

# 자동차용 제로터형 오일 펌프의 유동 해석

원찬식\* · 허남건\*\* · 권성호\*\*\*

## Flow Analysis of Automotive Oil Pump of Gerotor Type

Chan-Shik Won\*, N. Hur\*\*, Sung Ho Kwon\*\*\*

*Key Words: Gerotor (제로터), Oil Pump (오일펌프), Node Expansion and Contraction Method (격자점신축방법), Arbitrary Sliding Interfaces (임의이동경계면)*

### ABSTRACT

Flow characteristics of an automotive oil pump of gerotor type have been investigated numerically. For the simulation of a gerotor whose inner and outer rotors rotate at different speeds, node expansion and contraction method was adopted. ASI (Arbitrary Sliding Interfaces) method was also applied at interface between rotating gerotor and stationary volute. Studied are the flow rates depending on various gerotor ~~parameters~~ in the gap are also studied. The present results showed good agreement with the experimental data.

### 1. 서론

자동차 동력기관중 가장 핵심적인 장치인 엔진은 운전시 온도가 폭발행정의 순간적 최고 값으로 약 2000℃까지 올라가며 평균적으로 약 800℃ 정도를 유지한다. 따라서 실린더의 벽과 피스톤의 접동면, 크랭크축 베어링, 캠축 베어링 등에는 끊임없이 윤활유를 공급하는 것이 매우 중요하다. 이러한 윤활유의 연속적인 공급을 위하여 다양한 오일펌프가 사용되고 있으며, 이 중 제로터형 오일 펌프는 간단한 형상과 설치 공간의 효율성 및 정량적인 유량 제어의 용이함 등의 이유로 널리 사용되고 있다.

제로터형 오일 펌프는 Fig. 1과 같이 안쪽 로터와

바깥쪽 로터 두 개의 요소로 구성되어 있다. 그 중 안쪽 로터는 항상 바깥쪽 로터보다 한 개 적은 치(齒, tooth)를 가지고 있으며, 바깥쪽 로터는 안쪽 로터의 중심에 편심 되어 위치하여 치의 차이만큼 회전속도의

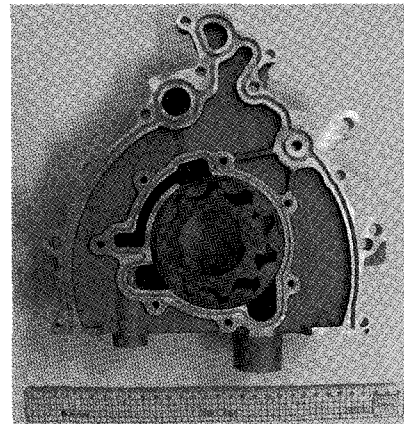


Fig. 1 Gerotor oil pump (HAC corporation product)

\* 서강대학교 대학원 기계공학과  
\*\* 서강대학교 기계공학과  
\*\*\* (주) HAC 기술연구소  
책임저자 E-mail : nhur@ccs.sogang.ac.kr

차이를 가지고 회전하게 된다. 회전과 동시에 볼류트 입구와 접한 로터의 체적은 점차적으로 증가하게 되고 증가된 부피에 의해 압력이 낮아져서 오일이 유입된다. 이 오일은 차폐된 상태로 볼류트 출구 부분으로 이송되어 로터의 체적이 줄어들고 함께 엔진 각 부분으로 압송되게 된다. 로터의 회전과 오일의 유, 출입시 로터에서는 오일의 누유 및 회전 방향과 반대의 역류 현상 등 다양한 유동 현상이 존재하며 이러한 현상들은 오일 펌프의 효율과 직결된다. 또한 엔진 출력의 상당량이 이 펌프에 의해 소모되므로 오일 펌프내 유동의 물리적인 특성 이해는 펌프 설계 개선이나 자동차 성능의 향상을 위하여 매우 중요하다. 하지만 아직 이에 대한 연구는 많이 이루어지지 않고 있으며 조금씩 시작되고 있는 단계이다. 이는 제로터의 안쪽 로터와 바깥쪽 로터의 회전 속도가 다르기 때문에 로터 사이 유체영역의 해석 격자 처리가 어렵고 또한 제로터와 볼류트가 접하는 단면의 형상이 회전에 따라 변하기 때문에 회전부와 정지부 사이의 연결성을 위한 적절한 모사 방법이 필요하기 때문이다.

