

## 자동차용 진공펌프 멀티 베인의 최적 설계를 위한 유동장 수치해석

임 태 은\* · 이 계 복\*\*

\* 충북대학교 기계공학부

### Numerical Analysis of Flow Fields for Optimum Design of Vehicle Vacuum Pump with Multivanes

Tae Eun Lim\* and Kye Bock Lee\*\*

\* School of Mechanical Engineering, Chungbuk Nat'l Univ.

(Received October 18, 2010 ; Revised July 5, 2011 ; Accepted July 6, 2011)

**Key Words:** Numerical Analysis(수치해석), Vacuum Pump(진공펌프), Commercial CFD Code(상용 CFD 코드), Design Factor(설계인자), Degree of Vacuum(진공도)

**초록:** 진공 펌프의 최적설계를 위해 수치해석을 수행하였다. 진공 베인 펌프 설계인자인 베인 각도 변화, 입출구 파이프의 위치와 각도 변화, 베인 개수 변화와 회전속도에 따른 진공도의 영향을 평가하였다. 베인 각도 변화는 동일한 체적의 유지로 최대 진공도 값에 큰 영향을 미치지 않았으나, 토출부의 각도 변화는 유동흐름의 간섭을 줄일 수 있고 이것으로 인한 펌프의 손실을 줄일 수 있다. 회전속도가 증가할수록 질량유량은 증가하였으나 고속 회전속도에서 최대 진공도 값을 나타내지는 않았다. 또한 베인의 개수가 증가할수록 질량유량의 변화폭은 감소하였고, 압력강하는 완화됨을 확인하였다.

**Abstract:** A numerical study was conducted to determine the optimal design for a vehicle vacuum pump. The degree of vacuum was examined for different design factors such as the angle of vanes, number of vanes, angle and position of the pump inlet-outlet pipe, and angular rotational speed of vanes. The results show that there is a little difference in the degree of vacuum when the angle of vanes are changed, but an angular change in the outlet pipe reduces the pump loss. As the rotational speed is increased, the mass flow rate increases, but a high rotational speed does not result in the maximum degree of vacuum. In addition, when the number of vanes is increased, the scattering range of mass flow rate decreases and pressure drop is abated.

#### 1. 서 론

보통 산업적으로 또는 실험실에서 다루는 진공의 범위는 대기압( $\sim 10^5$  Pa)에서부터  $10^{-11}$  Pa의 극진공까지 16차수에 걸치는 광범위한 영역이며 진공 펌프는 대기로부터 격리된 용기내부 공간의 기체분자들을 제거함으로써 진공 상태를 만드는 기계이다. 진공 펌프는 대기압으로부터  $10^{-1}$  Pa 정도의 저·중진공 영역까지 작동하는 저진공 펌프류,  $10^{-1}$  Pa 이하의 중진공 영역으로부터 초진공 내지 극진공 영역까지 작동하는 고진공 펌프류로 크게 구분된다.

자동차용 진공펌프는 엔진에 의해 구동되는 기계식 진공펌프로부터 부품의 신뢰성 요구증대 및 저연비 자동차 개발의 추세에 맞추어 자체 구동원을 갖는 전자식 진공펌프의 개발이 진행 중이다. 전자식 진공펌프의 경우 다이어프램 방식의 진공펌프와 여기서 소음, 진동 및 부품의 신뢰성을 향상시킨 멀티 베인 회전식 진공펌프 두 가지의 방식이 있으며, 현재 다이어프램 방식의 전자식 진공펌프의 경우 개발이 완료되어 트럭 및 트레일러용으로 일부 양산 적용되고 있으나, 기존의 기계식 진공펌프를 대체할 만한 성능 및 신뢰성을 갖고 있지는 않기 때문에 멀티 베인 회전식 방식의 전자식 진공펌프의 개발이 요구되고 있다. 본 연구에서 다루게 될 펌프는 저·중진공 펌

† Corresponding Author, [kblee@chungbuk.ac.kr](mailto:kblee@chungbuk.ac.kr)

© 2011 The Korean Society of Mechanical Engineers

프로서 베인 회전식 방식의 전자식 자동차용 진공펌프이다.

실험을 통한 진공 펌프 베인의 개발 및 성능 평가는 부품의 형상이 바뀌거나 실험 조건이 달라짐에 따라 실험 장치를 새로 제작하거나 변경해 주어야 하기 때문에 많은 시간이 필요하고 경제적으로도 상당한 부담을 요구한다. 이러한 실험상의 문제점을 해결하기 위해 많은 산업 현장에서 CFD기법을 이용한 해석의 필요성이 증가되고 있다. 또 이를 통해 실험에서 확인할 수 없었던 장치 내의 국부적인 유동 현상 및 특징을 파악함으로써 부품의 효과적인 설계가 이루어질 수 있다. 최근 들어 CFD는 수치기법, 격자 생성기법, 난류모델, 경계조건의 적용 그리고 컴퓨터 기술의 발달로 실험에 의해서는 수행하기 힘든 복잡한 3차원유동의 해석에 적용하면 매우 효율적이다. 유동해석 결과로부터 유동박리, 압력분포, 손실과 같은 내부 유동현상을 알 수 있으며, 추출된 값을 바탕으로 효율을 최대화하기 위하여 형상 및 설계변수를 쉽게 조정할 수 있다. 이러한 장점을 바탕으로 회전하는 팬이나 펌프 압축기, 터빈 등의 유체기계가 CFD를 이용하여 주목할 만한 발전을 이루어 왔다.

