

공학석사 학위논문

횡형 편흡입 원심펌프의 설계 및
CFD 에 의한 성능해석에 관한 연구

**A Study on the Design and Performance Analysis of
Horizontal Single Suction Centrifugal Pump by CFD**

지도교수 : 이 영 호

2006 년 2 월

한국해양대학교 대학원

기계공학과 김 명 석

본 논문을 김명석의 공학석사 학위논문으로 인준함

위원장 : 공학박사 김 유 택 (인)

위 원 : 공학박사 남 청 도 (인)

위 원 : 공학박사 이 영 호 (인)

2005 년 12 월 30 일

목 차

Abstract	iv
Nomenclature	v
제 1 장 서 론	1
1.1 연구 배경	1
1.2 연구 동향	5
1.3 연구 목적	7
제 2 장 원심펌프 설계	8
2.1 원심펌프의 구조	8
2.2 모터 동력	11
2.3 펌프 축경	12
2.4 임펠러 설계	13
2.4.1 설계사양	13
2.4.2 비속도의 계산	16
2.4.3 임펠러 출구지름의 계산	17
2.4.4 임펠러 출구폭의 계산	19
2.4.5 임펠러 입구지름의 계산	22
2.4.6 임펠러 Meridian 형상의 결정	23
2.4.7 임펠러 Middle Line의 결정	27
2.4.8 깃 입구직전의 유속의 결정	31
2.4.9 임펠러 입구각의 계산	34

2.4.10	깃 작도	36
2.4.11	3D Modeling	41
2.5	케이싱 설계	42

제 3 장 펌프 성능 시험 48

3.1	시험장치의 구성	48
3.1.1	토출량 측정 장치	48
3.1.2	위어 및 지지판	48
3.1.3	수로	52
3.1.4	위어 양정 측정 장치	53
3.1.5	흡입/토출 게이지	55
3.1.6	전동기	57
3.1.7	공통 베드, 진공펌프	59
3.2	시험 및 검사방법	63
3.2.1	총 양정	63
3.2.2	토출량	65
3.2.3	회전수	66
3.2.4	축동력	66
3.2.5	펌프효율	66
3.3	결과 및 고찰	67

제 4 장 CFD에 의한 원심펌프 성능해석 69

4.1	수치해석 기법	70
4.1.1	지배방정식	72
4.1.2	난류 모델링	73

4.2 계산조건	76
4.3 계산격자 및 경계조건	77
4.4 결과 및 고찰	80
4.4.1 유동해석	80
4.4.2 성능해석	92
제 5 장 결 론	96
참고문헌	97

A Study on the Design and Performance Analysis of Horizontal Single Suction Centrifugal Pump by CFD

Myung Seok, KIM

Department of Mechanical Engineering

Graduate School of Korea Maritime University

Abstract

The purpose of this study is focused on the analysis of 3D complex flow and performance characteristics of a centrifugal pump with volute casing. The numerical analysis was performed by commercial code CFX-10 according to the variation of flow rate, which is changing from $5.847\text{m}^3/\text{min}$ to $7.062\text{m}^3/\text{min}$. The rated rotational speed of close type impeller is 1750rpm. Turbulence model, k- ω SST was selected to guaranty more accurate prediction of flow separation. The ICEM-CFD 10, reliable grid generation software was also adapted to secure high quality grid generation necessary for the reliable numerical simulation. The experimental results such as static head, brake horse power and efficiency of the centrifugal pump were compared with the numerical analysis results. The simulated results are good agreement with the experimental results less 5% error.

Nomenclature

b	:	Width of vane
BHP	:	Brake horse power
c_m	:	Meridian velocity of impeller
d	:	Diameter
g	:	Acceleration of gravity
H	:	Total head
K_m	:	Dimensionless velocity of impeller
L_w	:	Theoretical power consumption
n	:	Rotational speed
n_s	:	Specific speed
P	:	Motor power
Q	:	Flow rate
s	:	Peripheral thickness of vane
t	:	Thickness of vane
T	:	Torque
u	:	Peripheral velocity of impeller
z	:	Number of vane

Greek Letter

β	:	Angle of vane
η	:	Pump efficiency
η_v	:	Volumetric efficiency
γ	:	Specific gravity
ψ	:	Head coefficient
ϕ	:	Capacity coefficient
σ	:	Peripheral pitch of vane
λ	:	Deceleration ratio of vane

Subscript

1	:	Inlet of vane or impeller
2	:	Outlet of vane or impeller
3	:	Base circle of volute
b	:	Boss of impeller

제 1 장 서론

1.1 연구배경

현재 국내 펌프시장은 WTO체제 출범 및 OECD 가입과 더불어 완전 개방 되었으며, 선진 외국업체와 무한경쟁을 벌여야 하는 시대로 돌입했다. 경쟁력을 어느 정도 갖추고 있는 타 분야와는 달리 국내 펌프 생산업체들은 기술력이나 자본면에서 매우 취약하기 때문에 더욱 심각한 위기에 직면하고 있다.

Table 1.1은 국내 펌프시장의 현황을 나타낸다.

펌프를 생산하고 있는 제조업체중 펌프시장을 리드하는 세계적인 업체들은 Table 1.2에 나타낸 바와 같이 대부분 100년이 넘는 오랜 역사를 갖고 있으며, 이들 중 상당수는 펌프만을 전문으로 생산하는 다국적 기업의 형태를 하고 있다. 즉, 유체기계는 전통적으로 많은 경험과 오랜 시행착오를 겪으며 설계, 제작되었고, 펌프는 장치산업에 필요한 기계이므로 생산 및 유지관리를 위해서는 현지화가 필수적이라고 볼 수 있다. 한편, 국내 펌프제조업체들의 역사는 대체로 짧고, 4개사의 대기업과 다수의 중소기업이 펌프시장에 참여하고 있으며, 개방된 국내 펌프시장에서 선진 외국업체와의 치열한 혼전이 벌어지고 있는 양상이다. 사업규모가 비교적 큰 발전소용 펌프시장에서는 대기업인 현대중공업, 효성에바라, 일진중공업(구, 이천전기)와 중견업체인 신신기계, 청우공업이 KSB(독일), ITT Flygt(미국), Sulzer(스위스) 등의 외국업체와 경합을 벌이고 있으며, 석유화학 프로세스용 펌프시장에서는 효성에바라, 영풍정밀, 청우공업이 Goulds

(미국), Ingersoll-Rand(미국) 등의 업체와 경쟁하고 있다. 주로 관공서에서 발주되는 상하수도 및 관개용 펌프시장에서는 효성에바라, 일진중공업, 현대중공업, 청우공업, 신신기계 등의 국내업체끼리 서로 경쟁하고 있는 반면, 건물용 펌프시장에서는 효성에바라, LG전선, 청우공업, 신신기계, 태영파워 등의 업체가 한국 Glundfos나 Wilo와 함께 뜨거운 시장쟁탈전을 벌이고 있다.

국내업체들은 대부분 선진 외국업체와 기술제휴를 통하여 펌프를 생산, 판매하고 있다. 특히, 국내 펌프 중소기업들은 외국 선진 업체나 국내 대기업제품의 모방을 통하여 펌프를 생산, 판매하거나, 선진 외국업체의 부품을 수입하여 조립, 생산하고 있다. 또한, 국내 대기업은 그 동안 외형 위주의 성장 정책을 추구하여 왔기 때문에 기술제휴라는 보다 손쉬운 방법을 통하여 펌프사업분야를 확장 하였다.

이는 펌프의 국산화를 조기에 실현시키는 공적을 쌓기도 하였으나, 원천기술을 제대로 확보하지 못하거나 기술개발을 소홀히 하는 등의 부작용을 낳았다. 실제로 국내 펌프 제조업체들의 제품 개발에 대한 연구비는 다른 산업분야의 평균치에도 훨씬 미치지 못하고 있는 것으로 파악된다. 이제는 매출액보다는 이윤 창출이 기업의 중요한 목표가 되고 있으며, 이를 위해서는 기술력을 바탕으로 한 고부가가치의 제품 개발이 필수적이다. 또한, 펌프의 수요는 점차 고효율, 저소음 펌프를 요구하고 있으며, 이에 따라 고급 기술개발이 절대적으로 시급한 실정이다. 이는 국내 펌프업체가 세계시장으로 진출하기 위해서도 반드시 해결해야 할 과제인 것이다.

Table 1.1 Status of pump market in Korea^[1]

[Unit : hundred million won]

Rank	Maker	Nation	Foundation	Sales
1	ITT	America	1940	1,770
2	Ebara	Japan	1912	1,300
3	Grundfos	Denmark	1945	1,000
4	KSB	Germany	1871	950
5	Ingersoll-Rand	America	1900	910

Table 1.2 Major pump maker in the world^[1]

[Unit : million US \$]

Rank	Maker	Nation	Foundation	Sales
1	ITT	America	1940	1,770
2	Ebara	Japan	1912	1,300
3	Grundfos	Denmark	1945	1,000
4	KSB	Germany	1871	950
5	Ingersoll-Rand	America	1900	910
6	Weir	England	1871	830
7	Sulzer pumps	Switzerland	1860	366
8	Pentair	America		450
9	Wilo-Salmson	Germany		430
10	Wicor	America		420
11	Flowserve	America		380
12	IDEX	America	1924	350
13	Sterling Fluid Systems	Netherlands		350
14	ABS-Scan Pump	Sweden	1989	320
15	Hamilton Sundstrand	America		310
16	Hitachi	Japan		300
17	Colfax	America	1997	280
18	United Dominion	America		280
19	Tsurumi	Japan		230
20	Torishima	Japan	1919	200

1.2 연구동향

원심펌프는 국내 대부분의 펌프 제조업체에서 생산하고 있는 가장 보편적인 펌프의 한 종류이다. 원심펌프는 산업현장에서 많은 에너지를 사용하고 있는 펌프이므로 높은 효율의 펌프를 생산하기 위해서는 실험과 해석적 연구 등을 통해 기술향상이 이루어져야 한다.

세계펌프시장은 해마다 약 6%씩 증가하고 있으며, 2006년에는 400억불이 넘을 것으로 예상되고 있다. 펌프 수요의 증가로 인하여 미국이나 일본과 같은 기술 선진국에서는 오래 전부터 여러 종류의 펌프에 대해서 상당한 기술을 축적해 오고 있다. 국내에서도 다양한 연구가 시도되고 있다.

정경남 등^[2]은 양쪽 흡입 원심펌프의 성능해석에 대한 연구를 수행하였으며, 전산유체역학을 이용한 수치계산을 통하여 예측된 펌프의 성능을 시험결과와 비교함으로써 설계 도구로서의 가능성을 살펴보고, 김동주 등^[3]은 점성이 다른 5가지 유체 즉, 물과 설탕물 그리고 글리세린 수용액의 농도를 각각 달리하여 10%, 20%의 수용액으로 성능 실험을 수행한 후 점성유체를 이송하는 원심펌프 성능 특성의 변화를 연구하였고, 그때의 수정계수식을 제안하였다. 또 김동주 등^[4]은 점성이 다른 뉴턴유체와 비뉴턴유체를 이송하는 원심펌프의 성능에 관한 연구를 수행하였으며, 산업현장에서 참조할 수 있는 성능환산 수정식을 제안하였다.

박성규 등^[5]은 소형 동력의 소방용 다단 원심펌프에 관한 연구를 수행하였다. 이들은 CFD기법을 이용하여 소방펌프의 운전조건 변화에 따른 성능특성 고찰 및 향상방안에 대하여 연구하였다.

펌프를 장시간 운전하게 되면 베어링하우징과 오일의 온도가

상승하게 된다. 베어링하우징 온도가 상승함에 따라 오일 온도가 올라가면 오일의 점성이 낮아져 오일과 베어링의 점착성이 떨어지게 된다. 이로 인해 베어링 접촉부에서 윤활이 제대로 이루어지지 않아 베어링 표면 마찰계수가 커지게 되고, 결국 베어링의 마찰과 마모가 증대하여 펌프의 성능이 저하되는 결과를 초래한다. 한상규 등^[6]은 오일의 점도와 양이 펌프 베어링 하우징의 온도 및 오일의 온도에 미치는 영향을 분석하고, 펌프의 운전조건에 따른 베어링과 오일의 과열에 관한 영향을 평가하여, 펌프의 온도 상승 및 오일의 수명을 예측하고자 하였다.

1.3 연구목적

유체기계 중 가장 대표적이며 핵심적인 펌프는 전체 산업에 차지하는 비중이 매우 크며 국가산업의 경쟁력 확보 및 에너지 절약 관점에서 성능이 우수하고 신뢰성이 있는 고효율의 제품 개발이 필요하다.

국내 수많은 펌프제작업체들은 황형 편흡입 원심펌프를 수 십년간 국내외에 제작 공급하여 왔으며 수많은 경험과 기술 그리고 데이터를 가지고 있지만, 대부분의 중요기술들은 선진국에 자문을 구하고 있는 실정이다. 따라서, 신설계가 필요할 경우 대부분의 기존제품의 범위를 벗어나지 못하고 있으며 관련된 기본기술의 체계적인 축적이 이루어지지 못하고 있다. 또한, 신제품 제작시 비용이 많이 들기 때문에 설계의 정확성을 검증하기 위해 시제품을 만들어 직접 시험에 의존하기에는 많은 무리가 따른다.

본 연구에서는 비속도 388의 임펠러를 가진 황형 편흡입 단단 원심 볼류트 펌프를 설계계산식에 의한 방법으로 설계하여 제작하고 실험에 의한 성능시험으로 얻은 실험데이터를 설계예상사양과 비교한다.

또한, CFD에 의한 3차원 유동해석을 통한 성능해석을 수행하여 얻은 데이터를 실험데이터와 비교 분석함으로써 CFD에 의한 성능검증의 신뢰성을 확보하는 등, 기존의 실험에 의한 성능평가 방법의 대안으로써 CFD의 적용 가능성을 평가하고자 한다.

제 2 장 원심펌프 설계

2.1 원심펌프의 구조

Fig.2.1에 본 연구에 사용된 원심펌프의 조립도를 나타내었다.

본 절에서는 임펠러와 케이싱 설계과정을 중점적으로 기술하였다.

원심펌프의 구조는 원심유체가 수송되는 통로와 직접 연결되어 비교적 견고하게, 마치 일종의 용기와 같은 모양으로 된 케이싱이라 불리는 구조물과 그 안에서 고속 회전하면서 액체에 일을 전달하는 임펠러라고 불리는 구조물과의 조합으로 구성되어 있다.

회전하고 있는 임펠러는 액체를 연속적으로 흡입하고 송출한다.

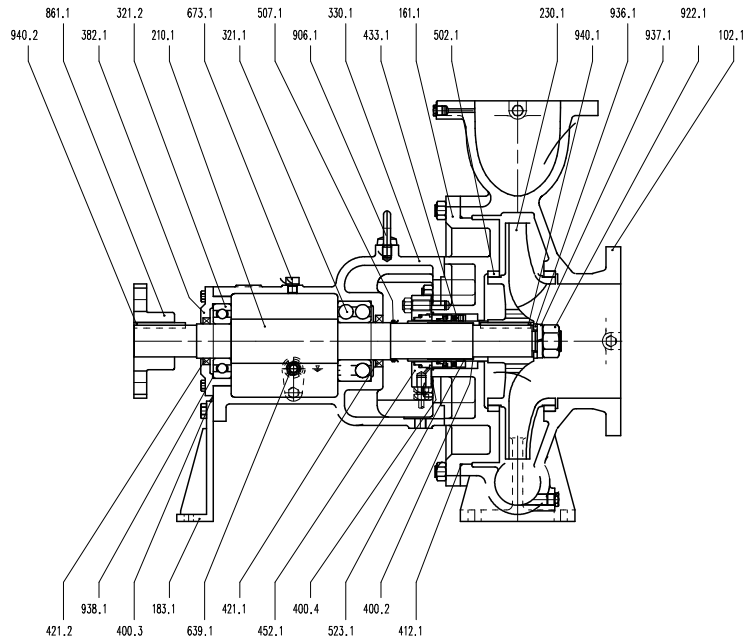
액체는 우선 임펠러의 회전축과 평행하게 유입되어 임펠러 입구(Eye)라고 불리는 부분에서 임펠러의 반경방향으로 전향되어 흐른다.

그리고 전면과 후면 슈라우드(Shroud)로 에워싸인 깃 통로 안으로 들어가고 깃에서 힘을 받으면서 반경 방향으로 송출된다. 이 때문에 반경류형(Radial flow type)이라고도 불린다.

케이싱은 흡입관로부터의 액체를 임펠러에 유입시키고, 또 임펠러에서 토출되는 높은 에너지의 액체를 모아서 토출관로에 보내는 역할을 한다. 임펠러에 들어간 액체는 여기를 통과하는 사이에 깃(Vane 또는 Blade)에서 기계적인 일을, 즉 에너지를 받는다.

임펠러의 축은 케이싱을 관통해야 하므로 이 부분에서의 물의 기밀을 위해 기계적 시일(Mechanical seal)이 사용된다. 또한 케이싱과 임펠러의 조립부 사이에 웨어링(Wear ring)을 설치하여 고압의 볼류트 실과 저압의 흡입유로 사이의 통로를 가급적 좁힘으로 토출측의 고압수가 흡입측으로 역류 혹은 누설되어서 임펠러로 다시 들어가는

것을 억제하며 케이싱과 임펠러의 조립단의 마모를 대신할 수 있도록 하는 역할을 한다.



PART NO.	NAME OF PART	PART NO.	NAME OF PART
102.1	VOLUTE CASING	507.1	THROWER
161.1	CASING COVER	523.1	SHAFT SLEEVE
183.1	SUPPORT	639.1	OIL SIGHT GAUGE
210.1	SHAFT	673.1	AIR RELEASE FILTER
230.1	IMPELLER	861.1	COUPLING HALF
321.1	BALL BEARING	906.1	EYE BOLT
321.2	BALL BEARING	922.1	IMPELLER NUT
330.1	BEARING HOUSING	936.1	PLAIN WASHER
382.1	BEARING CASE	937.1	SPRING LOCK WASHER
400.2	GASKET	938.1	WAVE SPRING
400.3	GASKET	940.1	IMPELLER KEY
400.4	GASKET	940.2	COUPLING KEY
412.1	O-RING		
421.1	OIL SEAL		
421.2	OIL SEAL		
433.1	MECHANICAL SEAL		
471.1	SEAL COVER		
502.1	CASING WEAR RING		

Fig. 2.1 Sectional drawing of horizontal, single stage, volute casing Centrifugal pump

2.2 모터 동력

이론동력 L_w 는

$$L_w = 0.1634\gamma QH = 0.1634 \times 1 \times 6.5 \times 26 = 27.615 \text{ [kW]}$$

로 된다. 축동력 BHP는

$$B.H.P = \frac{L_w}{\eta} \times 100 = \frac{27.615}{78} \times 100 = 35.404 \text{ [kW]}$$

로 된다. 모터동력 P는 축동력 BHP에 API규격에 따른 여유율 $\alpha=1.15$ 를 감안하여 계산한다.

$$P = B.H.P. \times \alpha = 35.404 \times 1.15 = 40.715 \text{ [kW]}$$

이므로, 모터동력은 45 [kW]로 결정한다.

