

# 운전조건 변화에 따른 소방펌프 성능특성 연구

박성규<sup>†</sup> · 노고섭<sup>\*</sup> · 김윤제<sup>\*\*</sup>

## A Study on the Performance Characteristic of a Fire Pump with Various Operating Conditions

Sung-Kyu Park, Go-Sub Noh and Youn J. Kim

**Key Words :** Fire pump (소방펌프), Jet-wake flow (제트-후류영역), Slip velocity (미끄럼속도), Secondary flow (2 차유동)

### Abstract

In order to develop a high efficiency fire pump, its performance characteristics with various operating conditions are investigated. The governing equations are derived from making using of three-dimensional Navier-Stokes equations with the standard  $k-\varepsilon$  turbulence model and SIMPLE algorithm. Using a commercial code, CFX, pressure distribution and flow fields in a fire pump are calculated with various ranges of rotating speed 800-2400 rpm. Particularly, calculations with multiple frames of reference method between the rotating and stationary parts of the domain are carried out. With the help of numerical results, correlation formula between the casing pressure and the efficiency is derived.

### 기호설명

$\beta$  : 날개각  
 $\sigma$  : 미끄럼계수  
 $Q$  : 유량  
 $r$  : 반지름  
 $U$  : 날개속도  
 $V$  : 접선방향 속도  
 $W$  : 상대속도  
 $Z$  : 날개수

### 1. 서 론

펌프 수요의 증가로 인하여 설계 기술이 축적되고 있지만, 국내에서는 아직까지 선진국에서 생산한 펌프를 모방하여 개조하는 수준에 불과한 실

정이다. 또한 국내에서는 소형 다단식 동력 소방펌프 설계에 관한 객관적인 자료가 미미하기 때문에 다양한 모델 확보가 어려운 실정이다. 이로 인해 임펠러, 케이싱 등의 패턴작업 등에 많은 비용이 소요되고 있다. 미국이나 일본과 같은 기술선진국에서는 오래전부터 다단식 동력 소방펌프 뿐만 아니라 여러가지 다른 종류의 펌프에 대해서도 상당한 기술을 축적하고 있다. 또한, 세계펌프시장은 해마다 약 6%씩 증가하고 있으며, 2006년에는 400억불이 넘을 것으로 예상되고 있다<sup>1)</sup>.

다단형 소형 동력 소방펌프는 흡입부, 임펠러, 디퓨저, 케이싱, 모터 및 베어링 등으로 구성되는데, 기본 작동요소는 임펠러로서 축에 의하여 구동된다. 유입된 작동유체는 임펠러 깃으로 형성된 유로를 따라 흐르면서 임펠러와 함께 회전하며, 원심력에 의해 압축되어 임펠러 출구에서 고압, 고속으로 유출된다. 임펠러 출구에서의 큰 속도에너지는 디퓨저 부분에서 압력에너지로 변환되며, 디퓨저를 통과한 작동유체는 케이싱을 통하여 유출된다. 또한 임펠러 축에 가해진 에너지는 유체 압축일과 유체의 운동에너지 증가에 사용된다<sup>2)</sup>.

동력 소방펌프 내부에서는 유동박리 (flow separation), 2 차 유동 (secondary flow), 유동저항 (flow blockage), 압력손실 및 날개부하 (blade

<sup>†</sup> 성균관대학교 대학원

<sup>\*</sup> 진화 E&C

<sup>\*\*</sup> 성균관대학교 기계공학부

E-mail : yjkim@skku.edu

TEL : (031)290-7448 FAX : (031)290-5849

loading)등 성능에 큰 영향을 주는 복잡한 유동현상들이 발생하게 되는데, 이들에 대한 상세한 이해 없이 고효율 동력 소방펌프를 개발한다는 것은 불가능하다. 실험을 통하여 이러한 제 현상을 고찰하는 데는 상당한 규모의 장비와 시간이 필요하다.

본 논문에서는 CFD (Computational Fluid Dynamics) 기법을 이용하여 소방펌프의 운전조건 변화에 따른 성능 특성 고찰 및 향상 방안에 대하여 연구하였다.