최적의 펌프를 설계하기 위하여 많은 연구가 수행되고 있다. J D Deton과 W N Dawes<sup>(1)</sup>는 터보기계 설계 시 CFD를 적용하여 비용과 재료 사용을 줄이고 더 짧은 설계 공정을 통한 CFD 장점을 기술하였다. Cheng 등<sup>(2)</sup>은 실험값을 토대로 CFD를 사용하여 진공펌프를 해석하였고, Toru Masuzawa 등<sup>(3)</sup>은 여러 임펠러 형상에 대해 CFD를 통한 챔버 내의 유동을 해석하였다. 최영석 등<sup>(4)</sup>은 수치기법과 난류모델 및 격자 등을 변화시켜가며 CFD를 통한 원심펌프의 내부 유동을 해석하였으며, 조종현 등<sup>(5)</sup>은 더블 챔버형의 실린더를 적용하여 베인 개수 및 뒤판에 설치된 부양홀 등을 변경하여 토크의 상승과 소음진동의 감소에 대한 성능특성에 관하여 연구하였다. 김형택 등<sup>(6)</sup>은 진공시스템 설계인자의 영향을 평가하여 향후 여러 설계인자들의 전산모사 연구가능성을 확인 하였다. 또한, 제로터 유동해석을 위해 적용된 수치해석 기법의 타당성을 확인하기 위해 원찬식 등<sup>(7)</sup>은 격자점 신축 및 임의 이동 경계면 방법을 이용하여 제로터형 오일펌프의 해석 방법을 제시하였다. 이와 같은 베인 펌프의 압력, 유

량의 실험과 CFD기법을 통한 연구가 있었으나, 진공 베인 펌프의 진공도에 영향을 끼치는 설계인자에 대한 해석과 유동현상 파악이 아직 미흡한 상태이다.

따라서 본 연구에서는 상용 CFD 코드인 FLUENT V6. 3.26<sup>(6)</sup>를 사용하여 진공도와 밀접한 관련이 있는 베인의 각도와 회전수, 진공펌프의 입·출구형상, 유량의 변화, 베인 개수변화 등 변수 인자 및 작동조건이 진공도 및 유량변화에 끼치는 영향을 유동 해석을 통해 확인하였다.

## 2. 유동해석

### 2.1 수치해석과 지배방정식

3차원 기하학적 진공펌프의 성능특성을 상용 CFD 코드인 FLUENT V6.3.26을 사용하여 수치적으로 해석하였다. 유동장의 격자생성은 Gambit 2.4.6을, 비구조격자계와 Reynolds-averaged Navier-Stokes 방정식을 사용하였다. 수치 알고리즘은 SIMPLE method가 사용되며, 대류항은 1차 상류도식 (first order upwind scheme)을 사용한다.

3차원 압축성 비정상적 유동이며 회전하는 구조에서의 연속 방정식과 운동량 방정식은 다음과 같다.

- ♦ continuity equation

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{u}) = 0 \quad (1)$$

- ♦ momentum equation

$$\frac{\partial U_i}{\partial t} + U_j \frac{\partial U_i}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\nu \frac{\partial U_i}{\partial x_j} - \overline{u_i u_j}) \quad (2)$$

$\rho$ =유체밀도,  $p$ =압력,  $\bar{U}$ =평균속도,  $\tilde{u}$ =순간속도,  $u$ =요동속도이다. 해석과정에서 표준  $k-\epsilon$  난류모델을 적용하였다. 표준  $k-\epsilon$  난류모델은 다이 송풍기, 송풍기, 원심류 펌프, 원심 압축기에 상당히 적합하다.  $k-\epsilon$  모델은 속도와 압력 분배의 적절한 경향을 예측할 수 있으며, 전압과 효율의 전반적인 성능 예측이 가능하다. 난류 운동에너지( $k$ )와 소멸률( $\epsilon$ )의 값은식 (3), (4)로부터 구할 수 있다.

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho k \mathbf{U}) = \nabla \cdot \left[ \frac{\mu}{\rho} \nabla k \right] + 2\mu \mathbf{E} : \mathbf{E} - \rho \epsilon \quad (3)$$

$$\frac{\partial(\rho\epsilon)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho\epsilon U) = \nabla \cdot \left[ \frac{\mu_t}{\rho\epsilon} \nabla \epsilon \right] + C_{1\epsilon} \frac{\epsilon}{k} 2\mu_t (E_{ij} \cdot E_{ij}) - C_{2\epsilon} \rho \frac{\epsilon^2}{k} \quad (4)$$

$$-\overline{\rho u_i u_j} = \mu_t \left[ \frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right] - \frac{2}{3} \rho k \delta_{ij} = 2\mu_t E_{ij} - \frac{2}{3} \rho k \delta_{ij} \quad (5)$$