차후 펌프시험시 전유량 범위에서 동력 과부하가 발생하지 않는지 검토해야 한다.

2.3 펌프 축경

축의 기능은 동력을 전달하기 위한 부품으로 축 지름의 결정에는 이음부를 끼우는 부분에서의 토크에 대응하기 위한 축 단의 지름에 관한 계산이 필요하다.

축은 SM45C 재질이며 KS규격에 따라 안전율 14를 적용하여 허용 전단응력 $\tau = 290 \text{ [kg/cm}^2\text{]}$ 으로 한다.

모터동력 P는 $45 \text{ [kW]} = 60.345 \text{ [hp]}$

회전수 n = 1750 [rpm]

이므로, 토크 T는

$$T = 71620 \frac{P}{n} = 71620 \times \frac{60.345}{1750} = 2469.66 \text{ [kg}\cdot\text{cm]}$$

로 된다. 축경 d는

$$d = \sqrt[3]{\frac{5.1 \times T}{\tau}} = \sqrt[3]{\frac{5.1 \times 2469.66}{290}} = 35.15 \text{ [mm]}$$

로 된다. 따라서, 여유 및 타 부품의 겸용사용을 감안하여 축경 d = 42 [mm] 로 결정한다.

2.4 임펠러 설계

2.4.1 설계사양

본 연구에 사용된 임펠러는 비속도 $n_s = 388$ 의 혼류형 임펠러이며 Fig. 2.2에 각종펌프의 비속도와 특성을 나타내었다.

이 임펠러는 깃 입구에서 출구까지의 흐름이 거의 축방향에서 서서히 반경방향으로 변화하는 형상을 하고 있고, 일반적으로 깃은 3차원의 완만한 곡면을 이루고 있다.

Table 2.1에 설계사양을 나타내었다.








번호	1	2	3	4	5	6	7
회전차의 형식							
n_s 의 범위	80~120	120~250	250~450	450~750	700~1000	800~1200	1200~2200
n_s 가 잘 사용되는 값	100	150	350	550	880	1100	1500
흐름에 의한 분류	반경류형	반경류형	혼류형	혼류형	사류형	사류형	축류형
전양정 [m]	30	20	12	10	8	5	3
양수량 [m ³ /min]	8 이하	10 이하	10~100	10~300	8~200	8~400	8 이상
펌프의 명칭	고양정 원심펌프	고양정 원심펌프	중양정 원심펌프	저양정 원심펌프	사류펌프	축류펌프	축류펌프
	터빈	터빈 펌프	벨류트	양흡입 벨류트			

Fig. 2.2 Pump characteristic versus specific speed n_s

Table 2.1 Specification of Design

유 량	Q	6.5	[m ³ /min]
양 정	H	26	[m]
회전수	N	1750	[rpm]
효 율	H	78	[%]
비중(청수)	Γ	1	[kg/l]
깃 수	Z	6	[EA]
깃 출구의 살두께	T ₂	5	[mm]
깃 출구각	B ₂	22.5	

2.4.2 비속도 n_s 의 계산

$$\text{유량 } Q = 6.5 \text{ [m}^3\text{/min]}$$

$$\text{양정 } H = 26 \text{ [m]}$$

$$\text{회전수 } n = 1750 \text{ [rpm]}$$

이므로, 비속도 n_s 는

$$n_s = n \frac{Q^{1/2}}{H^{3/4}} = 1750 \times \frac{6.5^{1/2}}{26^{3/4}} = 388$$

로 된다.

2.4.3 임펠러 출구지름 d_2 의 계산

Fig. 2.3에 비속도에 n_s 따른 유량계수 ϕ , 양정계수 ψ , 임펠러 입구부 속도의 무차원 계수 K_{m1} 의 그래프를 나타내었다.

유량계수와 양정계수의 최종적용 수치는 각 계수에 여유수치를 감안해야 하며, 여유수치 결정은 n_s 가 비슷한 기존 설계품 중 효율이 높은 펌프의 수치로 한다.

유량계수 $\phi = 0.15057$ 에 여유수치 0.92 를 감안하여

$$\phi = 0.15057 \times 0.92 = 0.13852 \text{ 를 사용한다.}$$

양정계수 $\psi = 0.4172$ 에 여유수치 0.97 를 감안하여

$$\psi = 0.4172 \times 0.97 = 0.40468 \text{ 를 사용한다.}$$

깃 출구전의 주속도 u_2 는

$$u_2 = \sqrt{\frac{gH}{\psi}} = \sqrt{\frac{9.8 \times 26}{0.40468}} = 25.09 \text{ [m/s]}$$

임펠러 출구지름 d_2 는

$$d_2 = \frac{60u_2}{\pi n} = \frac{60 \times 25.09}{\pi \times 1750} = 273.8 \text{ [mm]}$$

이 된다. 따라서 $d_2=274 \text{ mm}$ 로 결정한다.

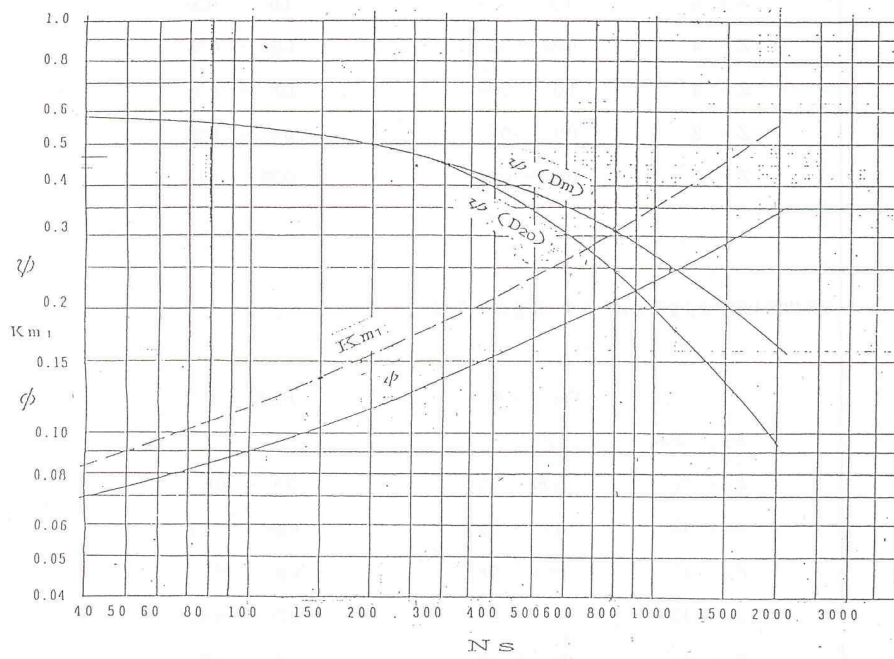


Fig 2.3 Head constant ψ and capacity constant ϕ and dimensionless speed constant K_{m1} versus specific speed n_s

2.4.4 임펠러 출구폭 b_2 의 계산

임펠러 출구의 자오면 속도 c_{m2} 를 2.3.2절에서 계산된 유량계수 φ 를 사용하여

$$c_{m2} = \varphi u_2 = 0.13852 \times 25.09 = 3.475 \text{ [m/s]}$$

깃 출구의 원주피치 σ_2 는

$$\sigma_2 = \frac{\pi D_2}{Z} = \frac{\pi \times 0.274}{6} = 0.14347 \text{ [m]}$$

깃 출구의 원주방향의 두께 s_2 는

$$s_2 = \frac{t_2}{\sin \beta_2} = \frac{0.005}{\sin 22.5} = 0.01307 \text{ [m]}$$

깃 출구면적의 감소율의 크기 λ_2 는

$$\lambda_2 = \frac{\sigma_2}{\sigma_2 - s_2} = \frac{0.14347}{0.14347 \times 0.01307} = 1.1$$

보통 체적효율 $\eta_v = 0.92 \sim 0.97$ 이며, 여기서는 $\eta_v = 0.95$ 로 한다.

임펠러 출구폭 b_2 는

$$b_2 = \frac{Q}{60\eta_v} \times \frac{1}{\pi d_2 c_{m2}} \times \lambda_2 = \frac{6.5}{60 \times 0.95} \times \frac{1}{\pi \times 0.274 \times 3.475} \times 1.1 = 41.94 \text{ [mm]}$$

따라서, $b_2 = 42 \text{ mm}$ 로 결정한다.

Fig. 2.4에 기어의 입출구의 s , t , σ 를 나타내었다.

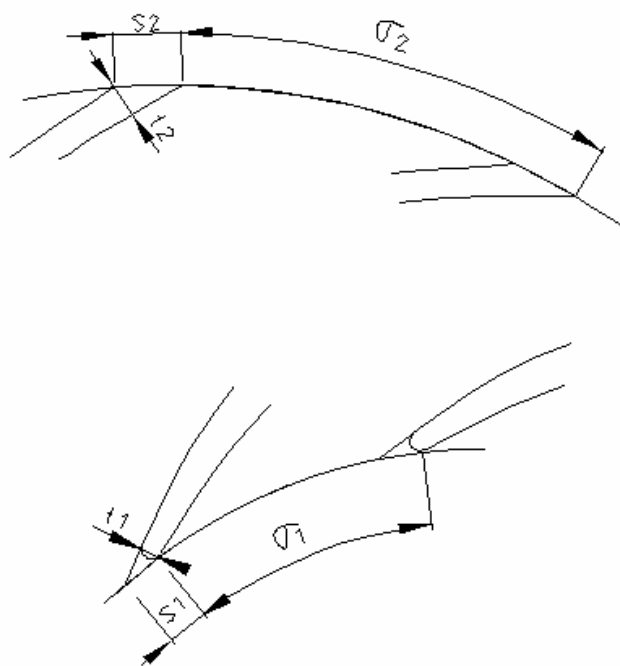


Fig. 2.4 Configuration of vane inlet, outlet end

2.4.5 임펠러 입구지름 d_e 의 계산

임펠러 보스부의 축지름 d_b 는

$$d_b = (1.2 \sim 2.0)d$$

로 되며, 축경 $d = 42 \text{ mm}$ 이므로 여기서는 $d_b = 54 \text{ mm}$ 로 한다.

임펠러 입구유속 는 Fig. 2.2에서 $n_s = 388$ 일 때의 임펠러 입구속도의 무차원 계수 $K_{m1} = 0.2$ 이므로

$$C_{ms} = K_{m1} \sqrt{2gH} = 0.2 \times \sqrt{2 \times 9.8 \times 26} = 4.51486 \text{ [m/s]}$$

임펠러 입구지름 d_e 는

$$d_e = \sqrt{\frac{4 \times Q / \eta_v}{60 \times \pi C_{ms}} + d_b^2} = \sqrt{\frac{4 \times 6.5 / 0.95}{60 \times \pi \times 4.51486} + 0.054^2} = 187.28 \text{ [mm]}$$

로 된다. 따라서, $d_e = 190 \text{ mm}$ 로 결정한다.

2.4.6 임펠러 Meridian 형상의 결정

임펠러 출구지름 $d_2=274$ mm, 출구폭 $b_2=42$ mm 이므로

임펠러 입구부 중간지름 d_s 는

$$d_s = \frac{d_e + d_b}{2} = \frac{190 + 54}{2} = 122 \text{ [mm]}$$

이며, 임펠러 입구폭 b_2 는

$$b_s = \frac{d_e - d_b}{2} = \frac{190 - 54}{2} = 68 \text{ [mm]}$$

로 된다.

Table 2.2에 임펠러 입출구의 지름변화에 대한 단면적의 변화량을 나타내었다.

표에 의하면 지름이 1mm 변화함에 따라 단면적은 21.1316 mm² 만 큼씩 변화함을 알수 있다.

이제 지름에 대한 폭을 결정한다.

d_2 에서 d_s 까지를 일정하게 분할하면 해당되는 지름에서의 단면적 또한 일정하게 변하므로 각 지름에 대한 폭이 Table 2.3과 같이 계산 되어진다.

이제 임펠러의 Meridian 형상을 결정한다.

우선 설계하고자 하는 임펠러의 개략적인 형상을 n_s 의 값을 기준 으로 생각하고, b_s 와 b_2 를 접하는 슈라우드 안쪽의 형상을 설계자가 임의로 작도한다. 이 임의의 형상에 접하도록 앞서 구한 각 지름 d

에서의 폭 b 를 작도한 다음에 b_1 부터 b_2 까지의 모든 폭을 접하는 슈라우드 바깥쪽의 매끈한 형상을 작도한다.

깃 입구부의 형상은 유사 n_s 를 가지며 효율 및 흡입성능이 우수한 기존의 설계품과 비교하여 작도한다.

Fig. 2.5에 지금까지 계산된 임펠러의 주요치수 및 Meridian 형상을 나타내었다.

Table 2.2 Area change versus impeller diameter change

구 분	d [mm]	b [mm]	d×b [mm ²]
Outlet	274	42	11508
Inlet	122	68	8296
$d_2 - d_s$	152	-	3212
Dia. change	1	-	21.1316

Table 2.3 Width change versus Impeller diameter change

Division No.	d [mm]	b [mm]	d×b [mm ²]
1	274	42	11508
2	260	43.1	11212.158
3	245	44.5	10895.184
4	230	46	10578.21
5	215	47.7	10261.236
6	200	49.7	9944.262
7	185	52	9627.288
8	170	54.8	9310.314
9	155	58	8993.34
10	140	62	8676.366
11	122	68	8295.997

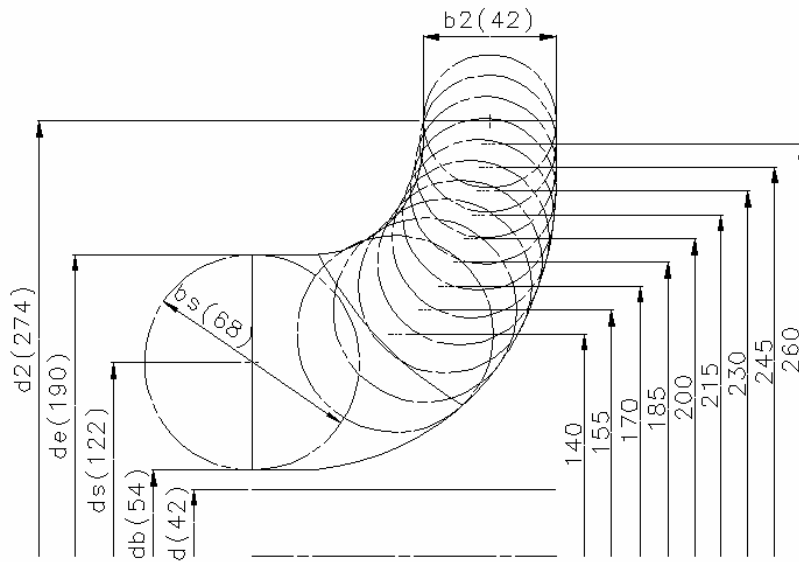


Fig. 2.5 Impeller meridian

2.4.7 임펠러 Middle Line 결정

이 임펠러는 비교적 큰 깃 폭을 가지고 3차원의 완만한 곡면을 이루고 있으므로 middle line을 결정하여, 앞서 임펠러 Meridian 형상에서 결정한 front, back line과 함께 3차원 형상을 구현하도록 한다.

Middle line으로 나뉘어진 양쪽 깃의 면적은 동일하게 결정한다.

$$\frac{\pi(d_e^2 - d_m^2)}{4} = \frac{\pi(d_m^2 - d_b^2)}{4}$$

양변을 정리하면

$$d_m = \sqrt{\frac{(d_e^2 + d_b^2)}{2}} = \sqrt{\frac{190^2 + 54^2}{2}} = 140 \text{ [mm]}$$

이때

$$d_{mb} = \frac{(d_e + d_m)}{2} = \frac{190 + 140}{2} = 165 \text{ [mm]}$$

$$b_{mb} = \frac{(d_e - d_m)}{2} = \frac{190 - 140}{2} = 25 \text{ [mm]}$$

$$d_{md} = \frac{(d_m + d_b)}{2} = \frac{140 + 54}{2} = 97 \text{ [mm]}$$

$$b_{mb} = \frac{(d_m - d_b)}{2} = \frac{140 - 54}{2} = 43 \text{ [mm]}$$

로 된다.

출구지름 $d_2 = 274 \text{ mm}$ 이며, 출구폭은 절반으로 나눈 $\frac{b_2}{2} = 21 \text{ mm}$ 로 한다. Table 2.4에 임펠러 입출구의 지름변화에 대한 단면적의 변화량을 양쪽 폭에 대하여 각각 나타내었다.

이제 양쪽 폭에 대하여 각각 일정하게 분할하면 해당되는 지름 d 에서의 폭 b 가 Table 2.5와 같이 계산된다.

지름에 대한 폭이 결정되었으므로 middle line을 결정한다.

우선 b_{mb} 쪽의 폭들을 각 지름에서 슈라우드의 바깥쪽 곡선에 접하도록 작도한다. 그리고, b_{md} 쪽의 폭들 또한 각 지름에서 슈라우드 안쪽 곡선에 접하도록 작도한다. 양쪽 폭들이 접하는 선을 작도하면, 이 선이 middle line이 된다. Fig. 2.6에 임펠러 middle line을 나타내었다.