위와 같은 수치해석상의 난점들을 고려하여 Yu 등<sup>[1]</sup>은 비구조격자계와 임의 이동 경계면 방법을 사용하여 베인 (vane) 오일 펌프에 대한 수치해석을 수행하였다. 해석을 통해 펌프 회전수 2500 rpm 이하에서는 수치해석 결과와 실험결과가 잘 일치함을 확인하였지만 그 이상의 회전수에서는 캐비테이션이나 누유 현상 등에 의해 결과가 차이 남을 보여 주었다. 허남건 등<sup>[2]</sup>은 격자점 신축 방법과 임의 이동 경계면 방법을 이용하여 제로터형 오일 펌프의 해석 방법을 제시하고, 이를 통해

제로터 유동 해석을 위해 적용된 수치해석 기법의 효율성과 타당성을 확인하였다. 아울러 몇몇 상용코드 회사에서 제로터에 대한 해석을 수행하였으나<sup>[3-4]</sup> 여전히 안쪽 로터와 바깥쪽 로터 사이 접합면에서 격자 길이의 영향이라든가 높은 회전수에서 결과의 신뢰성이 문제로 남아있음을 보여주고 있다.

따라서 본 논문에서는 수치해석 상의 문제점 및 여러 가지 해석 인자들의 영향을 등을 고려하여 제로터형 오일 펌프내의 유동해석을 수행하였다.

## 2. 수치 해석 방법

### 2.1 수치 해석

#### 2.1.1 해석 격자

제로터형 오일 펌프는 Fig. 1에 나타난 실제 제품을 이용하여 Fig. 2와 같이 계산 격자를 생성하였다. 로터의 개수는 안쪽 로터는 9개, 바깥쪽 로터는 10개이며 시계 반대방향으로 회전하게 된다. 따라서 그림에서 회전에 따라 부피가 증가하는 아래쪽이 입구가 되며 로터의 부피가 줄어드는 윗부분이 출구가 된다. 계산 격자는 볼류트와 편심된 로터를 고려하여 해석 대상 전체에 대하여 유체 셀 약 38,000개, 고체 셀 약 5,800개, 그리고 로터의 움직임을 모사하기 위한 쉘 셀 8,600개 등 총 52,400개를 사용하였다.

#### 2.1.2 경계 조건

제로터형 오일 펌프 내부 유동 해석을 위하여 Fig. 3과 같은 경계 조건을 적용하였다. 계산 격자에서 펌프의 입, 출구 부분에는 압력 경계 조건을 주었으며, 그리고 회전하는 제로터와 정지해 있는 볼류트의 접합면에는 접합(Attach) 경계 조건<sup>[5]</sup>을 적용하였다. 이는 회전부와 정지부의 해석상 연결을 위한 임의 이동 경계면 조건을 적용하기 위해 고려되었다.

#### 2.1.3 해석 내용

본 연구에서는 상용 프로그램인 STAR-CD<sup>[5]</sup>를 사용하여 비정상 압축성 난류 유동을 해석하였다. 지배방정식은 기본적인 연속방정식과 Navier-Stokes 방정식을 사용하였고, 난류 모델은 k-ε 모델, 해석 알고리즘은 PISO 법을 적용하였다. 계산은 본 연구실에서 보유하고 있는 LINUX Cluster와 슈퍼컴퓨팅센터에서