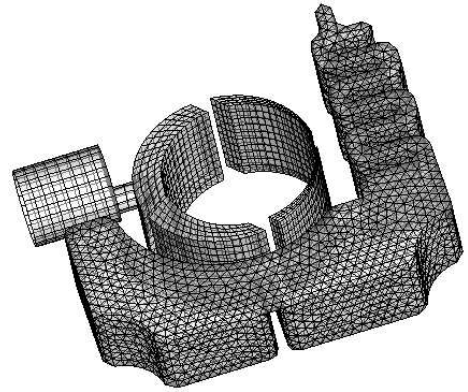
$$E_{ij} = \frac{1}{2} \left[ \frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right] \quad (6)$$

식 (3), (4)에는 5개의 조정 가능한 값  $c_\mu$ ,  $\sigma_k$ ,  $\sigma_\epsilon$ ,  $C_{1\epsilon}$ ,  $C_{2\epsilon}$ 이 포함된다. 식 (5)는 Reynolds stress에서 변형률, 식 (6)은 시간평균의 변형률 텐서이다

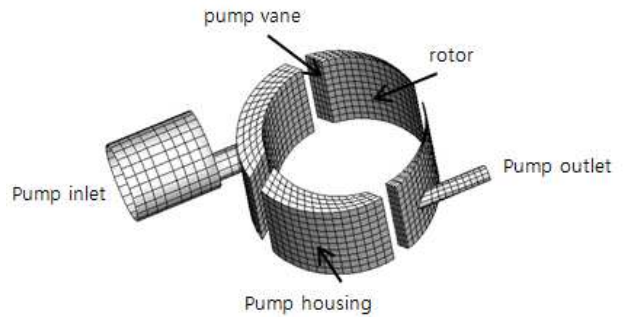
### 2.2 모델링과 격자 생성

본 연구에서 적용되어진 회전체는 소형으로 로터의 직경 30mm, 하우징의 직경이 35mm, 베인의 최대 돌출길이는 6.04mm인 장치로서 진공 베인 펌프의 유동해석을 위하여 Fig. 1과 같은 격자를 생성하였다. 실제 모델에서 출구관의 소음 절감을 위한 미로 형상의 유로가 있고 유로와 연결된 펌프 아래의 공간은 열의 냉각을 위해 설계한 것이다. 진공 베인 펌프의 유동장 해석을 위해 절대적으로 필요한 요소가 아니며, 또한 해석시간을 좀 더 단축하기 위하여 Fig. 1의 (b)와 같이 모델링하여 해석하였다.

본 연구의 진공펌프는 일반펌프와는 다른 베인 구조를 보여준다. 베인의 각도가 축 방향에 대하여 정확히 40도 기울어진 형상이며 슬라이딩 되는 것이 특징이다. 진공 베인 펌프의 격자는 펌프 유동장과 입·출구 파이프에 육면체의 격자 구조를 생성하였다. 진공 베인 펌프의 진공생성은 로터에 의해 회전이 일어나면 베인은 원심력에 의해서 하우징 내면에 밀착된 상태로 돌아가고, 계속되는 회전으로 베인과 하우징 사이에 공간이 생기게 되면서 진공이 생성된다. 하지만 해석방법인 MDM(Moving Dynamic Mesh)기법은 해석할 수 있는 체적이 존재해야 한다. 회전하는 구조에서 체적이 없으면 해석할 수 있는 격자를 만들 수 없기 때문에 로터와 하우징의 off - set 거리 2.5mm에서 2.4mm로 모델링하여 우측 끝단의 gap 거리를 0.1mm로 최소한의 체적을 생성하여 해석



(a) Model of a vacuum vane pump



(b) Model of a vacuum vane pump for fluid analysis

Fig. 1 Computational mesh of a vacuum vane pump

하였다. Fig. 2의 (a),(b)에서 베인을 제외한 최소 체적을 나타내고 있다. 정확한 진공펌프의 해석을 위해 5만개에서 50만개 사이의 격자 체적을 통해 격자수 민감도 분석을 하였다. Table 1의 격자수 민감도 분석결과에서 약 5만개와 8만개의 격자수에서 상대적으로 약간 높은 격자 비대칭을 보였으며 해석도중 에러발생으로 비교 대상에서 제외 시켰다. 동일한 회전속도에서 입구의 압력과 격자의 비대칭도(skewness)가 격자수에 따라 거의 차이를 보이지 않았다. 따라서 해석시간을 고려한 격자수 약 13만개의 모델을 선택하여 해석하였다. Fig. 1은 격자구조를 보기 좋게 과장하여 그린 것으로 회전영역은 약 10만개의 격자수로 전체 격자수의 70%이상을 차지한다. 격자생성에 있어 모든 영역에  $y^+$ 를 맞춘다는 것은 3차원 유동에서 상당히 힘든 일이며, 벽 인접 첫 번째 격자의  $y^+$  값은 난류유동해석 조건인  $11.25 \sim y^+ \sim 300$  사이에 가능한 한 맞추어 해석하였다.

### 2.3 경계 조건 및 해석방법

진공 베인 펌프의 내부 유동 해석을 위해서

**Table 1** Grid dependency test on different mesh number

격자수	격자skewness	회전속도 (RPM)	베인 각도 (deg)	입구최대압력 (mbar)
50000	0.803424	4000	40도	-
80000	0.790241	4000	40도	-
130000	0.782296	4000	40도	-994.215
300000	0.782004	4000	40도	-992.010
500000	0.783797	4000	40도	-993.619

**Table 2** Boundary condition on vacuum pump

	Inlet	Outlet	Rotor	Vanes
경계조건	Mass flow rate(kg/s)	Pressure Outlet(Pa)	Wall	Wall

밀하게 하지 않고 전체 영역에서 가능한 조밀하게 격자를 구성하였다. 특히 이 방법을 사용하면 엔진실린더 내의 유동 계산에서 필요한 밸브의 개 폐시 움직임이나 본 연구에서와 같이 펌프 내에서 베인의 움직임에 따른 회전 부분을 쉽게 처리할 수 있다.

