

원심펌프 내부의 유동특성 해석

김노형*†

Analysis of Flow Characteristic in Centrifugal Pump

Noh Hyeong Kim*†

Key Words : Impeller(임펠러), CFD(전산유체역학), Flow Characteristic(유동특성), Casing(케이싱)

ABSTRACT

In this study, actual material manufactured and used actually in the corporation was embodied by CATIA V5, results of flow characteristics that were obtained from numerical analysis on pressure distribution and velocity distribution from inlet port to outlet port of centrifugal pump, flow phenomenon of water cut, and path of particle were compared with actual performance curve of centrifugal pump through commercial program, ADINA 9.0 and reliability of flow characteristics numerical analysis was confirmed. In addition, the comparison of numerical analysis and performance curve of centrifugal pump, outlet pressure head is nearly be a unit. In this study, biased phenomenon of impeller outlet pressure was confirmed and it prepared an opportunity to improve the phenomenon. And it should be much helpful to improve pump performance if analyzing flow characteristics of centrifugal pump used in industrial field for various purposes, grasping the reasons making an effect on pump performance and improving them.

1. 서론

임펠러(Impeller)의 회전에 의해 유체에 에너지가 전달되고 케이싱(Casing) 내에서 운동에너지를 압력에너지로 변환하여 주는 원심펌프(Centrifugal Pump)는 터보형과 용적형으로 나누며 터보형은 깃(Vane) 내부의 유동 방향에 따라 원심형, 사류형, 축류형으로 분류된다.⁽¹⁾ 이 중 원심형 펌프는 저유량 고양정에 적합하고 사용범위가 광범위하여 현대산업 전반에 걸쳐 가장 많이 사용된다. 이러한 원심펌프의 연구로서, 오형우⁽²⁾ 등은 기본적인 무차원 설계변수에 대한 최대 효율, 최소유효흡입양정, 최저 생산 단가 사이의 최적화 설계 코드를 개발하였다. 김원갑⁽³⁾ 등은 임펠러의 유동해석에 원심력과 코리올리 힘이 추가된 비압축성 Navier-Stoke 식의 $\kappa - \varepsilon$ 난류 모델을 사용한 자체코드를 개발하여 상용코드와 실험데이터와 비교함으로써 적절성을 검토하였고, 최영석⁽⁴⁾ 등은 상용코드 CFX-TASCflow의 해석결과와 실험데이터를 비교함으로써 격자 해상도를 평가하여 격자 해상도의 적절성이 결과에 큰영향을 준다는 사실

을 밝혔다.

다양한 목적으로 산업현장에 사용되는 펌프는 이송하는 유체의 특성과 종류에 따라 그 종류가 다양하게 개발되었고, 산업현장에서는 사용목적에 맞는 적절한 형태의 임펠러를 갖는 펌프가 요구되고 있다. 특히 원심펌프는 임펠러의 회전에 의한 원심력으로 유체를 속도에너지로 변화시키고, 임펠러를 나온 유체는 와류실 및 볼류트 케이싱(Volute Casing)을 통과하면서 압력에너지로 변화시킨다. 유체에너지의 상승은 펌프로 유입된 유체가 회전하는 임펠러를 통과하는 동안 일어나는 것으로 유동이 매우 복잡하므로 그 특성을 쉽게 해석하기는 어렵지만 사용목적과 유동특성에 맞는 우수한 성능의 산업용 원심펌프를 설계하고 제작하기 위해서는 원심펌프 성능에 영향을 미치는 다양한 내부유동의 특성에 대한 분석과 해석이 반드시 선행되어야 한다.