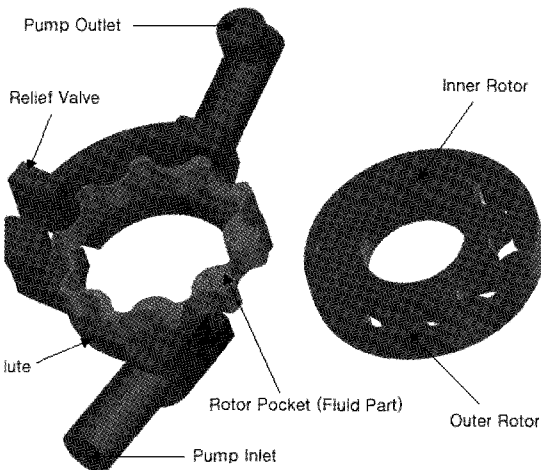


Fig. 2 Computational Mesh of gerotor oil pump

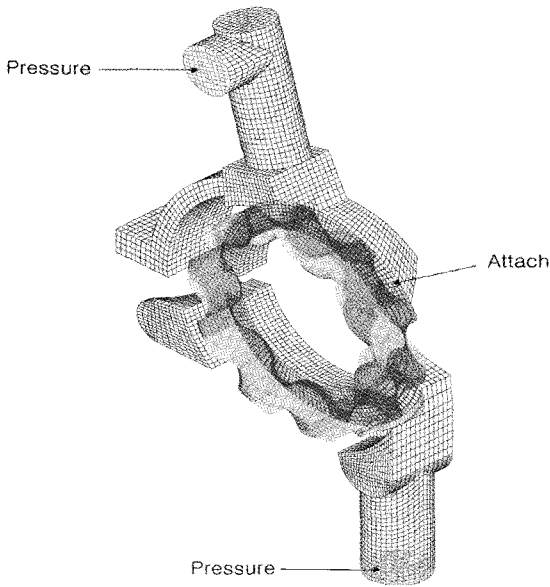


Fig. 3 Boundary conditions of gerotor oil pump

보유하고 있는 Compaq HPC 160을 사용하였다. LINUX Cluster CPU (P III 850 Hz) 1개 사용시 1 time step 당 25초의 시간이 소요되었으며, 회전에 의해 유동이 완전히 발달할 때까지 1회전당 360 time step의 계산을 수행하여 총 27~28 시간의 계산시간이 소요되었다. 슈퍼컴퓨터를 사용할 경우 time step 당 7.5초로 약 1/3 배 빠른 성능을 보여 주었다.

이러한 계산 환경을 이용하여 본 연구에서는 제로터형 오일 펌프 유동 해석의 타당성을 검증하기 위하여 출구의 압력에 따른 유량 변화와 제로터 회전 속도에 따른 유량 변화를 계산하였으며 이를 기존 실험 결과와 비교하였다.

## 2.2 해석 방법

### 2.2.1 격자점 신축 방법

실제적으로 제로터형 오일 펌프는 로터의 움직임과 안쪽 로터와 바깥쪽 로터 사이의 유체 셀의 움직임을 적절하게 모사할 수 있어야 유동해석을 수행할 수 있다. 이는 앞서도 언급했듯이 안쪽 로터와 바깥쪽 로터의 회전 속도가 다르기 때문에 기존의 회전하는 유체 기계의 이동격자 방법을 쓰는 경우 로터 사이의 유체 셀이 꼬이게 되기 때문이다. 따라서 본 연구에서는 격자점 신축 방법을 사용하여 제로터의 움직임을 모사하였다. 격자점 신축 방법은 Fig. 4와 같이 유체 셀을 실제적으로 회전시키는 것이 아니라 회전시 로터의 위치에 따라 격자점을 반경방향으로 줄이거나 늘여서 계산 격자를 변경하고 이를 통해 제로터의 움직임을 모사한다. 즉 안쪽 로터와 바깥쪽 로터에 접한 격자점들을 매 time step 마다 회전에 따른 반경방향의 위치에 위치시키고 그 사이의 격자점들을 재정렬 시킴으로써 격자가 시간에 따라 회전하는 효과를 갖게 한다. 이때, time step이 아주 작을 경우 격자 중심점의 움직임 역시 아주 작으므로 이전 time step에서 계산된 유동값을 새로 변형된 격자의 유동 값으로 그대로 사용한다. 만약, 계산에 사용된 time step이 크다면 계산값이 그만큼 부정확해 질 수 있으므로, 이 경우에는 이전 time step에서의 값을 새로 변형된 격자점에서의 값으로 보간하여 사용하여야 한다.

