〈학술논문〉 DOI:10.3795/KSME-A.2010.34.7.891

파워 스티어링 유닛용 일반형상 제로터의 설계 및 해석

정재택*† · 신수식**· 김갑태**
* 전남대학교 기계시스템공학부, ** 신진정밀(주)

Design and Analysis of Gerotor with Generalized Shapes for Power-Steering Units

Jae-Tack Jeong*†, Soo-Sik Shin** and Kaptae Kim**
* School of Mechanical Systems Engineering, Chonnam Nat'l Univ.,
** Sinjin Precision Co., LTD.

(Received February 24, 2010 ; Revised May 24, 2010 ; Accepted May 24, 2010)

Key Words: Power Steering Unit(PSU:파워 스티어링 유닛), Gerotor(제로터), Inner Rotor(내치차), Outer Rotor(외치차), Epitrochoid Curve(에피트로코이드 곡선), Curvature(곡률), Slip Velocity(슬립속도), Flow Rate Irregularity(유량맥동)

초록: 제로터는 유압모터나 펌프뿐만 아니라 조향장치인 파워 스티어링 유닛(PSU)에도 사용된다. 제로터의 내치차는 일상적인 경우 단일 원호형상의 외치차에 의하여 생성된다. 본 논문에서 PSU의 특성 개선을 위하여 보다 일반화 된 외치차의 형상으로부터 내치차를 생성하는 방법을 해석하였다. 해석의 결과로서, 외치차의 형상곡선이 특별한 2중곡률을 갖는 원호인 경우에 대하여, 내치차의 형상과 곡률, 제로터의 유량 및 접촉점의 위치와 슬립속도 등의 설계자료를 구하여 제시하였다. 이러한 해석은 새로운 PSU의 개발과 소형화를 가능케 한다.

Abstract: A gerotor is used in power-steering units (PSUs) as well as in hydraulic motors or pumps. The inner rotor is developed on the basis of the shape of the outer rotor tooth, which normally has one arc. The method of generating inner rotor on the basis of a generalized shape of outer rotor is analyzed with a view to improve PSU characteristics. An arc-shaped outer rotor with two curvatures was used in the analysis; design parameters such as the shape and curvature of the inner rotor, the flow rate of the gerotor, the position of contact point, and slip velocity are calculated, and these results are shown. This analysis enables us to develop a new design of compact PSUs.

- 기호설명 -

e : 외치차와 내치차의 편심량
i : 유량맥동(flowrate irregularity)
m : 내치차의 잇수 ($=n-1$)
n : 외치차의 잇수
O_1 : 내치차의 중심
O_2 : 외치차의 중심
Q : 유량
r_c : T 로부터 외치차 치형 표면까지의 거리
$r_f = \overline{O_2C} = \overline{O_2D}$: 외치차의 반경
r_t : 외치차의 중심에서 외치치형의 기준점 (T)까지의 거리
T : 외치차 치형형상의 기준점
W : 제로터의 폭
ϕ : T 점을 중심으로 그 표면의 위치각
θ : 내치차를 기준으로 한 외치차의 회전각
θ_w : 외치차를 기준으로 한 내치차의 회전각
ζ : 내치차 접촉점의 위치각

† Corresponding Author, jtjeong@chonnam.ac.kr

1. 서 론

제로터(gerotor)는 구조가 간단하고 소형이므로 유압모터 및 펌프 등 각종 유압 시스템에 널리 사용되고 있다. 제로터를 이용한 제품에는 내연기관에서 윤활장치용으로 많이 쓰이는 제로터 펌프, 농기계와 특장차에서 쓰이는 제로터 모터, 그리고 지게차와 트랙터등에 쓰이는 전유압식 조향장치인 파워 스티어링 유닛(Power Steering Unit) 등이 있다.