따라서, 본 해석에서는 산업 현장에서 실제로 사용 중인 원심펌프 모델의 유동특성에 대한 실험값과 원심펌프의 모델에 대해 유동해석을 통하여 얻은 유동특성을 비교하여 이러한 유동해석으로 얻은 유동특성의 경향에 대한 신뢰성을

* GS칼텍스(주)(GS Caltex Corporation, Republic of Korea)

† 교신저자, E-mail : nhkstar@gscaltex.com

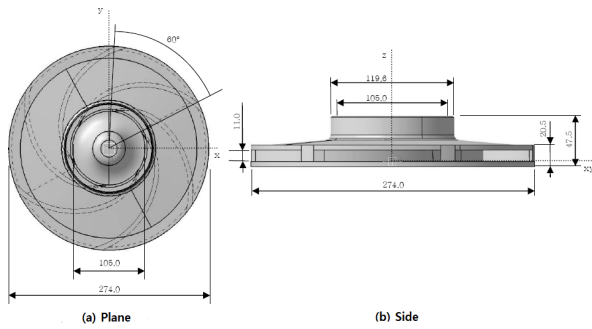


Fig. 1 Impeller

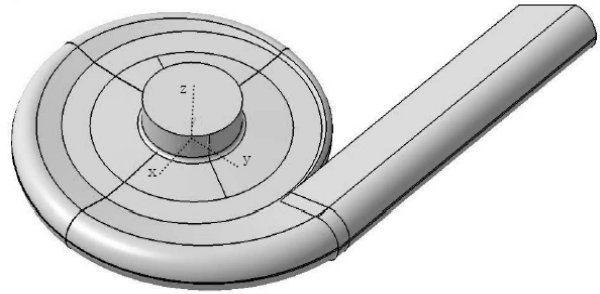


Fig. 2 Casing

확인한 다음에 유동해석으로 원심펌프 내부의 유동특성을 해석하고자 한다.

2. CFD 실험장치

Fig. 1~Fig. 2는 본 실험을 위해 사용된 임펠러와 케이싱을 나타내고 있다.

본 실험에서는 펌프 업체에서 제작하여 사용하고 있는 실물(EHC-50B, 30 kW)을 모델로 하여 CATIA V5를 이용하여 3차원으로 형상화하였다. Fig. 1은 원심펌프의 임펠러 형상으로 z 축을 기준으로 60° 간격으로 총 6 개의 날개로 입구 및 출구 직경이 105 mm, 274 mm인 폐쇄형(Close Type)의 원심펌프이다. Fig. 2는 원심펌프의 케이싱으로 임펠러와 동일 방식으로 형상화된 케이싱이며, 흡입부와 토출부의 유로를 충분히 길게 하여 유동간섭을 최소화하였다. CATIA V5로 임펠러 및 케이싱을 형상화하는 과정에서 점, 선, 면은 입의 기준점과 서로의 상관관계에 의해 형상화되므로 형상화 과정이 복잡할수록 기준점이 증가하였다. 이로 인해 형상의 직선이나 면에 불필요한 요소(기준점)들이 생성된다.

본 연구에서 이뤄진 원심펌프 형상화 과정에서도 불필요하게 생성된 점들로 인해 CATIA V5에서 완성된 형상을 ADINA 9.0으로 수입하여 격자를 생성할 때 문제가 발생하여 격자 생성과정의 진행이 불가하였으며, 격자가 비록 생성되더라도 해석과정 중에 다시 문제가 발생하였다. 이러한 문제점은 CATIA V5에서 형상화된 임펠러 및 케이싱을 ADINA 9.0으로 수입하기 전에 SOLIDWORKS를 거치면서 불필요하게 생성된 요소들을 제거하는 과정을 추가함으로써 문제점을 해결할 수 있었다.

입구, 임펠러 및 케이싱 부분의 형상화는 계산과정을 고려하여 고정된 입구 그리고 임펠러에 의해 회전되는 유체 부분, 임펠러를 나온 유체가 케이싱 안을 돌아 토출부로 나가는 고정 부분으로 나누었으며, 각각의 두 영역 사이에서 슬립만 가능하고 간섭이 발생하지 않게 철저한 확인과정을 수행하여 계산과정에서 일어날 수 있는 문제점을 최소화하였다.