### 2.2.2 임의 이동 경계면

제로터는 회전에 따라 그 체적이 계속 변하므로 볼류트와 접하는 면의 형상 또한 변하게 된다. 따라서

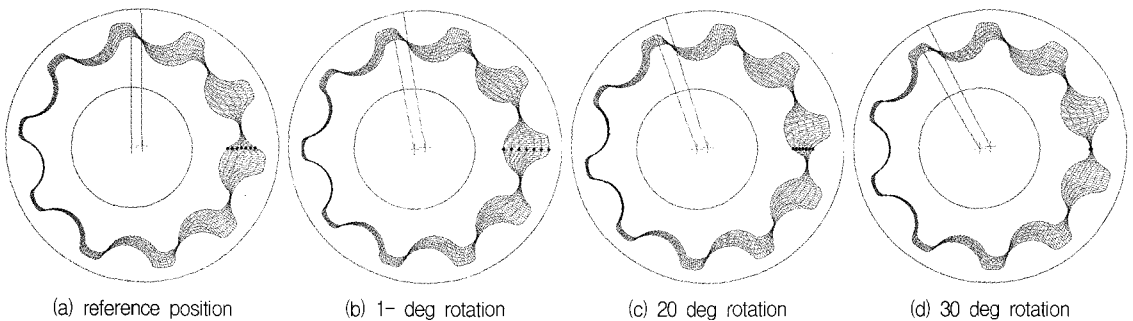


Fig. 4 Scheme for gerotor moving : Node Expansion and Contraction Method

수치해석시 접합면이 수시로 변하는 이 부분에 특별한 처리를 해주어야 한다. 그래서 본 연구에서는 임의 이동 경계면 (ASI, Arbitrary Sliding Interfaces) 방법을 적용하였다. 이 방법은 다른 격자 구조를 갖는 셀 block들을 유체 셀들의 위치에 따라 서로 연결 시켜주는 것이다. 이 때 경계 조건으로는 Attach 조건이 사용되며 회전에 따라 유체 셀이 접하는 부분은 연결 시켜주고 접하지 않는 부분은 벽면 경계조건으로 간주하여 계산을 수행함으로써 제로터 회전에 대한 적절한 경계조건들을 설정해 준다.

### 2.2.3 밀도 압력 관계식

작동 유체인 오일은(SAE 5W-30 engine oil) 통상 비압축성으로 고려할 수 있으나, 안쪽 로터와 바깥쪽 로터 간극은 급확대/급축소 노즐에서와 같이 순간적으로 빠른 속도를 보이거나 높은 압력구배를 갖는 부분이 나타난다. 일반적인 비압축성 계산시 이런 영향으로 유동계산은 발산하게 된다. 따라서 본 연구에서는 압축성을 고려하여 다음과 같은 압력 밀도 관계식을 적용하였다.

$$\rho = \rho_0 \exp(-kP) \quad (kg/m^3) \quad (1)$$

여기서  $\rho$ 는 밀도,  $\rho_0$ 는 기준 밀도(787.2 kg/m<sup>3</sup>, 140 °C),  $k$ 는 압축률 그리고  $P$ 는 압력을 나타낸다. 이 식을 적용하였을 때 전체적으로 밀도변화는 아주 작지만 로터 간극에서의 수치적 발산을 적절히 처리할 수 있다.

### 2.2.4 점성 계수 제어

본 연구에서 사용된 제로터는 회전시 안쪽 로터와 바깥쪽 로터가 매우 작은 간극(0.1mm)으로 운동한다. 그러나 이런 경우 간극 부분의 유체 셀의 부피가 거의 0이 되어 수치해석이 불가능하므로 안쪽 로터의 크기를 실제 로터의 99% 크기로(반경 기준) 제로터의 계산 격자를 생성하였다. 그리고 이 때 안쪽 로터의 크기 축소율로 인해 나타나는 간극을 통한 누유를 방지하기 위하여 이 부분의 점성 계수 값을 크게 설정함으로써 실제 물리 현상에 타당한 결과 값이 도출되도록 하였다.