Table 2.4 Area change versus impeller diameter change

구분	d [mm]	b [mm]	d×b [mm ²]	d [mm]	b [mm]	d×b [mm ²]
Outlet	274	21	5754	274	21	5754
Inlet	165	25	4125	97	43	4171
$d_2 - d_m$	109	-	1629	177	-	1583
Dia. change	1		14.94495	1		8.9435

Table 2.5 Width change versus Impeller diameter change

Division No.	d [mm]	b [mm]	d×b [mm ²]	d [mm]	b [mm]	d×b [mm ²]
1	274	21	5754	274	21	5754
2	260	21.3	5544.771	260	21.6	5628.791
3	245	21.7	5320.597	245	22.4	5494.639
4	230	22.2	5096.423	230	23.3	5360.487
5	215	22.7	4872.249	215	24.3	5226.335
6	200	23.2	4648.075	200	25.5	5092.183
7	185	23.9	4423.901	185	26.8	4958.031
8	170	24.7	4199.727	170	28.4	4823.879
9	165	25	4125.002	155	30.3	4689.727
10				140	32.5	4555.575
11				125	35.4	4421.423
12				110	39	4287.271
13				97	43	4171.006

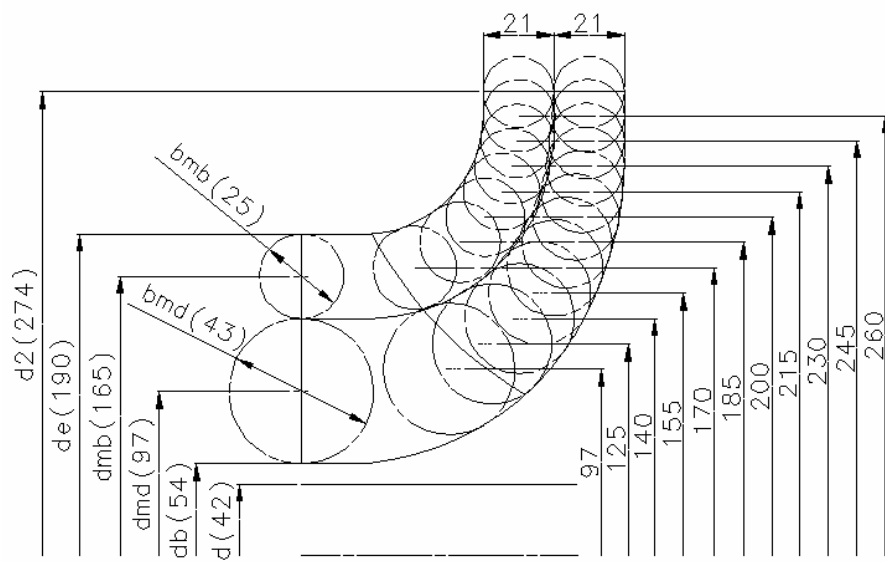


Fig. 2.6 Impeller Middle Line

2.4.8 깃 입구 직전의 유속의 결정

결정된 깃 입구부 곡선에서의 치수는 아래와 같으며 Fig. 2.7에 나타내었다.

$$d_{1a} = 190.2 \text{ [mm]}$$

$$d_{1b} = 166.6 \text{ [mm]} , b_{1b} = 25 \text{ [mm]}$$

$$d_{1c} = 145 \text{ [mm]}$$

$$d_{1d} = 116.8 \text{ [mm]} , b_{1d} = 36.7 \text{ [mm]}$$

$$d_{1e} = 95 \text{ [mm]}$$

d_{1b} 와 d_{1d} 에서의 유속 c_{m1b} , c_{m1d} 는

$$c_{m1b} = \frac{Q/2}{\eta_v 60\pi d_{1b} d_{1b}} = \frac{6.5/2}{0.9560 \times \pi \times 0.1666 \times 0.025} = 4.3576 \text{ [m/s]}$$

$$c_{m1d} = \frac{Q/2}{\eta_v 60\pi d_{1d} d_{1d}} = \frac{6.5/2}{0.9560 \times \pi \times 0.1168 \times 0.0367} = 4.234 \text{ [m/s]}$$

로 된다. Fig 2.8에 속도분포를 나타내었다. 여기서 깃 입구 직전에서의 유속 c_{m1a} , c_{m1e} 는 일정하게 직선적으로 변화하고 있으므로 양호하다고 할 수 있다.

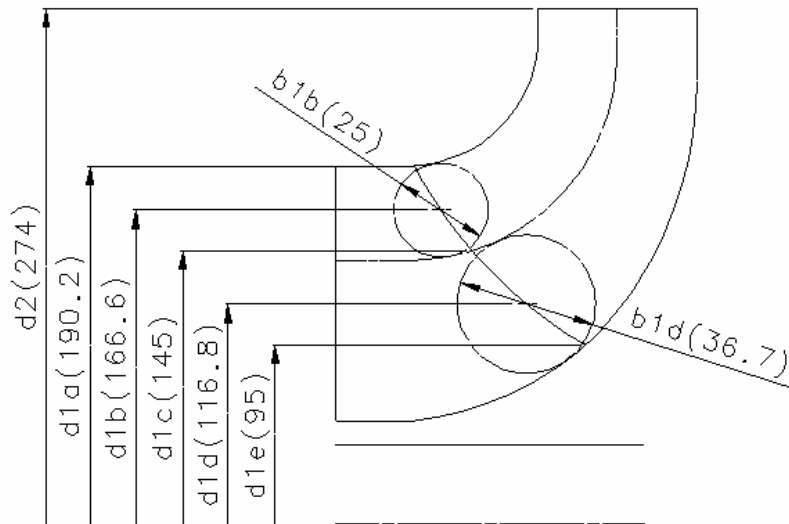


Fig. 2.7 Configuration of vane inlet

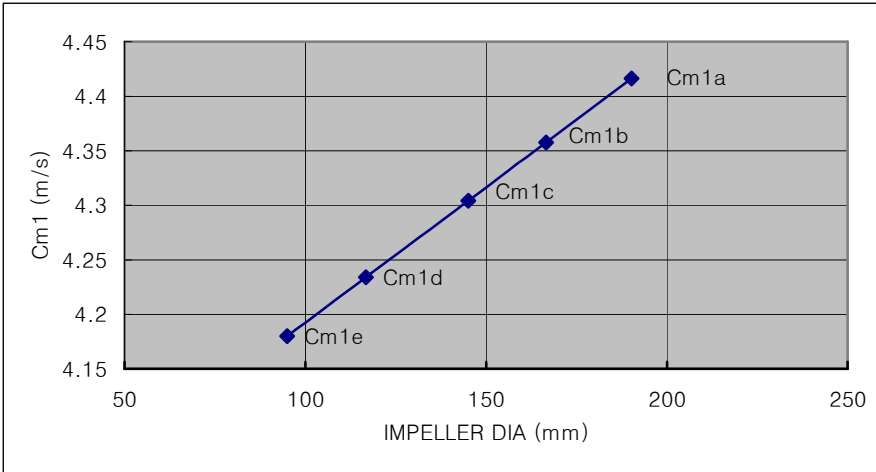


Fig. 2.8 Velocity distribution on vane inlet

2.4.9 임펠러 입구각 β_1 의 계산

Table 2.6에 깃 입구부의 front, middle, back에서의 β_1 을 구하기 위한 값들을 나타내었다.

β_1 의 값을 깃 입구부의 front, middle, back에 대하여 각각 가정하고, 이 가정한 값이

$$\beta_1 = \tan^{-1} \frac{c_{m1'}}{ku_1}$$

으로 계산된 값과 일치할 때까지 반복 가정하여 계산한다.

Table 2.6 Angle of impeller inlet

구 분	Front	Middle	Back
깃 입구부 지름 d_1	0.1902	0.145	0.095
깃 입구부 주속도 u_1	17.428	13.286	8.705
깃 입구의 원주피치 $\sigma_1 = \frac{\pi D_1}{Z}$	0.09959	0.07592	0.04974
깃 입구의 살두께 t_1	0.0025	0.0025	0.0025
깃 입구의 원주방향의 두께 $s_1 = \frac{t_1}{\sin \beta_1}$	0.00809	0.00653	0.00472
깃 입구면적의 감소율의 크기 $\lambda_1 = \frac{\sigma_1}{\sigma_1 - s_1}$	1.08842	1.09411	1.10484
깃 입구 직후의 유속 $c_{m1'} = c_{m1} \lambda_1$	4.8067	4.709	4.6181
K (계수)	0.85	0.85	0.85
임펠러 입구각 (가정값) β_1	18	22.5	32
$\beta_1 = \tan^{-1} \frac{c_{m1'}}{ku_1}$ (계산값)	18	22.6	32
β_1 의 결정	18	22.5	32

2.4.10 깃 작도

깃을 작도하기 위해 깃의 front, middle, back 각각의 곡선을 따라 일정한 간격으로 분할하여 각 분할점에서의 반지름 R_f, R_m, R_b 을 구한다.

여기서 구한 반지름 R_f, R_m, R_b 과 $c_{m1}, c_{m2}, \beta_1, \beta_2$ 를 Table 2.7에 나타내었다. 이 데이터를 Impeller vane profile의 basic program에 입력하면, R_f, R_m, R_b 에 대한 각도 $A_f^\circ, A_m^\circ, A_b^\circ$ 를 구할 수 있다.

Table 2.8에 상기의 데이터를 나타내었으며, 이를 이용하여 깃을 작도한다.

Fig. 2.9에 작성된 깃 곡선의 전개도를 나타내었다.

깃은 서로 적당한 겹침이 있어야 하며 깃의 중복도를 이용하여 결정한다. Fig. 2.10에 비속도 및 깃 수에 따른 깃의 중복도를 나타내었다. 펼친각은 깃의 middle line의 각도 A_m° 을 이용하며,

펼친각 = 깃 입구 끝 단에서의 각도 - 깃 출구 끝 단에서의 각도

이므로, 중복도는

$$\text{중복도} = \frac{\text{펼친각} \times \text{깃수}}{360^\circ} = \frac{102.1 \times 6}{360^\circ} = 1.705$$

로 된다. 이 값은 Fig. 2.10에서 제시한 범위 안에 들어가므로 양호한 값이라고 할 수 있다.

Table 2.7 Program input data

	Front	Middle	Back
β_2	22.5	22.5	22.5
β_1	18	22.5	32
c_{m2}	3.475	3.475	3.475
c_{m1}	4.8067	4.709	4.6181
Division No.	7	10	11
Division distance	10	10	10
Final division distance	9.8	1.65	7.63
Division point	1	137	137
	2	127	127
	3	117.3	117
	4	108.6	107.3
	5	101.6	98.2
	6	97	89.9
	7	95.1	82.8
	8		77.1
	9		73
	10		72.5
	11		

Table 2.8 Program output data

Division No.	Front		Middle		Back	
	R_f	A_f°	R_m	A_m°	R_b	A_b°
1	137	4.2	137	2.1	137	0
2	127	13.2	127	9.9	127	7.3
3	117.3	24.2	117	18.4	117	15
4	108.6	37.9	107.3	27.9	107	23.1
5	101.6	55.3	98.2	39	97.1	31.9
6	97	75.2	89.9	51.6	87.5	41.4
7	95.1	96.1	82.8	66.1	78.1	51.9
8			77.1	82.4	69.1	63.2
9			73	101.1	60.6	76
10			72.5	104.4	52.9	90.2
11					47.5	101.1

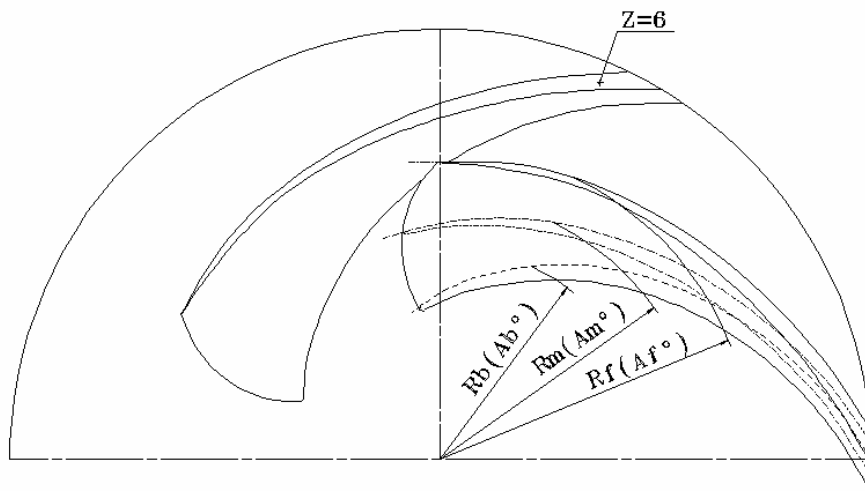


Fig. 2.9 Configuration of vane

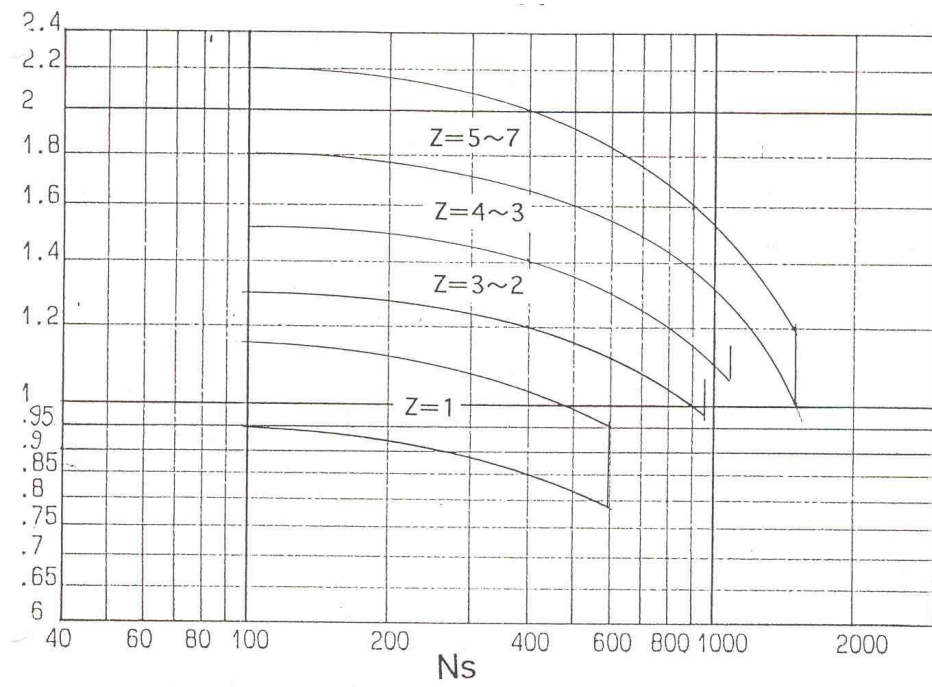


Fig. 2.10 Overlap chart of vane

2.4.11 3D 모델링

CFD로 성능해석을 하기 위해 설계된 임펠러를 I-DEAS CAD MODELING 프로그램을 사용하여 Fig. 2.11과 같이 모델링 한다.

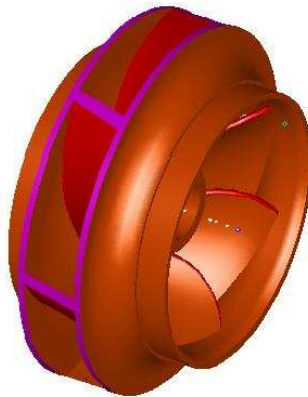


Fig. 2.11 3D modeling of impeller

2.5 케이싱 설계

이제 설계된 임펠러에 대한 볼류트를 설계한다. Fig. 2.12로부터 비속도 $n_s = 388$ 에 대하여는 볼류트 정수 K_3 는

$$K_3 = 0.316$$

로 된다. 따라서 볼류트 내의 속도 c_v 는

$$c_v = K_3 \sqrt{2gH} = 0.316 \sqrt{2 \times 9.81 \times 26} = 7.133 \text{ [m/s]}$$

이며, 이론 단면적 A_i 는

$$\text{이론 단면적 } A_i = \frac{q}{V} = \frac{6.5/60}{7.133} = 15187.6 \text{ [mm}^2\text{]}$$

이며, 단면적 여유율 $\lambda = 5\%$ 로 결정하면,

$$\text{실제 단면적 } A = A_i \times \lambda = 15187.6 \times 1.05 = 15947 \text{ [mm}^2\text{]}$$

로 된다. 또 기초원의 지름 d_3 는

$$d_3 = \left(1 + \frac{d_3 - d_2}{d_2}\right) d_2 = (1 + 0.20187) \times 0.274 = 0.3293 \text{ [m]} = 329.3 \text{ [mm]}$$

이며, 기초원의 지름 d_3 가 임펠러 출구지름 d_2 에 비하여 너무 커도 유동의 흐름에 좋지 않기 때문에 기존 설계품 및 제품의 표준화와 관련하여 주로 사용되는 고객사양은 d_2 의 약 80% 정도라고 예상하여 $d_3=290$ [mm]로 결정한다.

케이싱 두께 t 는 케이싱 최소 허용두께 $t = \frac{P \times A}{S}$, 또는 6.4 mm 중에서 큰 값으로 결정한다.

체질 압력 $P = 3.4$ [kg/cm²]

케이싱의 스크롤 내부치수 $a = 193$ [mm] = 19.3 [cm]

허용응력 $S = 200$ [kg/cm²]

이므로

$$t = \frac{3.4 \times 19.3}{200} = 3.3 \text{ [mm]} \text{ 이므로 케이싱의 최소 허용두께는 } 6.4 \text{ [mm]}$$

로 하며, 부식 여유율을 감안하여 케이싱의 두께는 10 [mm]로 결정한다. Fig. 2.13와 2.14에 볼류트 케이싱 단면형상을 나타내었다.

CFD로 성능해석을 하기 위해 설계된 케이싱을 I-DEAS CAD MODEL-ING 프로그램을 사용하여 Fig. 2.15와 같이 모델링 한다.