제로터의 외치차(outer rotor)는 설계자에 의해 그 치형이 결정되며, 이 치형으로부터 창성된 곡선에 의해 내치차(inner rotor)의 형상이 결정된다. 가장 간단한 경우로 외치차의 치형은 단일 원호가 사용된다. 내치차를 고정시키고 외치차 원호 치형의 중심 궤적이 에피트로코이드(epitrochoid) 곡선이 되도록 외치차를 회전시킬 때, 이 외치차의 회전에 따라 원호치형이 이루는 포락선(envelope)이 내치차의 형상이 된다.

제로터 펌프에 대한 연구는 제로터 펌프에서 흡입과 토출구의 형상개선 등을 위해 3차원 유동해석이 수행되었고[1,2] 펌프의 노이즈 해석에서 표준으로 정해진 Secondary Source Method 방법을 적용하여 시스템 맥동 해석이 이루어졌다.[3] Megafloid rotor와 같이 효율개선을 위해 외치의 원호치형 중간에 인벌루트(involute)형상을 추가하여 효율을 높인 제품은 이미 상용화 되어 있고[4] 또한 타원 형상의 치형을 갖는 로터 설계 자동화 시스템의 개발이 연구되었다.[5] 반면에 제로터 모터와 파워스티어링 유닛에 대한 연구는 제로터 모터의 원호형상에 대한 해석만이 이루어져 있다.[6,7]

본 논문에서는 파워스티어링 유닛에 쓰이는 제로터의 외치차의 치형이 원호 이외의 일반적인 형상인 경우에도 내치차의 치형을 해석적으로 계산하는 방법을 고찰한다. 특별한 경우로 외치차의 치형이 2중원호의 조합으로 된 경우에 대하여 내치차의 치형을 계산하여 제로터의 정밀가공에 필요한 설계데이터를 제시하고 제로터의 유량 및 회전특성에 대하여 검토한다. 이러한 형태의 제로터는 모터나 파워 스티어링 유닛의 소형화에 적용이 가능하다.

2. 외치차 형상에 따른 내치차의 치형 계산방법

제로터의 외치차의 치형형상이 원호인 경우에 내치차의 형상을 구하는 방법은 이성철 등의 논문에 발표되었다.[7] 본 논문에서는 외치차의 치형형상이 원호인 경우를 포함하여 일반적인 형상으로 주어지는 경우에도 내치차의 형상을 구하는 해석과정을 고찰한다. 제로터는 Fig. 1과 같이 외치차와 내치차로 구성되어 있으며, 상호 접하면서 회전함에 따라 밀폐된 챔버(chamber)를 구성한다.

Fig. 1 Configuration of gerotor

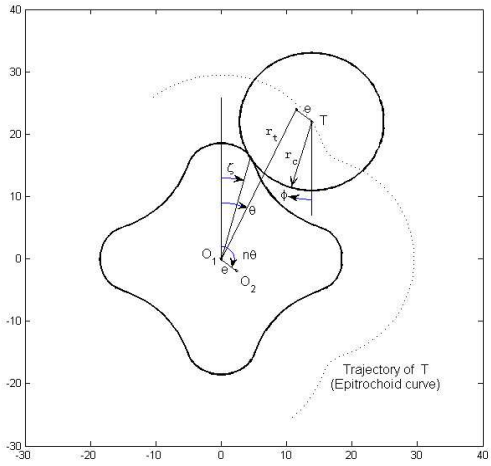

Fig. 2 Generation of inner rotor by outer rotor on the epitrochoid curve

내치가 회전함에 따라 챔버의 체적이 변화하므로 챔버와 연결되는 흡입 및 배출통로를 통하여 비압축성 유체의 출입이 발생한다.