## 2. 관련이론

### 2.1 소방펌프의 구조

일반 펌프와 같이 소방펌프도 임펠러, 볼류트, 케이싱 등으로 구성된다. 일반적으로 작동 유체는 고속으로 회전하는 임펠러에 의하여 유입되는데, 유체 속도는 압력으로 변환하며 상당부분이 임펠러에서 일어난다. Fig. 1은 소방펌프의 단면도를 나타낸다.

### 2.2 미끄럼 속도 및 미끄럼 계수

실제로 유체가 임펠러로부터 유출될 때, 상대속도  $W_2$ 는 날개각  $\beta_2$ 와 일치하지 않고 Fig. 2에 도시한 바와 같이 회전과는 반대방향으로 밀리게 된다. 이상적인 접선방향 속도를  $V_{u2}$ , 실제의 접선방향 속도를  $V'_{u2}$ 라 한다면, 이들 사이의 속도차 ( $V_{u2} - V'_{u2}$ )는 미끄럼 속도로 정의된다. 미끄럼 속도를 어느 기준속도에 대한 비율로 나타낸 것을 미끄럼 계수라 하며, 이는 펌프의 소요일을 추정하는데 쓰이고 설계시 가장 중요한 경험치 중의 하나가 된다<sup>3)</sup>.

Buseman, Sheets, Balje, Reddy, Kamimoto, 그리고 Stanitz 등이 제안한 미끄럼 계수에 관한 경험식들을 Wiesner<sup>4)</sup>가 재검토한 결과, 이 중에서 Buseman의 것이 가장 적절한 것으로 밝혀졌기 때문에, 본 연구에서도 Buseman의 상관관계식을 이용하였다. Wiesner는 기준 속도로 임펠러 출구면에서 갖는 날개속도  $U_2$ 를 이용하여 미끄럼 계수( $\sigma$ )를 다음과 같이 정의하였다.

$$\sigma = 1 - \frac{V'_{u2}}{U_2} \quad (1)$$

### 2.3 임펠러 내부유동 특성

원심형 임펠러 내부 유동 특성은 기하학적 형상과 유동 형태에 따라 매우 복잡하고 다양하다. 이러한 유동현상에 대한 상세한 해석과 이해는 원심펌프의 주요 요소들에 대한 성능 예측에 있어

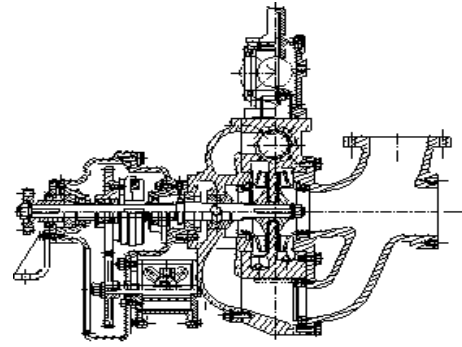


Fig. 1 Schematic of a fire pump.

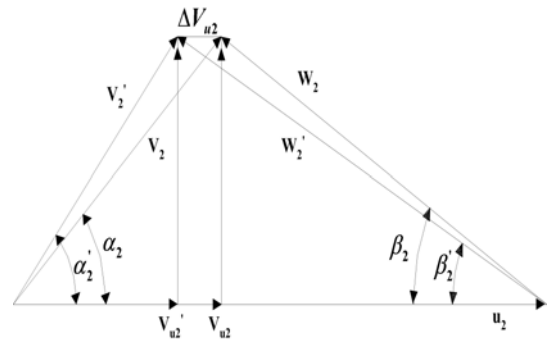


Fig. 2 Slip velocity.

매우 중요하게 되는데, 이를 통해 발생하는 손실을 극소화할 수 있다. 일반적으로 임펠러 입구영역에서 작동유체가 갖는 날개에 대한 상대 유입각은 반경방향에 따라 변하게 되는데, 이에 따른 부하 분포와 손실특성을 고려하기 위해서 임펠러 형상을 반경방향에 따라 설계하여야 한다. 더구나 케이싱과 날개 끝 사이에서의 누설 유동은 매우 복잡하고, 3차원 점성 효과가 지배적이기 때문에 펌프 성능에 중대한 영향을 준다. 임펠러 내의 3차원 점성 유동은 익말단 누설, 원심력과 Coriolis 힘에 의한 경계층의 변화, 2차 유동 등의 영향에 의한 복잡한 손실 메카니즘으로 이루어진다. 임펠러는 펌프의 성능에 있어서 가장 중요한 부분으로서 유체에 에너지를 전달하는 역할을 한다.