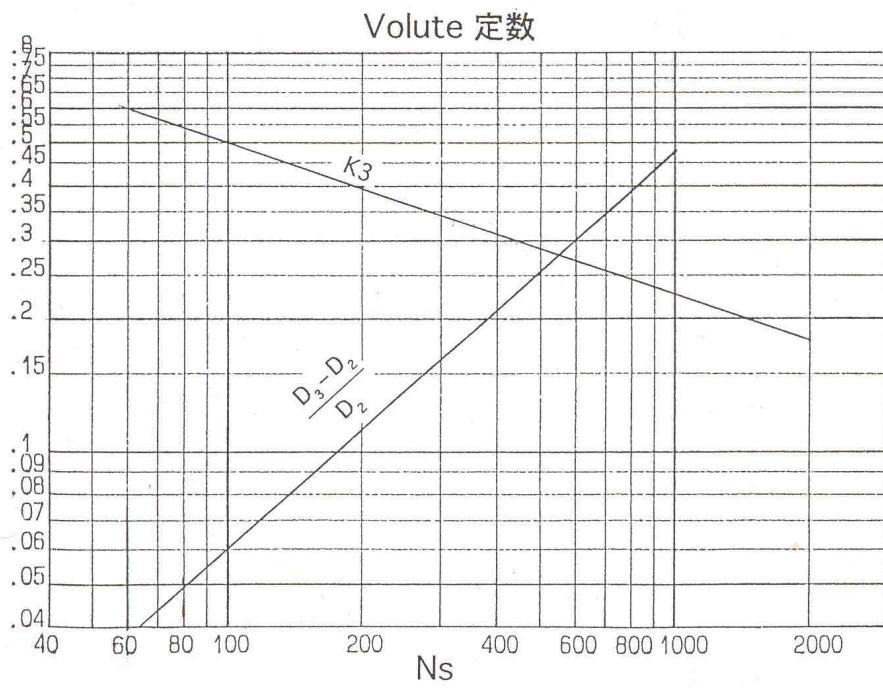


Fig. 2.12 Volute constant

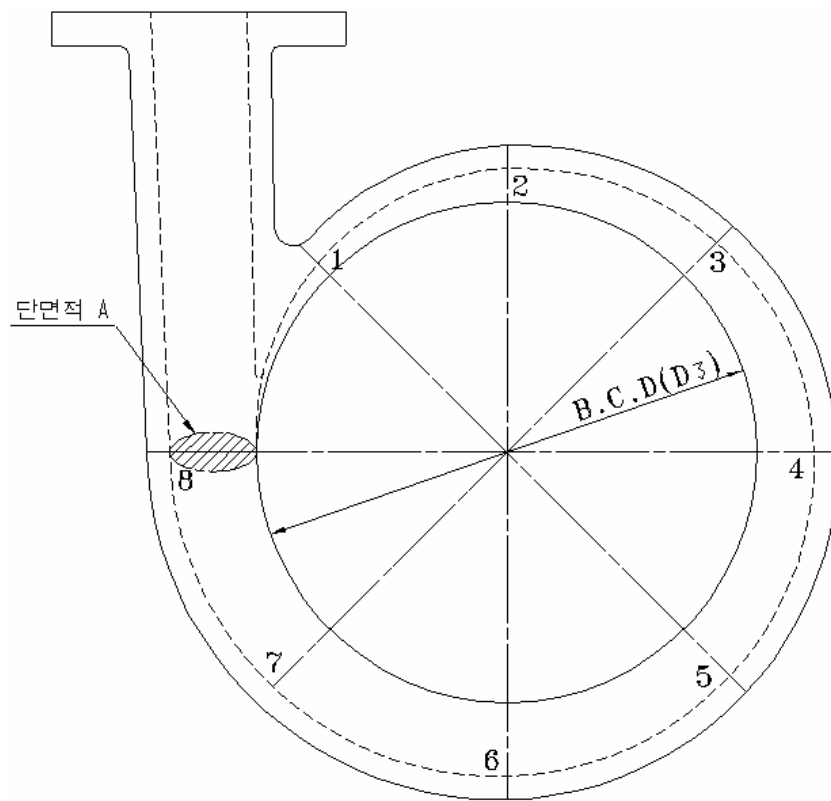


Fig. 2.13 Base circle diameter of volute

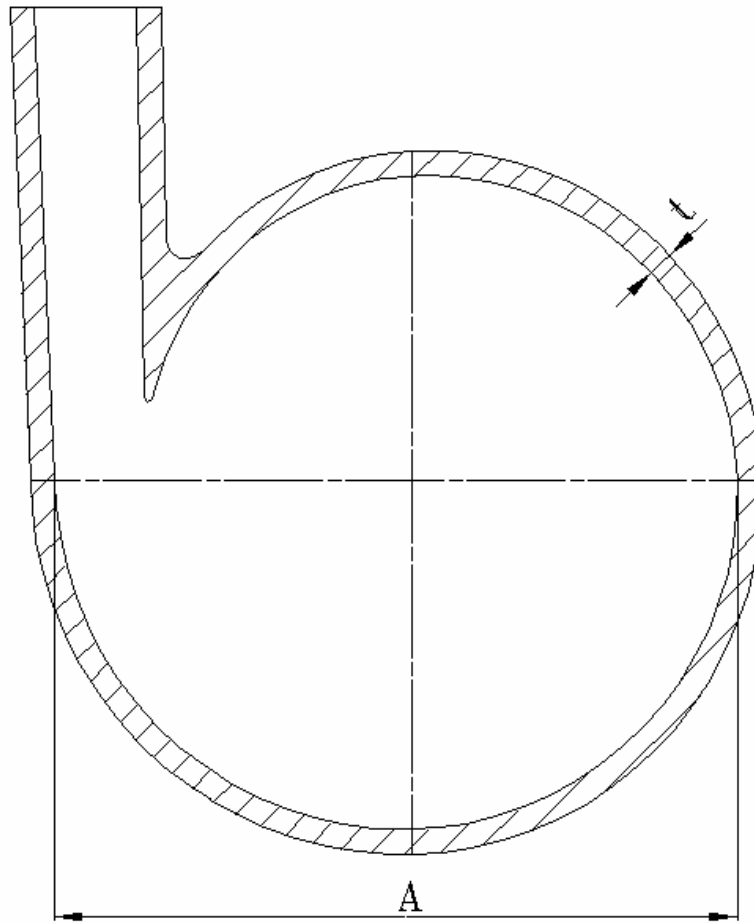


Fig. 2.14 Thickness of volute

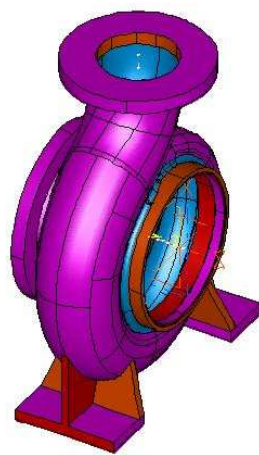


Fig. 2.15 3D modeling of casing

제 3 장 펌프 성능 시험

3.1 시험 장치의 구성

Fig. 3.1과 Fig. 3.2에 시험 장치의 구성도를 나타내었다.

각 장치에 대한 설명은 아래와 같다.

3.1.1 토출량 측정장치

토출량 측정은 0.9m 온나비 위어(weir)로 하며, KS B 6302의 규정에 따른다. 위어는 위어판, 지지판 및 수로로 구성된다.

3.1.2 위어 및 지지판

위어판의 단면은 Fig 3.3와 같이 위어판 안쪽 면과 윗 끝 부분이 직각이며 둥근 부분이 없다. 윗면의 폭은 약 2mm로 하고 그 끝으로부터 바깥쪽 면과의 각도는 약 45°로 한다.

위어판의 안쪽 면은 평면으로 제작되어 있으며, 특히 판의 윗 끝에서 100mm 이내는 유체 흐름이 흐트러지지 않도록 매끄럽게 되어있고, 재질은 녹 및 부식을 방지할 수 있는 동판으로 되어있다.

지지판은 위어판이 내부 수압으로 인해 변형되지 않도록 연강판으로 되어있다. 또한 위어를 통과해서 나가는 물로 인하여 위어의 양정이 영향을 받지 않는 구조 및 치수로 되어있다.

위어판 및 지지판의 안쪽 면은 흐름의 직각 방향으로 설치되어있다.

전폭 위어의 윗면은 Fig. 3.4과 같이 수로 폭 전체에 대하여 수평이 되게 하고 위어판의 폭은 수로의 양쪽 벽면 사이에 설치된 위어의 윗면 길이로 0.9m이다. 위어 폭의 허용 오차는 $\pm 0.9\text{mm}$ 로 한다.

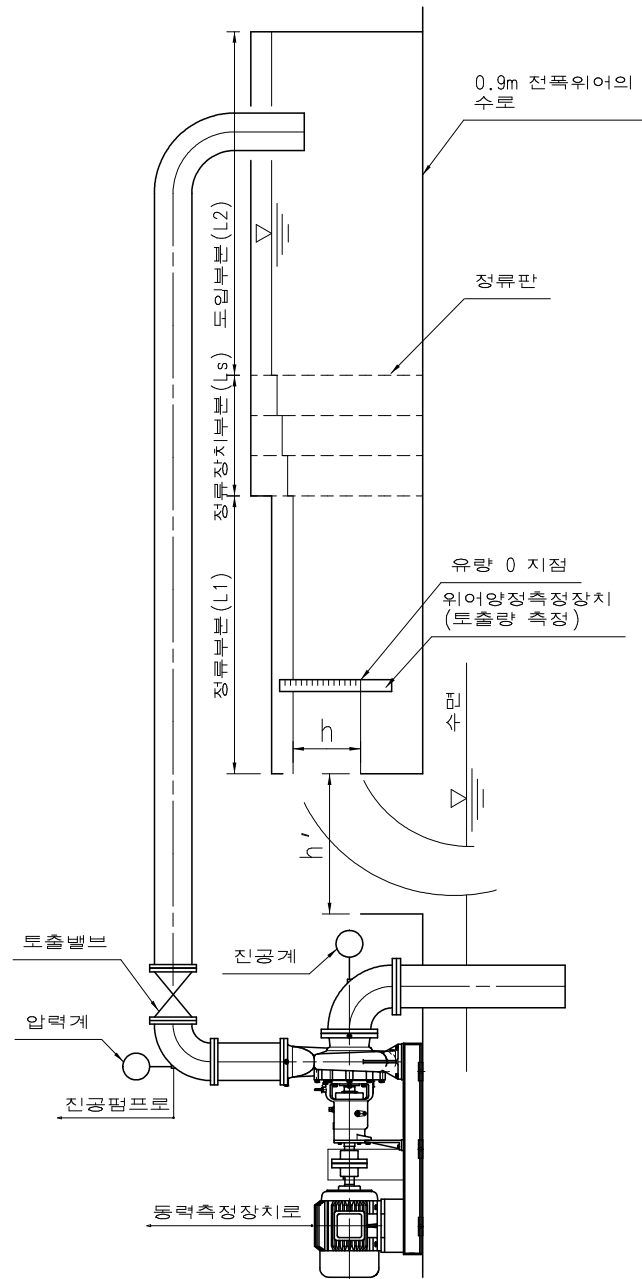


Fig. 3.1 Pump test layout

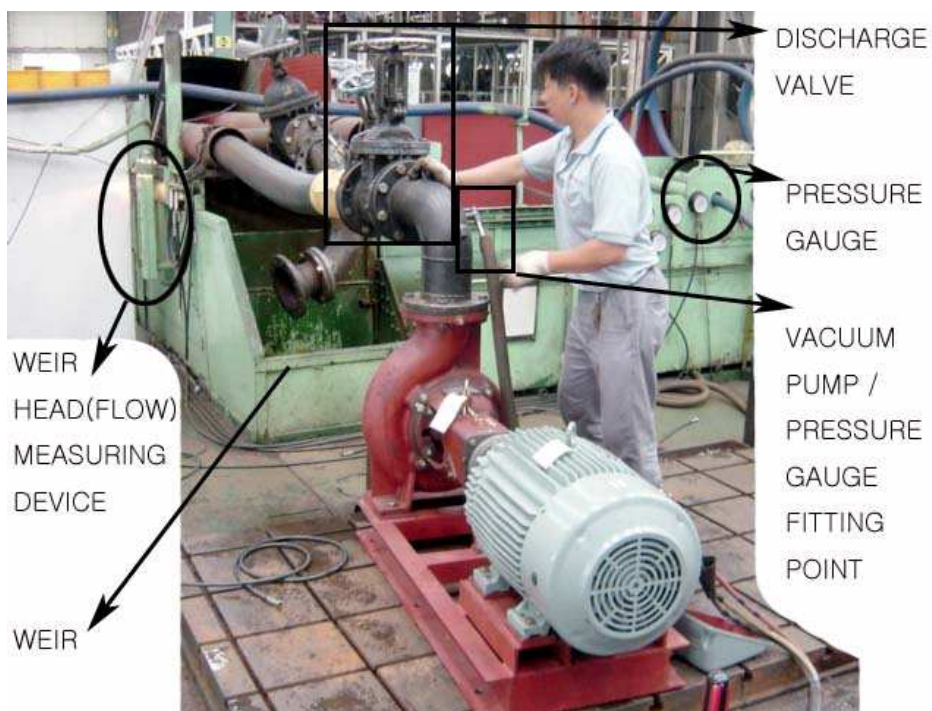


Fig. 3.2 Pump test device

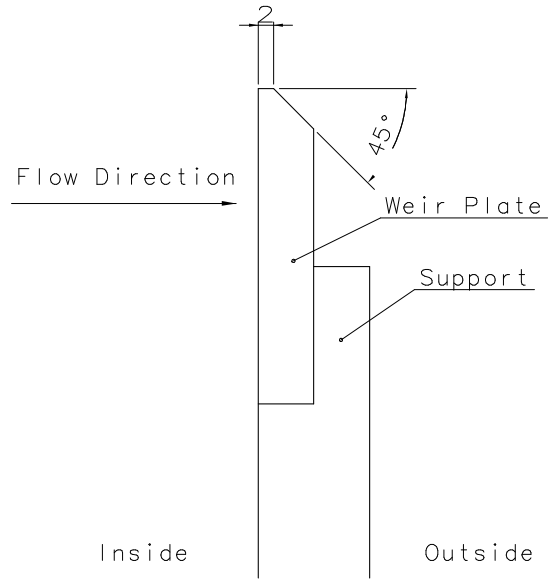


Fig. 3.3 Weir plate section

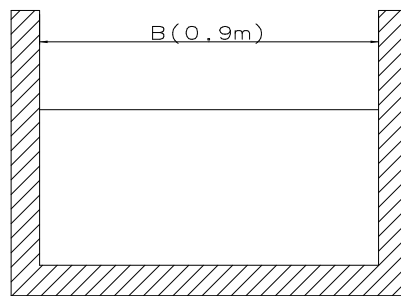


Fig. 3.4 Total weir width

3.1.3 수로

수로는 Fig. 3.1과 같이 도입 부분(L_2), 정류 장치 부분 (L_s), 정류 부분 (L_1)으로 구성한다.

각 부분의 길이는 다음과 같이 규격에 따른다.

$$L_1 > (B+3h)$$

$$L_s = \text{약}(2h)$$

$$L_2 > (B+2h)$$

정류 부분의 수로는 밑면이 수평, 옆면이 수직이고 물을 채워도 변형되지 않는 견고한 철 구조물로 제작한다.

또한, 정류 부분의 수로는 평행하게 하고, 그 수로의 폭은 같게한다.

전폭 위어의 수로에서는 위어판 및 지지판의 바깥쪽(h')을 Fig. 3.1과 같이 위어의 최대 양정(h) 이상 양쪽 벽을 연장하고, 위어를 통해 흘러내리는 물이 옆쪽으로 퍼지는 것을 방지한다. 이 연장 벽의 아래 끝은 위어판의 끝에서 150mm 이상 아래쪽에 있도록 한다. 또한 위어판은 넘쳐 흘러내리는 물의 안쪽에 대기가 자유롭게 출입할 수 있는 충분한 통로 면적을 가진 공기 구멍을 설치한다.

정류 장치 부분의 수로 폭은 정류 부분의 폭과 같고, 옆 벽의 높이는 도입 부분의 옆 벽과 같게 한다. 정류 장치는 파동의 전파를 방지함과 동시에 거의 완전하게 물을 정류할 수 있도록 4장의 다공판을 설치한다.

도입 부분의 저수 용량은 본 실험을 진행하기에 충분히 큰 것이며, 이 부분의 폭 및 깊이는 정류 부분의 수로 폭 및 깊이보다 크다. 또한 유입부의 옆 벽 높이는 물이 차서 넘치는 것을 방지하기 위하여 정류 부분의 수로 벽 높이보다 높게 한다.

유입관 출구 부분은 물속에 잠기도록 한다.

3.1.4 위어 양정 측정 장치

위어 양정 측정 장치는 토출량을 측정하기 위한 장치이다.

Fig. 3.5에 위어 양정 측정 장치를 나타내었다.

위어 양정은 위어관의 상류 양정과 위어 면과의 수직거리이며, 측정은 Fig. 3.1과 같이 수로 정류 부분의 측벽에 시설한 10~30mm로 설치된 구멍에 의해서 수로와 연결한 다른 작은 탱크 내의 수위에 따라서 행한다.

작은 관의 구멍 위치는 수평 방향으로 위어관 안쪽 면에서 상류쪽으로 약 $3h$ (h 는 위어의 최대 양정)에서 최대 B (수로의 폭 사이로 하고, 수직 방향으로는 위어 면보다 약 50mm 낮게, 수로 바닥면으로부터 약 50mm 높게 한다.

위어 양정의 0점 측정은 물을 위어 끝의 높이까지 넣어서 측정용 작은 탱크 안에서 자의 눈금을 읽고, 이것을 0점으로 하며 정확도는 $\pm 20\text{mm}$ 로 한다.

양정의 측정 정확도는 위어 양정의 1/150로 한다.

양정 측정에는 규정된 정확도를 읽을 수 있는 자를 사용한다.

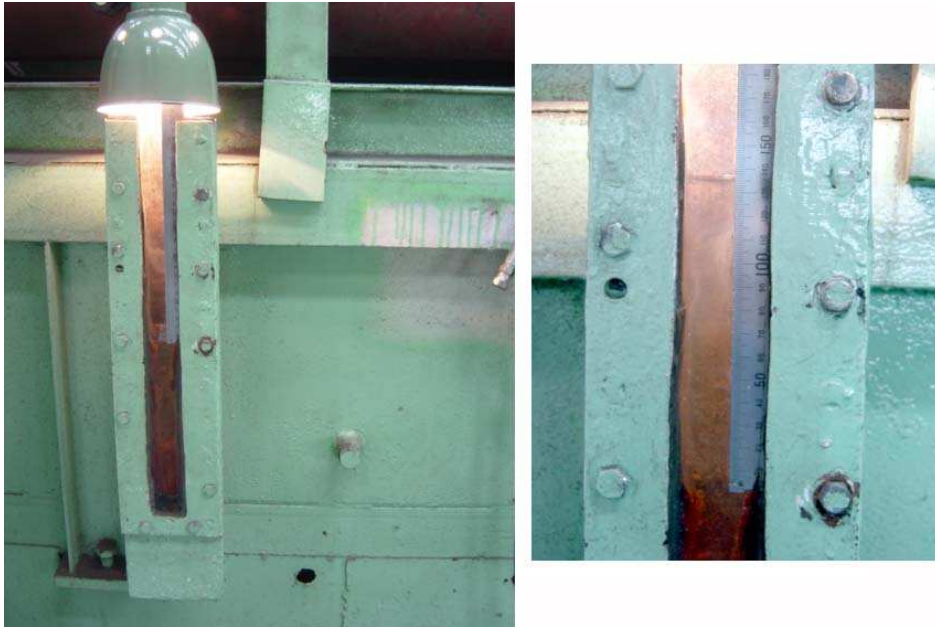


Fig. 3.5 Weir head measuring tank

3.1.5 흡입/토출 게이지

압력의 측정에 사용하는 계기는 부르돈관식 토출 게이지, 흡입 게이지로 한다. 토출 압력계는 KS B 5305 (부르돈관식 압력계)에 규정하는 1.5급의 것으로써 검교정된 계기를 사용한다.

Fig. 3.6에 흡입/토출 게이지를 나타내었다.

토출 게이지는 펌프를 규정 총 양정에서 시험할 때 지침의 지시도가 1/3이상, 2/3이하로 되도록 0~6kg/cm² 범위의 압력계를 사용한다. 흡입 게이지는 진공계를 사용한다.



Fig. 3.6 Suction / Discharge gauge

3.1.6 전동기

전동기는 임펠러 설계시 선정하였던 동력 45kW, 극수 4P의 수평 전폐 주물형 현대모터 전동기를 사용한다.

전동기 효율은 100% 부하 운전시 89.5%, Insulation Class는 F종, 회전수는 1750rpm, 기동방식은 직기동, 전원은 440V, 3Ph, 60Hz이다.

Fig. 3.7에 동력 측정 장치를 나타내었다.



Fig. 3.7 Control panel(Watt Meter)

3.1.7 공통베드, 진공펌프

펌프와 모터를 철 구조물로 제작된 공통베드 위에 설치한 후, 펌프/모터의 축 얼라인먼트를 5/100 이내로 맞춘다. Fig . 3.8에 펌프/모터/베드의 조립형상, Fig . 3.9에 설계된 임펠러의 형상을 나타내었고, Fig . 3.10은 진공펌프이며 시험장의 흡입조건이 흡상조건이므로 이 진공펌프를 이용하여 시험할 펌프의 케이싱 내부에 진공을 형성시킨다.

