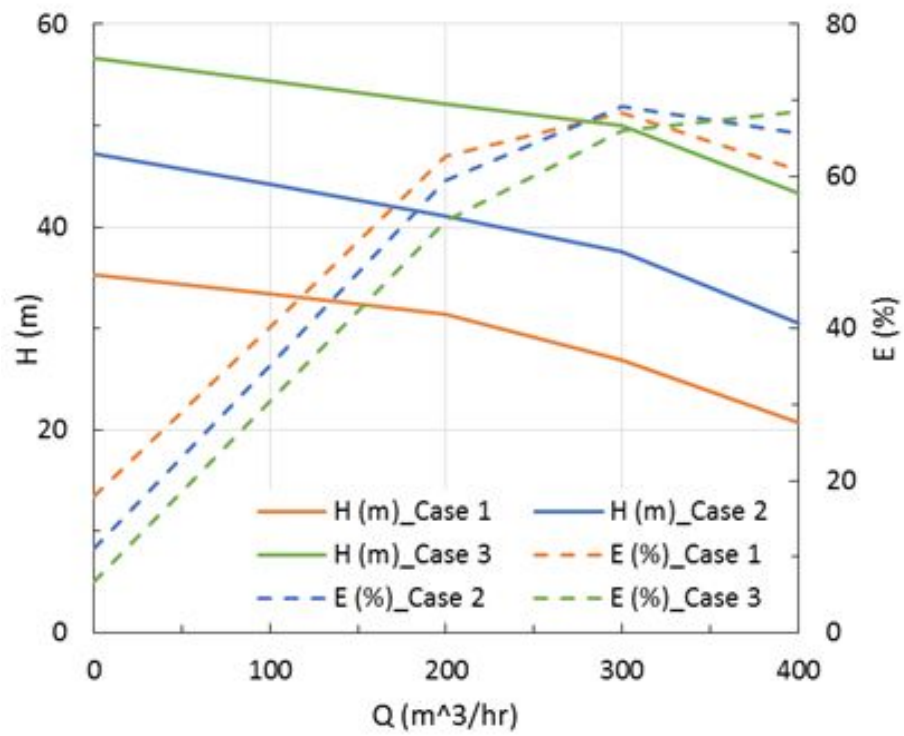


Fig. 9 Performance curve of Diameter

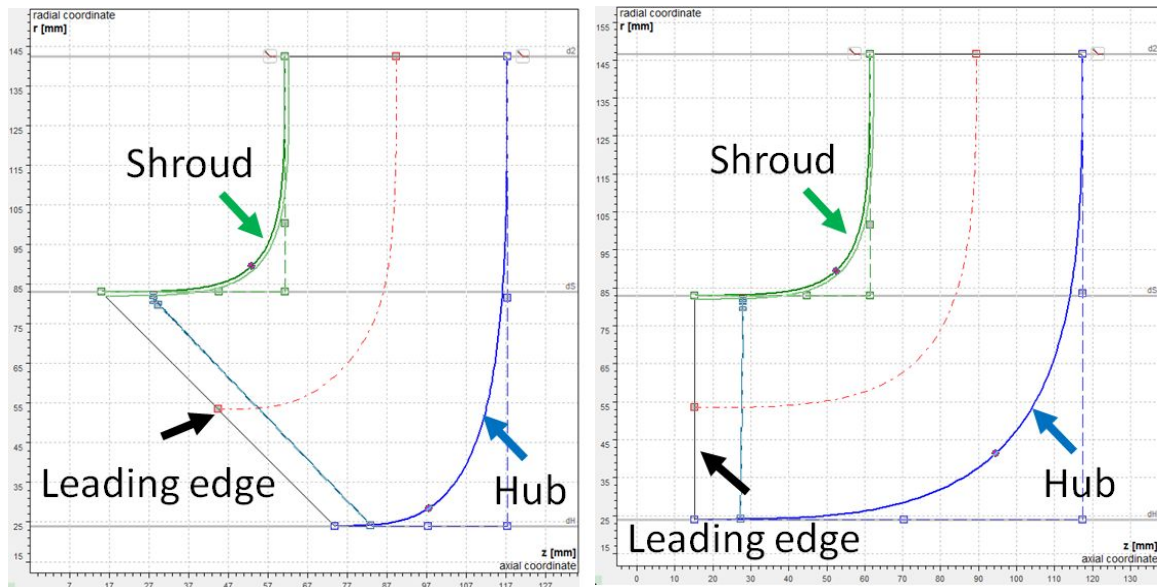


Fig. 10 Comparison of Leading edge

**Table 6 Cases of Leading edge angle (°)**

Case 1	45
Case 2	67.5
Case 3	90

**Table 7 Result of Leading edge angle comparison**

Case 1	Q (m <sup>3</sup> /hr)	H (m)	E (%)
	0	41.74	16.03
	100	38.82	39.16
	200	35.90	62.29
	300	30.28	65.54
	400	23.91	53.96
Case 2	Q (m <sup>3</sup> /hr)	H (m)	E (%)
	0	43.57	14.99
	100	39.96	37.60
	200	36.35	60.21
	300	30.23	63.02
	400	21.21	45.47
Case 3	Q (m <sup>3</sup> /hr)	H (m)	E (%)
	0	44.21	14.41
	100	40.53	36.96
	200	36.84	59.51
	300	30.68	62.95
	400	21.95	46.56

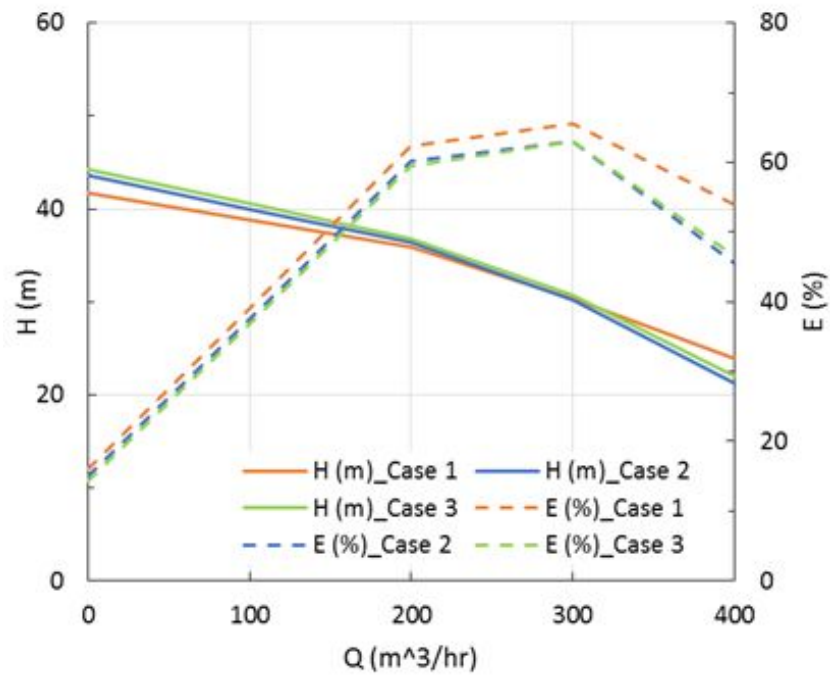


Fig. 11 Performance curve of Leading edge angle

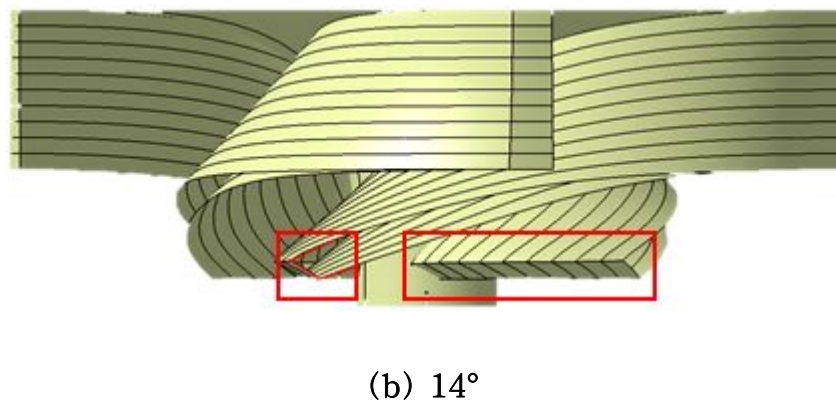
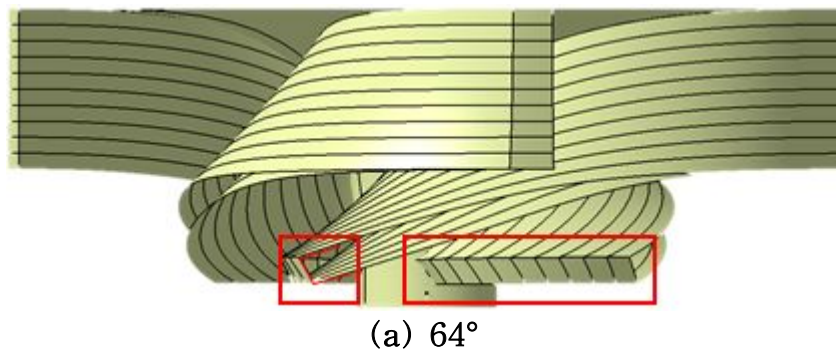


