

유압 모터용 에피트로코이드 제로터의 응력해석

김두인* · 안효석** · 최동훈***
(1999년 6월 30일 접수)

Stress Analysis of Epitrochoidal Gerotor for Hydraulic Motor

Doo-In Kim, Hyo-Sok Ahn and Dong-Hoon Choi

Key Words: Gerotor(제로터), Hydraulic Motor(유압모터), Mean Torque(평균 토크), Equivalent Curvature(등가 곡률), Contact Stress(접촉 응력)

Abstract

Gerotor is a planar mechanism consisting of a rotor and lobes which form a closed space, namely a chamber. As active contact points between a rotor and lobes are subjected to very high contact stresses, wear in one or both of the rotor and lobe cannot be avoided. Therefore, in the design of Gerotor used in hydraulic motors a compromise between high torque output and contact stress is of great importance and a thorough analysis of design parameters should be conducted to achieve this compromise. In this study, a contact point is modelled as a linear spring in consideration of equivalent curvature to analyze the contact stress. As the contact stress calculation in this problem is a statically indeterminate type, a numerical iterative scheme has been adopted to obtain the solution. To fully understand the influence of design parameters on the contact stress, the relationship between pressure force, equivalent curvature, contact force and contact stress are analyzed. It is shown that the equivalent curvature of the contact point is a dominant factor that affects the maximum contact stress.

기호설명

n : 로브 개수
 d : 로브 중심 반경
 r : 로브 반경
 d_r : 로브 이뿌리원 반경
 e : 편심량
 α : 무차원 편심비
 β : 무차원 로브 반경비
 δ : 접촉부의 변형량
 k : 접촉부의 스프링 상수
 R_1 : 접촉부에서의 로터 곡률 반경

C_i : 로브와 로터의 접촉점
 p : 운전 압력
 t : 제로터의 두께
 P : 피치점
 T_{re} : 출력 토크
 η : 로터에 작용하는 힘의 방향
 ξ : 접촉점의 위치각
 ψ : 힘의 작용 방향과 접촉점의 위치각이 이루는 각
 Δx : 힘의 작용 방향으로의 피치점의 변위
 Δy : 힘의 작용 방향의 수직 방향으로 피치점의 변위
 σ_H : 로브와 로터의 헤르쯔 접촉응력
 \vec{F}_p : 운전 압력에 의해 로터에 작용하는 힘
 \vec{F}_{ci} : 접촉하중

* 한양대학교 대학원 기계설계학과
 ** 회원, 한국과학기술연구원 트라이볼로지 연구센터
 E-mail : hsahn@kistmail.kist.re.kr
 TEL : (02)958-5653 FAX : (02)958-5659
 *** 회원, 한양대학교 기계공학부

1. 서론

제로터(Gerotor)는 로브(lobe)를 가지는 스테이터(stator)와 스테이터의 내부를 편심 회전하는 로터(rotor)로 구성된다. 제로터를 이용한 유압모터는 자체 감속기능을 가지므로 별도의 감속장치가 필요하지 않으며, 저속 고토크의 운전 특성을 가지며 구조가 간단하고 소형화에 유리하기 때문에 유압을 이용한 구동장치에 널리 사용되고 있다.

제로터의 모든 로브는 로터와 항상 접촉하고 고압에서 운전되므로 접촉부에서 마멸이 발생하며 마멸로 인한 압력 손실은 유압 모터의 성능 저하와 조기파손의 원인이 된다.⁽¹⁾ 따라서 로터와 로브의 접촉부에서 발생하는 접촉응력은 제로터의 형상 설계시 중요한 설계 고려 사항이 된다.

지금까지 제로터의 형상 설계에 관해 많은 연구가 선행되었으며,⁽²⁻⁴⁾ Beard 등은⁽⁵⁾ 펌프의 유량 감소를 최소화하며 접촉부에서의 마멸을 고려하여 제로터의 곡률을 줄이는 것에 대하여 연구하였다. 이성철 등⁽⁶⁾은 곡선족(family of curves)을 이용하여 로터의 형상을 설계하였으며 제로터 유압 모터의 성능해석을 실시하여 운전특성을 관찰하였다. 이와같이 마멸을 고려하여 곡률을 줄이는 것에 대한 연구는 있었으나 접촉부에서 발생하는 접촉응력에 관한 연구가 부족하였다. 본 연구에서는 로터와 로브의 접촉부를 등가곡률을 고려한 스프링으로 모사하여 접촉부의 접촉응력의 계산 과정을 제시하였다. 제로터의 형상에 따른 특성 해석을 위하여 무차원 설계변수의 변화에 따른 출력 토크의 변화를 관찰하였으며 제안된 계산방법을 이용하여 접촉응력의 변화를 해석하였다.