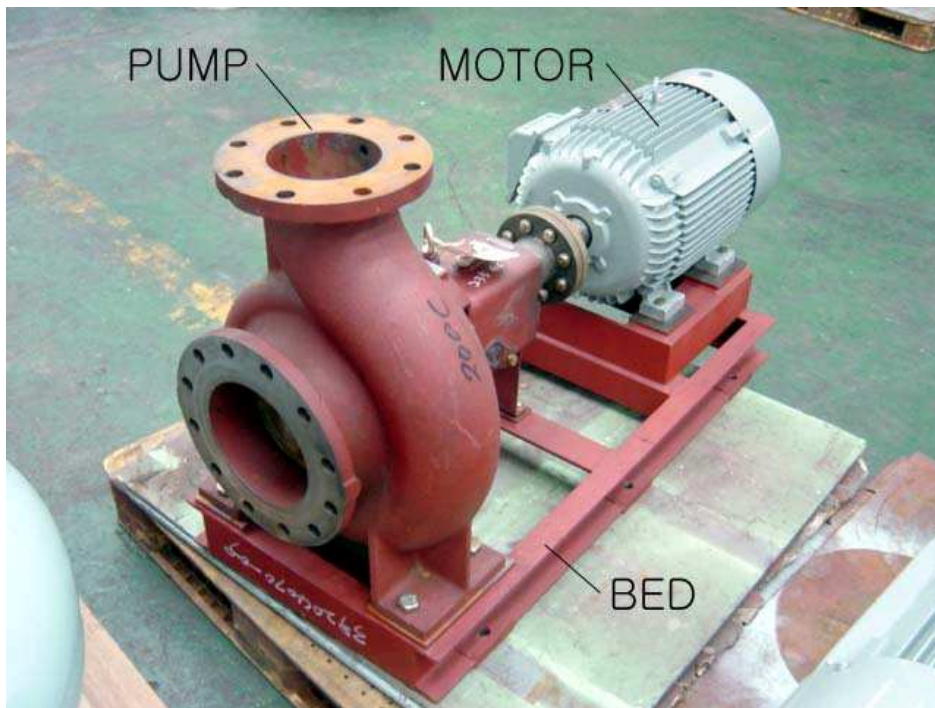


Fig. 3.8 Pump, motor, bed complete



Fig. 3.9 Vacuum pump



Fig. 3.10 Impeller

3.2 시험 및 검사방법

펌프의 시험 및 검사방법은 KS규격 B6301에 따른다.

펌프의 시험 항목은 총 양정, 토출량, 회전수, 축동력, 펌프 효율로 한다.

3.2.1 총 양정

토출밸브를 완전히 닫은 상태에서 가능한 한 최대 유량까지의 6개 측정 지점의 다른 토출량에 대하여 측정하고, 1지점은 규정 양정보다 낮은 양정에서, 1지점은 규정 양정에서, 나머지 3지점은 규정 양정보다 높은 양정에서 측정한다.

측정은 토출 밸브를 전폐한 후, 밸브를 측정코자 하는 압력이 될 때까지 잠그면서 측정한다.

본 실험에서는 체절압력, 2.4kg/cm^2 , 2.2kg/cm^2 , 2.1kg/cm^2 , 2.0kg/cm^2 , 1.9kg/cm^2 의 토출 압력으로 맞추어서 각 지점에서의 흡입압력, 속도압력을 측정한다.

총 양정의 산출식은 $H = h_d + h_s + Z + \frac{V_d^2 + V_s^2}{2g}$ (m)이다.

여기에서

h_d : 기준면으로 환산한 토출압력을 액주 미터로 표시한 것(m)
= 압력계의 지시도(kg/cm²) x 10

h_s : 기준면으로 환산한 흡입압력을 액주 미터로 표시한 것(m)
= 진공계의 지시도(mmHg) x 13.6/1000
(760mmHg = 10.33m)

Z: 측정 높이의 차 (m) = 0.5m

(토출 압력계의 중심과 기준면 사이의 수직거리)

$\frac{V_d^2 + V_s^2}{2g}$: 속도 수두차(m)(흡입관과 토출관을 통과하는 유속차)
= 속도 수두 계수(0.031) x (토출량)²

V_d : 펌프의 토출 쪽에 뚫은 압력 측정 구멍의 위치에서 단면
적을 통과하는 양액의 평균 속도 (m/s)

V_s : 펌프의 흡입 쪽에 뚫은 압력 측정 구멍의 위치에서 단면
적을 통과하는 양액의 평균 속도 (m/s)

g: 중력 가속도 = 9.8 m/s²

3.2.2 토출량

펌프 토출측 프랜지로부터 단위 시간에 토출되는 유효한 양액을 펌프의 토출량으로 한다.

다만, 다른 목적 때문에 펌프 토출구에 이르기 전까지 뽑아내는 액량 및 누수, 펌프 베어링 냉각수, 축추력의 균형을 잡기 위해서 사용하는 물, 패킹의 기밀 유지용 물은 토출량에 포함하지 않는다.

측정은 위어에 의한 방법으로 시행하고 규정 토출량에 따라 유량 측정 범위가 0.54~11.4 m³/min인 전폭 0.9m 위어를 사용한다.

위어 측벽에 설치된 작은 탱크(위어 양정 측정장치)에 부착된 눈금자를 읽은 값을 다음의 토출량 산출식으로 계산한다.

토출량 산출식은 $Q=KBh^{2/3}$ 이다.

여기에서 Q: 유량 (m³/min)

B: 위어의 폭 (m)=0.9m

h: 위어의 양정 (m)

D: 수로 밑면부터 위어 면까지의 높이 (m)=0.3m

K: 유량계수 = 107.1+0.177/h+14.2h/D

3.2.3 회전수

회전수는 일반적으로 전동기의 부하 회전수를 그대로 적용하므로 1750rpm을 적용하였다.

3.2.4 축동력

축동력은 시험실 판넬의 전력계 지시치에 나타나는 전동기의 입력을 1/100까지 측정하여 kW로 다음 식에 의해 계산한다.

$BHP(kW) = \text{Watt Meter(전력계)지시치} \times \text{배율} \times \text{전동기의 효율}$
여기에서,

Watt Meter : 전력계의 지시치(kW)

배율 : 1배 (사용전압 및 배선에 따라 판넬 스위치에 표기된
전력배율)

전동기의 효율 : 89.5% (100% 부하운전시의 전동기 효율)

3.2.5 펌프 효율

펌프의 효율은 $\eta = \frac{0.1634 \times Q \times H}{BHP}$ 로 계산한다.

3.3 결과 및 고찰

Fig. 3.11은 펌프시험결과를 나타낸다. 3번째 측정점의 데이터에서 토출량이 $6.475\text{m}^3/\text{min}$ 일 때의 총 양정은 25.907m 이며, 4번째 측정점의 데이터에서 토출량이 $6.669\text{m}^3/\text{min}$ 일 때의 총 양정은 25.122m 이다.

설계예상사양인 $6.5\text{m}^3/\text{min} \times 26\text{m}$ 와 비교해 볼 때, 동일 토출량에서 총 양정은 약 $0.1\sim 0.3\text{m}$, 1% 정도 낮게 나타남을 확인할 수 있으며, 이 정도의 오차는 실제 제품 제작시 주물이나 가공상의 편차 등의 여러 가지 변수들에 의해 발생하는 일반적인 오차범위를 충분히 만족하는 값이므로 실험값은 예상값과 거의 정확히 일치한다고 판단된다.

효율은 설계예상사양에서 최대효율인 77.142%로 측정되었고 이는 설계예상효율 78%보다 약 3% 정도 낮은 결과를 보여준다.

축 동력은 설계예상사양에서 35.532Kw 로 측정되었고 이는 설계예상 동력 35.404Kw 와 거의 일치하고 있음을 확인할 수 있다. 마지막 측정점인 $7.062\text{m}^3/\text{min}$ 일 때의 축 동력은 36.606Kw 이며, 유량의 증가에 따른 동력의 상승폭은 점차 감소하고 있으므로 45kW 의 모터로 본 펌프를 구동하여도 동력 과부하는 없을 것으로 판단된다.

Mfg NO.	Test No.	PUMP TEST RECORD					Date of Test	
12205109 -- 01	2005 -- 6750 --1						2005-10-01	
Customer		Item No.	Tested By	Witness. By	Approv. By	Type of Test		
						<input type="checkbox"/> Field <input type="checkbox"/> Shop		
Project Name			Inspection					
Service Name			Type of Weir			0.9m		
Type of Pump			Nozzle Size			φ 200 X φ 150		
Rated Conditions			M ³ / min			Liq. Spec.		
6.500			24.000			M 1750 rpm 45.00 KW		
Tested Conditions			M ³ / min			Liq. Test.		
						M rpm KW		
Motor Spec.			440 V			Motor No.		
45.00 KW			4 P			A 3 Ph 60 Hz		
Measuring Points								
		1	2	3	4	5	6	7
Flow	Level (at) The Weir	mm	0.000	147.000	157.000	160.000	163.000	166.000
	Flow Capacity	M ³ / min	0.000	5.847	6.475	6.669	6.865	7.062
Head	Del. Head	Indication (kg/cm ²)	3.150	2.400	2.200	2.100	2.000	1.900
		Head (M)	31.500	24.000	22.000	21.000	20.000	19.000
	Suct. Head	Indication (mmHg)	60.000	145.000	155.000	165.000	170.000	180.000
		Head (M)	0.816	1.972	2.108	2.244	2.312	2.448
	Gauge Height	M	0.500	0.500	0.500	0.500	0.500	0.500
	Velocity Head	M	0.000	1.060	1.299	1.378	1.461	1.546
Total Head	M	32.816	27.532	25.907	25.122	24.273	23.494	
Theoretical Power		KW	0.000	26.304	27.410	27.376	27.228	27.110
Driver	Voltage.	Indication						
	[X--]	Cal. Volt (V)						
	Amperes	Indication						
	[X--]	Cal. Amperes (A)						
	Power Input	Indication	21.600	38.400	39.700	40.100	40.600	40.900
	[X-- 1]	Cal. Input (KW)	21.600	38.400	39.700	40.100	40.600	40.900
	Power Factor	%						
	Motor Efficiency	89.5 %						
Speed	rpm							
Brake Horse Power	KW	19.332	34.368	35.532	35.890	36.337	36.606	
Pump Efficiency	%	0.000	76.536	77.142	76.278	74.932	74.059	
회전수 (RPM)	총양정 (T HEAD)	효율 (EFF.)	축동력 (BHP)				토출량 (Capacity) (m ³ /min)	
	°C	B/R Temp.	Coup. Side	°C / Opp. Side		°C		
Noise Level	VIB.	H	V	A	Class No.	P :	M :	
dB	PUMP				IMP	M	HYD	
	MOTOR				DIA 274		kg/cm ² Min	

Fig. 3.11 Pump test record

제 4 장 CFD에 의한 원심펌프 성능해석

시뮬레이션을 통해 복잡하고 다양한 물리현상을 정확하게 구현할 수 있는 전산해석 환경이 보편화 되면서 산업계 전반에 걸쳐 전산 유체역학(CFD, Computational Fluid Dynamics)의 적용이 활발히 진행되고 있으며, CAE 산업의 한 분야로써 중요한 일익을 담당하고 있다.

일반적으로 펌프의 사양이 결정되고 최적 설계가 진행되는 과정에서 반드시 성능테스트를 통한 설계검증이 필요하다. 그러나, 최적 설계단계에서 설계의 정확성 및 성능평가를 위해 시제품 제작에 의한 직접시험에 전적으로 의존하는 방법은 비용적 측면에서 많은 제약이 따른다. 이러한 이유로 현재 유체기계 분야의 유동해석 및 성능평가를 위한 많은 상용 CFD 코드들이 개발되어 최적 설계단계에서 적용되고 있으며, 설계검증에 대한 비중이 기존의 실험적 방법에서 전산 해석적인 방법으로 상당수 전환되고 있는 추세이다.

본 연구에서는 국내 펌프 제작업체에서 설계 및 제작된 비속도 388의 임펠러가 장착된 편 흡입 원심펌프의 설계 신뢰성 확보를 위해 CFD에 의한 3차원 유동해석 및 성능평가를 수행하였고, 펌프 제작업체에서 수행된 펌프 성능시험 결과와 수치해석 결과를 비교분석하였다.

4.1 수치해석 기법

본 연구에서는 유체기계 해석에 탁월한 성능을 보이는 CFX-TASC flow의 솔버 기술과 다상유동 및 연소, 화학반응 등의 해석에 탁월한 CFX-4의 다양한 물리모델을 결합하여 새롭게 개발된 fully implicit pressure based AMG coupled solver인 CFX-10를 사용하였다.

일반적으로 범용의 상용코드들은 SIMPLE 또는 SIMPLEX, Rhie and Chow 방법과 같은 압력에 기초한 방정식으로부터 만들어져 있다. 이들 압력에 기초한 코드들은 일반적으로 다양한 물리적 모델들과 경계조건을 제공하고 다른 CAE 도구들과 연동을 포함하는 복잡한 “multi-physics” 문제 등에 적용될 수 있다.

압축성 유동의 해석에 많이 사용되고 있는 코드들은 일반적으로 오일러 방정식의 해법을 발전시킨 방법으로부터 개발되어 온 밀도에 기초한 공식으로부터 만들어지며, 충격파 해석 등에 최적화 되어 있다.

유체기계의 정확한 해석을 위해서는 점성저층(viscous sublayer)영역을 안정적으로 처리 할 수 있는 최적화된 난류모델들이 필요하다. 현재 상용코드에서 오랫동안 적용되어온 $k-\epsilon$ 모델과 벽 함수의 조합은 유체기계에서 요구되는 높은 해의 정밀도를 만족시킬 수 없다. 보다 정확한 해를 구하기 위해 점성저층에 대한 해석이 요구되고, 이를 만족시키기 위해서는 벽면근처에 종횡비(aspect-ratio)가 매우 큰, 높은 격자 밀집도의 확보가 요구된다. 이러한 요구 조건을 만족하는 CFX-10의 수치기법의 핵심은 질량과 운동량 방정식의 연동화(coupled formation)이다. CFX-10는 압력기반 유한 체적법(finite volume method)을 fully implicit 이산화하여 얻어지는 방정식을 algebraic multigrid coupled solver를 이용하여 해석한다. SIMPLE 등 고전적인 segregated 접근방법에 비해 implicit coupling 방법은 수렴을 가속시키고, 압축성 유동에

있어서 수렴성의 난점을 피할 수 있고, 높은 종횡비의 격자를 다룰 수 있는 장점을 갖는다.

유체기계에서 난류모델의 적용에 있어 아주 간단한 난류모델도 충분한 정확도를 제공한다는 입장과 해석 정확도의 확보를 위해서는 가장 최신의 난류모델과 천이 모델을 사용해야 한다는 견해가 있다.

이러한 견해의 차이는 엔지니어가 해석하는 유체기계가 서로 다르고 요구되는 정밀도에 대한 만족범위가 다르기 때문이다.

많은 경우, 특히 유체기계의 설계점 영역에서는 점성과 난류효과는 단지 전체 손실에 미소한 추가적인 기여를 하며, 이러한 유동장에서는 난류모델이나 천이모델의 정밀도가 상대적으로 중요하지 않다. 그러나, 1-방정식 모델이나, 2-방정식 모델은 계산시간을 크게 증가시키지 않으므로, 해석의 일관성을 위해 적절히 사용하는 것이 좋다.

또한, 2차 유동의 예측을 위해 2 방정식 모델 중 $k-\omega$ 계열의 모델이 유동박리 현상의 지연된 예측을 피할 수 있고, 유체기계에서 상대적으로 정확한 토크 값의 예측이 가능하다고 알려져 있다. 그러나, $k-\omega$ 계열의 난류모델도 천이영역에 대한 해석이 불가능하기 때문에 블레이드의 전연(leading edge)부분의 천이가 문제가 되는 해석에는 RSM 모델과 SST 모델에 기초하여 새롭게 발전된 DES(Detached Eddy Simulation) 모델의 적용이 필수적이나, 비정상 해석을 통해서만 적용이 가능하다는 단점이 있다.

따라서, 본 연구에서는 다양한 난류모델 중 비교적 정확한 예측이 가능하다고 알려져 있는 $k-\omega$ SST(Shear Stress Transport) 모델을 적용하였다.

4.1.1 지배방정식

일반적인 유동에서 다루는 운동방정식은 질량, 운동량, 에너지 방정식이다.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j) = 0 \quad (5.1)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho u_j) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j u_i) = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_i} + S_{u_i} \quad (5.2)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho H - P) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho U_j H) = \frac{\partial}{\partial x_j}(k \frac{\partial T}{\partial x_j}) - \frac{\partial}{\partial x_j}(u_j \tau_{ij}) + S_T \quad (5.3)$$

여기서, ρ = 밀도, u_i = 속도, P = 압력, μ = 점성계수, H = 전엔탈피, h = 정적엔탈피, T = 온도, τ_{ij} = 응력텐서

상태방정식 $\rho = \rho(P, T)$, 점성계수와 변형률의 함수로써 응력텐서의 응력-변형률 관계, 그리고, $h = h(P, T)$ 가 이들 방정식에 추가된다. 난류유동은 와 점성(eddy viscosity)이 추가되고 방정식은 레이놀즈 평균 물리 량에 대해 풀다. 방정식의 일반적인 형태는 동일하다.

4.1.2 난류 모델링

유동해석을 수행할 때 가장 큰 에러의 원인 중의 하나는 난류모델의 부적절한 사용이라 할 수 있으며, 특히, 벽면 근처의 격자생성에 있어 모든 영역에 y^+ 를 일정한 수준으로 유지 한다는 것은 3차원 유동장의 경우 상당히 어려운 작업이다. Wilcox model의 벽근처 방정식에는 부가적인 viscous sub-layer damping 함수가 필요치 않다.

일반적으로 Wilcox model의 단점으로 free stream에 민감한 결과를 보이는 것을 들 수 있는데 CFX-10에서는 이러한 단점을 보완하여 벽면근처에서는 $k-\omega$ 모델을 사용하고 바깥쪽은 $k-\epsilon$ 모델을 사용하는 BSL(Baseline Model)과 SST(Shear Stress Transport) 모델을 지원한다. ω 모델의 또 다른 장점은 쉽게 자동처리 벽 처리법(automatic wall treatment)로 확장이 가능하다는 것이다. 이는 가능한 격자의 y^+ 에 무관하게 해의 정확성을 확보하기 위한 것이다. 표준 viscous sub-layer model 들이 벽면 전단응력을 정확히 해석하기 위해 $y^+ \approx 1$ 의 수준을 요구하는 반면 자동벽면처리 기법은 성긴 벽면 격자를 처리 할 수 있는 장점이 있다. 유체기계 유동장은 상당히 복잡한 형태이므로 이러한 자동벽면처리 조건은 상당히 유용한 기능이다.