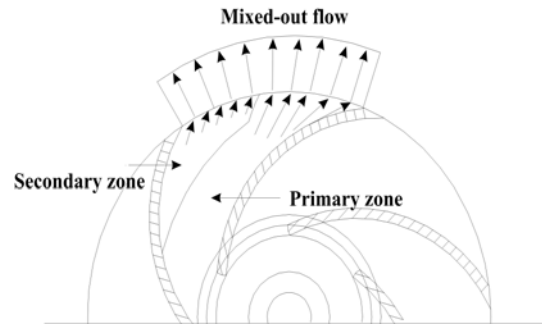


Fig. 3 Primary and secondary zones.

임펠러 성능예측을 위해서 사용되는 Japikse (1985)의 두 영역 모델 (two-zone model)은 저 운동량 유체운동의 특징을 잘 설명해 주고 있다. 이 모델의 기본적인 개념은 임펠러 출구 유동영역을 Fig. 3 과 같이 등엔트로피 영역인 주유동 영역과 손실을 포함한 2차유동 영역으로 나눈다. 2차영역은 벽면에서의 전단응력이나 2차 유동과 같은 여러 손실을 포함하는 비가역영역이며 저 운동량 유동 영역이기도 하다. 이 영역은 제트-후류영역 (jet-wake flow)이라고도 한다<sup>5)</sup>.

임펠러 내부 유동장은 매우 급격한 곡면을 갖고 회전하는 통로사이에서 형성된다. 이런 유동은 임펠러 입구에서 출구로 갈수록 압력상승이 일어나야 하지만, 대부분의 임펠러는 흡입면의 출구에서 정체현상이 발생한다. 대다수 펌프나 압축기에서 발생하는 정체영역은 임펠러 채널 벽의 전단응력으로 인하여 일어나며, 출구유량을 감소시키는 결과를 초래한다.

원심펌프에서 임펠러 내부 유동특성은 디퓨저 내부유동 형상과는 상이한데, 이는 채널형상과 Coriolis 힘과 관련이 있으며, 고 운동량과 저 운동량 유체유동으로 구분하게 된다.

따라서 저 운동량 유체유동에 의해 유발되는 벽면에서의 전단응력은 쉬라우드측의 흡입면을 따라 발생하게 되는데, 이러한 유동 패턴은 쉽게 관찰된다. Fischer 와 Thomas<sup>6)</sup>는 원심펌프 임펠러 채널에 색소물질을 주입하여 블레이드 채널 내부의 유동 가시화 실험을 수행하였으며, Fig. 4 와 같이 빗금 친 부분에 저 운동량 유동영역이 존재한다는 결과를 발표한 바 있다.

정체영역은 블레이드 압력면에서 종종 발생하게 되는데, 흡입면에서는 임펠러 전연 (leading edge)의 후면으로 매우 작은 저 운동량 영역을 형성한다. 이 영역에서 유체는 임펠러 입구로부터 출구

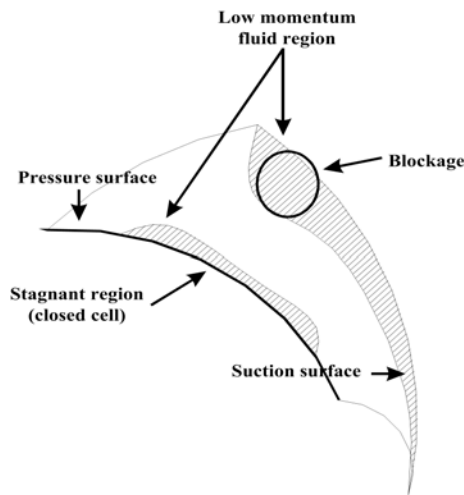


Fig. 4 Characteristic of the internal flow in impeller.

쪽으로 서서히 이동하게 된다. 블레이드 후연 (trailing edge)에서의 정체영역 크기는 펌프 운전조건에 따라 30%에서 70%로 변화한다. 이러한 정체현상을 줄이는 방안으로는 회전수를 변화시키거나 유량을 변화시켜 펌프를 운전하는 방법이 제안되고 있다.