Fig. 12 Shape of Inlet angle

**Table 8 Cases of Inlet angle (Span1-11, °)**

Case 1	14-14
Case 2	14-64
Case 3	64-14
Case 4	64-64

**Table 9 Result of Inlet angle comparison**

Case 1	Q (m <sup>3</sup> /hr)	H (m)	E (%)
	0	41.73	16.79
	100	36.68	40.91
	200	37.92	65.04
	300	32.02	70.94
	400	26.48	63.33
Case 2	Q (m <sup>3</sup> /hr)	H (m)	E (%)
	0	41.64	15.98
	100	39.93	39.95
	200	38.21	63.92
	300	32.06	70.52
	400	26.27	63.15
Case 3	Q (m <sup>3</sup> /hr)	H (m)	E (%)
	0	42.18	17.31
	100	40.29	41.13
	200	38.40	64.95
	300	32.29	72.29
	400	25.97	64.61
Case 4	Q (m <sup>3</sup> /hr)	H (m)	E (%)
	0	42.58	17.29
	100	40.61	41.04
	200	38.63	64.80
	300	32.59	72.54
	400	26.02	64.87

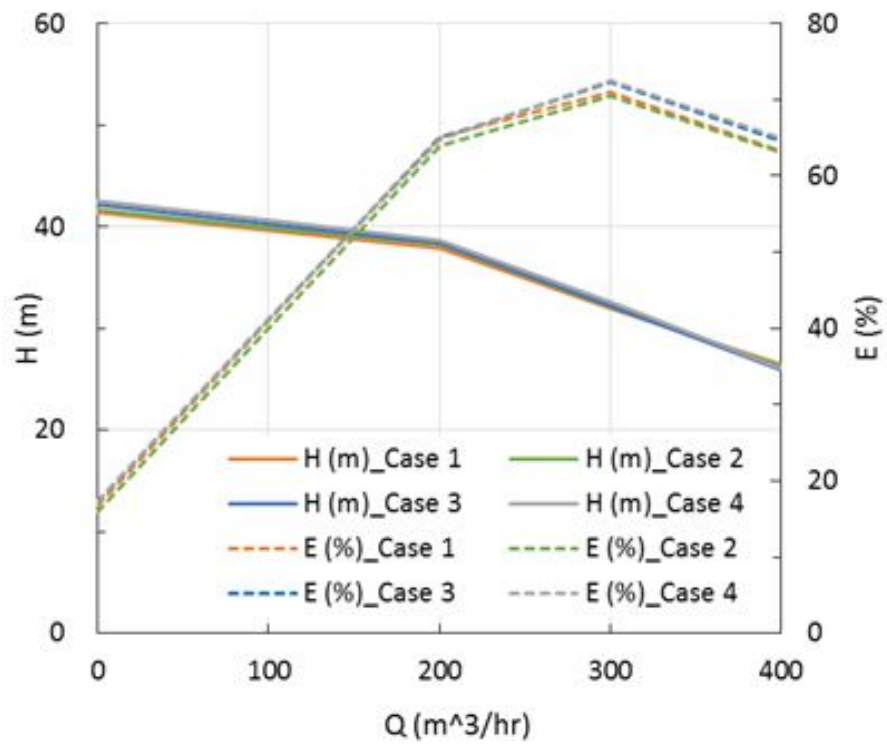


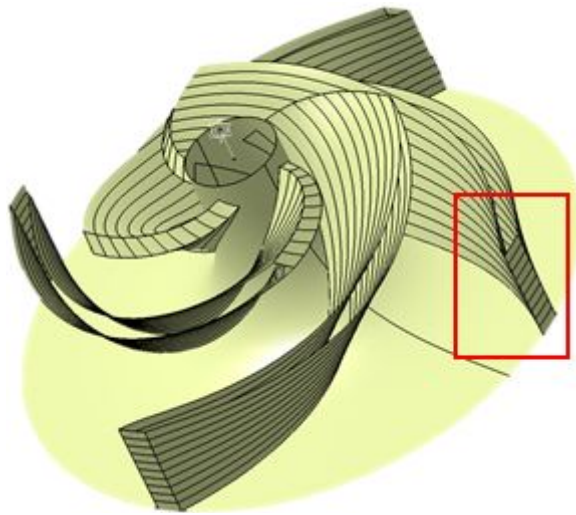
Fig. 13 Performance curve of Inlet angle



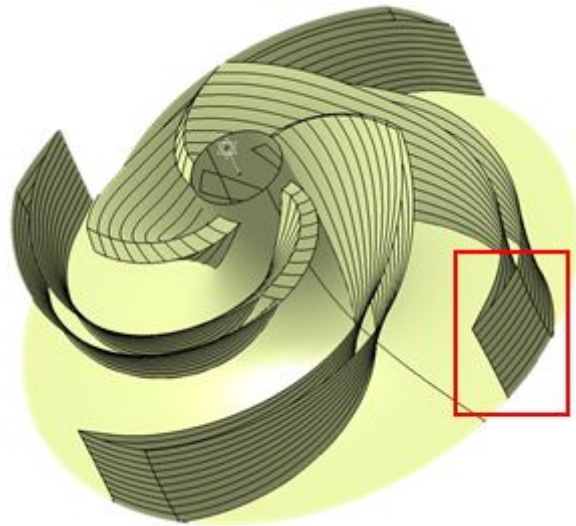
출구각 역시 회사의 요구 사양으로 CFTurbo에서 계산한 결과 출구각이 최소 8도에  
 서 최대 45도까지 유효하다. 출구각의 변화를 나타낸 그림은 Fig. 14와 같다. 출구각에  
 따라 선형증가 혹은 선형감소 혹은 상수로 총 4가지 Case를 유동해석 하였다. 유동해  
 석을 진행 한 Case는 Table 10과 같다. 출구각의 유동해석에 따른 결과는 Table 11과  
 같고, 그에 따른 성능 곡선은 Fig. 15과 같다. Fig. 15을 보면 출구각이 작을수록 효율은  
 높아지고 양정은 낮아지는 경향을 보이고, 클수록 효율은 낮아지고 양정은 높아지는  
 경향을 보인다. Case 1은 출구각이 7-7도로 11개로 나눈 Span이 모두 같은 각도를 의  
 미한다. Case 2는 출구각이 8-45도, Case 3은 45-8도, Case 4는 45-45도를 의미한다.  
 Case 1부터 Case 4까지 효율은 최대 7% 정도 차이를 보이고 양정은 1.61m의 차이를  
 보인다. 파라미터 하나의 변화로 효율이 최대 7%의 차이가 나는 것은 펌프의 효율 향  
 상에 의미가 있는 파라미터라고 볼 수 있다. 실제로 출구각의 구배를 주면 임펠러를  
 가공하는데 많은 시간과 비용이 지출되고, 출구각의 범위가 선형 증가 혹은 선형 감소  
 의 영향이 굉장히 미미하기 때문에 한 가지의 각으로 설정하였다.

Wrap angle을 나타내는 그림은 Fig. 16과 같다. 앞에서 언급했듯이 Wrap angle은  
 깃이 임펠러를 감싸고 있는 정도를 나타낸 설계 인자이다. Wrap angle 또한 커질수록  
 깃과 물의 접촉 면적을 크게 하여 회전에 의한 큰 동력 전달이 가능하지만 큰 출력이  
 필요하다. 하지만 작아질수록 깃과 물의 접촉 면적을 적게 해서 회전에 의한 적은 동력  
 전달되지만 비교적 적은 출력으로도 펌프의 구동이 가능하다. 펌프의 용도에 따라  
 Wrap angle의 크기가 다른데 오·폐수 처리용 펌프의 경우 여러 종류의 헵잡물이 임  
 펠러에 달라붙어 회전을 방해함으로써 모터에 과부하가 걸릴 수 있기 때문에 임펠러  
 깃의 수를 적게 하고 Wrap angle을 작게 하는 것이 일반적이지만, 본 모델의 경우 청  
 수에 헵잡물로 티슈만을 통과하면 되기 때문에 정해진 출력에서 원하는 양정을 얻고  
 효율을 최대한 끌어올리기 위해 설계 마진을 고려하여 Wrap angle을 비교적 넓은 범  
 위인 150도에서 190도까지 최적화 범위로 두었다. 유동해석을 진행한 Case는 Table  
 12, 해석 결과는 Table 13, 결과를 토대로 도시한 성능 곡선은 Fig. 17와 같다. Wrap  
 angle이 커질수록 효율차이는 거의 없지만 양정은 크게 높아진다. 따라서 효율 보다는  
 양정의 크기에 영향을 줄 것으로 사료된다.