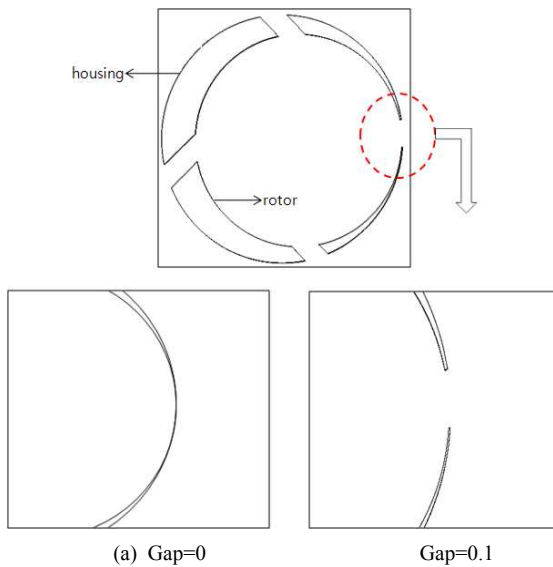
본 계산에서는 로터 부분에 해당 회전 속도를 적용하여 격자의 회전방향 생성각도 0.25도 이동시 노드(node)에 대한 연결을 재정의함으로써 베인의 움직임을 모사하였다. 또한 결과를 얻기 위하여 유량과 압력 분포가 시간에 따라 주기적 특성을 갖게 되어 유동이 충분히 발달되었다고 판단될 때까지 해석을 수행하였다.

### 3. 해석 결과

진공 베인 펌프의 설계인자 및 작동조건이 진공 펌프의 성능에 미치는 연구를 수행하였다. 이를 위해 진공 펌프의 내부유동에 영향을 미치는 설계인자의 변화에 따른 유동특성을 해석하였고 베인 펌프의 작동조건에 따른 유동특성도 연구하였다. 베인 펌프 내부 유동의 비정상 해석으로부터 유동이 충분히 발달하여 주기적인 분포를 가질 때까지 해석을 수행하였다. 대부분의 해석에서 회전부분인 로터와 베인이 3바퀴 회전 후에 주기적인 결과를 보였으며 이 결과로부터 베인 펌프의 유동을 분석하였다. 본 연구에서는 베인 펌프의 설계인자인 베인 각도 변화, 입·출구 파이프 각도 변화, 입구 파이프 위치변화, 입구 파이프 지름변화, 베인 개수 변화 및 작동 조건인 로터의 회전 속도가 펌프 내부 유동 특성에 미치는 영향에 대해 해석하였다.

#### 3.1 베인 각도에 따른 압력변화

베인 각도 변화에 따른 압력 변화를 비교하기 위해 네 가지 경우의 다른 각도를 모델링하였다. 로터의 반지름 방향 끝단에서 Fig. 3의 (a)는 0도, (b)는 15도, (c)는 35도, (d)는 40도 회전시켜 각각 모델링하여 그 결과를 비교 하였다. 시간 스텝



**Fig. 2** Gap distance between rotor and housing

사용한 경계 조건으로 Table 2에서처럼 입구 부분에 질량 유량률, 출구 부분에 대기압의 압력 경계조건을 적용 하였다. 또한 정지해 있는 입·출구 파이프와 회전하는 부분인 펌프와의 접합면에서 서로 다른 노드(node)를 시간에 따라 연결하기 위해 인터페이스(interface)경계 조건을 사용 하였다. 로터와 베인은 벽 경계 조건인 비활(no-slip)조건을 사용하였다.

베인 펌프의 유동 해석에 있어서 실질적인 작동원리를 적용하기 위해서는 로터와하우징 사이의 격자 회전을 모사하여야 하며, 이를 위해 이동격자(Moving Dynamic Mesh)방법을 사용하였다.

이동격자 방법은 계산 공간 내의 격자가 변화되는 경우 사용되며, 본 연구에서는 펌프 유동내의 격자가 시간에 따라 바뀌므로 격자내의 노드(node)를 재정의 해가며 계산을 수행한다. 이때 회전부분의 움직임에 따라 격자점을 반경방향으로 줄이거나 늘여서 계산 격자를 재 정렬하여 로터의 움직임을 모사하였다. 따라서 벽 근처만 조