### 3. 수치해석

#### 3.1 지배방정식

소방펌프 내부유동을 해석하기 위하여 다음과 같은 정상상태 난류유동에 대한 지배방정식을 도입하였다<sup>7)</sup>.

연속방정식:

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i) = 0 \tag{2}$$

운동량방정식:

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_i u_j) = & -\frac{\partial p}{\partial x_i} \\ & + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \mu \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \mu \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \delta_{ij} \right] \\ & - \frac{\partial}{\partial x_j} (\overline{\rho u_i u_j}) - 2\rho \varepsilon_{ijk} \omega_j u_k \\ & - \rho (\omega_m x_m \omega_i - \omega_n \omega_n x_i) \end{aligned} \tag{3}$$

여기서  $u_i$  는 직교좌표계 ( $i=1,2,3$ ) 상의 상대속도이고,  $u'_i$  는 변동속도를 나타낸다.  $\mu$  는 점성계수,  $\omega_i$  는 각속도,  $\varepsilon_{ijk}$  는 permutation tensor,  $\delta_{ij}$  는 Kronecker delta 함수를 각각 의미한다. 식 (3)의 우변에 있는 마지막 두 항은 각각 Coriolis 힘과 원심력을 나타낸다.

#### 3.2 경계조건

##### 3.2.1 벽함수

난류상태에 있는 벽면 부근의 유동은 속도구배가 크기 때문에 많은 격자점을 집중시켜야 한다. 벽법칙은 벽면 부근의 격자점수를 줄이기 위해 특별히 고안된 것으로, 벽면 경계층의 대수영역으로 일컬어지는 영역내의 점을 제 1 격자점으로 취하고, 점성저층영역 (viscous sublayer)의 계산은 필요로 하지 않는다. 벽면근처에서는 점성의 영향이 매우 크고 유동은 벽면 방향과 거의 일치하므로 1차원 Couette 유동으로 가정할 수 있다. 벽면에서의

무차원 속도 분포는 벽함수로 알려진 다음과 같은 형태로 가정한다<sup>8)</sup>.

$$\lambda_w = \frac{\rho C_\mu^{1/4} k^{1/2} \kappa}{\ln(Ey^+)} \quad (4)$$

여기서  $\kappa$  는 0.4187 으로 von Karman 상수이며,  $E$  는 적분상수로서 벽면 거칠기에 영향을 받는다. 또한 무차원 거리는 다음과 같이 정의된다.

$$y^+ = \frac{\rho u_T y}{\mu} = \frac{\rho C_\mu^{1/4} k^{1/2} y}{\mu} \quad (5)$$

3.2.2 출구조건

출구에서의 종속변수를 미리 알 수 있는 경우라면 입구경계와 같은 방법으로 다루면 될 것이다. 하지만 출구 조건을 미리 알 수 있는 방법이 없다. 특히 출구 위치를 임의로 설정해야 하는 경우에는 출구 위치가 해에 영향을 주지 않도록 주의하여야 한다. 따라서, 본 논문에서는 출구 경계면에서 모든 유선방향으로의 구배가 0 이 되는 Neumann 조건을 사용하였다<sup>9)</sup>.



Fig. 5 The modeled impeller.

Table 1 General parameter of B-2 grade fire pump.

Tail water performance	Standard tail water performance	Standard tail water pressure (kgf/cm <sup>2</sup> )	7.0
		Standard tail water quantity (m <sup>3</sup> /min)	≥ 1.0
	High pressure tail water performance	Standard tail water pressure (kgf/cm <sup>2</sup> )	10
		Standard tail water quantity (m <sup>3</sup> /min)	≥ 0.6
Efficiency (%)			≥ 65
Inside diameter of inlet part (mm)			≤ 90
Inside diameter of outlet part (mm)			≤ 65

Table 2 Geometry and operating conditions.

Pump Type	B - 2
Impeller Diameter	152 mm
Inlet Diameter	62 mm
Height of Impeller	52 mm
Number of Blades	5
rpm	800 - 2400

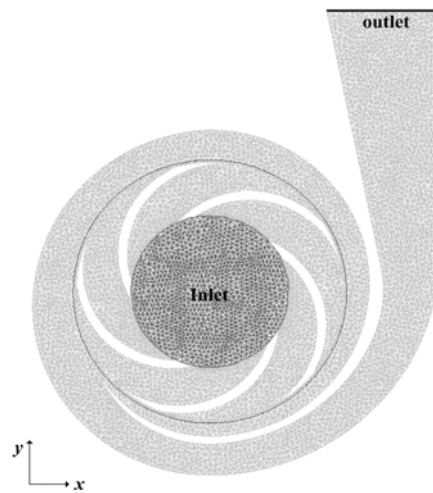


Fig. 6 Grid systems of the modeled casing and impeller.