이상 설계인자를 정리하면 Table 14와 같다.



(a)  $45^\circ$



(b)  $8^\circ$

Fig. 14 Shape of Outlet angle

**Table 10 Cases of Outlet angle (Span1-11, °)**

Case 1	8-8
Case 2	8-45
Case 3	45-8
Case 4	45-45

**Table 11 Result of Outlet angle comparison**

Case 1	Q (m <sup>3</sup> /hr)	H (m)	E (%)
	0	41.83	17.22
	100	40.27	40.91
	200	38.44	64.65
	300	32.46	72.70
	400	25.91	64.46
Case 2	Q (m <sup>3</sup> /hr)	H (m)	E (%)
	0	42.61	11.28
	100	40.14	36.60
	200	37.68	61.93
	300	32.39	68.86
	400	27.14	61.92
Case 3	Q (m <sup>3</sup> /hr)	H (m)	E (%)
	0	43.49	12.44
	100	41.36	36.39
	200	39.23	60.34
	300	33.61	67.92
	400	28.31	62.00
Case 4	Q (m <sup>3</sup> /hr)	H (m)	E (%)
	0	44.28	10.23
	100	42.06	33.97
	200	39.85	57.70
	300	34.07	65.63
	400	28.65	59.80

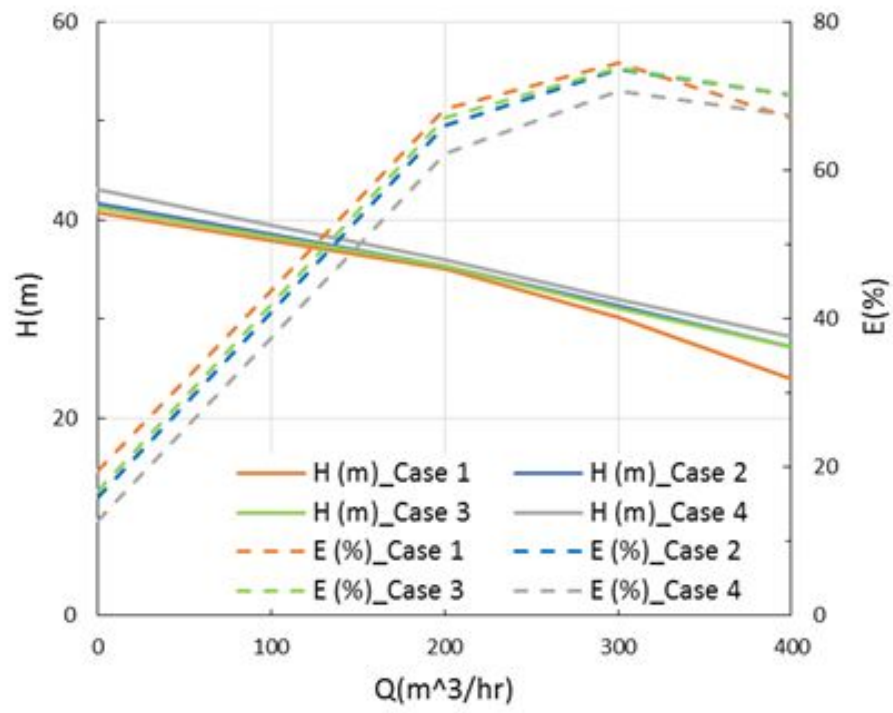
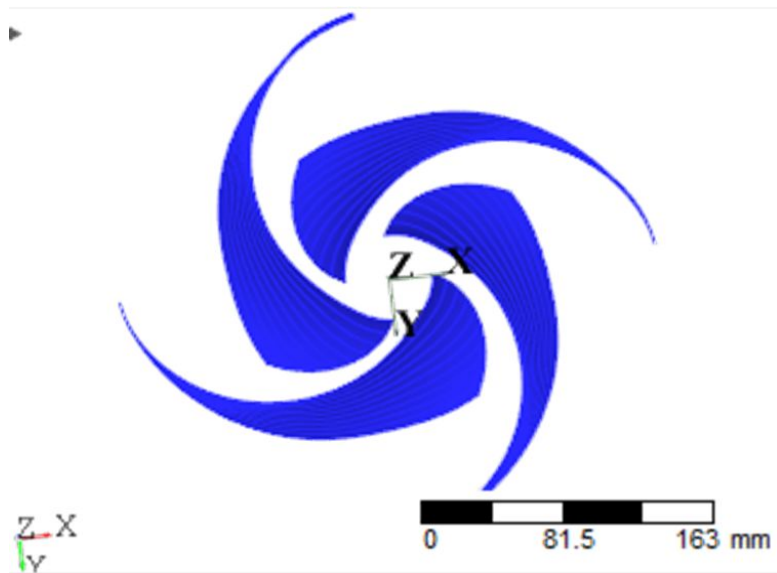
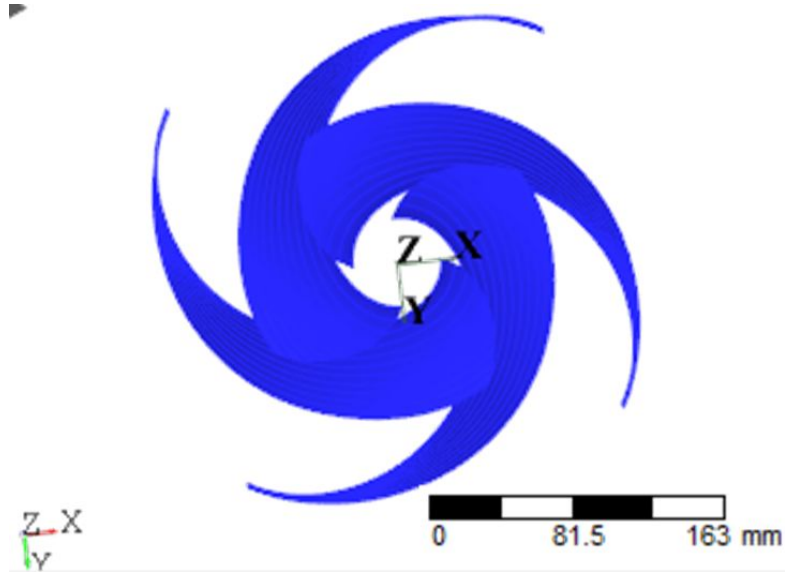


Fig. 15 Performance curve of Outlet angle



(a) Wrap angle  $150^\circ$



(b) Wrap angle  $190^\circ$

Fig. 16 Comparison of Wrap angle

Table 12 Cases of Wrap angle ( $^\circ$ )

Case 1	150
Case 2	170
Case 3	190

**Table 13 Result of Wrap angle comparison**

Case 1	Q (m <sup>3</sup> /hr)	H (m)	E (%)
	0	43.00	14.99
	100	39.00	37.60
	200	35.00	60.21
	300	30.23	63.02
	400	21.21	45.47
Case 2	Q (m <sup>3</sup> /hr)	H (m)	E (%)
	0	44.18	14.38
	100	40.49	37.02
	200	36.81	59.67
	300	32.68	64.76
	400	21.97	46.80
Case 3	Q (m <sup>3</sup> /hr)	H (m)	E (%)
	0	46.40	16.01
	100	42.65	37.03
	200	38.91	58.04
	300	35.55	62.69
	400	22.74	41.95

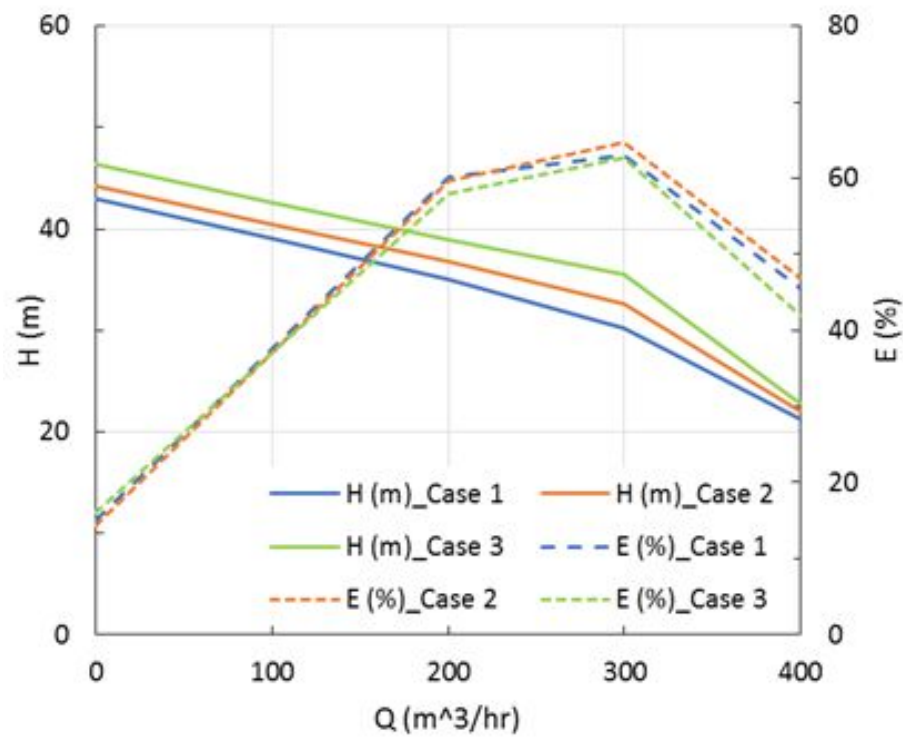


Fig. 17 Performance curve of Wrap angle comparison

Table 14 Comparison of Design Factor

Design Variable	Contents
Diameter	270 - 330 (mm)
Leading edge angle	45 - 90 (°)
Outlet angle	8 - 45 (°)
Wrap angle	150 - 190 (°)