2000까지 거의 동일한 압력 기울기를 보여주고 있으며 3000에서 베인의 각도에 따라 미세한 압력 차이를 나타낸다. 전체적으로 최대 압력 값은

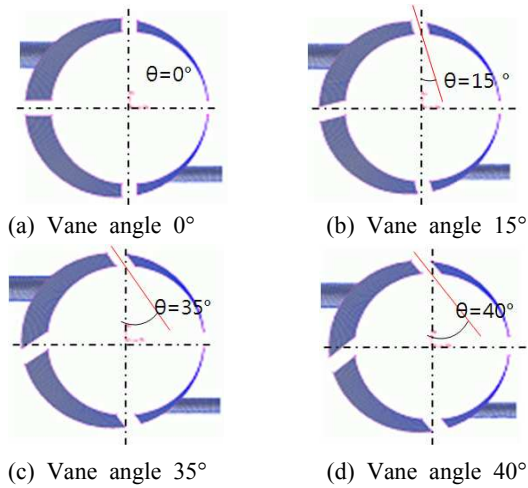


Fig. 3 Various vane angle of vacuum pump

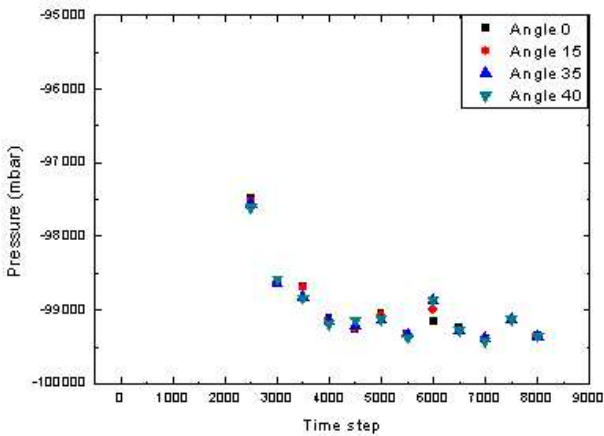


Fig. 4 Effect of vane angle on the pressure

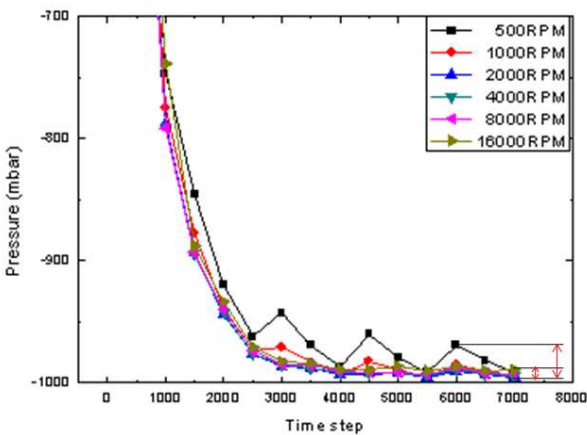


Fig. 5 Pressure variation for different angular rotational speed

근소한 차이를 보이고 있는데 이러한 베인의 각도 및 형상의 변화는 최대 진공도 변화에 영향을 주지 못 함을 보여주고 있다. 이는 베인의 체적을 제외한 로터와 하우징 사이의 체적이 미소한 차이를 보이기 때문에 베인 각도에 따른 약간의 압력요동 차이는 보일지라도 진공도 값에는 영향을 주지 못하기 때문이라고 판단된다.

3.2 로터의 회전속도에 따른 압력 및 유량변화

진공도 성능평가의 한 가지 방법으로 시간에 따른 압력 기울기 값, 즉 압력 변화율이 큰 만큼 진공도생성에 유리하다고 할 수 있다. 진공 펌프의 작동조건인 로터의 회전속도 변화에 따른 내부 유동 특성을 알아보기 위해 회전속도 500, 1000, 2000, 4000, 8000, 16000RPM에 대한 해석을 수행하여 기존의 4000RPM과 그 결과를 비교해 보았다.

Fig. 5는 주어진 회전속도에서 시간에 따른 로터 부분의 압력 변화를 나타낸 것으로 500RPM에서 2,000 RPM까지는 회전수가 증가함에 따라 압력이 더 빠른 시간에 감소하는 것을 알 수 있다. 그러나 2,000RPM 이상이 되면 회전수가 증가하더라도 일정 압력까지 감소하는데 걸리는 시간이 감소하지 않고 비슷하거나 오히려 증가하는 것을 볼 수 있다. 이것은 입·출구 파이프와 베인이 만나는 경계에서 더 짧은 시간에 압력변화가 일어나며 고속회전에 의한 저항이 발생한 것으로 판단된다. 또한 시간스텝 5000과 7000사이에서 회전속도가 증가할수록 시간에 따른 압력 변동 폭이 그림에 표시한 것처럼 감소하는 것을 확인할 수 있다. 또한 펌프 작동 시 질량유량은 Fig. 6에서처럼 회전속도가 커질수록 증가하는 경향을 나타낸다.

3.3 토출부 각도에 따른 유동특성

체적이 점차 증가하면서 진공이 생성되고 토출부와 만나는 지점에서 압력차가 발생한다. 이때 펌프의 유동방향은 로터의 회전방향이며 토출부에서 나온 유동방향은 토출부의 위치에 의해 결정된다. Fig. 7은 4000RPM으로 로터 회전 시 토출부의 각도 변화에 따른 유동을 비교하기 위하여 토출부와 하우징의 경계면을 기본 축으로 하여 로터 회전방향으로 15도, 반대 방향으로 90도 회전시켜 해석을 수행하였다. Fig. 7의 속도벡터 (b)