2.1 CFD 해석 조건

본 연구에서는 CFD(Computation Fluid Dynamics) 해석을 이용하여 원심펌프 내부의 압력분포 및 속도분포, 원심펌프 내부의 G영역의 압력분포 및 속도분포, Water Cut의 유동현상 등의 유동특성을 해석하여 원심펌프 성능향상을 위해 원심펌프의 임펠러와 케이싱에 대한 기초 설계자료를 제공하고자 한다.

본 계산은 유체운동의 전반적 지배방정식인 연속방정식(질량보존의 법칙)과 유한체적법(Finite Volume Method)을 사용한 상용 코드 프로그램인 ADINA 9.0을 이용하여 CFD 해석을 수행하였으며, 주어진 관로 내의 유동에 대한 Reynolds 수의 기준에 근거하여 난류로 가정하여 계산하였다. 난류모델은 k-ε /High Reynolds Number를 적용하였고, 해석 알고리즘은 SIMPLE(Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equation) 해법을 사용하였다. 계산조건은 정상상태로서 열전달과 압축성 효과를 무시하였으며, 작동 유체는 물이며, 열역학적 특성치는 온도 25 °C를 기준으로 밀도 $\rho = 997.0479 \text{ kg/m}^3$, 점성계수 $\mu = 8.91 \times 10^{-4} \text{ N} \cdot \text{s/m}^2$ 를 입력하였다.

본 연구에서는 상용 프로그램인 ADINA 9.0을 사용하여 CATIA V5에서 형상화된 3차원 임펠러와 케이싱을 ADINA 9.0에 수입한 후 Fig. 3과 같이 총 4개의 부분(Point 1, Point 2, Point 3, Point 4)으로 나누었다. 격자의 형상은 4면체 구조로 이루어졌으며 격자밀도는 각 Point의 구조 및 형태에 따라 Point 테두리의 간격을 조절하였다. 유동해석인 경우 Point 2는 테두리 선의 2.5 mm를 격자의 한변으로 설정하였고, Point 1, Point 3, Point 4는 5 mm 간격으로 격자의 한변을 설정하였다. 이러한 격자 생성과정으로 만들어진 각 Point의 격자 수는 Point 1은 138520 개, Point 2는 555540 개, Point 3은 151350 개, Point 4는 190620 개이며, 총 103,6210 개다. Table 1은 CFD 해석에 사용된 해석조건이며, 유량과 Grid의 개수를 나타내며, Table 2는 CFD 해석 계산결과 값은 SI 단위를 Table 2와 같이 사용하였다.

Table 1 CFD Condition of driving flow

	Flow Rate (m ³ /s)	Grid Count
Point 1	0.023	138520
Point 2		555540
Point 3		151530
Point 4		190620

Table 2 Units of Physical Property

Physical Property	Unit
Velocity	m/s
Pressure	KPa

2.2 CFD 해석

상용 프로그램인 ADINA 9.0을 이용하여 원심펌프 내부의 압력분포 및 속도분포, 원심펌프 내부의 G영역의 압력분포 및 속도분포, 설단면(Water Cut)의 유동현상 등의 유동특성을 해석하였다.

임펠러에 의해 회전되는 유체영역 Fig. 3의 Point 2 부분은 하중 종류(Load Type)를 강체운동(Rigid Body Motion)으로 두었고 z 축을 기준으로 1750 rpm으로 회전시켰다. 그리고 본 연구에서 고속으로 회전하는 임펠러의 크기를 고려하여 유동해석이 이뤄지는 한 단계의 크기를 단계당 1.05°로 회전하도록 하여 0.1초 동안 총 1000단계, 즉, 1050°의 CFD 해석과정을 수행하도록 설정하였다. 그리고 정확성을 기하기 위해 유동해석은 임펠러 회전시간을 0.2 초(Sec), 즉 총 5.8 회전 2100°에 걸쳐 분석을 수행하였다. 그리고 각 단계에서 계산 반복 회수를 최대 1000 회로 설정하였다. 경계조건은 입구·출구, 임펠러 내부 및 입구·출구 관로의 고체 경계벽 그리고 회전유동과 정지유동의 미끄럼 경계로 되어 있다.