3.2.3 해석 모델링

소방펌프 내의 임펠러 작동조건에 따른 성능비교를 하기 위하여 Fig. 5 에 도시한 임펠러 모델을 선정하였다. Table 1 에 기술한 B-2 급 동력 소방펌프에 사용되는 임펠러로서 입구직경은 62 mm 이고, 임펠러 직경은 152 mm 이다. 임펠러의 체원은 Table 2 에 명시하였다.

Fig. 6 은 본 연구에서 사용된 임펠러와 케이싱의 격자계를 나타내고 있다. 임펠러 성능을 평가하기 위해서는 임펠러 뿐만 아니라 케이싱을 같이 고려해야 하기 때문에, 본 연구에서는 케이싱까지 모델링하였다. 작동유체는 임펠러 수직방향으로 유입된 후 임펠러를 통하여 케이싱 출구로 유출되게 된다. 축방향은 Z 축이고, 그림에서 볼 때 임펠러는 시계 반대방향으로 회전하게 된다. 격자생성은 ICFM-CFD<sup>10)</sup>를 사용하였고, 수치해석은 유체기계 해석에 많이 사용되고 있는 상용코드인 CFX 를 사용하였다. 생성된 격자수는 케이싱에 17,403 개의 절점과 78,478 개의 요소, 그리고 임펠러에는 31,403 개의 절점과 156,782 개의 요소로 구성하였다.

#### 4. 결과 및 고찰

본 논문에서는 임펠러 내부의 압력분포를 정확히 파악하고자 실제 임펠러와 동일하게 모델링하였다. 내부 작동유체는 상온의 물로 하였고, 800 rpm 부터 200 씩 2400 rpm 까지 단계적으로 증가시켜 수행하였다.

Fig. 7 은 회전수에 따른 케이싱 출구부의 정압 (static pressure) 분포를 보여주고 있다. 펌프내 임펠러는 밀폐된 공간이기 때문에 임펠러 출구압력은 측정하기 어렵다. 따라서, 케이싱 출구압력을 통해 임펠러 성능특성을 예측할 수 있다. 그림에서 볼 수 있듯이 회전수와 케이싱 출구정압은 선형적인 관계를 갖는다. 따라서, 출구압을 높이기 위해서는 회전수를 높여야 한다는 것을 알 수 있다. 그러나, 효율 ( $\eta$ )은 회전수가 800 rpm 일 경우 약 98%이고, 2400 rpm 일 경우 약 69%를 보였다. 이를 통해 임펠러 성능 향상을 위해서는 효율과 출구압을 적절히 선정하는 것이 중요함을 알 수 있다. 식 (6)은 Fig. 7 의 그래프를 curve fitting 한 것으로 이 식을 통하여 회전수를 알고 있다면, 케이싱 출구압을 개략적으로 유추할 수 있다.

$$y = 96.93 - 28.71 \ln x + 2.14 (\ln x)^2 \quad (6)$$

위 식에서  $x$ 는 회전수를,  $y$ 는 정압을 각각 나타낸다.

동일한 회전수를 가질 때 입구압 변화에 따른 출구압 변화를 Fig. 8 에 도시하였다. 회전수를 2000 rpm 으로 고정시킨 후, 입구압을 0.2 bar 에서 0.4 bar 까지 변화시켰을 때, 출구압은 감소하는 경향을 나타내었다. 이는 입구압이 0.2 bar 일 경우에 0.4 bar 보다 유입속도가 빠르기 때문에 출구압이 더 큰 것으로 판단되며, 유입속도가 빠를수록 출구에서는 압력이 더 높게 나타난다는 것을 유추할 수 있다.