외치차의 중심에서 외치치형의 기준점(T)까지의 거리를 r_t라 할 때, T점의 궤적은 다음 식과 같은 에피트로코이드(epitrochoid) 곡선이 된다.(Fig. 2)

$$\overrightarrow{r_T} = (r_t \sin\theta + e \sin n\theta)\hat{i} + (r_t \cos\theta + e \cos n\theta)\hat{j} \tag{1}$$

참고로, θ가 2π만큼 회전하면 (외치차가 1회전하면) $\overrightarrow{r_T}$가 이루는 에피트로코이드 곡선은 $m(m \equiv n-1)$개의 요철을 갖는데 이 m값이 내치차의 잇수가 된다. 궤적곡선 상의 모든 T점에 대하여 회전하는 외치차의 치형형상을 그릴 수 있으며 이 치형형상의 곡선족(family of curve)은 다음과 같이 표현된다.

$$\overrightarrow{r_F} = (-r_c \sin\phi + r_t \sin\theta + e \sin n\theta)\hat{i} + (-r_c \cos\phi + r_t \cos\theta + e \cos n\theta)\hat{j}. \tag{2}$$

외치차의 회전각 θ를 고려하면, 식 (2)의 r_c는

$$r_c = r_c(\phi - \theta) \tag{3}$$

의 값을 취하며 함수 r_c는 외치의 형상에 의하여 주어진다. 만약, 외치의 형상이 단일원호치형이면 r_c는 상수(원호치형의 반경)가 된다. 내치차는 식 (2)로 표현되는 곡선족의 포락선(envelope)이 되므로 다음의 조건식을 만족한다.

$$\frac{\partial \overrightarrow{r_F}}{\partial \theta} \times \frac{\partial \overrightarrow{r_F}}{\partial \phi} = 0. \tag{4}$$

식 (2)의 편미분들을 계산하여 대입하면 식 (4)는 다음과 같이 된다.

$$\tan\phi = \frac{r_t \sin\theta + e\,n \sin n\theta + \dfrac{\partial r_c}{\partial \phi} \cdot \dfrac{K}{r_c \cos\phi}}{r_t \cos\theta + e\,n \cos n\theta} \tag{5a}$$

$$K \equiv [-r_c + r_t \cos(\phi - \theta) + e\,n \cos(\phi - n\theta)] \tag{5b}$$

r_c는 외치차의 치형 형상에 따라 식 (3)과 같이 $(\phi - \theta)$의 함수로 표현되므로, 식 (5)는 주어진 θ 값에 대하여 ϕ를 구하는 방정식이 된다. 따라서, 임의의 $\theta (0 \le \theta < 2\pi)$에 대하여 $\phi(\theta)$를 구하여 식 (2)에 대입하면 내치차의 형상은 다음과 같이 θ를 매개변수로 하는 함수 형태로 표현된다.

$$\vec{r} = x(\theta)\hat{i} + y(\theta)\hat{j} \tag{6a}$$

$$\begin{cases} x(\theta) = -r_c \sin\phi + r_t \sin\theta + e \sin n\theta \\ y(\theta) = -r_c \cos\phi + r_t \cos\theta + e \cos n\theta \end{cases} \tag{6b}$$

여기서, $\phi = \phi(\theta)$는 방정식 (5)의 적당한 초기값을 시작점으로 하는 반복법(iterative method)에 의하여 수치적으로 계산한다. r_c가 일정한 경우는 외치차의 치형이 단일원호인 경우에 해당하는데, 방정식(5)가 간단해지므로 ϕ를 다음과 같이 쉽게 구할 수 있으며 이 결과는 선행의 연구결과[6]와 일치한다.

$$\phi = \tan^{-1}\left(\frac{r_t \sin\theta + e\,n \sin n\theta}{r_t \cos\theta + e\,n \cos n\theta}\right) \tag{7}$$

식 (6)으로부터 내치차의 형상이 구해지면 내치차의 접선각(tangential angle)이나 곡률(curvature) 등 가공에 필요한 기하학적인 모든 데이터의 계산도 가능하다.