본 연구의 입·출구 조건은 흡입측 압력은 0.1 kPa로 설정하였으며, 토출측은 균일유동조건(Uniform Flow)을 두어 대기압의 영향이 토출관에 나타나는 감압 현상의 문제를 해결하였다. 그리고 원심펌프 내부의 임펠러와 케이싱은 유체

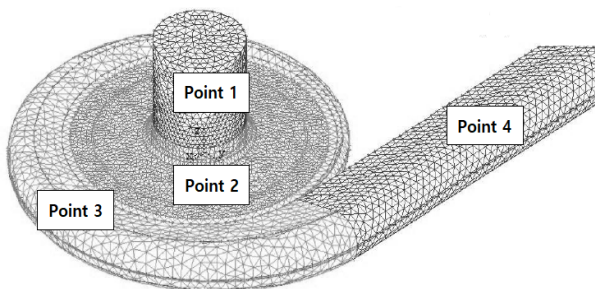


Fig. 3 CFD Grid of casing

와 접하는 고체영역에 각각 벽(Wall)조건으로 경계조건을 설정하였으며, Fig. 3의 유체영역 Point 1 & Point 2 사이 경계면과 Point 1 & Point 3 사이 경계면에 Sliding Mesh 조건을 두어 회전이 가능하도록 하였다. 특별히 Sliding Mesh 조건에서 Pair of Boundary Condition을 이용하여 두 유체영역 사이 유동해석이 연속성을 가지면서 해석이 진행되도록 해석조건을 추가하였다.

3. CFD 해석 결과

본 연구에서는 현장에서 사용 중인 원심펌프 (EHC-50B, 30 kW)를 모델로 CATIA V5를 이용하여 3차원 임펠러, 케이싱의 형상 작업을 수행하였으며, 상용 프로그램인 ADINA 9.0을 사용하여 유량 0.0 m³/hr, 66.0 m³/hr, 82.2 m³/hr, 회전수 1750 rpm의 운전조건에서 원심펌프 내부의 압력분포, 속도분포, 설단면의 유동, 유적선을 CFD 해석하여 원심펌프 내부의 유동특성을 해석하였다.

3.1 원심펌프 내부의 압력분포 및 속도분포

원심펌프 내부의 유체유동은 임펠러 회전 때문에 원심력을 얻게 되며 더불어 과잉속도의 유체유동이 디퓨저(Diffuser) 및 케이싱에서 정압으로 바뀌면서 원심펌프의 토출측에서 압력이 상승하게 된다.

Fig. 4는 난류유동의 조건에서 운전되는 원심펌프의 유동현상을 보여주고 있으며 흡입측에서 유입된 유체가 임펠러의 회전 때문에 임펠러를 통과해 나오면서 압력에너지로 변환되는 과정을 확인 할 수 있었다. Fig. 4는 유체의 유동이 시간(t = 0.1988 sec)이 경과한 후 정상상태의 압력분포를 나타내고 있다. 설계점 운전조건인 입구압력 조건수두 1 m, 유량 66 m³/hr에서 토출구인 G영역에서 압력수두 약 30 m를 나타내고 있다. 이러한 결과는 Fig. 5는 실제 원심펌프의 성능곡선에서 유량 66 m³/hr에 대한 토출압력수두 30 m와 거의 일치한다는 것을 확인 할 수 있었다.