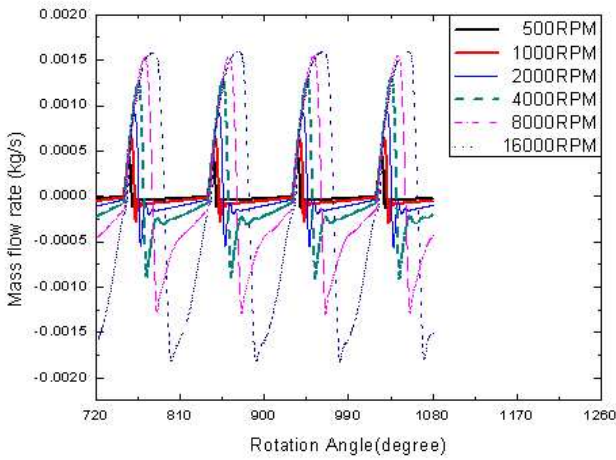


Fig. 6 Mass flow rate variation for various rotational speed

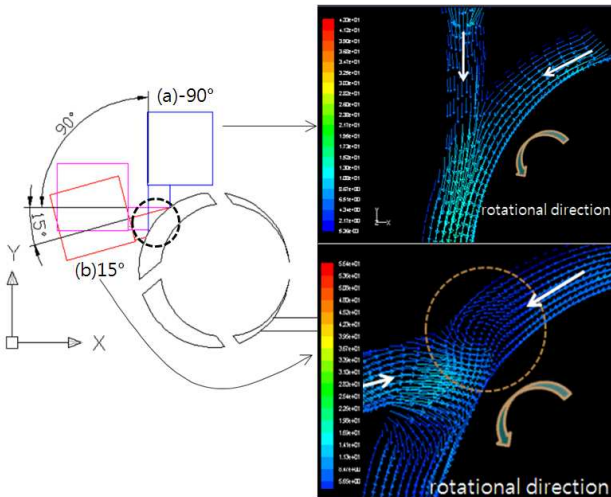


Fig. 7 The effect of pipe angle on pressure

를 보면 로터 회전방향의 유동과 토출부의 유동 방향이 반대방향으로 유동 내에 와류가 생성되는 것을 볼 수 있다. 따라서 토출부의 유동 방향이 x축 방향과 나란한 방향의 모델과 비교하였을 때 진공도 생성에 시간지연 원인이 된다. 그러나 Fig. 7의 (a)는 로터 회전방향의 유동과 토출되는 유동의 간섭이 상대적으로 작은 것을 확인할 수 있다.

3.4 토출부 위치에 따른 압력변화

펌프와 연결된 토출부의 위치에 따른 최대 진공도와 시간에 따른 압력변화를 알아보기 위하여 Fig. 8과 같이 기준 모델링에 대하여 y축 방향으로 5mm, -8mm 이동시켜 해석을 수행하였다. Fig. 9의 각 위치의 압력 변화를 보면 y축 방향으로

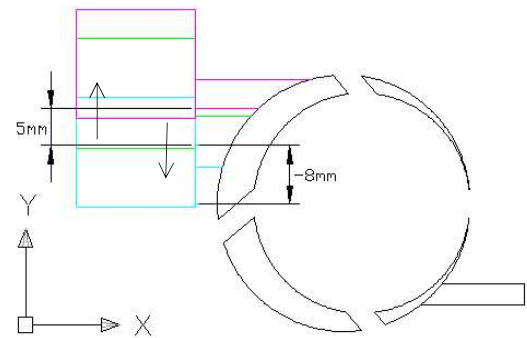


Fig. 8 Various inlet-pipe position

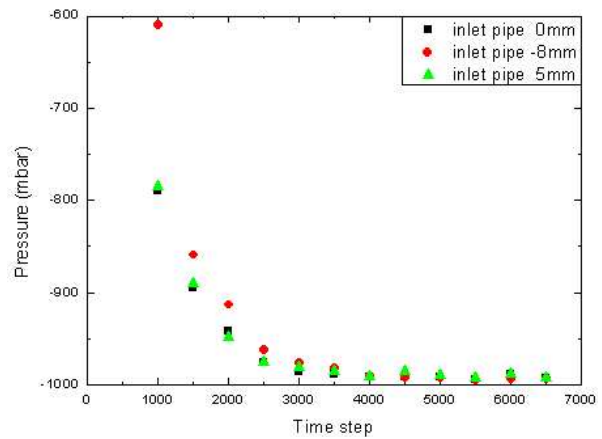


Fig. 9 Pressure for various inlet- pipe position

-8mm 이동한 모델의 경우 시간에 대한 압력의 변화가 상대적으로 많이 지연되며 5mm 이동한 모델의 경우 기준 모델에 대하여 약간 앞선 것을 확인할 수 있다. 시간에 따른 압력차는 진공펌프 성능과 직결되기 때문에 -8mm의 위치선정은 피할 필요가 있음을 알 수 있다. 이러한 것은 최초 진공펌프의 로터가 회전하였을 때 진공이 생성되고 90도 이상까지 계속 팽창하여 진공도가 커지다가 토출부의 위치를 만나고 나면 압축되어 출구로 배출되는데 이미 압축 단계의 위치에서 토출부를 만나기 때문에 진공도 생성에 시간 지연이 생긴다. 반면 5mm 이동시킨 모델에서는 시간에 따른 압력변화가 약간 앞선 것을 확인할 수 있는데, 이러한 이유는 더 높은 진공도의 체적에서 토출부와 연결된 것이라 판단된다. 최대진공도는 세 가지 경우가 비슷한 결과를 보이며 이는 최대 진공도 향상과 토출부의 위치와는 관련이 적은 것을 나타낸다.