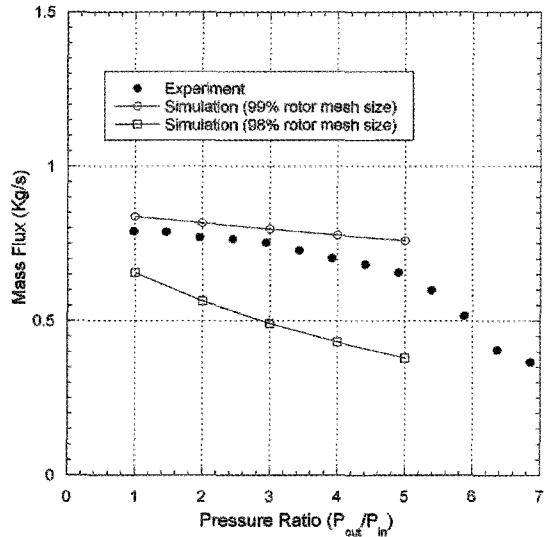


Fig. 5 Mass flux in the volute outlet depending on various pressure ratio (Gerotor speed 3000 rpm, 20 times viscosity)

## 2.3 해석 인자의 영향

### 2.3.1 해석격자 크기의 영향

해석 수행시 안쪽 로터의 크기를 실제 로터 반경의 99%의 크기로 계산 격자를 생성하였기 때문에 이에 대한 영향을 고려하여 보았다. Fig. 5에는 안쪽 로터 반경이 실제 크기의 99%인 경우와 98%인 경우의 유량 해석 결과를 나타내었다. 그림에서 살펴볼 수 있듯이 안쪽 로터 계산 격자의 크기가 그 결과 값에 크게 영향을 주고 있음을 알 수 있다. 이는 격자의 크기의 비율이 달라지면서 로터내의 압력 분포가 달라지게 되고 이에 따라 유량이 크게 달라지기 때문이다. 아울러 로터 사이의 간극에서의 유동이 수치해석시 적절히 제어되지 않기 때문으로 고려된다. 따라서 해석 격자의 크기는 상당히 중요한 사항이므로 이에 대한 적절한 적용이 이루어져야 할 것이다.

### 2.3.2 점성 계수의 영향

Fig. 6에는 로터의 크기를 조절했을 때에 간극사이의 유동을 제어하기 위한 점성 계수의 영향을 나타내었다. 그림을 통해 확인해 볼 수 있듯이 안쪽 로터와 바깥쪽 로터사이의 점도 (3.97×10<sup>3</sup> kg/ms, 140°C)를 5배에서 10배 사이의 값 정도로 크게 해주는 것이 실험

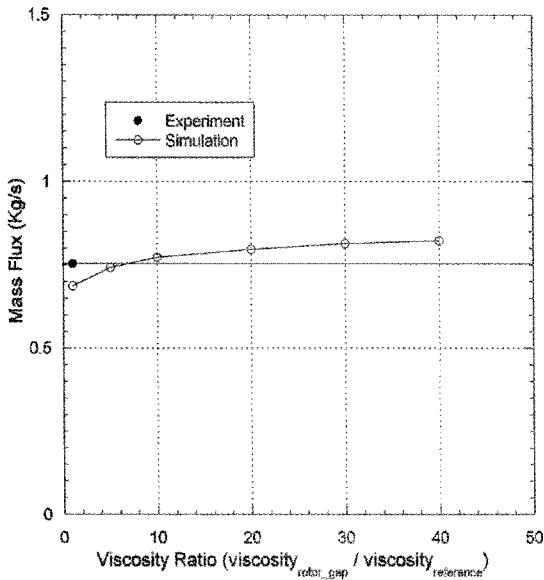


Fig. 6 Effect of viscosity depending on various viscosity ratio (Gerotor speed 3000 rpm)

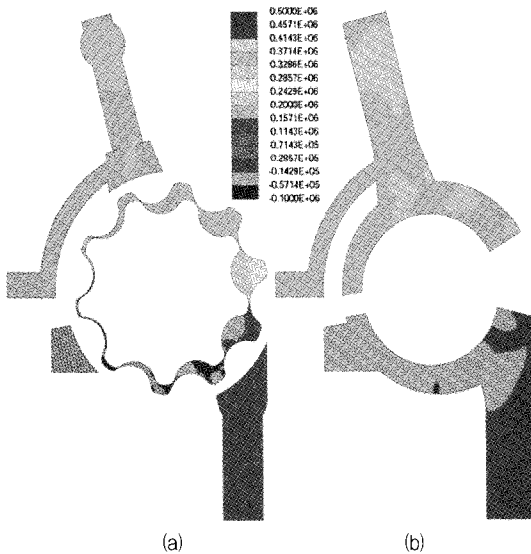


Fig. 7 Pressure Distribution of gerotor oil pump (rotor 4000rpm, outlet pressure 3 atm) (a) Section of gerotor (b) Section of volute