3. 2중원호 치형에 대한 계산결과

본 연구에서는 $n = 5$, $r_t = 26.5\,mm$, $e = 3\,mm$ 이고, 외치차의 치형형상이 Fig. 3과 같이 2중원호로 되어있는 경우에 대하여 고찰하였다. 즉, 외치차의 형상은 Fig. 3과 같이 T점을 중심으로 한 각도 $\alpha = \angle O_2TP$ 값이 $\alpha_0 (= 15^\circ)$ 이하인 경우에는 곡률반경이 $b (= 11\,mm)$이고, α_0 이상인 경우에는 곡률반경이 $2b$가 되는 형태이다. 이 곡선은 1차 미분이 연속곡선으로 이루어지는 C^1 연속성이 있다.

따라서, $r_c = r_c(\alpha)$는 다음과 같이 표현된다.

$$r_c(\alpha) = \begin{cases} b & |\alpha| \le \alpha_0 \\ b(\sqrt{3 + \cos^2\alpha} - \cos\alpha) & |\alpha| \ge \alpha_0 \end{cases} \tag{8}$$

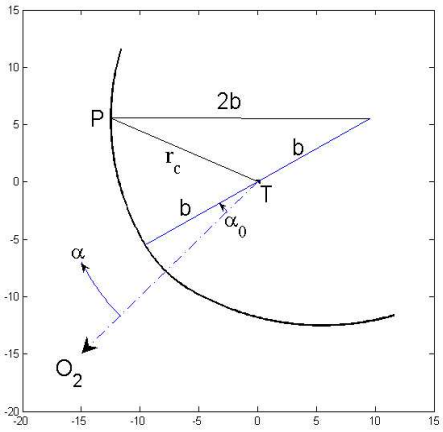

Fig. 3 Tooth shape of outer rotor

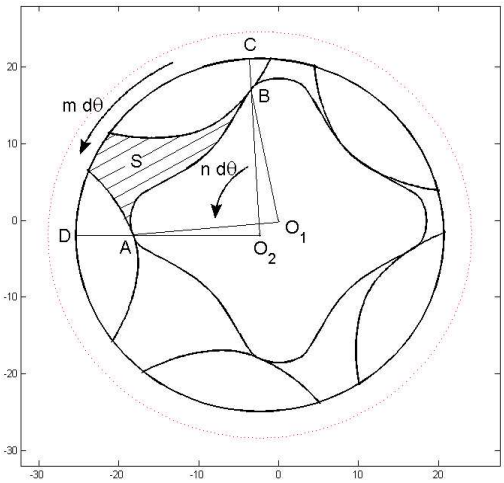

Fig. 4 Calculated shape of inner rotor and outer rotor

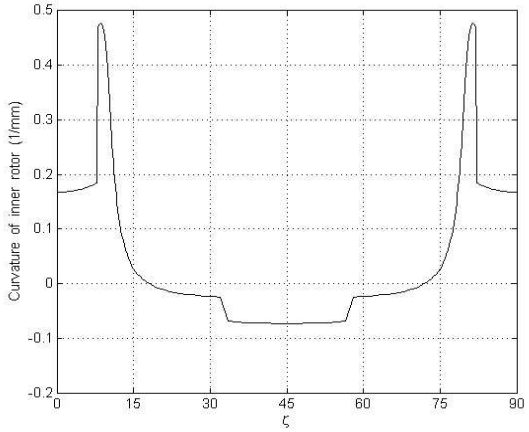

Fig. 5 Curvature of inner rotor as a function of position angle ζ

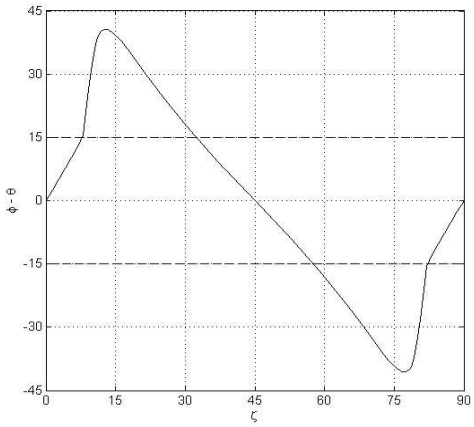

Fig. 6 Contact point curve between inner rotor and outer rotor

3.1 제로터의 형상

Fig. 4에 내치차와 외치차의 형상을 나타내었다. 내치차의 중심에서 최대거리는 18.5mm이고 최소거리는 12.5 mm이다.