Fig. 9 는 회전수가 800 rpm 일 때, 임펠러와 케이싱 내부의 압력분포를 나타낸다. 임펠러에서 회전하는 유체가 케이싱 부분으로 유출되면서 진공 상태가 발생하는 것을 볼 수 있다. 또한 출구와 가장 가까운 채널도 진공 상태인데, 다른 채널에 비해 속도가 빠르기 때문이라고 판단된다. 전체적인 압력분포는 균등하게 나타남을 알 수 있다.

회전수가 800 rpm 과 2400 rpm 일 경우 내부에서의 속도분포를 각각 Fig. 10 과 Fig. 12 에 도시하였는데, 속도분포는 비슷한 경향을 보였다. 임펠러만 보면 출구부에서 가장 높은 속도를 갖는 것을 알 수 있고, 케이싱 출구와 가장 가까운 거리에 있는 채널에서 가장 빠른 속도를 나타내었다. 이는 상대적으로 가까운 채널에서 유체가 빠져나가기 용이하기 때문이라고 판단된다. 또한 채널 내부에서

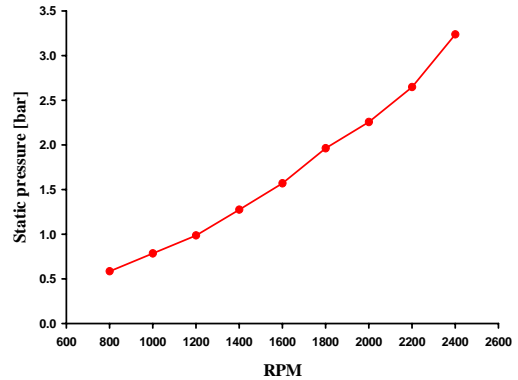


Fig. 7 Static pressure distribution at impeller outlet.

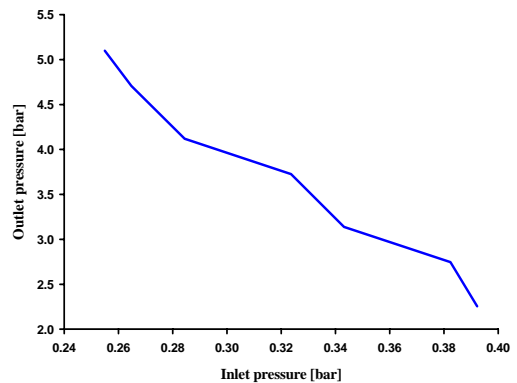


Fig. 8 Outlet pressure vs. inlet pressure at 2000 rpm.

부분적인 와류가 생기는 것을 알 수 있었는데, 800 rpm 에서 최고속도는 약 45 m/s 정도였고, 2400 rpm 에서는 최고속도가 약 65 m/s 였다.

Fig. 11 은 2400 rpm 에서의 내부 압력분포이다. 회전속도가 빠르기 때문에 800 rpm 일 때와는 다르게 유체가 유입되면서 진공상태가 됨을 알 수 있다. 임펠러 내부 채널에서 진공상태이던 유체는

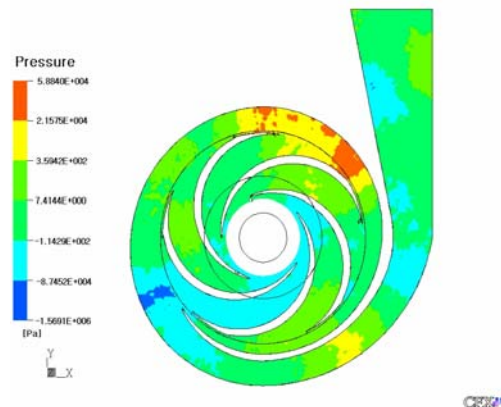


Fig. 9 Contour plots of static pressure at 800 rpm.

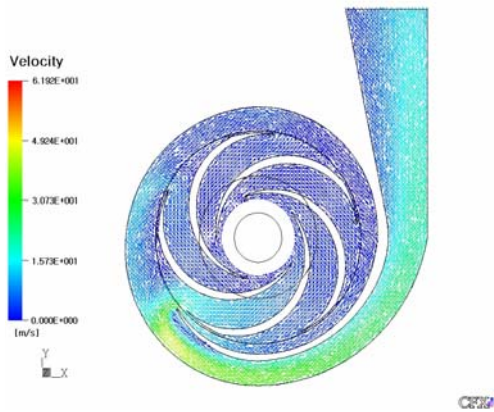


Fig. 10 Velocity vector distribution at 800 rpm.