결과와 수치해석 결과가 비슷하게 된다. 따라서 본 연구에서는 점성 계수가 안쪽 로터와 바깥쪽 로터사이에서는 7배정도 큰 점성 계수를 갖도록 설정하였다. 하지만 이러한 값은 일정한 조건이나 수식 혹은 모델링에 의해 결정된 값은 아니므로 향후 좀더 많은 연구가 필요하다.

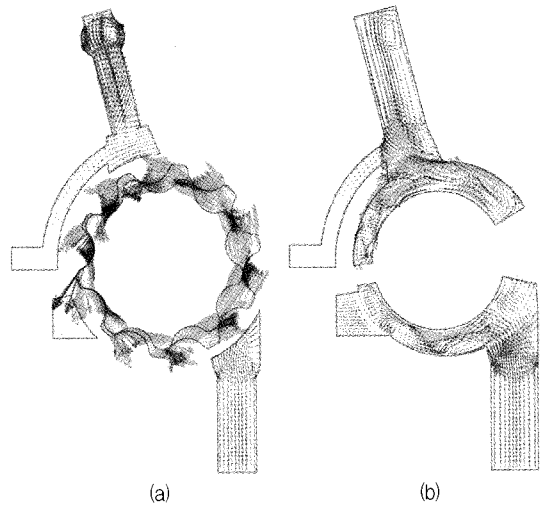


Fig. 8 Velocity vector of gerotor oil pump (rotor outlet pressure 3 atm) (a) 4000rpm, Section of gerotor (b) Section of volute

### 3. 해석 결과

#### 3.1 압력 및 속도 분포

제로터형 오일 펌프 내부 유동 해석을 수행하여 압력과 속도 결과를 Figs. 7과 8에 나타내었다. Fig. 7의 압력 결과 그림에서 볼 수 있듯이 로터사이 유체 영역의 부피가 늘어남에 따라 낮은 압력 분포를 보이며 출구 쪽으로 갈수록 유체 영역 부피가 줄어들어 따라 압력이 높게 나타남을 알 수 있다. 이러한 압력 구배를 통해 오일이 유입되고 엔진 부위로 압송되지만 입구 부분과 출구 부분의 큰 압력 구배는 로터 간극 부분에서 역류를 발생시킨다. 결국 역류의 발생은 펌프의 효율을 저감시키는 영향을 미치게 된다.

Fig. 8의 속도 결과 그림을 살펴보면 오일의 유입과 배출이 원활하게 이루어짐을 확인 할 수 있다. 하지만 볼류트 입구와 출구 부분에서 큰 와류가 발생함을 쉽게 확인해 볼 수 있다. 결국 이러한 유동 양상은 펌프 효율에 손실을 가져오게 되며 볼류트의 형상이 최적화되어 있지 않음을 알 수 있다. 따라서 좀더 효율적인 펌프 설계를 위해서는 이러한 점이 반영되어야 할 것이다.

#### 3.2 압력 변동

Fig. 9는 제로터로 오일이 유입되는 부근과 유출되는 부근의 볼류트에서의 압력 변동을 나타내었다. 압

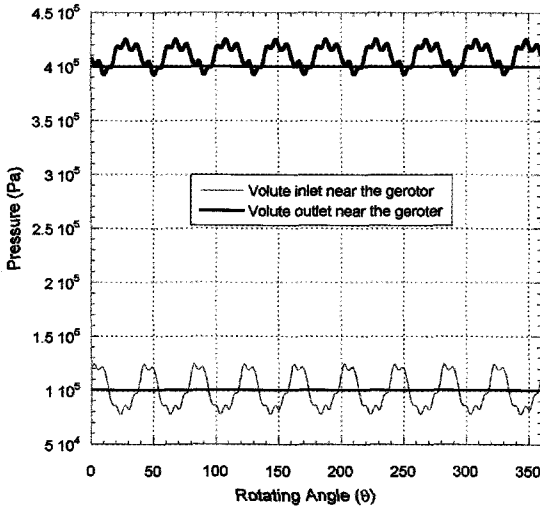


Fig. 9 Relative pressure variation at volute just before and after the gerotor inlet/outlet