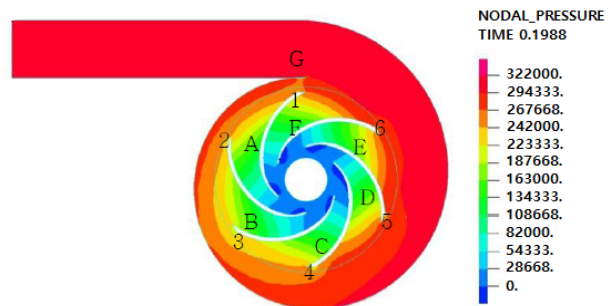


Fig. 4 Pressure distribution of casing

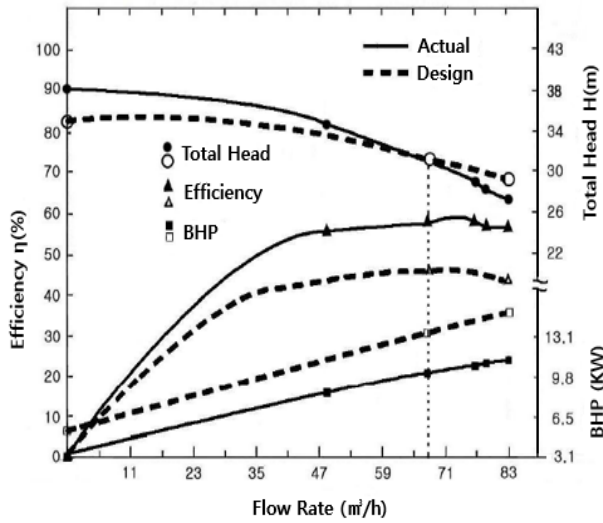


Fig. 5 Performance curve

Fig 5는 원심펌프(EHC-50B, 30 kW)의 성능곡선이다. 가로축은 유량을 나타내며, 세로축은 유량에 따라 수두, 효율 및 축동력을 나타내고 있으며, 실선은 실험값이며, 일점 쇄선 중 ○, △, □ 점은 0.0 m³/hr, 66 m³/hr, 82.2 m³/hr의 유량에서 수치해석으로 얻은 결과이다. 본 원심펌프 설계점 운전조건은 유량 66m³/hr, 양정 30 m, 회전수 1750 rpm, 효율은 57.7 %이다. 그리고, 상용 프로그램인 ADINA 9.0을 이용한 유동해석에서 얻은 결과는 유량 66 m³/hr에서 양정 31 m, 동력 12.72 kW, 효율 43 %이다. 수치해석의 성능곡선의 경향은 실험에 의한 실측의 성능곡선과 비슷한 경향을 보인다. 따라서 성능곡선으로 유추해보면 원심펌프 내부의 유동을 난류로 가정하여 수치해석한 결과는 실제 원심펌프의 성능과 유사한 경향을 가지고 있음을 확인할 수 있었다. 이에 본 연구에서는 설계점 유량인 66.0 m³/hr, 1750 rpm 경우에 대해 수치해석을 수행하여 원심펌프 내부의 유동특성을 해석하고자 한다.

Fig. 6~Fig. 7은 임펠러 토출구의 중심점 기준에서 ◇는 중심점 0 mm, □는 중심점 5 mm, △는 중심점 10 mm에 대

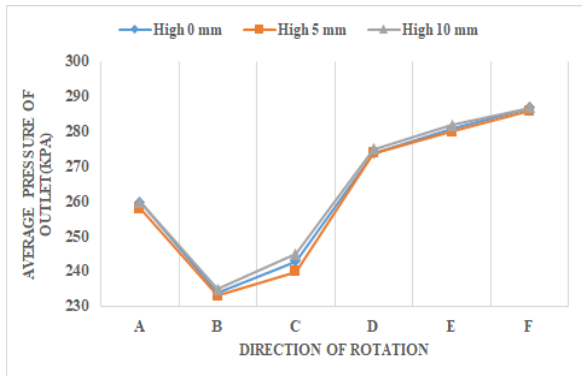


Fig. 6 Impeller outlet pressure

한 임의의 3점의 압력 및 속도의 평균값을 나타내는 그래프이다.

Fig. 6은 원심펌프 내부의 압력분포도를 나타내고 있다. 임펠러가 회전함에 따라 A영역에서 압력이 260 kPa까지 증가하다가 B영역에서 233 kPa까지 감소한 후 C영역에서 압력이 다시 증가하는 것을 알 수 있었다. 이는 회전 방향에 따르는 영향으로 압력이 감소하였다가 증가하는 것은 임펠러 내부의 유동과 스파이럴 케이싱을 포함한 임펠러 출구쪽의 구조적 형상에 의한 영향으로 판단된다.