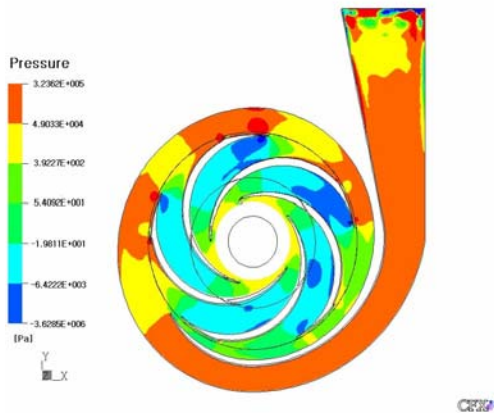


Fig. 11 Contour plots of static pressure at 2400 rpm.

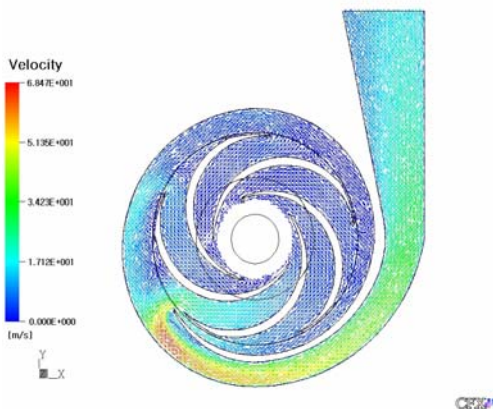


Fig. 12 Velocity vector distribution at 2400 rpm.

케이싱으로 유출되면서 압력이 증가하게 되고, 케이싱 출구부분에서 가장 높은 압력을 갖게 된다. 최대압력은 800 rpm 일 경우에 약 0.5884 bar 이고, 2400 rpm 일 경우에 약 3.2362 bar 를 나타내었다.

## 5. 결 론

본 연구에서는 운전조건 변화에 따른 소방펌프의 임펠러 성능을 비교하기 위하여 회전수 변화를 통한 임펠러와 케이싱 내부 압력을 고찰하였으며, 다음과 같은 결론을 얻었다.

1) 회전수가 증가할수록 케이싱 출구압이 높게 나타났지만, 상대적으로 효율이 떨어지기 때문에 케이싱압과 효율을 고려한 적절한 회전수 선택이 임펠러 성능에 큰 영향을 미치게 된다.

2) 회전수가 빠를 때 유체는 임펠러 입구로 유입되면서 속도가 급격히 증가하여 진공상태가 되지만, 케이싱으로 빠져나가면서 다시 압력이 증가하는 경향을 나타내었다.

## 후 기

본 연구는 중소기업청 기술혁신개발사업 (과제번호: 경기-가 4-08)의 일환으로 이루어졌으며 관계자 여러분께 감사드립니다.

## 참고문헌

- (1) The Freedonia Group, Inc., 2002, "World Pumps".
- (2) Puchovsky, M. T. and Isman, K. E., 1998, "Fire Pump Handbook", National Fire Sprinkler Association, Inc.
- (3) Sayers, A. T., 2000, "Hydraulic and Compressible Flow Turbomachines", McGraw Hill.
- (4) Wiesner, F. J., 1967, "A Review of Slip Factors for Centrifugal Impellers", ASME Journal of Engineering for Power, Vol. 89.
- (5) Japikse, D., 1985, "Assessment of Single and Two-Zone Modeling of Centrifugal Compressors", Studies in Component Performance: Part 3, ASME paper No. 85-GT-73.
- (6) Fisher, K. and Thomas, D., 1932, "Investigation of the flow conditions in a centrifugal pump", Tran ASME 141.
- (7) Patankar, S. V., 1980, "Numerical Heat Transfer and Fluid Flow", Taylor & Francis.
- (8) Japikse, D., and Baines, N. C., 1994, "Introduction to Turbomachinery", Concepts, ETI, Inc. & Oxford Univ. Press.
- (9) Fagan, J. R., and Fleeter, S., 1991, "Impeller Flow Field Measurement and Analysis", ASME Journal of Turbomachinery, vol. 113, pp. 670-679.
- (10) ICEM-CFD 4, CFX User Guide, ANSYS, Inc.