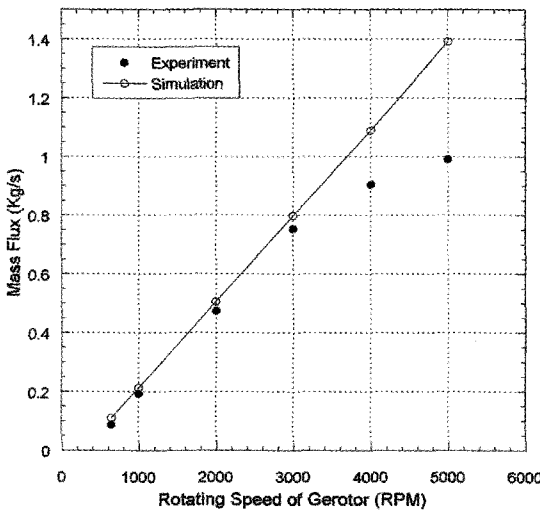


Fig. 10 Mass flux depending on various gerotor rotating speed (pressure ratio: 2.94 Pa)

력은 로터 치의 개수 비에 따라 40°마다 주기적인 특징을 나타내며 변한다. 또한 그림에서 확인해 볼 수 있듯이 제로터 입/출구 부분 압력은 펌프 양 끝단 입/출구 경계의 압력값을 기준으로 제로터의 회전에 따라 주기적으로 변함에 따라 적절히 유동이 유입되고 유출되고 있음을 알 수 있다.

### 3.3 Rotor 회전 속도에 따른 유량 분포

Fig. 10에는 출구의 압력과 입구 압력비가 2.94일

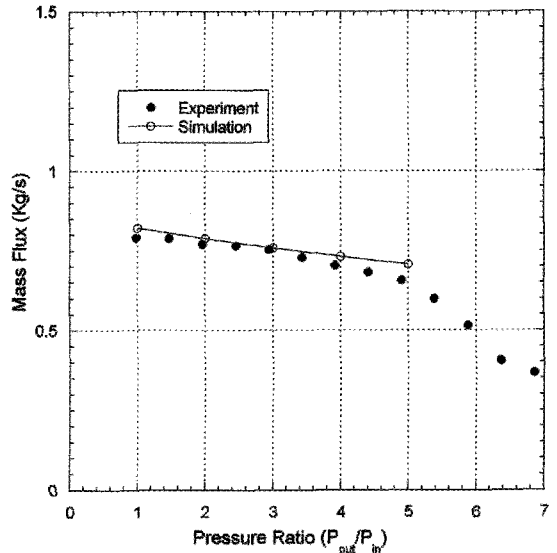


Fig. 11 Mass flux in the volute outlet depending on various pressure ratio (Gerotor speed 3000 rpm)

때 제로터 회전속도에 따른 유량 결과를 나타내었다. 그림에서 볼 수 있듯이 계산 결과는 제로터 회전속도에 따라 선형적인 결과를 보인다. 그러나 실험 결과와 비교해 볼 때 제로터의 회전 속도가 빨라질수록 차이가 커짐을 확인해 볼 수 있다. 이는 제로터의 회전 속도가 빨라질수록 로터 및 볼류트내에 와류 및 캐비테이션의 발생으로 유동저항이 커지게 되기 때문으로 생각된다. 이는 실험을 통해서도 4000 rpm 이상에서는 캐비테이션이 발생하여 볼류트 출구로 유출되는 유량이 감소함을 확인해 볼 수 있다. 또한 실험시 로터의 회전에 따른 온도증가로 점도가 감소되어 결국 간극을 통한 누설량을 증가시키기 때문에 볼류트 출구에서 유량이 감소될 수 있다. 그러나 본 계산에서는 온도의 영향 등은 고려되지 않아 차이를 보일 수 있을 것으로 생각된다. 따라서 효과적인 제로터, 볼류트 설계를 위해서는 이러한 점들이 고려되어 해석되어야 할 것이다.