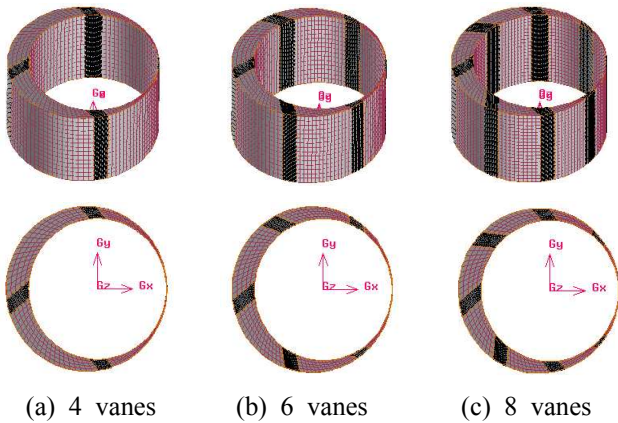


Fig. 10 Pump geometry with the different number of the vanes

3.5 베인 개수에 따른 압력 및 유량변화

베인 펌프에서 로터의 회전력에 의해 진공압이 형성되고 이 회전력 때문에 순간적으로 펌프 내에 있던 진공압이 외부로 배출된다. 이로 인하여 베인 펌프 내에서 진공압의 변화는 펄스파처럼 형성되어져 회전체에서

진동을 야기하는 문제점이 있다. 이러한 문제점을 해결하기 위하여 Fig. 10에서처럼 베인 개수에 따라 회전부분을 생성하여 해석을 수행하였다.

Fig. 11은 베인 개수에 따른 압력 변화를 보면 4 베인의 경우 가장 높은 진공도를 보여주고 있다. 시간스텝 5000이상에서 시간에 따른 압력 변동 폭을 보면 6 베인과 8 베인의 경우 거의 일정한 것을 확인 할 수 있는데, 이는 베인의 개수가 증가할수록 베인과 입·출구의 연결이 많아지기 때문에 펌프내의 낮은 압력과 상대적으로 높은 입구에서의 압력차에 의한 압력강하가 완화되기 때문으로 사료된다. 그러나 베인 개수가 증가할수록 생성된 진공체적이 작아지기 때문에 목표 진공도 값에 상대적 시간 지연이 발생하여 펌프 성능향상에 다소 불리할 수 있다.

Fig. 12는 출구에서의 질량유량을 나타내고 있다. 베인의 개수가 증가할수록 평균유량과 진폭의 감소를 볼 수 있다. 이는 베인의 개수가 증가할수록 챔버 내의 베인이 차지하는 체적이 증가하는 반면 생성된 진공의 체적이 줄어들기 때문에 평균유량과 진폭이 감소한다. 4개의 베인에서 6개의 베인으로 증가시켰을 경우 진폭은 34% 감소하였고 6개의 베인에서 8개의 베인으로 증가시