## 2. 임펠러 최적화

### 1) 실험계획법 (Design of Experiment, DOE)

실험계획법이란 실험자로 하여금 더 나은 실험을 수행하고, 얻어진 자료를 효율적으로 분석하여 정확한 결론을 도출할 수 있게 하는 통계적 방법 중의 하나이다. 예를 들어, 강도가 높은 어떤 석유화학 신제품을 개발하고자 할 때, 첨가제 비율을 변화시켜가면서 시제품을 만들어 그 강도를 측정하고, 측정한 자료를 통계적 방법에 따라 분석하여 최적의 실험조건을 찾는 일련의 과정이 실험계획법이다. 실험계획법의 가장 중요한 목적은 관심을 갖고 있는 어떤 특성치를 최대 또는 최소로 하는 최적조건을 찾는 것이다. 그런데 일반적인 실험계획법에서의 최적조건은 실제로 실험을 했건 안했건, 실험하기 전 미리 정한 인자들의 수준조합 중 하나가 되는 제약이 있다. 실험계획법의 종류는 시행착오 실험계획법(Trial and Error), 반응표면 실험계획법(Response Surface Method, RSM), 혼합물 실험계획법(Mixture Design), 다구찌 실험계획법(Taguchi Design) 등이 있다[9].

본 연구에서는 원심펌프 임펠러의 최적 설계를 위하여 통계 소프트웨어인 Minitab 17[10]을 사용하여 실험계획법 중 반응표면법(RSM)을 활용하였다.



## 2) 반응표면법(RSM)

반응표면법은 관심 영역에 속한 임의의 변수의 수준에서 반응값을 예측하고 원하는 반응값을 얻을 수 있도록 최적화를 수행하기 위해 사용된다. 반응표면법에서 중요한 것은 최소의 실험으로 최적의 실험결과를 얻기 위한 실험점과 실험점의 수이다. 반응표면법의 종류에는 중심합성계획법(Central Composite Design), 회전계획법(Rotatable Design), 회전중심합성계획법(Rotatable Central Composite Design), Box-Behnken 계획법 등 수많은 반응표면법이 알려져 있다. 본 연구에서는 반응표면법 중 가장 많이 쓰이는 중심합성계획법을 활용하였다. 중심합성계획법의 실험점은 다음과 같이  $2^k$ 개의  $2^k$ 요인실험의 실험점과  $2k$ 개의 축점 그리고  $n(\geq 1)$ 개의 중심점으로 이루어져 총 실험점의 수는  $2^k + 2k + n$ 개인데, 반응표면이 곡면일 때 중심점의 영향이 크므로 중심점에서의 실험을 다른 실험점보다 많이 하는 것이 좋다고 알려져 있다.

앞서 선정한 임펠러의 설계 인자들을 중심합성계획법을 이용하여 최적화하기 위해 최적화 Set을 설정해야한다. Set은 Table 15과 같다. Set에 값을 입력할 때는 펌프의 운전점인  $300 \text{ m}^3/\text{hr}$ 에서 해석한 값을 사용하였다.

**Table 15 Optimization Set**

	Diameter(mm)	Leading edge angle(°)	Outlet angle(°)	Wrap angle(°)
Case 1	330	67.5	26.5	170
Case 2	300	67.5	26.5	170
Case 3	330	90.0	8.0	190
Case 4	330	45.0	8.0	190
Case 5	300	67.5	26.5	170
Case 6	300	67.5	26.5	190
Case 7	300	67.5	26.5	170
Case 8	270	90.0	8.0	150
Case 9	330	45.0	45.0	150
Case 10	330	90.0	45.0	190
Case 11	330	45.0	45.0	190
Case 12	300	67.5	45.0	170
Case 13	330	90.0	45.0	150
Case 14	300	67.5	26.5	170
Case 15	300	67.5	26.5	150
Case 16	300	67.5	8.0	170
Case 17	270	45.0	45.0	190
Case 18	330	90.0	8.0	150
Case 19	270	45.0	45.0	150
Case 20	330	45.0	8.0	150
Case 21	270	90.0	8.0	190
Case 22	270	90.0	45.0	190
Case 23	300	45.0	26.5	170
Case 24	300	67.5	26.5	170
Case 25	270	90.0	45.0	150
Case 26	300	67.5	26.5	170
Case 27	270	45.0	8.0	190
Case 28	270	45.0	8.0	150
Case 29	300	67.5	26.5	170
Case 30	270	67.5	26.5	170
Case 31	300	90.0	26.5	170

### 3) 최적화 Set의 해석 및 분석

앞서 최적화 Set을 설정하여 Case를 정하였다. 위와 같은 방법으로 Case들을 해석하여 목적 값들을 입력하면 반응표면법으로 최적화 된 설계 인자들을 얻을 수 있다. 표면 반응법을 시행하기 전 효율과 양정은 최댓값으로, 출력은 36KW로 타겟값을 부여하였다. 그 이유는 효율과 양정은 클수록 좋지만 출력은 모터의 최대 출력인 37KW를 넘어서면 안되기 때문이다. 해석한 최적화 Set은 Table 16과 같다. Fig. 18는 반응표면법을 활용한 결과를 도시하였다. Fig. 18을 보면 알 수 있듯이 직경은 293.0405 mm, Leading edge angle은 90°, 출구각 B2는 8°, Wrap angle은 169.7980°로 최적화된 설계인자가 도출되었다. Fig. 19는 양정, 효율 그리고 출력의 반응표면을 나타낸 그림이다. 각 반응값을 3차원으로 도시함으로서 포괄적인 영향을 볼 수 있다. Fig. 20은 양정, 효율, 출력의 주영향도표(Main effect plot)를 나타내었다. 주영향도표를 통하여 각 설계 인자가 반응값에 미치는 영향을 확인할 수 있다.

최적화 결과를 분석 해 보면 양정과 출력은 모두 직경의 영향을 제일 많이 받고, 그 다음 출구각, Leading edge angle, Wrap angle 순이다. 하지만 출력은 정해져 있기 때문에 그에 맞는 최선의 임펠러 직경을 선정하였고, 출구각이 커지면 효율이 급격하게 떨어지고 출력은 올라가지만 양정이 모자란 상황에서는 요긴하게 사용 가능한 설계 인자라고 할 수 있다. Leading edge angle과 Wrap angle은 모두 값이 커지면 미미하게 양정과 출력이 커지므로 직경과 출구각에 비해 적은 영향을 미친다.

**Table 16 Analysis result of Optimization set**

	Power (KW)	Head (m)	Eff. (%)
Case 1	53.6084	46.98488	0.714304
Case 2	41.4889	36.07115	0.708575
Case 3	53.4166	48.28579	0.736717
Case 4	52.0985	47.78305	0.747492
Case 5	41.1106	36.13211	0.716304
Case 6	42.0250	36.33850	0.704720
Case 7	41.1106	36.13211	0.716304
Case 8	28.5804	25.25392	0.720142
Case 9	55.8460	46.77369	0.682601
Case 10	61.6393	48.99577	0.647826
Case 11	56.1546	47.09496	0.683513
Case 12	43.8130	36.25404	0.674390
Case 13	57.1805	46.82302	0.667374
Case 14	41.0268	36.04633	0.716063
Case 15	40.7696	35.53654	0.710389
Case 16	38.6333	34.62788	0.730502
Case 17	28.4466	23.88948	0.684438
Case 18	51.1551	45.22697	0.720553
Case 19	32.9108	25.94466	0.642491
Case 20	50.1785	45.10994	0.732676
Case 21	29.9662	26.33027	0.716112
Case 22	29.9653	26.31944	0.715840
Case 23	40.5819	35.95504	0.722079
Case 24	41.0626	36.12353	0.716971
Case 25	33.7971	27.21290	0.656225
Case 26	41.0626	36.12353	0.716971
Case 27	28.4466	23.88948	0.684438
Case 28	27.7688	24.74587	0.726278
Case 29	41.0626	36.12353	0.716971
Case 30	33.9744	29.24643	0.701582
Case 31	41.4590	36.51251	0.717762