$k-\omega$ SST 모델은 난류전단응력의 수송(transport)을 계산하기 때문에 압력의 역 구배에 의해 발생하는 유동박리 크기와 발생 시점을 정확히 예측할 수 있다. Wilcox 모델과 $k-\epsilon$ 모델의 장점만을 취해 BSL 모델이 개발되었으나, smooth 한 표면에 발생하는 유동박리 시점 및 크기에 대한 정확한 예측에 실패하였다. 이러한 원인에 대한 상세한 내용은 Menter의 연구결과에 상세히 기술되어 있다. 가장 주된 원인으로써 이전의 난류모델들은 모두 난류전단응력의 수송에 대한 고려를 하지 않았기 때문이며, 그 결과 eddy-viscosity에 대한 과다 예측을 하였다. 수송항은 식 5.12와 같이 eddy-viscosity 형태의 방정식에 대한 제한으로 얻어질 수 있다.

$$v_t = \frac{a_1 k}{\max(a_1 \omega, S F_2)} \quad (5.12)$$

여기서, $v_t = \mu_t / \rho$, F_2 =blending function, S=strain rate

Blending function은 난류모델의 성공을 위해 매우 중요한 요소이다. 이 방정식의 형태는 표면과의 가장 가까운 거리와 유동변수를 기반으로 한다.

$$F_1 = \tanh(\arg_1^4) \quad (5.13)$$

$$\arg_1 = \min \left(\max \left(\frac{\sqrt{k}}{\beta' \omega y}, \frac{500\nu}{y^2 \omega} \right), \frac{4\rho k}{CD_{kw} \sigma_{\omega 2} y^2} \right) \quad (5.14)$$

여기서, y 는 벽면으로부터 가장 가까운 곳까지의 거리를 의미한다. ν 는 동 점성계수이다.

$$CD_{kw} = \max \left(2\rho \frac{1}{\sigma_{\omega 2} \omega} \nabla k \nabla \omega, 1.0 \times 10^{-10} \right) \quad (5.15)$$

$$F_2 = \tanh(\arg_2^2) \quad (5.16)$$

$$\arg_2 = \max \left(\frac{2\sqrt{k}}{\beta' \omega y}, \frac{500\nu}{y^2 \omega} \right) \quad (5.17)$$

SST 모델이나 BSL 모델은 $k-\varepsilon$ 과 $k-\omega$ 사이의 blending을 위해 벽면과 가장 가까운 거리에 위치한 노드의 거리정보를 필요로 한다. Wall scale 방정식은 식 5.18과 같은 단순한 형태의 방정식으로부터 구할 수 있다.

$$\nabla^2 \phi = -1 \quad (5.18)$$

여기서, ϕ 는 wall scale 값을 의미한다. 벽면거리는 식 5.19에 의해 wall scale로부터 계산되어진다.

$$\text{Wall Distance} = \sqrt{(|\nabla \phi|^2 + 2\phi) - |\nabla \phi|} \quad (5.19)$$

4.2 계산조건

본 연구에서는 컴퓨터 하드웨어의 제한적인 문제로 인하여 3차원 정상상태 유동장에 대한 해석을 수행하였으며, navier-stokes solver로써 CFX 10을 이용하였으며, 실험에 의한 성능측정 결과 값과의 비교를 목적으로 성능시험과 동일한 5개의 서로 다른 유량변화조건에 대해 CFD 해석을 수행하였으며, 해의 수렴판단 조건은 10^{-5} 오더이다.

Table 4.1에 계산조건을 요약하여 나타내었다.

Table 4.1 Calculation conditions

Case	Flow capacity (m ³ /min)	Rotating speed (rpm)
1	5.847	1750
2	6.475	1750
3	6.669	1750
4	6.865	1750
5	7.062	1750

4.3 계산격자 및 경계조건

계산격자의 생성시 적용 난류모델의 특성에 따라 원활한 수렴성 및 신뢰성 있는 결과를 확보하기 위해 y^+ , 경계층 격자 밀집도, 격자형태, aspect ratio 등을 신중히 고려해야만 한다. 따라서, 우수한 품질의 계산격자 확보가 정확한 계산결과를 확보를 위한 첫 번째 필수적인 요소라 할 수 있다. 그러나, 단일 CPU에 의한 계산환경에서는 하드웨어 성능의 제한에 의한 충분한 격자 공간해상도를 확보하기가 상당히 까다롭다.

본 연구에서는 Tetra-Prism 형태의 격자를 사용해, 회전부인 임펠러와 정지부인 볼류트 케이싱 부분의 격자계를 각각 생성하였으며, 벽면경계로부터 첫 번째 지점 격자까지 거리의 척도인 y^+ 는 적용 난류모델의 특성을 고려하여 10이하로 제한하였다.

계산격자의 노드 수는 임펠러 부 170,000 노드, 볼류트 케이싱 부 180,000 노드로 하였으며, 전체 노드수는 약 350,000 노드이다.

계산격자의 생성을 위해 탁월한 품질의 격자생성 소프트웨어인 ICEM-CFD 10을 사용하였고, Pentium 4 3GHz, 2Gb RAM의 1 CPU 환경에서 단일 케이스에 대한 계산시간은 약 5시간이 소요되었다.

입구조건으로써 균일 질량유량 유입조건을 적용하였으며, 출구조건으로써 균일 압력조건을 적용하였고, 회전부와 정지부 사이의 경계면 처리를 위해 Frozen rotor 모델을 적용하였다.

본 연구에 사용된 계산 격자계의 형태를 Fig. 4.1, Fig. 4.2에 나타내었다.

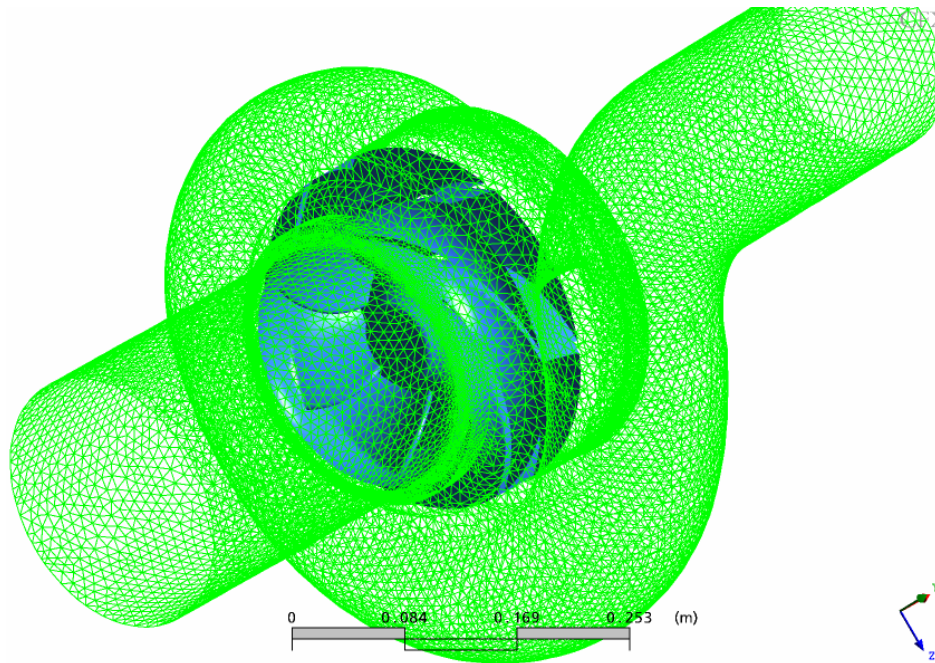


Fig. 4.1 Computational grid of the volute casing part

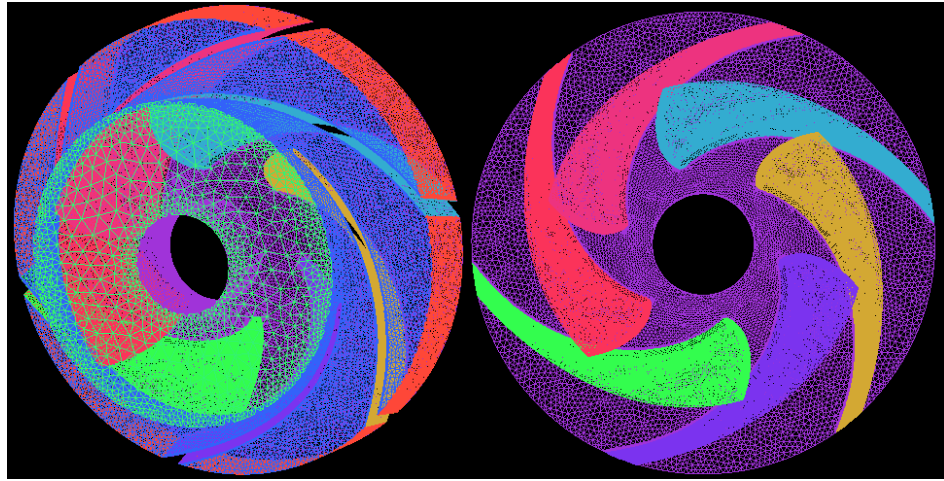


Fig. 4.2 Computational grid of the impeller part

4.4 결과 및 고찰

4.4.1 유동해석

Fig. 4.3은 설계점에 가장 근접한 $6.475\text{m}^3/\text{min}$ 의 해석조건에서 펌프 반경방향 중앙단면의 속도분포를 대표적으로 나타낸다.

임펠러 근방의 흐름이 볼류트 케이싱 부로 균일하게 토출되고 있음을 알 수 있으며, 임펠러로부터 균일하게 토출된 흐름은 볼류트 케이싱을 따라 균일하게 빠져나가고 있음을 알 수 있다. 볼류트 케이싱의 혀 부분에 대한 와류의 발생은 없으며, 대체로 설계유량에 가까운 $6.475\text{ m}^3/\text{min}$ 의 경우 펌프내부 흐름특성이 균일한 특성을 나타내고 있다.

Fig. 4.4는 임펠러로 유입되는 흐름과 볼류트 케이싱으로부터 누설되는 누설흐름이 임펠러로 재 유입되는 특성을 관찰하기 위해 축 방향 중앙단면의 상세한 속도분포를 나타낸다.

입구로부터 유입되는 흐름은 임펠러로 유입되기 직전에 관로 벽면에 부착되어 와류를 발생하고 있음을 알 수 있다. 이때 발생하는 와류는 볼류트 케이싱으로부터 누설되어 나오는 재순환 흐름과 입구로부터 유입되는 흐름의 상호작용에 의한 영향이 지배적이라 판단된다.

Fig. 4.5, Fig. 4.6에 임펠러 및 볼류트 케이싱의 압력분포를 각각 나타내었다.

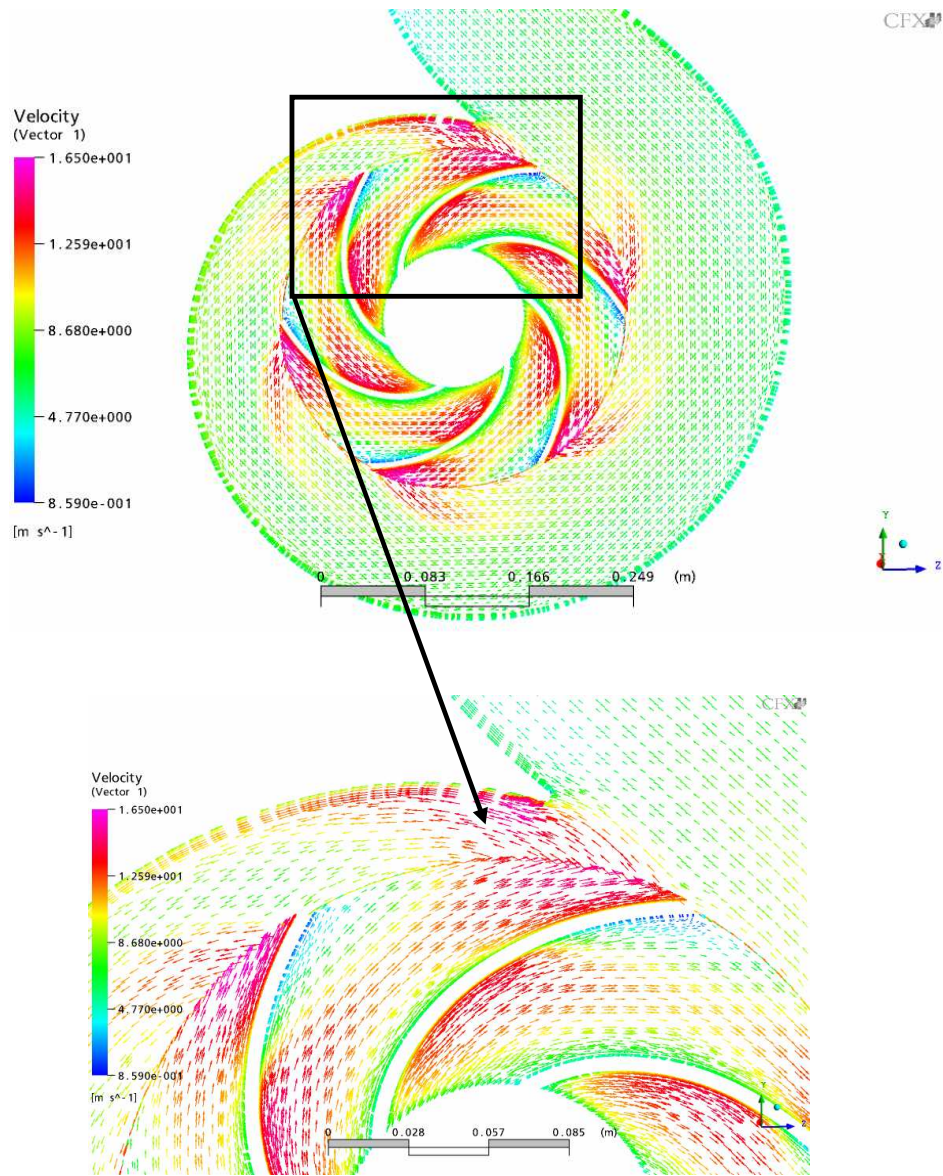


Fig. 4.3 Velocity distribution at mid section (flow capacity = $5.847\text{m}^3/\text{min}$)

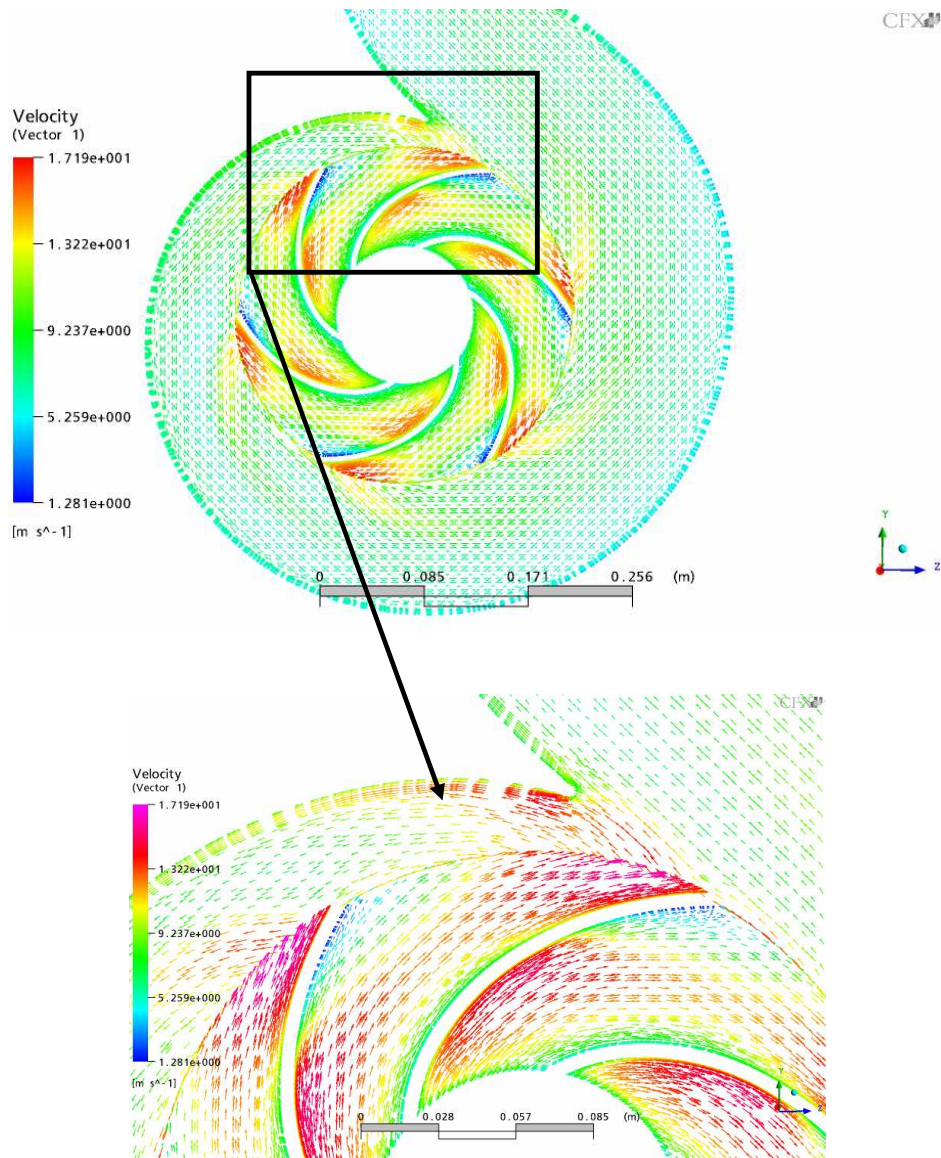


Fig. 4.4 Velocity distribution at mid section (flow capacity = $6.475 \text{m}^3/\text{min}$)