Fig. 7은 원심펌프 내부의 속도분포도를 나타내고 있다. 임펠러가 회전함에 따라 출구 속도는 A, C가 고체 경계면에 접하므로 매우 작은 속도를 나타내고 있으며, B는 고체 경계면의 영향을 거의 받지 않아 큰 속도를 나타내고 있다. 이는 회전 방향에 따르는 영향으로 속도가 감소하였다가 증가하는 것은 임펠러 내부의 유동과 스파이럴 케이싱을 포함한 임펠러 출구쪽의 구조적 형상에 의한 영향으로 판단된다.

3.2 원심펌프 내부의 G영역 압력분포 및 속도분포

Fig. 8~Fig. 9는 원심펌프 토출단면(G영역)에서 정상상태($t = 0.1988 \text{ sec}$)의 압력분포 및 속도분포를 나타내고 있다.

Fig. 8은 원심펌프 내부 G영역의 압력분포를 나타내고 있다. 압력분포는 31.1 kPa~31.4 kPa로 균일하게 나타나고 있다.

Fig. 9는 원심펌프 내부 G영역의 속도분포를 나타내고 있다. 속도분포는 케이싱 벽면에서 속도 0.0 %를 나타내고 있으며, 중심영역에서 일정한 3.9 %~4.4 %의 균일한 속도를 나타내고 있다.