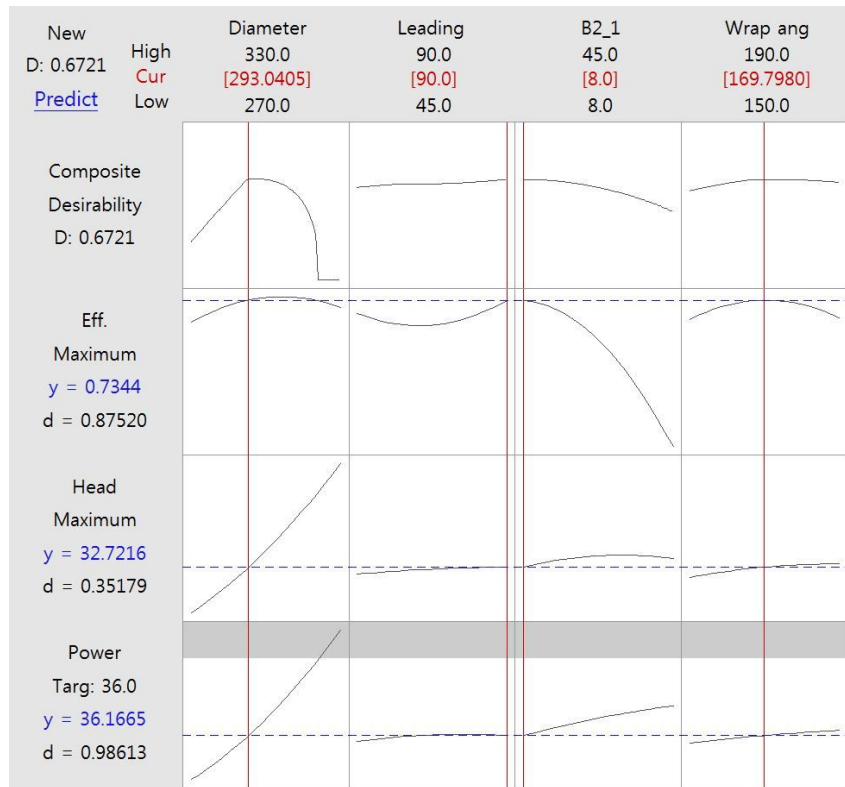


Fig. 18 Optimization Result

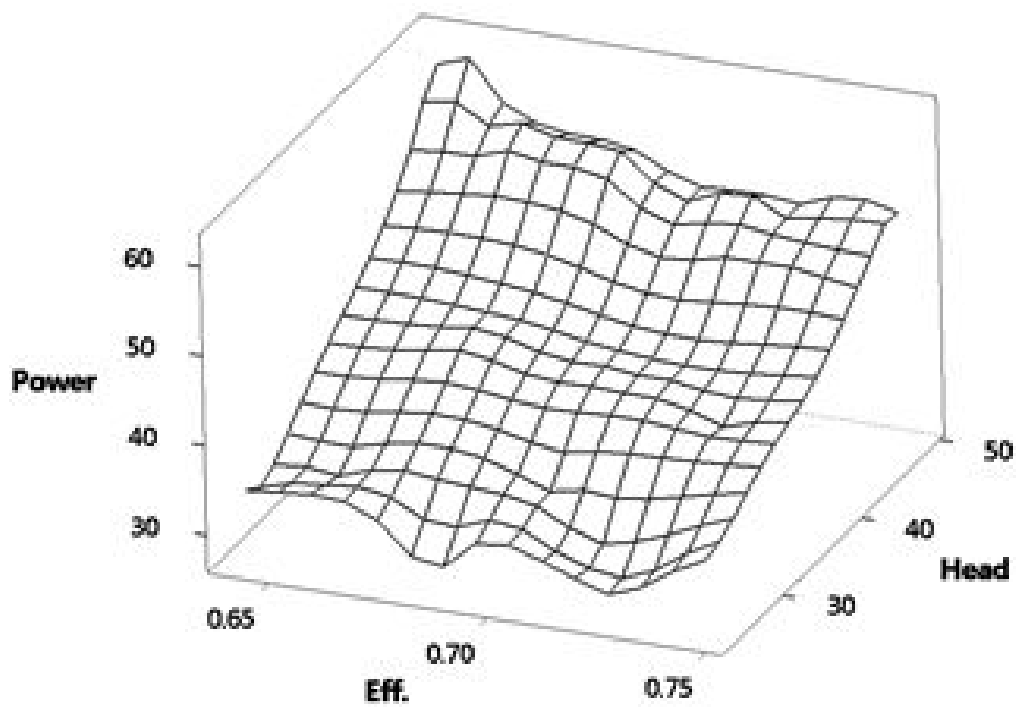
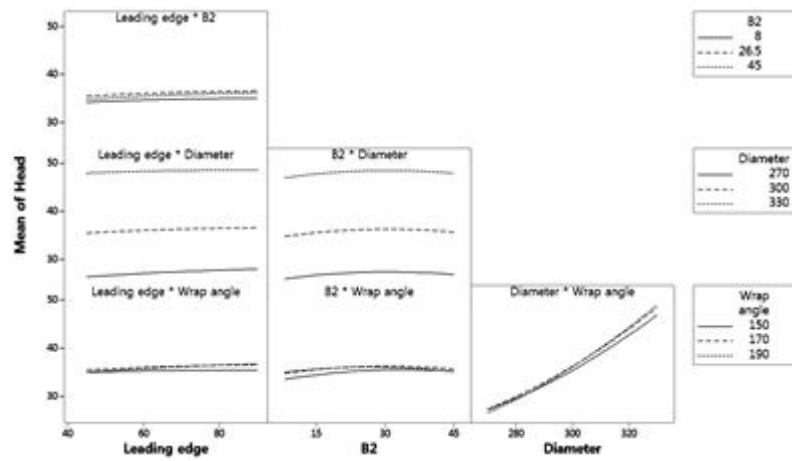
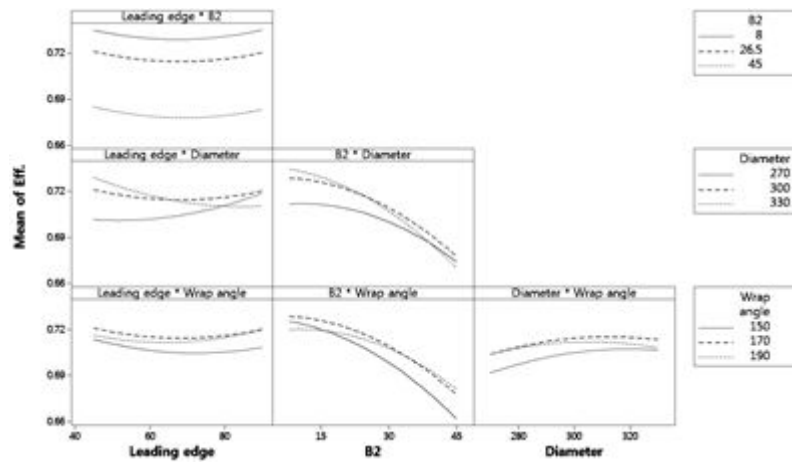


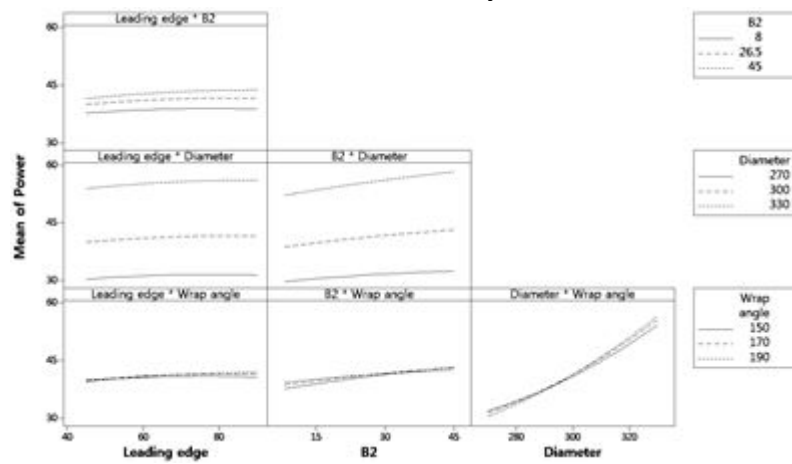
Fig. 19 Response Surface for Power, Efficiency and Head