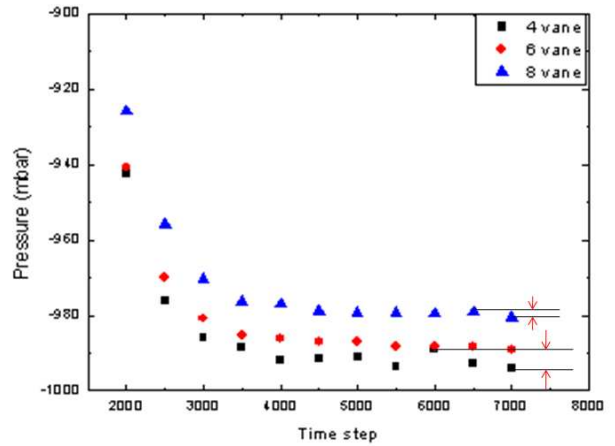


Fig. 11 The effect of various vane number on pressure

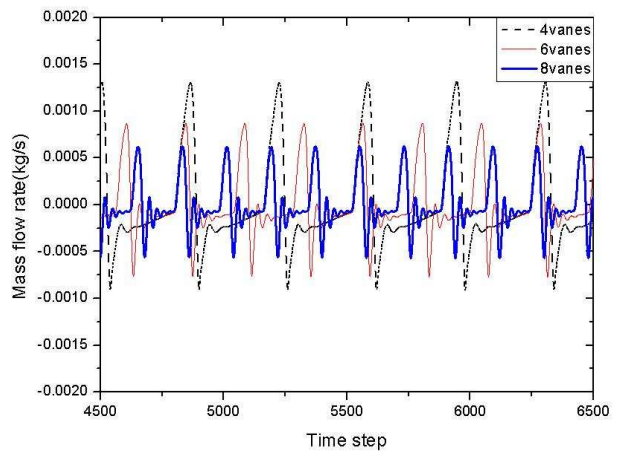


Fig. 12 Mass flow rate with various number of the vanes

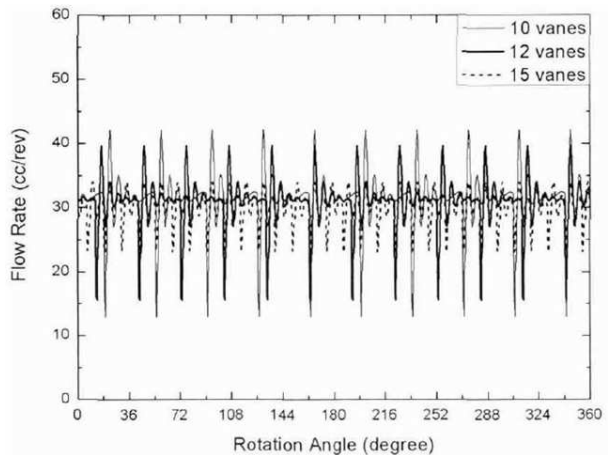


Fig. 13 Mass flow rate with various number of the vanes

켰을 경우 진폭은 29% 감소하였다. 이러한 질량 유량의 진폭 감소는 챔버 내의 공력소음 감소로

볼 수 있으며 펌프성능 향상에 상당한 영향을 끼칠 것으로 판단된다.

Fig. 13<sup>(9)</sup>은 일반적인 동력조향장치의 동력원으로 사용되는 베인 펌프의 유량을 베인의 개수 증가에 따라 나타낸 것이다. 본 연구의 해석결과와 비교하였을 때 펌프의 특성 차이는 있겠지만 베인의 개수가 증가하였을 때 나타나는 유량의 증가가 같은 경향을 보였다.

#### 4. 결 론

본 연구에서는 자동차용 진공 베인 펌프에 대하여 수치해석을 수행하였다. 진공 펌프 유동장의 회전에 따른 움직임을 모사하기 위하여 이동격자방법을 사용하였으며, 설계인자 및 작동조건 변화가 유동 특성에 미치는 영향에 대해 해석하였다.

진공 베인 펌프 설계인자인 베인 각도 변화, 입출구 파이프 각도 변화, 토출부 위치변화, 토출부 각도 변화, 베인 개수 변화에 대한 영향을 해석하였다. 베인 각도 변화는 동일한 체적의 유지로 최대 진공도 값에 큰 영향을 미치지 않았으나, 토출부의 각도 변화는 유동흐름의 간섭을 줄일 수 있고 이것으로 인한 펌프의 손실을 줄일 수 있다. 또한 토출부 위치변화에서 토출부를 지났을 때의 단계는 압축단계로 진공도 생성에 시간 지연이 생김을 알 수 있었다. 작동조건인 회전 속도에 따른 압력변화와 유량과의 관계에 대한 연구도 수행하였다. 회전속도가 커질수록 유량은 증가하였으나 고속 회전속도에서 최대 진공도 값을 나타내지는 않았다. 또한 질량유량의 진동폭과 압력강하는 베인의 개수가 증가할수록 완화됨을 확인하였다.

#### 후 기

이 논문은 2010년도 충북대학교 학술연구지원사업의 연구비지원에 의하여 연구되었음

#### 참고문헌

- (1) Deton, J. D. and Dawes, W. N., 1998, "Computational Fluid Dynamics for Turbomachinery Design," *Proc Instn Mech Engrs*, Vol. 213, Part C, pp. 107~124.
- (2) Cheng, H. P., Jou, R. Y., Chen, F. Z., Chang, Y. W., Iwane, A. and Hanaoka, T., 1999, "Flow Investigation of Siegbahn Vacuum Pump by CFD Methodology," *The International Journal of Vacuum*, Vol. 53, Issues 1-2, pp. 227~231.
- (3) Masuzawa, T., Tsukiya, T., Endo, S., Tatsumi, E., Taenaka, Y., Takano, H., Yamane, T. and Nishida, M., 1999, "Development of Design Methods for a Centrifugal Blood Pump with a Fluid Dynamic Approach : Result in Hemolysis Test," *The International Journal of Artificial Organs*, Vol. 23, No.8. pp. 757~761.
- (4) Choi, Y., Lee, Y., Hong, S. and Kang, S., 2000, "Performance Analysis of the Centrifugal Pump Impeller using Commercial CFD Code," *Conference on Research & Development of KFMA*, pp. 305~311.
- (5) Cho, C., Choi, S. and Cho, S., 2006, "An Experimental Study of Performance Characteristics on a Double Chamber Rotor Operated by High Pressure," *Journal of Fluid Machinery*, Vol. 9, No. 6, pp. 54~62.
- (6) Kim, H. and Jeong, K., "Simulation of Design Factor Effects on Performance of Vacuum System," *Journal of the Korean Vacuum Society*, Vol. 16, No. 6, pp. 405~413.
- (7) Won, C., Choi, S. and Hur, N., 2002, "Flow Analysis on the Vehicle Gerotor Type Oil Pump" *The 2<sup>nd</sup> National Congress on Fluid Machinery*, pp. 573~576.
- (8) Kim, B. Y., 2004, "FLUENT," *Journal of Fluid Machinery*, Vol. 7, No. 5, pp. 73~77.
- (9) Lee, S. H. and Hur, N., 2007, "Numerical Study on Effects of Design Factors on Flow Characteristics of a Vane Pump," *Journal of Fluid Machinery*, Vol. 10, No. 6, pp. 24~31.