### 3.4 출구압과 유량 관계

Fig. 11에 로터 회전수가 3000 rpm 일 때 출구 압력에 따른 압력과 유량과의 관계를 실험결과와 비교하여 나타내었다. 결과값을 살펴보면 릴리프 밸브 (relief valve)가 열리는 4~5×10<sup>5</sup> Pa 이하 부분에서는 약간의 차이점은 나타나지만 전체적으로 실험 결과의 경향성에 매우 잘 일치함을 확인해 볼 수 있다. 실제적으로

볼류트 내의 압력이  $4\sim 5 \times 10^5$  Pa 이상인 경우 엔진의 안전성을 위하여 릴리프 밸브가 열리게 되고 따라서 상당량의 유량이 볼류트 입구 쪽으로 다시 들어가게 되어 출구에서 나가는 유량이 감소하지만 본 연구에서는 이러한 점을 고려하지 않았다. 계산된 압력 범위에서 유량을 살펴보면 유동 출구 부분에서의 압력이 커질수록 유동 저항이 커지므로 전체적으로 유량은 감소하게 된다. 그러나 계산 결과를 살펴보면 그 값이 실험에 의하여 측정된 결과보다 다소 크게 나타난다. 이러한 결과의 차이점은 제로터 부분과 볼류트 사이의 간극을 통한 누유 현상 등이 계산시 반영되지 않았기 때문에 실험값에 비해 좀더 큰 값이 나타나게 된 것으로 생각된다. 향후 누설 유동을 고려한다면 좀 더 실험 값에 부합하는 결과를 얻을 수 있을 것이다.

#### 4. 결론

본 연구에서는 자동차용 제로터형 오일 펌프에 대하여 수치해석을 수행하였다. 이 중 제로터의 움직임을 모사하기 위하여 격자점 신축 방법을 사용하였으며, 제로터와 볼류트의 회전시 계산격자의 연결성을 위하여 임의이동경계면 방법을 적용하였다. 계산을 통해 제로터 회전시 나타나는 안쪽 로터와 바깥쪽 로터 사이의 역류 현상 및 볼류트 내부의 와류 발생 등의 유동현상을 확인할 수 있었으며, 출구 압력이 높아짐에 따라 토출 유량이 감소함과 제로터의 회전속도에 따른 유량과의 관계를 알 수 있었다. 아울러 본 연구를 통해 로터 사이의 간극이 유동 특성에 크게 영향을 미치게 됨과 간극 누유를 제어하기 위한 점도의

영향 등을 확인하였다. 특히 계산격자 및 점도의 영향을 고려함으로써 실험과 근사함 결과 값을 도출할 수 있었다. 하지만 이러한 인자들의 영향은 아직 명확히 체계화되지 않았으므로 이에 대한 추가적인 연구가 필요하다. 이와 같이 현재까지 연구는 제로터형 오일 펌프의 해석 가능성, 내부 유동의 경향성 및 여러 가지 작동환경에 따른 결과들을 제시하였다. 향후 제로터와 볼류트 사이의 누유 현상 및 계산격자의 영향, 온도 및 점도의 영향 등을 고려하여 연구를 수행하고자 한다.

#### 후 기

본 논문은 한국과학기술정보연구원(KISTD)의 2002년도 초고속응용기술 지원 사업의 연구비 지원으로 수행되었으며, 이에 관계자 여러분께 감사드립니다.

#### 참고문헌

- (1) Yu Jiang, Andrzej Przekwas and Chin-Yuan Perng, 1996, "Computational Analysis of Oil Pumps with an Implicit Pressure Based Method Using Unstructured Mixed Element Grids," SAE paper-960423.
- (2) 허남건, 원찬식, 허성범, 권성호, 2002, "Water 펌프 및 Oil 펌프 유동해석," 서강대학교산업기술연구소.
- (3) <http://www.cfdreview.com>
- (4) <http://www.cdak.co.kr>
- (5) "STAR-CD v3.10 User Guide," 1999, Computational Dynamics Limited.