(a) Head



(b) Efficiency



(c) Power

Fig. 20 Main Effect Plot for Head, Efficiency and Power

#### 4) 최적화된 설계인자 반영

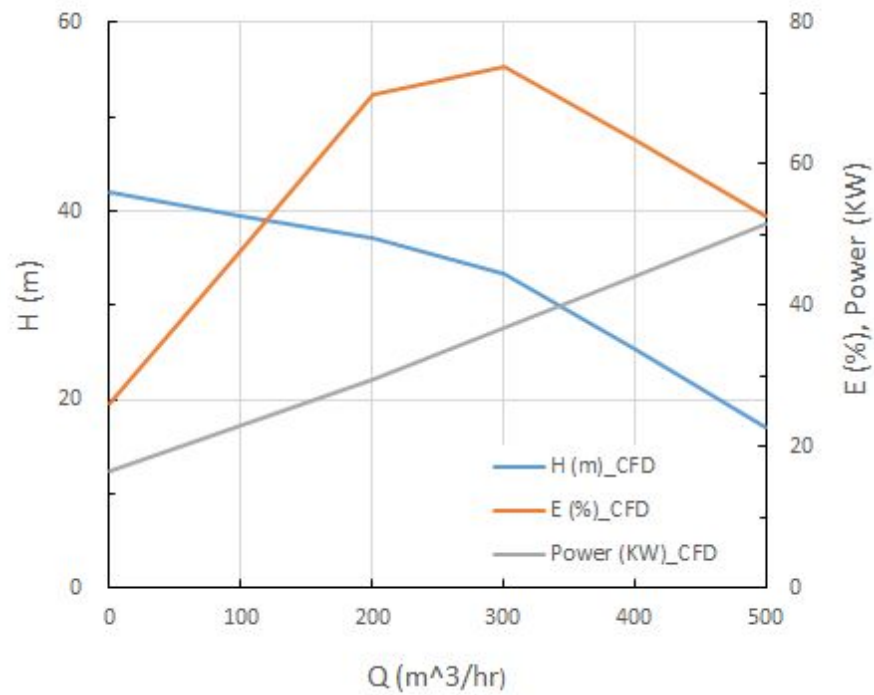
앞서 최적화된 설계인자들을 도출하였다. 도출된 설계인자들을 이용하여 다시 CFTurbo에서 모델링을 실시하였고 동일한 방법으로 유동 해석을 진행하였다. 그 결과 얻은 성능은 Table 17와 같고 성능 곡선은 Fig. 21과 같다.

최적화된 설계인자를 반영하여 유동 해석을 진행했을 때는  $300\text{ m}^3/\text{hr}$ 에서 약간의 차이는 있지만 양정, 효율 출력은 각각 33.42 m, 73.86 %, 36.87 KW를 나타내었다. 해석 결과를 선형 보간을 하면 작동범위에서 양정은 34.52 ~ 30.96 m이고, 효율은 73.86 ~ 70.69 %, 출력은 34.64 ~ 39.06 KW의 성능을 보인다.

하지만 실제 임펠러를 제작할 때는 제조 기술의 한계로 본 설계 인자 중 출구각을 제외하고 직경과 Wrap angle, Leading edge angle만을 반영하였다.

**Table 17 Analysis result of Optimization**

Q ( $m^3/hr$ )	H (m)	E (%)	shaft power (KW)
0	42.01	25.97	16.64
100	39.54	47.85	23.05
200	37.07	69.73	29.45
300	33.42	73.86	36.87
400	25.22	63.29	44.17
500	17.01	52.72	51.47



**Fig. 21 Performance curve of Analysis result**



## IV. 제품 성능 평가

### 1. 성능 평가 장치 및 평가 방법

#### 1) 성능 평가 장치

본 펌프 시험에 사용한 원심펌프와 모터의 사양은 Table 18 과 같다.

펌프 시험의 개념도를 Fig. 22 에 나타내었다. 시험 장치는 개방형 수조, 흡입배관 및 토출배관, 시험용 펌프와 모터, 출력의 측정을 위한 전력계, 회전수 측정용 디지털 타코미터, 유량을 측정하기 위한 위어, 양정을 구하기 위한 압력계, 유량을 조절하기 위한 밸브로 구성되어 있다.

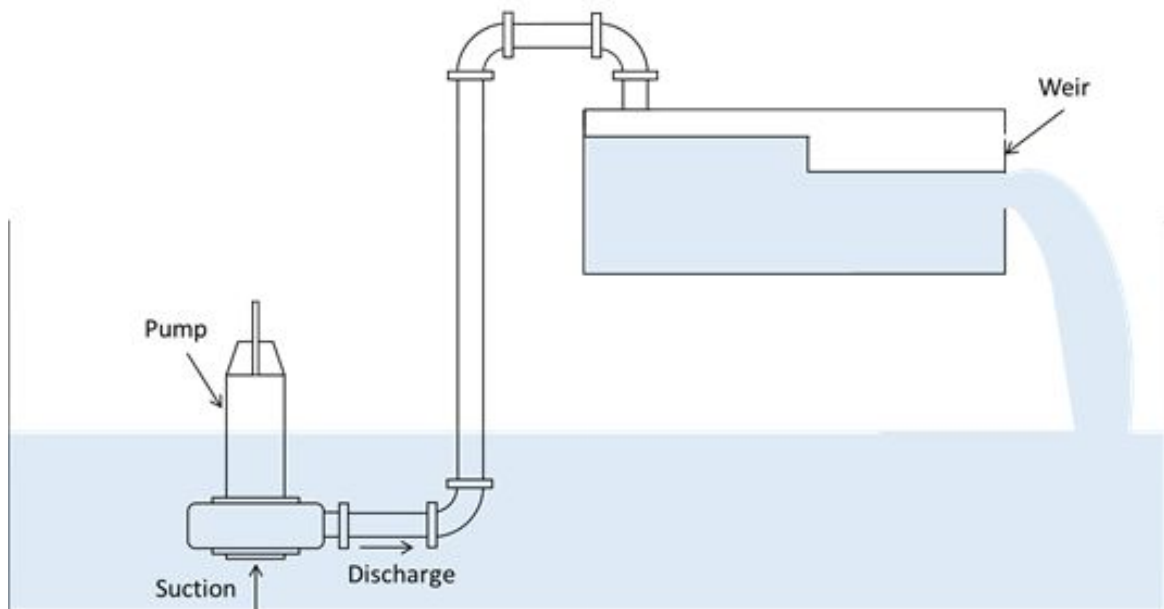
시험 중 사진은 Fig. 22와 같다.

#### 2) 평가 방법

규격 KS B 6301[11]과 KS B 6302[12]에 의하여 상온에서 청수를 사용하여 시험을 수행하였다. 토출배관에 설치된 밸브를 차단상태에서부터 단계적으로 개방하는 방법으로  $147.85 \text{ m}^3/\text{hr}$ 에서  $391.15 \text{ m}^3/\text{hr}$ 까지 5개의 지점을 선정하여 각각의 토출압력에 대해 출력, 토출유량, 양정을 측정하였다.

**Table 18 Specifications of centrifugal pump and motor**

Contents		Specification
Pump	Operating range	$270 \sim 330 \text{ m}^3/\text{hr}$
	Head	$34 \sim 30 \text{ m}$
	Suction diameter	166 mm
	Discharge diameter	150 mm
	Impeller diameter	284 mm
Motor	Power	37 KW
	Voltage	380 V
	Pole	4P
	Frequency	60 Hz
	Revolution per min.	1750 rpm



**Fig. 22 Schematic of Pump test**



Fig. 23 Picture of Pump test

## 2. 성능 평가 결과

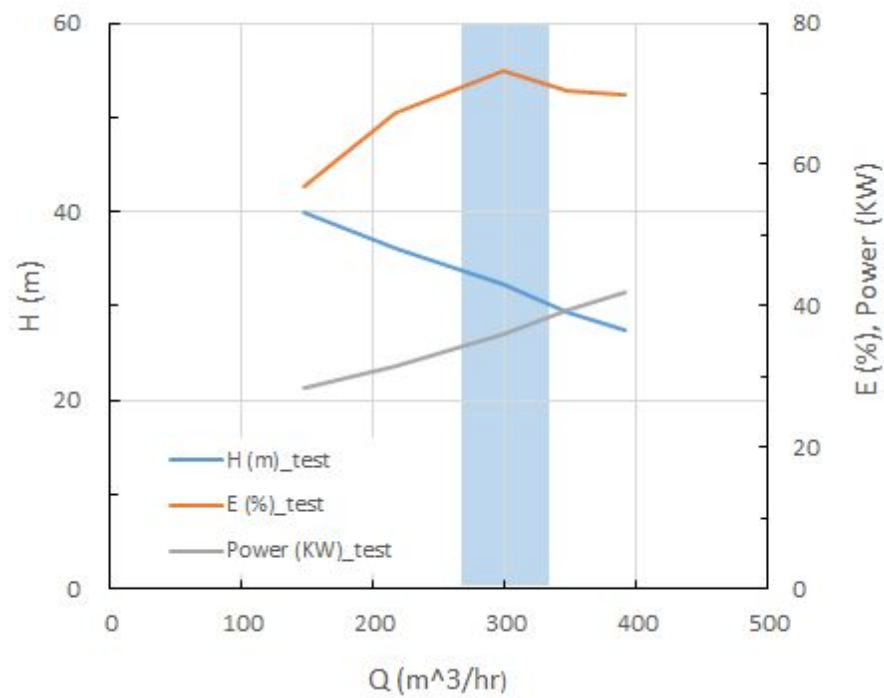
### 1) 성능 평가 결과

본 펌프 시험은 공인인증기관에 의뢰하여 수행하였다. 펌프 시험의 결과는 Table 19과 같고 그 결과를 통해 구한 성능 곡선은 Fig. 24이다.