Fig. 5에 내치차의 곡률(curvature)을 내치차의 위치각 ζ(Fig. 2)에 따라 나타내었다. 곡률은 내치차의 정밀가공 및 측정과 특성 비교에 필요한 데이터이다.

Fig. 6에 내치차의 위치각 ζ에 따라 외치차 접촉점의 각 $(\phi-\theta)$를 나타내었다. 외치의 최대 접촉각은 $\theta=29.7^\circ$일 때 $\zeta=12.95^\circ$인 곳에서, $|\phi-\theta|_{\max}=40.6^\circ$로 계산되었다. 즉, 외치의 접촉각의 범위는 $-40.6^\circ \le (\phi-\theta) \le 40.6^\circ$이므로, 이 범위에서만 외치의 접촉마모가 일어난다.

Fig. 5에서의 곡률과 Fig. 6에서 곡선의 기울기가 불연속으로 나타나는 이유는 외치차 형상의 곡률이 $|\phi-\theta|=\alpha_0(=15^\circ)$에서 불연속적으로 바뀌는 것에 기인한다.

3.2 챔버의 면적변화율과 유량

외치차와 내치차 사이의 각 챔버(chamber)의 면적은 기하학적인 방법과 식 (6)을 이용한 적분을 이용하면 계산할 수 있다. Fig. 7(a)에 내치차의 회전각 θ_w에 따른 챔버 1개의의 면적변화를 도시하였다. 한 챔버의 최대면적은 $S_{\max}=151.1\ mm^2$이고 최소면적은 $S_{\min}=11.8\ mm^2$이다.

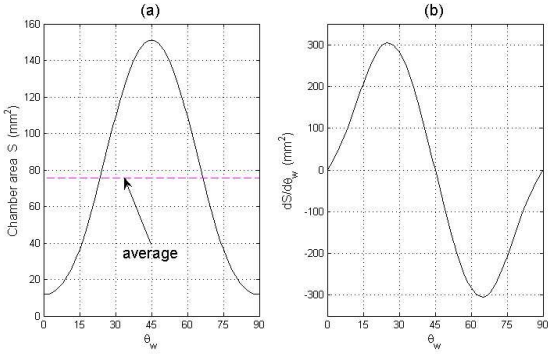

Fig. 7 Chamber area and its derivative

여기서, 각 챔버를 통과하는 순간유량을 구하기 위하여 Fig. 4의 한 챔버의 단면적 변화율을 생각한다. O_1과 O_2가 고정된 채 내치차가 외치차에 상대적으로 $d\theta$ 만큼 회전하면 제로터 외부에 고정된 좌표계에서 내치차는 $n\,d\theta$, 외치차는 $m\,d\theta$ 만큼 회전한다. Fig. 4와 같이 한 챔버의 접촉점을 A, B라 할 때, 영역 O_1ADCBO_1의 면적을 S라 하면

i) 내치차의 회전에 의한 면적 S의 증가

$$= \frac{1}{2}\left(\overline{O_1A^2} - \overline{O_1B^2}\right)\cdot n\,d\theta$$

ii) 외치차의 회전에 의한 면적 S의 증가

$$= \frac{1}{2}\left\{(r_f^2 - \overline{O_2A^2}) - (r_f^2 - \overline{O_2B^2})\right\}\cdot m\,d\theta$$

따라서, 빗금친 챔버공간 S의 면적 증가율 즉, 내치차의 회전에 따른 한 챔버 면적의 변화율 $\frac{dS}{d\theta_w}$은 다음과 같으며, 이를 Fig. 7(b)에 나타내었다.