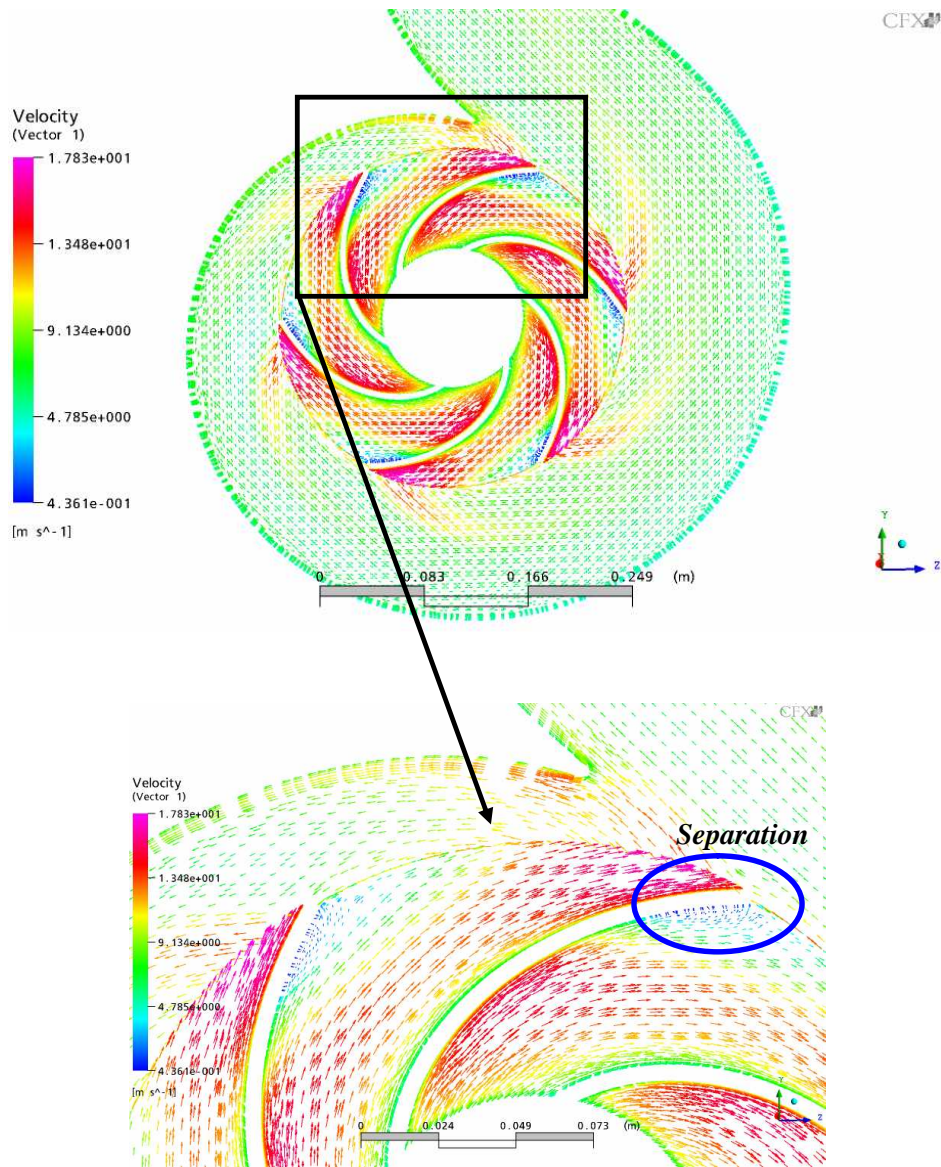


Fig. 4.5 Velocity distribution at mid section (flow capacity = 6.669m³/min)

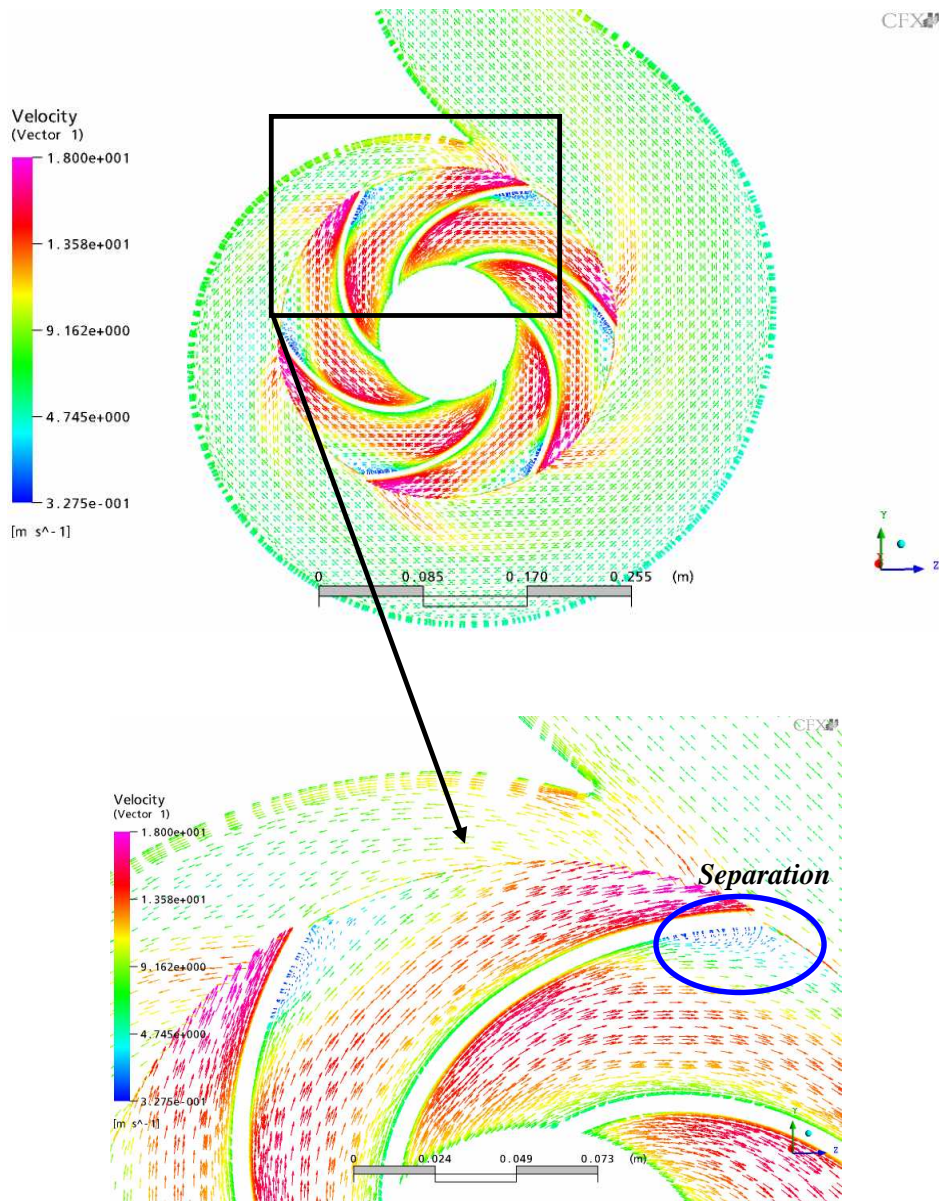


Fig. 4.6 Velocity distribution at mid section (flow capacity = $6.865\text{m}^3/\text{min}$)

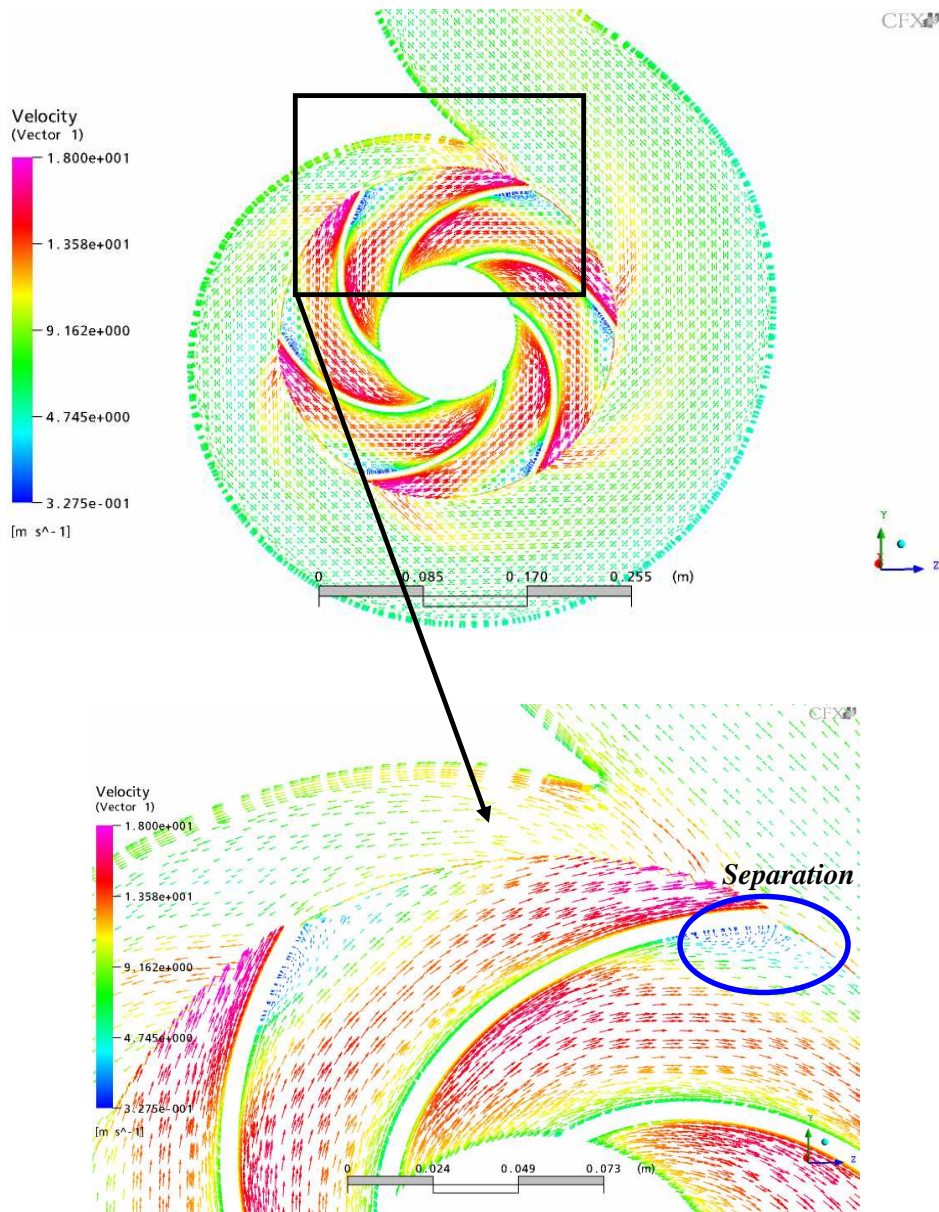


Fig. 4.7 Velocity distribution at mid section (flow capacity = 7.062m³/min)

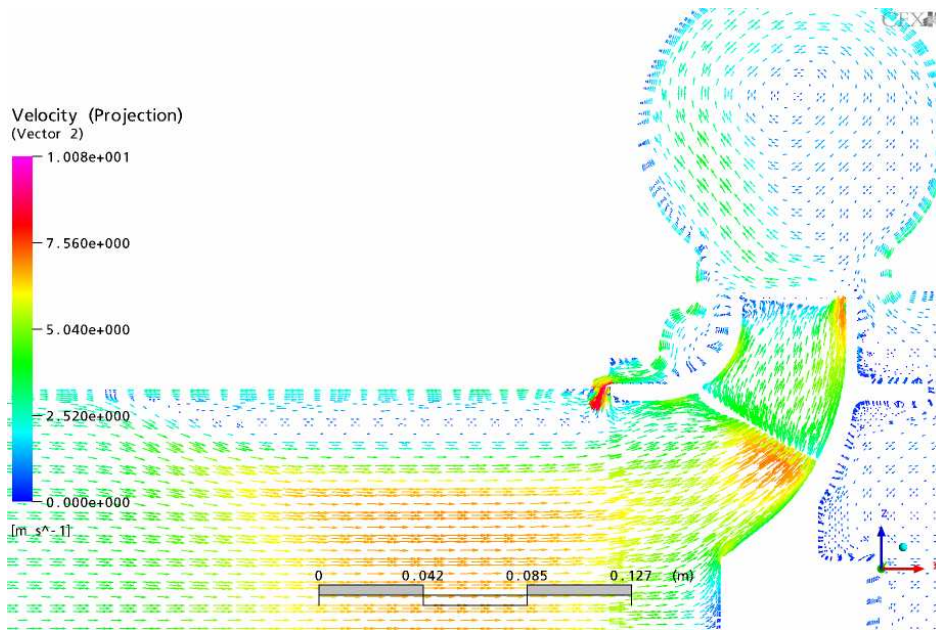


Fig. 4.8 Velocity distribution at mid section (flow capacity = 5.847m³/min)

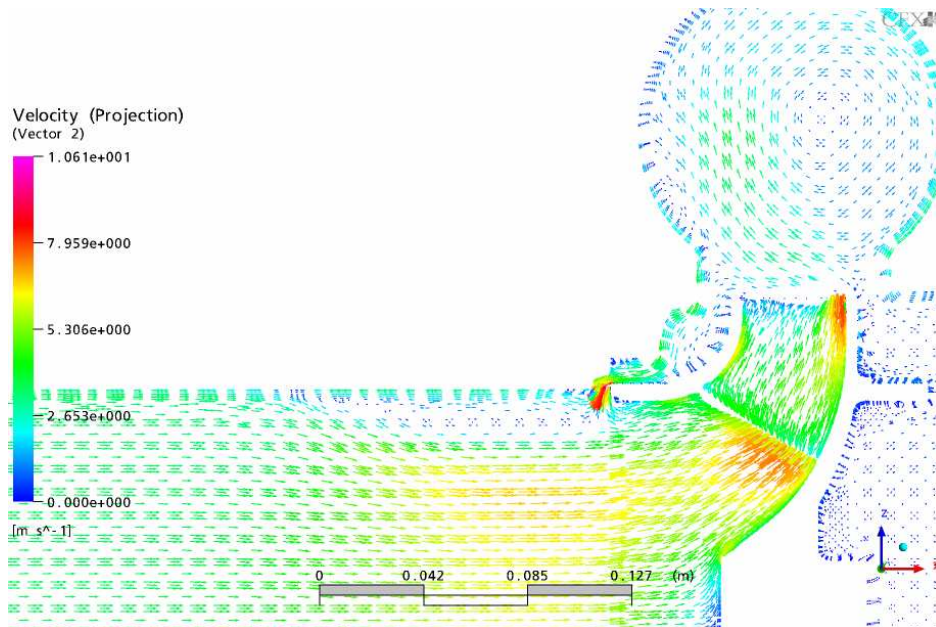


Fig. 4.9 Velocity distribution at mid section (flow capacity = 6.475m³/min)

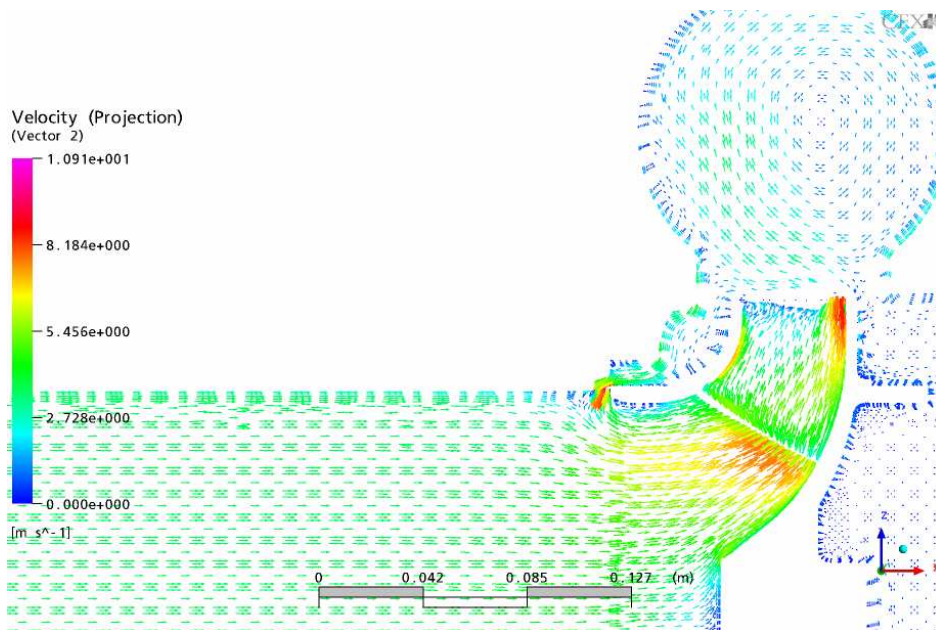


Fig. 4.10 Velocity distribution at mid section (flow capacity = $6.669\text{m}^3/\text{min}$)

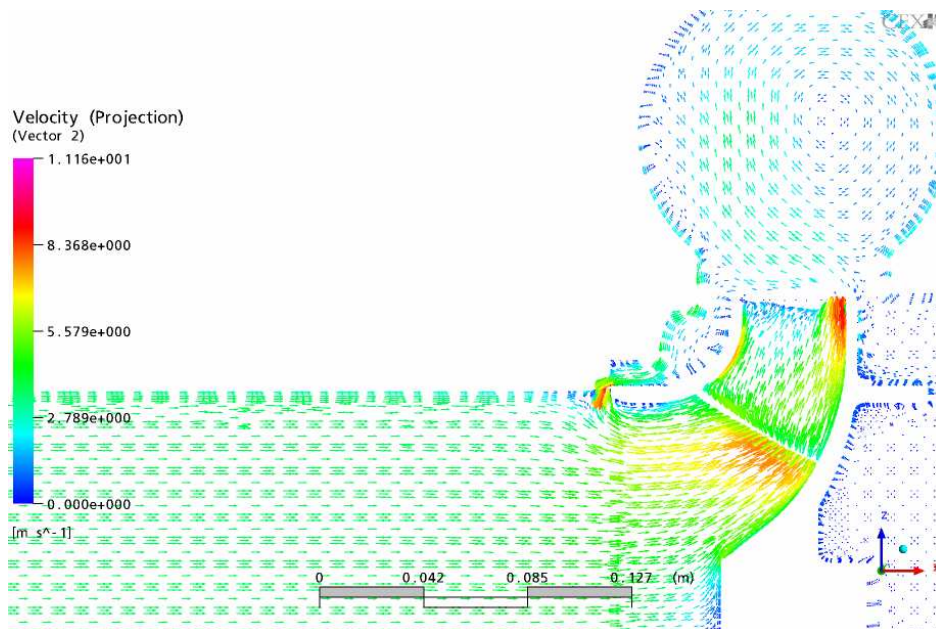


Fig. 4.11 Velocity distribution at mid section (flow capacity = $6.865\text{m}^3/\text{min}$)

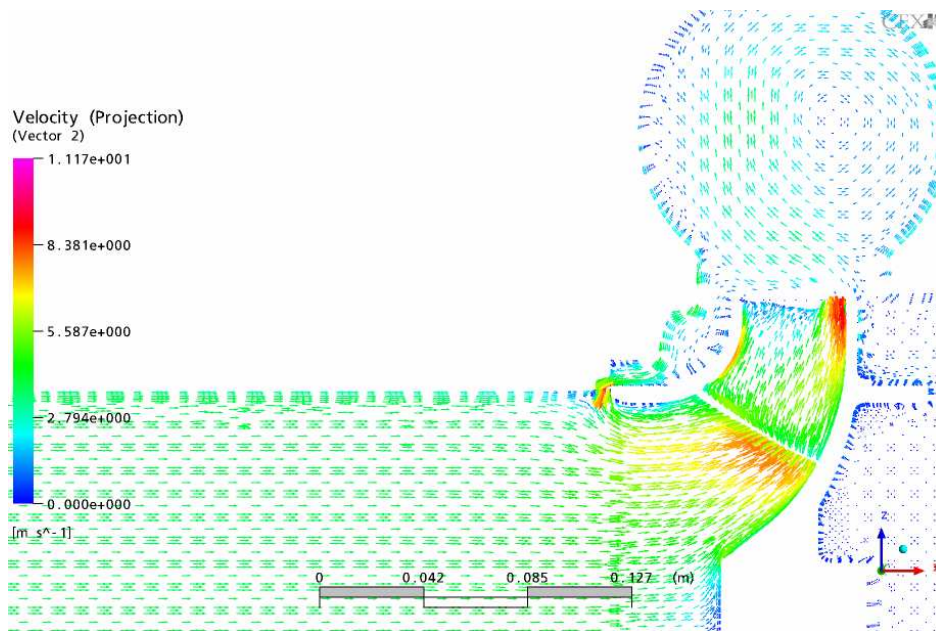


Fig. 4.12 Velocity distribution at mid section (flow capacity = $7.062m^3/min$)