3.3 Water Cut의 유동현상

Fig. 10은 Water Cut의 속도벡터 및 압력분포를 나타내는 그림이다. 임펠러(Impeller)의 유동은 일반적으로 스파이

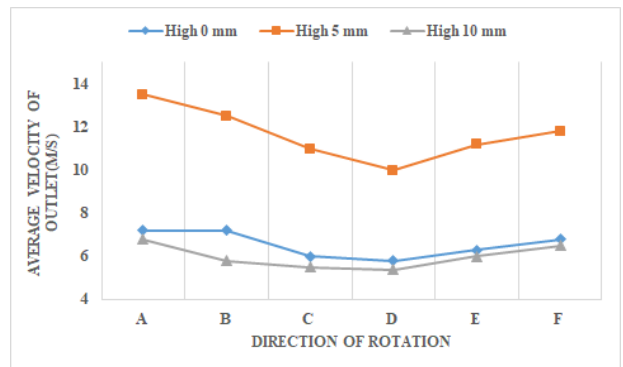


Fig. 7 Impeller outlet velocity

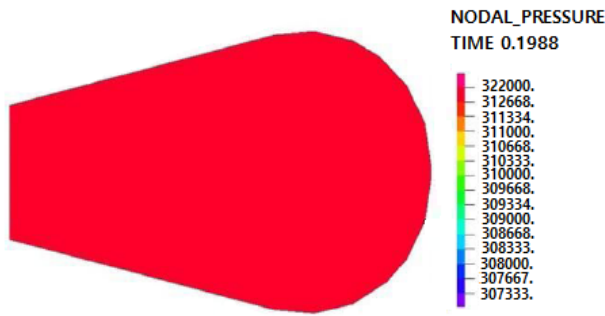


Fig. 8 Pressure distribution of casing

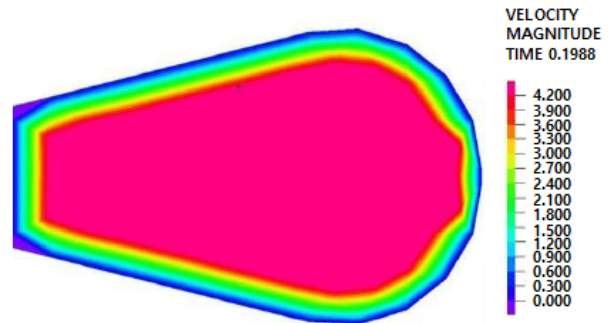


Fig. 9 Velocity distribution of casing

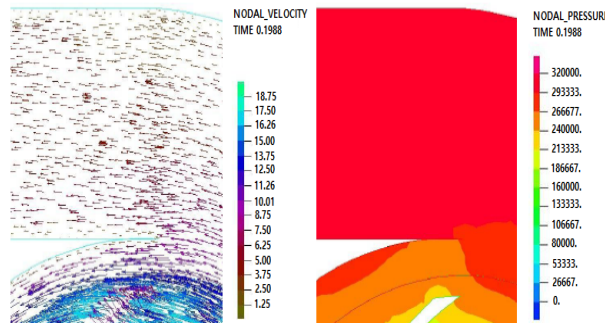


Fig. 10 Flow of water cut

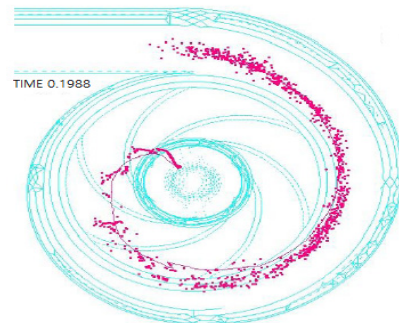


Fig. 11 Streak line of casing

럴 케이싱(Spiral Casing)으로 유입되나 Water Cut 부분에서 일부는 스파이럴 케이싱을 거치지 않고 출구쪽으로 직접 흘러나와 케이싱 내부의 정상적인 유동과 충돌하면서 선회성분을 갖는 2차 유동을 형성한다. 이로 인하여 국부적인 에너지 손실을 준다. 이러한 Water Cut 부분의 누설유동은 임펠러와 Water Cut의 틈새를 최소화해 해결할 수 있으나 틈새가 너무 작으면 케이싱의 진동 원인이 될 수 있으므로 최적화 값을 찾아 설계에 적용해야 할 것으로 판단된다.

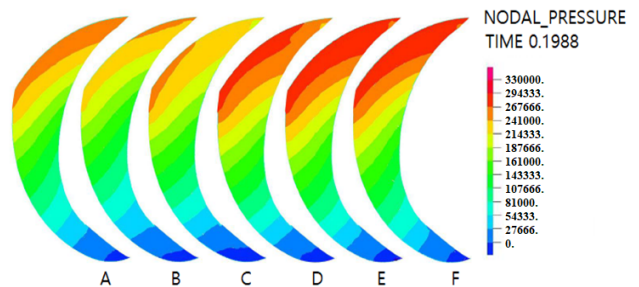


Fig. 12 Pressure distribution of particle tracing

3.4 유적선(Particle Tracing)

Fig. 11은 흡입구에 임의의 점을 설정하여 이 점이 통과하는 유체입자에 대한 시간 경과에 따른 3차원 위치를 2차원화하여 보여주는 유적선(Streak Line)이다. Fig. 3에서 두 부분(Point 1 & Point 2, Point 1 & Point 4) 사이에 주어진 슬립 조건이 잘 유지되어 유체 흐름이 끊기지 않고 진행되고 있음을 확인할 수 있었다.

3.5 유적선의 압력분포

Fig. 12는 유적선이 임의의 점을 통과하는 곳을 압력으로 나타내고 있다. A는 24 kPa, B는 21 kPa, C는 18 kPa, D는 25 kPa, E는 29 kPa, F는 33 kPa로 압력변화를 나타내고 있다. A의 압력이 24 kPa, 수두는 26 m에서 B, C에 이르러 압력이 21 kPa, 18 kPa, 수두는 21 m, 16 m까지 하락 후 D, E,

F에 이르러 압력이 25 kPa, 29 kPa, 33 kPa, 수두는 30 m까지 상승한다. 이러한 압력변화는 임펠러 출구 디퓨저 영역과 스파이럴 케이싱 내부의 유동특성에 기인하는 것으로 판단된다.