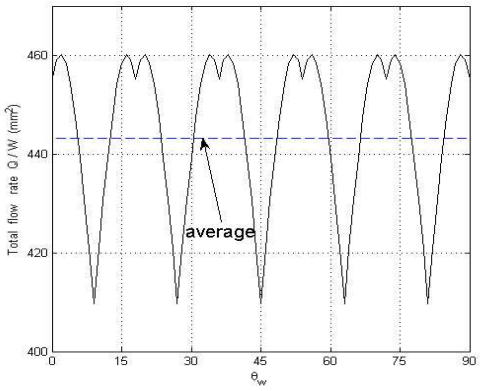

Fig. 8 Total flow rate at a rotation angle of inner rotor per unit angular velocity

$$\frac{dS}{d\theta}=\frac{1}{2}\left\{(\overline{O_1A^2}-\overline{O_1B^2})n-(\overline{O_2A^2}-\overline{O_2B^2})m\right\} \quad (9)$$

챔버 1개의 체적 변화율은 $Q_c=\frac{dS}{d\theta_w}\cdot W$ 인데, 이 체적변화율 Q_c가 양(+)이면 흡입챔버가 되고 음(-)이면 토출챔버가 된다. 따라서, 제로터의 총 흡입유량은 각 챔버에서 양(+)인 경우의 Q_c만 합쳐주면 되는데 이것은 당연히 총 토출유량과도 일치한다.(질량보존의 법칙). 이와 같이 계산하여 고정된 외치차 내에서 내치차 회전에 따른 총 흡입유량 또는 총 토출유량 Q/W을 Fig. 8에 도시하였다.

Q/W 는 주기가 $\frac{2\pi}{mn}$ 이며, 최대값은 460.2 mm^2, 최소값은 409.7 mm^2 로 계산되었다. Fig. 8에 표시한 평균유량은

$$\overline{Q}/W=(S_{\max}-S_{\min})mn/2\pi \;=\; 443.3mm^2 \quad (10)$$

로 쉽게 계산된다. 따라서, 소음 및 진동에 영향을 미치는 유량맥동(flowrate irregularity) i는 다음과 같다.

$$i=\frac{Q_{\max}-Q_{\min}}{\overline{Q}}=\frac{460.2-409.7}{443.3}=0.114 \quad (11)$$

Q/W 의 최소값은 각 챔버 면적이 매번 최대에 도달하는 위치에서 나타나며, Q/W 의 최대값은 각 챔버 면적이 매번 최소에 도달하는 내치각에서 약 3° 전후 한 위치에서 일어난다.

3.3 내치차와 외치차 사이의 슬립속도

제로터의 내치차와 외치차의 접촉점에서 발생하는 슬립은 마찰저항이나 소음문제 등에 영향을 미치는 중요한 인자이므로 이에 대한 해석이 필요하다.[8] 내치차와 외치차 사이의 상대적인 회전각속도가 $\Omega\hat{k}$일 때 접촉점에서의 슬립속도(slip velocity) $\vec{v}$는

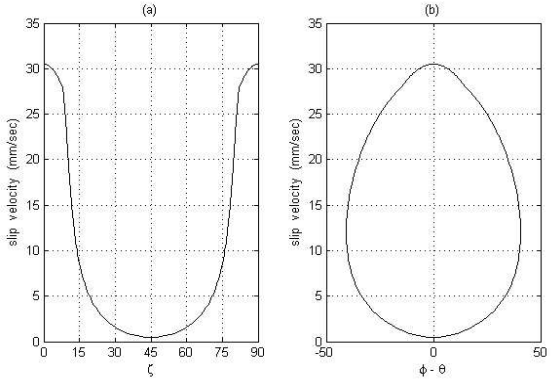

Fig. 9 Slip velocity (a) at position angle ζ of inner rotor and (b) at contact point of outer rotor

$$\vec{v}=\Omega\hat{k}\times(\vec{r_t}+\vec{r_c}+n\vec{e}) \quad (12)$$

로 계산하면 된다. Fig. 9에 내치차 접촉점의 위치각 ζ와 외치차 접촉점의 위치각 $(\phi-\theta)$에 따른 슬립속도의 분포를 각각 도시하였다.