본 펌프의 BEP(Best Efficiency Point)는 약  $300 \text{ m}^3/\text{hr}$ 이고 작동 범위는  $270 \sim 330 \text{ m}^3/\text{hr}$ 로 설계하였다. 또한 BEP에서 양정은 32 m 이상, 출력은 37 KW 이하로 성능을 요구하였는데, Table 19의 시험 결과 BEP에서 양정은 32.2 m, 효율은 73.2 %, 출력은 35.91 KW의 성능을 얻었다. 이러한 결과는 회사의 요구 사항을 만족하는 결과라고 볼 수 있다. 선형 보간을 하면 작동범위에서 양정은 33.6 ~ 30.3 m이고, 효율은 73.2 ~ 71.46 %, 출력은 34.4 ~ 38.1 KW의 성능을 보인다. 이러한 펌프의 성능은 회사의 조건을 충분히 만족한다.

**Table 19 Result of Pump test**

Q ( $m^3/hr$ )	H (m)	E (%)	shaft power (KW)
147.85	40.0	56.9	28.29
216.6	36.1	67.3	31.61
299.29	32.2	73.2	35.91
346.82	29.3	70.5	39.34
391.15	27.5	69.9	41.85



**Fig. 24 Performance curve of Pump test result**

## 2) 유동해석과 비교

수행한 유동해석과 펌프 시험의 결과를 비교하였다. 비교한 결과는 Table 20와 같고 결과를 바탕으로 도기한 성능 곡선은 Fig. 25과 같다. Fig. 25을 보면 BEP에서 해석 결과와 시험의 결과가 거의 일치하는 것을 확인할 수 있다.

기존 모델은 유동 해석 결과 BEP에서 양정은 33.38m, 효율은 68.05%를 보이지만 최적 설계 인자를 반영한 모델의 경우 BEP에서 양정은 33.42m, 효율은 73.86%를 보인다. 비교 결과 양정은 1%(0.04m) 증가 하였고 효율은 5.81% 증가하였다. 따라서 회사의 요구사항인 양정 32 m, 출력 37 KW를 만족하였다. 선형 보간을 하면 시험의 경우 작동범위에서 양정은 33.6 ~ 30.3 m 이고, 효율은 71.11 ~ 71.46 %, 출력은 34.4 ~ 38.1 KW의 성능을 보인다. 유동해석의 경우 양정은 34.5 ~ 31m 이고, 효율은 72.62 ~ 70.69 %, 출력은 34.6 ~ 39.1 KW의 성능을 보인다.

## 3) 우수제품과 비교

현재 수중 원심펌프 부문 최고 수준의 회사인 Xylem[13]의 경우 비슷한 조건에서 BEP는 양정 29 m, 효율 72.2 %, 출력 32.8 KW를 보인다. 카탈로그에서 확인한 성능 곡선은 Fig. 26과 같다. Xylem사 제품과 최적화된 제품을 비교한 성능 곡선은 Fig 27과 같다. Xylem사 제품과 비교하면 출력이 조금 더 많이 필요하지만 3 m이상 높은 양정으로 충분히 경쟁력이 있다고 사료된다.

**Table 20 Comparison of Pump test and Analysis**

	Q ( $m^3/hr$ )	H (m)	E (%)	shaft power (KW)
Pump test	147.85	40.0	56.9	28.29
	216.60	36.1	67.3	31.61
	299.29	32.2	73.2	35.91
	346.82	29.3	70.5	39.34
	391.15	27.5	69.9	41.85
Analysis	0	42.0	26.0	16.64
	100	39.5	47.9	23.05
	200	37.1	69.7	29.45
	300	33.4	73.9	36.87
	400	25.2	63.3	44.17
	500	17.0	52.7	51.47