4. 결론

본 연구에서 원심펌프 내부의 압력분포 및 속도분포, 원심펌프 내부의 G영역의 압력분포 및 속도분포, Water Cut의 유동현상 등의 유동특성을 CFD 해석하기 위해 상용 프로그램인 ADINA 9.0을 이용하여 펌프 업체에서 제작하여 현장에서 사용 중인 실물(EHC-50B, 30 kW)을 모델로 하여 CATIA V5를 이용하여 3차원으로 형상화하여 원심펌프 내부의 유동특성에 대한 CFD 해석을 수행하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

- (1) 회전 방향으로 임펠러 출구압력은 임펠러 높이의 차에 따른 변화는 없으나 회전 방향의 임펠러 출구압력은 감소하다가 증가하는 현상을 나타내고 있었다.
- (2) 임펠러 입구 영역에서 압력은 압력면에서는 약한 양압으로 나타났으나, 부압면에 강한 음압으로 나타나는 것을 확인할 수 있었다.
- (3) 절단면(Water Cut)에서 케이싱 내부의 정상적인 유동과 충돌하면서 선회성분을 갖는 2차 유동을 형성하여 국부적인 에너지 손실이 발생하는 것을 확인하였다.
- (4) 절단면(Water Cut) 부분의 누설유동은 임펠러와 Water Cut의 틈새를 최소화해 해결할 수 있으나 틈새가 너무 작으면 케이싱의 진동 원인이 될 수 있으므로 최적화 값을 찾아 설계에 적용해야 할 필요성을 확인하였다.
- (5) 본 연구에서는 임펠러 출구압력의 편중 현상을 확인할 수 있었으며, 이러한 현상을 개선할 수 있는 계기를 마련하였다.

References

- (1) Bruce R. Munson, Theodore H. Okiishi, Wade W. Huebsch, Alric P. Rothmayer, 2013, "Fluid Dynamics" 7th edition, pp.367~370, 805~816.
- (2) H. W. Oh, M. K. Chung, S. C. Kim, K. Y. Yung and J. S. Ha, 1999, "Design Optimization of Centrifugal Pumps", Trans. Korean Soc. Mech. Eng. B, Vol. 23, No. 2, pp. 254~261.
- (3) W. K. Kim, S. H. Kang, 2000, "Computational Study on the Performance of the Impeller in Centrifugal Pump", The KSFM Journal of Fluid Machinery, Vol. 3, No. 1, pp. 10~18.
- (4) Y. S. Choi, Y. K. Lee, S. S. Hong, S. H. Kang, 2001, "Performance Analysis of the Centrifugal Pump Impeller Using Commercial CFD Code", The KSFM Journal of Fluid Machinery, Vol. 4, No. 1, pp. 38~45.
- (5) Jens Friedrichs, Gunter Kosyna, 2002, "Rotating Cavitation in a Centrifugal Pump Impeller of Low Specific Speed", Journal of Fluids Engineering, Vol. 124, pp. 356~362.
- (6) O. Coutier-Delgosha, R. Fortes-patella, J. L. Reboud, M. Hofmaan. B. Stoffel, 2003, "Experimental and Numerical Studies in a Centrifugal Pump with Two-Dimensional Curved Blades in Cavitating Condition", Journal of Fluids Engineering, Vol 125, pp. 970~978. ~637.
- (7) J. W. Joo, 2010, "Numerical Analysis on 3-Dimensional Flow Field of Centrifugal Pump", The Graduate School of Ulsan University, Master's thesis.
- (8) Wolfgang Rodi, 1984, "Turbulence models and their application in hydraulics", Rotterdamseweg : IAHR, pp.26~38.
- (9) I. G. Currie, 2003, "Fundamental mechanics of fluids", New York : Marcel Dekker Inc.
- (10) D. F. Young, B. R. Munson, T. H. Okiishi, "A Brief Introduction to Fluid Mechanics", John Wiley & Sons, Inc.
- (11) J. H. Kang, 1999, "Numerical Study on Flow Field in a Centrifugal Pump Impeller", The Graduate School of Engineering Yonsei University, Master's thesis.