이 경우, 수치값은 $\Omega=1$ rad/s 로 놓고 계산하였다. Fig. 9에서 알 수 있듯이 내치차와 외치차의 상대 회전각속도 1 rad/s 당 슬립속도의 최대값은 30.5 mm/s, 최소값은 0.5 mm/s 이다.

4. 결 론

파워 스티어링 유닛 소형화의 관건인 제로터 소형화를 위해 외치차의 치형이 단일 원호 이외의 일반적인 형상인 경우에도 내치차의 치형을 해석적으로 계산하는 방법을 연구하였다. 특히, 외치차의 치형이 2중원호의 조합으로 된 경우에 대하여 내치차의 형상과 곡률 등의 정확한 계산값을 정밀가공에 성공적으로 적용하였으며, 유량맥동, 접촉점의 위치 및 슬립속도 등 설계자료를 제시하였다. 같은 크기의 내치차가 형성되는 외치차 치형이 단일원호인 경우에 대하여 계산해 본 결과 슬립속도는 r_c에 관계없이 비슷하지만 유량맥동과 평균유량은 r_c에 따라 커짐을 알 수 있었다. 2중원호인 경우, 유량맥동 값은 두 곡률반경

의 단일원호인 경우의 중간정도의 값이 되는 반면, 평균유량은 단일원호의 경우 보다 큰 결과를 나타낸다. 따라서 외치형상에서 단일원호를 사용하여 r_c를 단순히 증가시키는 것보다 2중원호를 사용하는 경우가 유량맥동을 줄이면서 평균유량을 증가시키는 장점이 있음을 알 수 있다.

후 기

본 연구는 2008년 이공계전문가기술지원서포터즈 사업 (안식연구년심층기업지원 사업)의 지원을 받아 수행되었음을 알려드립니다(지원기관: 대학산업기술지원단).

참고문헌

(1) Nam, K. W., Jo, S. H. and Park, J. I., 2006, "Numerical Simulation in the IC Engine Lubricating Gerotor Oil Pump," *Trans. of the KSME(B)*, Vol. 30, No. 10, pp. 1019~1025

(2) Won, C. S., Hur, N. and Kwon, S. H., 2003, "Flow Analysis fo Automotive Oil Pump of Gerotor Type," *KFMA*, Vol. 6, No. 4, pp. 7~13

(3) Gamez-Montero, P. J. and Codina, E., 2002, "Flow Ripple in a Gerotor Pump," SAE Techinical Paper Series, 2002-01-1375.

(4) Sasaki, H, Inui, N., Shimada, Y. and Ogata, D., 2008, "Development of High Efficiency P/M Internal Gear Pump Rotor (Megafloid Rotor)," SEI Technical Review. No. 66, pp. 124~128.

(5) Jung, S. Y., Han, S. M. and Kim, C., 2009, "Development of an Automated Design System for Oil Pumps with Ellipse Lobe Profile," *J. of the KSPE*, Vol. 26, No. 1, pp. 120~129.

(6) Lee, S.-C. and Lee, S.-N., 1995, "Design and Analysis of Gerotor for Hydraulic Motors," *J. KSTLE*, Vol. 11, No. 2, pp. 63~70.

(7) Lee, S.-C., 2006, "Profile Design of the Inner Rotor of a Gerotor by the Composite Curve of Circular Arcs," *J. KSTLE*, Vol. 22, No. 2, pp. 79~86.

(8) Kim, J. H., Kim, C. and Kim, C. H., 2006, "Optimum design on the lobe shapes of Gerotor Oil Pump," *KSPE*, Vol. 23, No. 4 pp. 124~131.