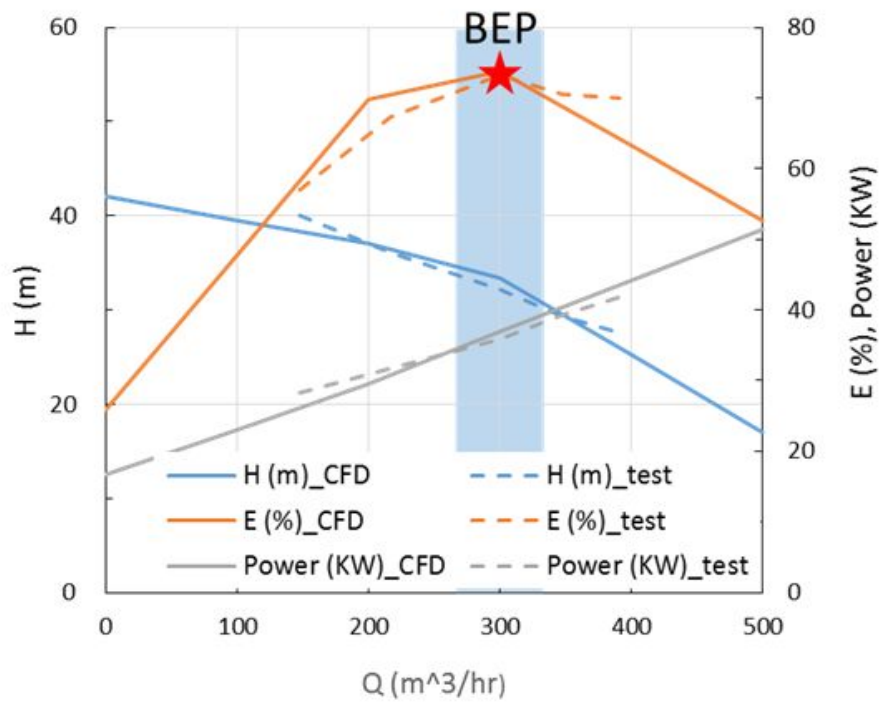


Fig. 25 Comparison of Performance curve of test and Analysis

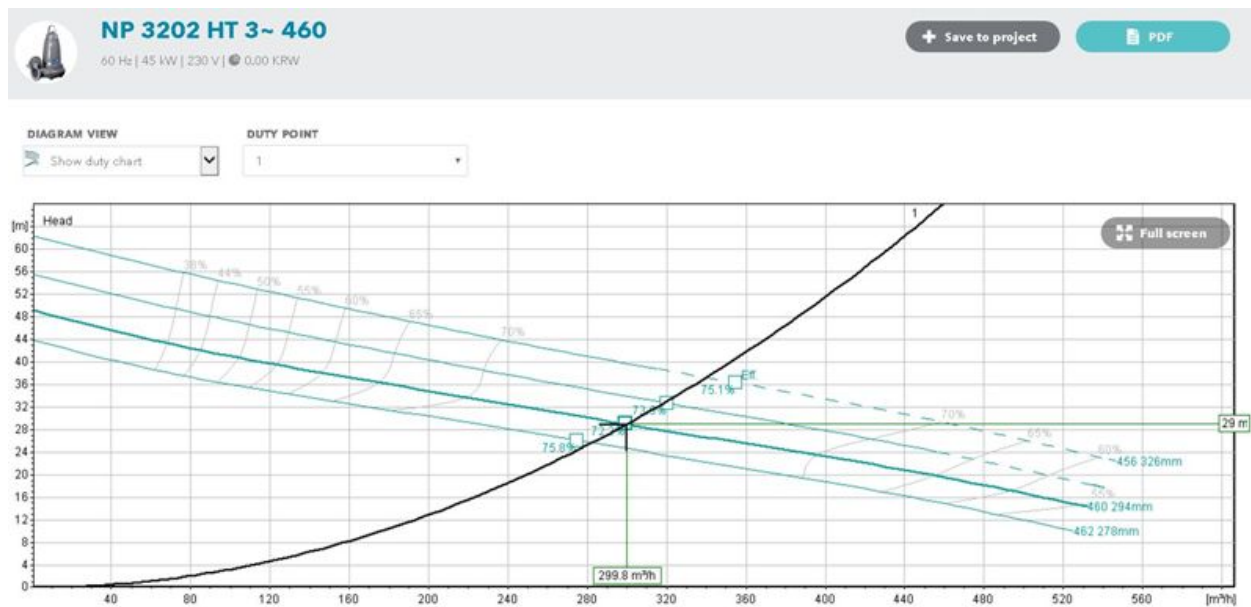


Fig. 26 Performance curve of Xylem pump



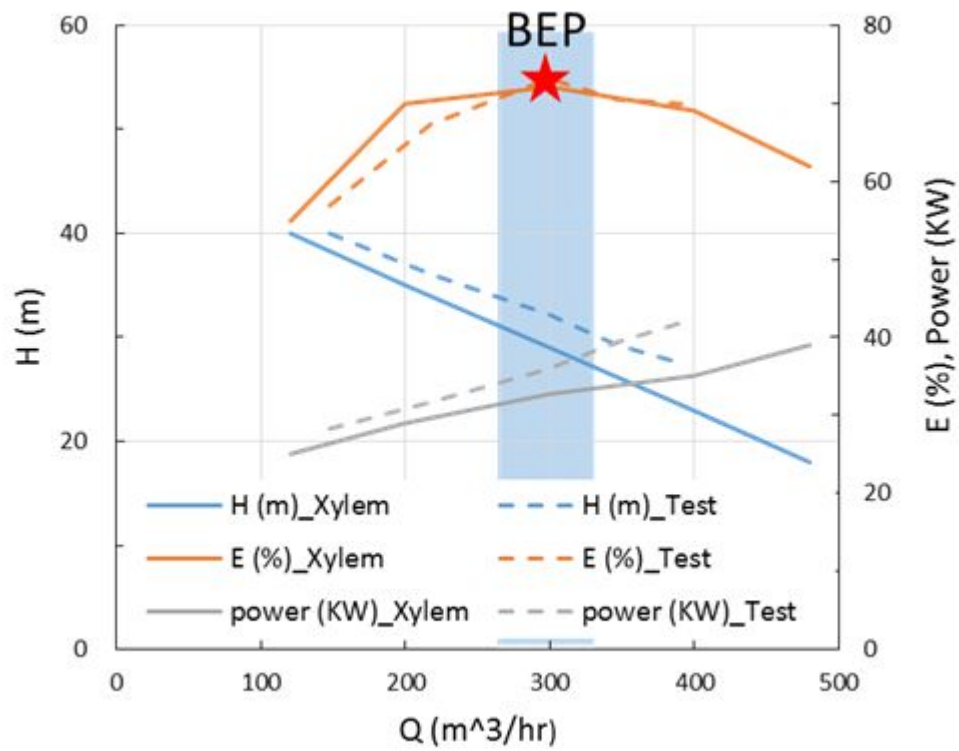


Fig. 27 Performance curve of Optimized product and Xylem product

## V. 결론

본 연구를 통하여 회사의 요구사항을 만족시키는 수중 원심 펌프의 임펠러 설계안을 제시하였다. 이를 위해 반응표면법과 유동해석을 통해 최적의 설계 인자를 도출하였고 최적의 설계 인자를 반영하여 유동해석을 수행하였다. 또한, 펌프 시험을 수행하고 그 결과와 유동해석의 결과를 비교하여 평가하였다.

1) 임펠러의 설계 인자로서 임펠러 직경, Leading edge 각, 출구각, Wrap 각을 선정하였다. 또한 선정된 설계 인자들의 변화가 반영된 유동해석을 수행하였고 그 결과 각 설계 인자들이 펌프 성능에 미치는 영향에 대하여 확인하였다.

2) 실험계획법 중 반응표면법을 통해 각각의 인자들이 출력, 양정, 효율에 미치는 영향을 확인하고 최적화 Set을 설정하였고, 각 Case의 유동해석 결과를 통하여 최적의 설계 인자를 도출하였다.

3) KS규격의 시험 방법으로 시험을 진행하였다. 시험 결과를 정리하고 성능 곡선을 도출하였다.

4) 기존의 모델은 유동 해석 결과 BEP(Best Efficiency Point)에서 양정은 33.38m, 효율은 68.05%를 보이지만 최적 설계 인자를 반영한 모델의 경우 BEP에서 양정은 33.42m, 효율은 73.86%를 보인다. 비교 결과 양정은 0.04m 증가 하였지만, 효율은 5.81% 증가하였다. 따라서 회사의 요구사항인 양정 32m, 출력 37KW, 70% 이상의 효율 달성을 만족하였다.

5) 현재 수중 원심펌프 부문 최고 수준의 회사인 Xylem의 경우 비슷한 조건에서 양정 29m, 효율 72.2%, 출력 32.8KW를 보인다. Xylem과 비교하면 출력이 조금 더 많이

필요하지만 4m 이상 높은 양정으로 Xylem의 펌프 대비 충분히 경쟁력이 있다고 사료된다. 또한 본 설계 인자들을 모두 적용한 임펠러를 제작했을 때 효율과 양정의 증가, 출력의 감소 등이 예상되지만 이는 추후 연계되는 과제를 통한 연구가 필요하다.

## 참고문헌

- [1] Sung Kim, Young-Seok Choi, Joon-Yong Yoon and Deok-Su Kim, Design Optimization of Centrifugal Pump Impeller Using DOE, 유체기계저널, 제11권, 제3호, pp.36-42, 2008
- [2] Kwon Bum Pyun, Joon Hyung Kim, Young Seok Choi, Joon Yong Yoon, Design Optimization of a Centrifugal Pump Impeller using RSM and Design of Volute, 유체기계공업학회 2011 유체기계 연구개발 발표회, pp.519-525, 2011
- [3] Jin-Hyuk Kim, Jae-Ho Choi, Kwang-Yong Kim, Design Optimization fo Centrifugal Compressor Impeller Considering the Meridional Plane, 유체기계저널, 제12권, 제3호, pp.7-12, 2009
- [4] Miguel Asuaje, Farid Bakir, Smaïne Koudri, Frank Kenyery, Robert Rey, Numerical Modelization of the Flow in Centrifugal Pump: Volute Influence in Velocity and Pressure Fields, International Journal of Rotating Machinery, Vol.3, pp.244-255, 2005
- [5] K.W. Cheah, T.S. Lee, S.H. Winoto and Z.M. Zhao, Numerical Flow Simulation in a Centrifugal pump at Design and Off-Design Conditions, International Journal of Rotating Machinery, Vol.2007, Article ID 83641, 8pages, 2007
- [6] S.H. Lee and D.R. Lee, FLOW ANALYSIS OF THE IMPELLER WITH DIFFERENT INLET ANGLES IN THE CENTRIFUGAL PUMP, J. Comput. Fluids Eng., Vol.21, No.1, pp.58-63, 2016. 03
- [7] Seok Heum Baek, Won Hyuk Jung and Sangmo Kang, Shape Optimization of Impeller Blades for Bidirectional Axial Flow Pump, Trans. Korean Soc. Mech. Eng. B, Vol.36, No.12, pp. 1141-1150, 2012
- [8] 양승용, CFD 이론 교육, 경원테크, 2017
- [9] 박성현, 최병철, SPSS와 SAS분석을 통한 실험계획법의 이해, 민영사, 2008
- [10] Minitab 17 Manual,
- [11] KS B 6301, Testing Methods for Centrifugal Pumps, Mixed Flow Pumps and Axial Flow Pumps, Korean Standards Association., 2015,
- [12] KS B 6302, Measurement Methods of Pump Discharge, Korean Standards Association., 2016
- [13] Xylem, <https://www.xylem.com/en-us>

# CFD Analysis and Optimum Design of Centrifugal Pump Impeller

Won-woo Jo

*Department of Advanced Mechanical Engineering,  
Major of Mechanical & Biomedical Engineering  
Graduate School, Kangwon National University*

## Abstract

Pumps are one of the oldest machines in the history of mankind, and with the advent of the Centrifugal Pump in modern times, more flow can be transported to higher elevations. Initial pumps have begun to be used for coal mine drainage and marine applications are now used in a wide range of applications such as buildings, water and sewage systems, agricultural irrigation, industrial water and power plants. However, recently, various environmental regulations such as energy and greenhouse gas have been strengthened, and thus, it is demanding higher efficiency in the same performance around the world. Therefore, demand for high-efficiency products is gradually increasing. Among the various components of a centrifugal pump, the components that have the greatest effect on efficiency are known as motors and impellers.

However, since the motor shows a efficiency of more than 90% through the remarkable development in the modern day, in order to maximize the efficiency of the centrifugal pump, various design factors of the impeller are found and the performance according to the change is identified. Improvement is essential. In recent years, computational fluid dynamics (CFD) have also been studied extensively due to the dramatic advances in computer performance. CFD studies have been used in many ways because they can predict performance to some extent without creating prototypes. The centrifugal pump is divided into a land pump and an submersible pump. In this study, an submersible pump was used. Unlike the land pump, the submersible pump is immersed in the water, so the

role of the mechanical seal, which prevents the penetration of water, is absolutely essential, so technical support is essential. In addition, there is no need for a fan to dissipate heat, and it is necessary to have its own cooling function.

In this study, the diameter, the meridional contour, inlet angle, outlet angle, and the wrap angle of the impeller are used to obtain the optimal design factors of the impeller. Based on the design factors, a optimization set was constructed using one of the experimental design methods, Response of Surface Design (RSM), and CFD analysis was performed for each case. The design parameters derived from the analysis were applied to the impeller and the pump was performed CFD analysis. The pump test and the CFD analysis were compared by plotting the results as the performance curve and the efficiency and the efficiency according to the flow rate within the operating range of the pump. We also confirmed our competitiveness by comparing with superior products.

☐ keywords

centrifugal pump, impeller, design of experiment, response surface method, computational fluid dynamics