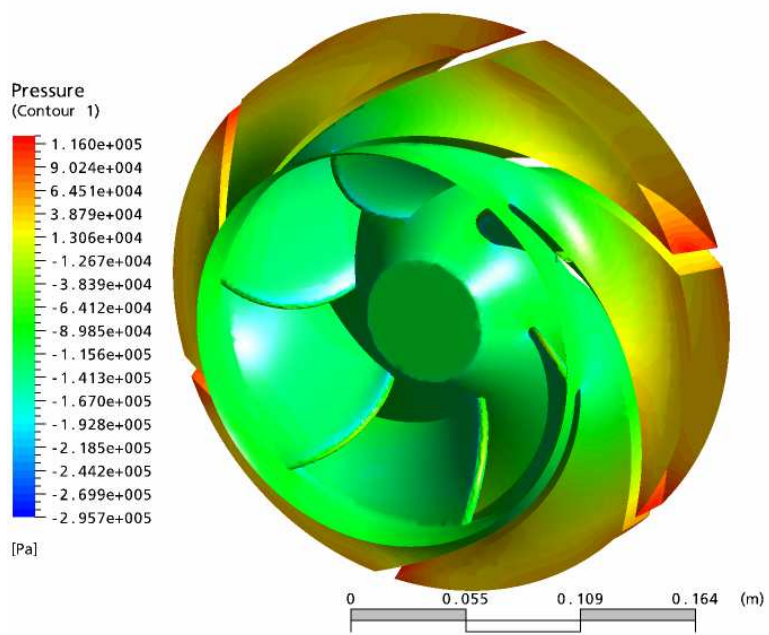


Fig. 4.13 Pressure distribution on the impeller (flow capacity = $6.475\text{m}^3/\text{min}$)

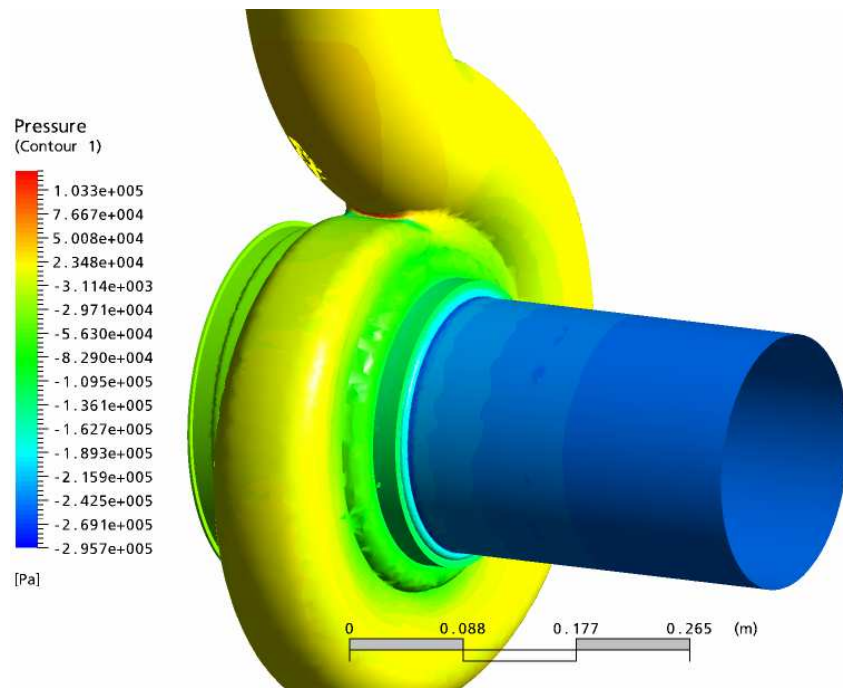


Fig. 4.14 Pressure distribution on the volute casing (flow capacity = $6.475\text{m}^3/\text{min}$)

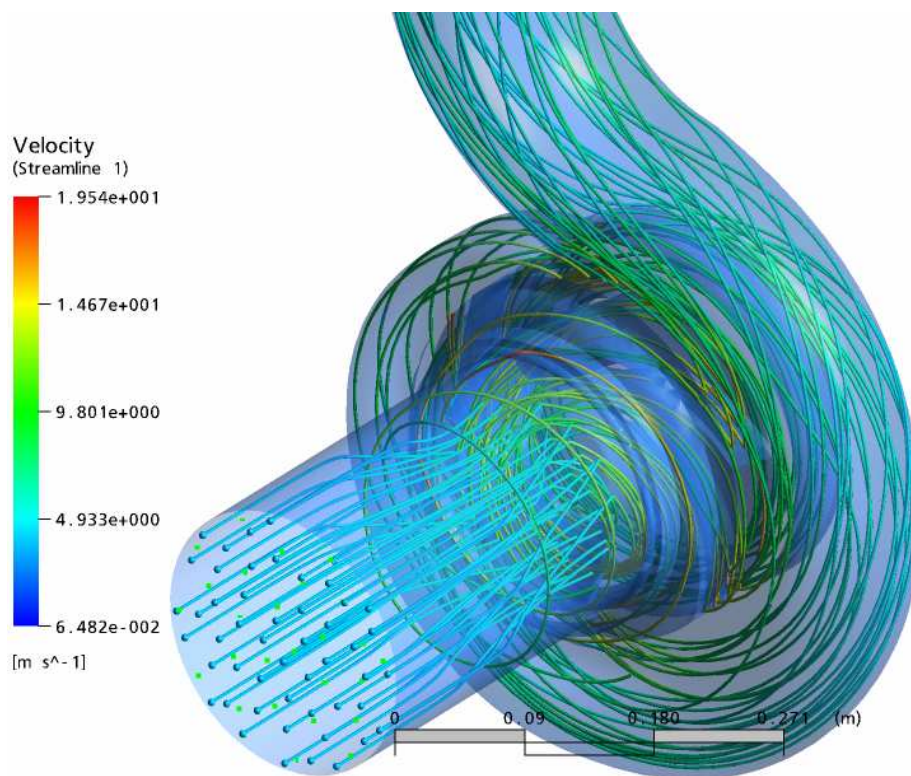


Fig. 4.15 Streamlines in the centrifugal pump (flow capacity = $6.475\text{m}^3/\text{min}$)

4.4.2 성능해석

Fig. 4.16는 정압수두의 비교 결과를 나타내고 있다.

수치해석의 정압수두 데이터는 펌프 토출측 정압과 흡입측 정압의 압력차를 계산하여 획득하였다.

수치해석의 결과는 유량이 $6.669\text{m}^3/\text{min}$ 일 때 실험결과와 다르게 약간 급격한 감소를 나타내지만 유량이 증가함에 따라 정압수두가 점차적으로 감소되는 실험결과와 유사한 수두변화특성을 나타낸다. 실험 데이터에 대한 수치해석 결과의 평균오차는 약 5%로 나타났으며, 비교적 잘 일치하고 있다.

Fig. 4.17은 B.H.P 결과를 비교해 나타내었다. 실험과 수치해석 데이터 모두 정성적, 정량적으로 비교적 잘 일치 하고 있음을 알 수 있다.

Fig. 4.18에 효율곡선의 비교 결과를 나타내었으며 평균오차는 약 3%로 나타났으며, 유량이 $6.5\text{m}^3/\text{min}$ 지점에서 부터는 실험결과와 유사한 효율변화특성을 나타낸다.

따라서, CFD에 의한 원심펌프의 성능예측은 상당히 합리적으로 수행될 수 있다고 판단되어진다.

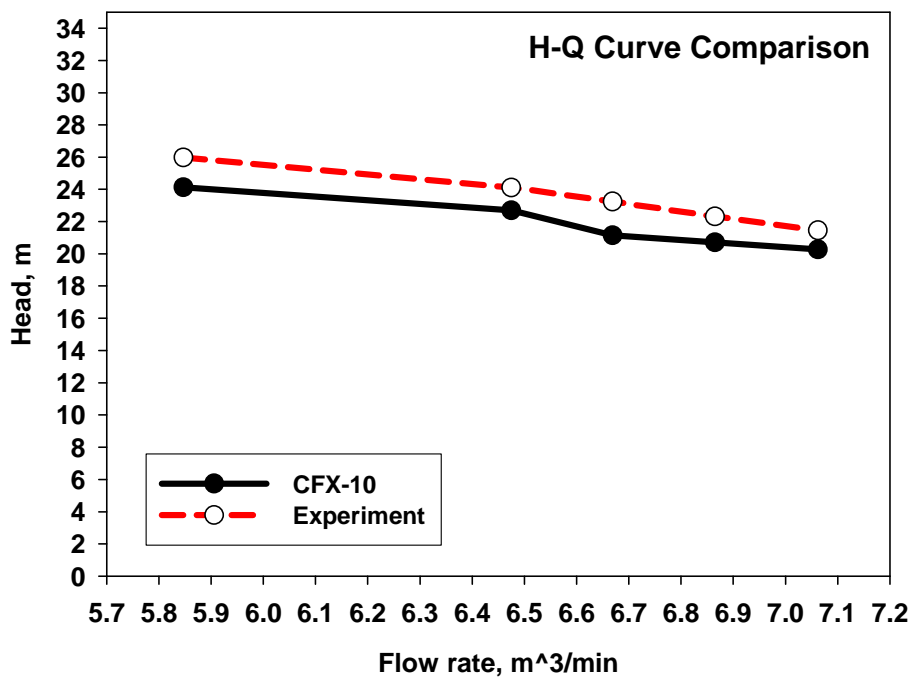


Fig. 4.16 Static head comparison between CFX-10 and experimentation

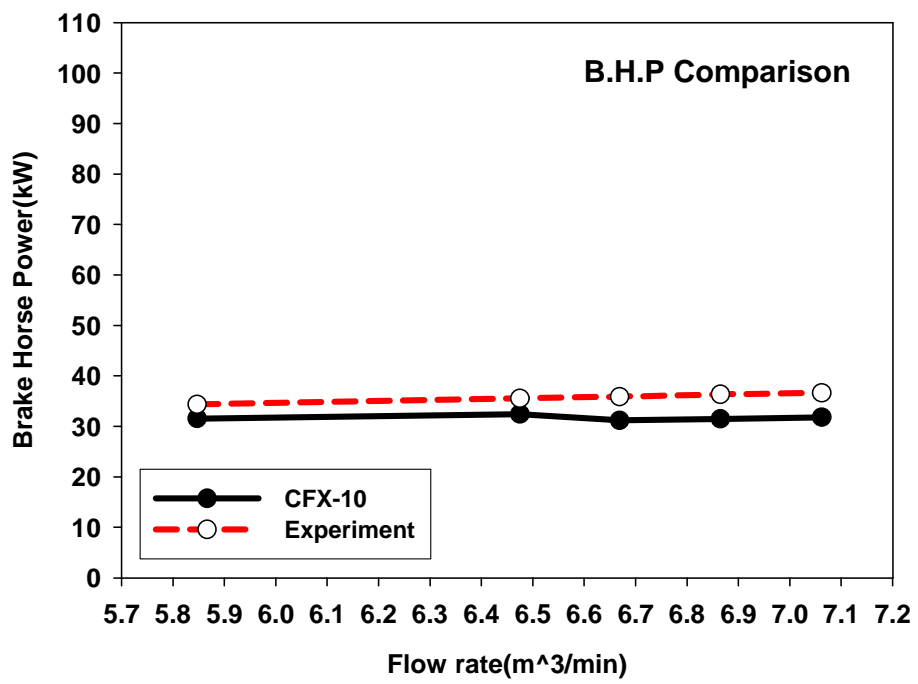


Fig. 4.17 Brake horse power comparison between CFX-10 and experimentation

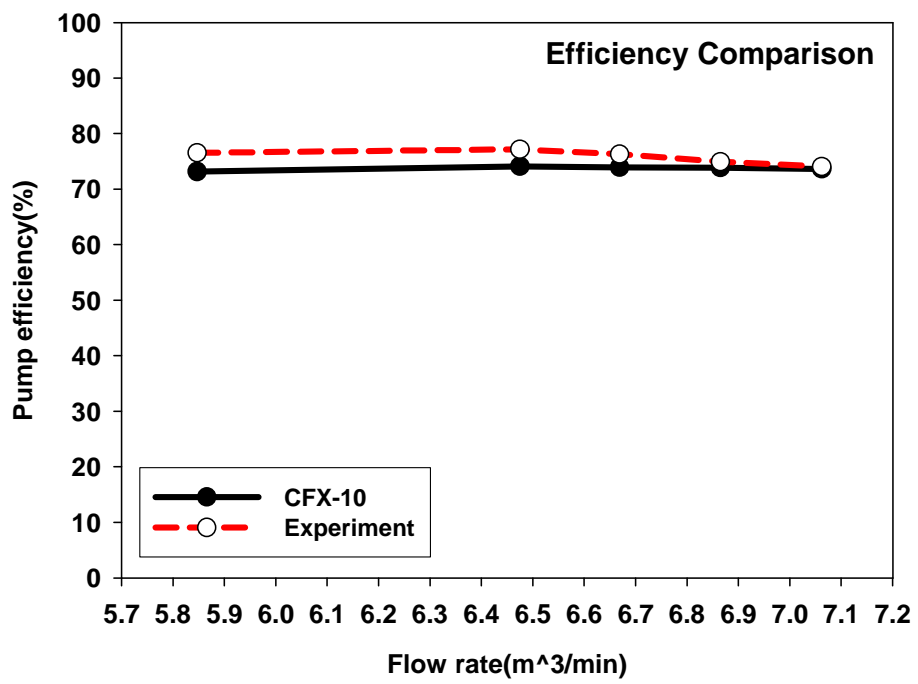


Fig. 4.18 Brake horse power comparison between CFX-10 and experimentation

제 5 장 결 론

본 연구에서는 비속도 388의 임펠러를 가진 횡형 편흡입 단단 원심 볼류트 펌프를 설계계산식에 의한 방법으로 설계하여 제작하고 실험에 의한 성능시험으로 얻은 실험데이터를 설계예상사양에 대하여 총 양정, 축 동력, 효율의 측면에서 비교하였다. 또한, CFD에 의한 3차원 유동해석을 통한 성능해석으로 얻은 데이터를 실험 데이터와 비교하여 기존의 실험에 의한 성능평가 방법의 대안으로써 CFD의 적용 가능성에 대한 연구를 수행한 결과는 다음과 같이 요약된다.

- 1) 실험데이터는 설계예상사양에 대하여 총 양정은 약 1% 낮게, 축 동력은 약 1% 높게, 효율은 약 3% 낮게 나타났으며, 상당히 정확히 일치하고 있음을 알 수 있었다.
- 2) 정압수두, 축 동력, 효율에 대한 실험데이터와 수치해석 데이터의 비교를 수행하였으며, 상호간에 약 5%의 평균 오차가 발생하였고, 비교적 정확히 일치하고 있음을 알 수 있었다.
- 3) 향후 펌프의 효율을 보다 향상시키기 위하여 CFD에 의한 유동해석 결과에서 나타난 임펠러 뒷 후방에서 발생하는 재순환 영역과 볼류트 케이싱으로부터 누설되는 흐름에 의한 재순환 영역의 발생을 억제하기 위한 연구가 필요할 것으로 판단된다.
- 4) 이상을 종합하면 원심펌프 설계단계에서 CFD의 적용은 효율적인 설계를 위한 효과적인 보조수단으로써 활용가치가 높다고 판단된다.

참고문헌

- [1] 유체기계공업학회 **국내 펌프시장 현황과 기술동향**, 2001
- [2] 정경남, 박편구, 조현준, 이상구, 2001, “양쪽 흡입 원심펌프의 성능해석에 대한 연구,” 유체기계저널, 제4권, 제4호, pp. 7~15.
- [3] 김동주, 노형운, 서상호, 2004, “점성이 높은 유체를 사용하는 펌프의 성능해석,” 유체기계저널, 제7권, 제2호, pp. 21~26.
- [4] 김동주, 노형운, 서상호, 2004, “뉴턴유체와 비뉴턴유체의 원심 펌프 성능특성 비교,” 유체기계연구개발발표회 논문집, pp. 57~62.
- [5] 박성규, 노고섭, 김윤제, 2004, “운전조건 변화에 따른 소방펌프 성능특성 연구,” 대한기계학회 춘계학술대회 논문집, pp. 2011~2016.
- [6] 한상규, 강병하, 이봉주, 2004, “펌프 베어링 하우징에서 베어링 과 오일의 과열 및 오일수명 예측,” 설비공학논문집, 제16권, 제5호, pp. 408~413.
- [7] A. J. Stepanoff *Centrifugal and Axial Flow Pumps 2nd Edition*, John Wiley & Sons. Inc, 1957 pp.1-137.
- [8] Kensaku Imaichi, Yoshinori Murakami, Hiromu Tsurusaki **펌프설계의 기초**, 2002.
- [9] 강신형 **고성능 원심펌프 및 다단 축류압축기 설계시스템 개발**, 2000.

- [10] 著者 오하시 히데오, 譯者 강신형 *유체기계*, 1994 1판 4쇄 발행.
- [11] 박한영, 김경엽 *펌프 핸드북*, 2002 초판 발행.
- [12] 전익식, 조광옥, 이교진, 조철환 *펌프의 이론과 실제*, 2004 신판.
- [13] IGOR J. KARASSIK *Centrifugal pump clinic*, 1971.
- [14] B. NEUMANN *The Interaction between Geometry and Performance of a Centrifugal Pump*, 1991.
- [15] 河在賢, 孫炳鎭, 金春植 *流體機械*, 1987.
- [16] Val S. Lobanoff, Robert R. Ross *Centrifugal Pumps Design & Application*, 1986.
- [17] 이영호, 이연원, 윤정인 *유체기계*, 1999.
- [18] H.H. ANDERSON *Centrifugal pump clinic* 1993 3rd Edition.
- [19] IGOR J. KARASSIK *遠心 및 軸流펌프의 設計*, 1990.
- [20] SULZER-SHIN SHIN *Centrifugal pump handbook*, 1987.
- [21] David Japikse, William D. Marscher, Raymond B. Furst *Centrifugal pump Design and Performance*, 1997.
- [22] EBARA Corporation *The Ebara Pump System Engineering Handbook*, 1997.
- [23] Kensaku Imaichi, Yoshinoro Murakami, Hiromu Tsurusaki, 趙江來 *PC에 의한 펌프설계의 기초*, 2002.

- [24] 한국표준협회 *KS B 6301 원심펌프, 사류펌프 및 축류펌프의 시험 및 검사방법*, 1996.
- [25] 한국표준협회 *KS B 6302 펌프 토출량 측정 방법*, 2001.