2. 특성 해석

2.1 제로터 유압 모터

2.1.1 구성 및 작동원리

제로터 유압모터⁽⁷⁾의 주요 부품은 제로터, 로터리 밸브, 유니버설 링크, 구동축, 하우징으로 이루어진다. 스테이터의 모든 로브는 로터와 접촉하여 각각의 챔버를 형성하고 로터의 회전에 따라 챔버의 단면적은 변하게 된다. 챔버의 단면적이 증가할 때 고압의 작동유가 유입되어 회전력을 발생하게 되고 체적이 감소할때 작동 유체

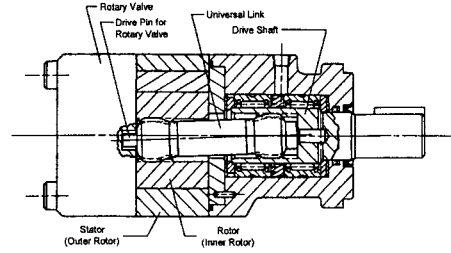


Fig. 1 Schematic view of Gerotor hydraulic motor

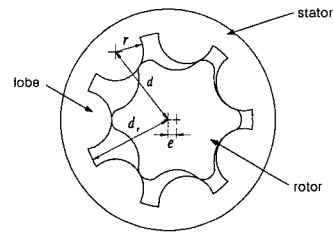


Fig. 2 Design parameters of Gerotor

는 방출된다. 발생한 회전력은 로터의 내부에 가공된 스플라인에 연결된 유니버설 링크를 통해 구동축에 전달된다. 따라서 로터의 자전이 출력축의 회전이 되므로 출력축은 감속되고 저속 운전에 유리하다. 제로터 유압 모터는 작동 유체의 압력을 변화시켜 출력 토크를 조절하며, 작동유량을 변화시켜 출력축의 회전수를 조절한다.

2.1.2 설계변수

스테이터의 모든 로브와 로터는 항상 맞물려 있어야 하므로 로터는 스테이터의 로브에 의해 결정되는 곡선을 사용한다. 본 논문에서는 스테이터의 로브 형상으로 일반적으로 사용되는 원호를 사용하였다. Fig. 2에서 보는 바와 같이 제로터의 형상은 로브의 개수 n , 로브의 반경 r , 편심량 e , 로브의 중심 반경 d 와 로브 이뿌리원 반경 d_r 에 의해 결정된다. 일반적으로 제로터의 크기는 로브 중심 반경에 의해 결정되므로 본 연구에서는 로브 중심 반경을 일정하게 하고 제로터의 형상 변화에 따른 성능 변화를 관찰하기 위해 무차원 설계 변수를 도입하였다. 편심량 e 의 무차원 설계 변수를 편심비 a 라 하면, 편심비는 사이클

로이드 곡선의 편심량⁽²⁾에 대한 편심량의 비로 정의하였으며 정리하면 다음과 같다.

$$a = \frac{ne}{d} \quad (1)$$

로브 반경 r 의 무차원 설계 변수를 로브 반경 비 β 라 하면, β 는 로브의 중심을 지나는 원의 원주 길이에 대한 로브의 지름들의 합으로 정의하였다. 따라서 로브 반경비 β 는 다음과 같이 정리된다.

$$\beta = \frac{rn}{\pi d} \quad (2)$$

2.2 특성 해석

2.2.1 접촉부의 모델링

로터가 회전함에 따라 압력이 작용하는 챔버가 결정되고 각각의 챔버를 형성하는 접촉점의 위치도 이동하게 된다. 따라서 압력에 의해 로터에 가해지는 힘의 크기와 방향은 공전각에 따라 반력이 발생하는 접촉점과 반력의 크기도 변하게 된다. 접촉부에 전달되는 힘을 계산하기 위하여 로터와 로브의 접촉을 헤르쯔(Hertz) 접촉 이론의 평행한 축을 가진 두 개의 실린더 접촉으로 모사하였으며, 이때 로터와 로브의 접촉을 스프링으로 모델링하였다. 접촉부를 모델링한 스프링은 압축될 경우에만 작용하고 인장될 경우 스프링은 작용하지 않게 된다. 평행한 축을 가진 두 개의 실린더에 반경 방향으로 하중이 가해질 때 접촉부의 변형에 의한 중심 사이의 거리 변화량은 다음과 같다.⁽⁸⁾

$$\delta = 2W \frac{(1-\nu^2)}{\pi E} \left\{ \ln\left(\frac{4r_1}{a}\right) + \ln\left(\frac{4r_2}{a}\right) - 1 \right\} \quad (3)$$

여기서 접촉부의 스프링 상수를 다음과 같이 정의하였다.

$$k = \frac{\partial W}{\partial \delta} \quad (4)$$

따라서 접촉부의 스프링 상수는 다음과 같다.

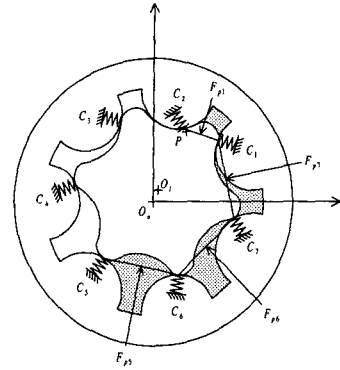


Fig. 3 Freebody diagram of Gerotor

$$k = \left[\frac{2(1-\nu^2)}{\pi E} \left\{ \ln\left(\frac{4r_1}{a}\right) + \ln\left(\frac{4r_2}{a}\right) - 2 \right\} \right]^{-1} \quad (5)$$

접촉부의 등가 곡률 반경, R 은 로브의 곡률반경이 r 로 일정하므로 접촉부에서 로터의 곡률 반경을 r_1 이라하면 다음과 같다.

$$\frac{1}{R} = \frac{1}{r_1} + \frac{1}{r} \quad (6)$$

여기서 로터의 곡률 반경, r_1 은 곡률 계산식⁷⁾을 이용하여 계산하였다.

$$r_1 = \frac{(x'^2 + y'^2)^{3/2}}{x'y'' - x''y'} \quad (7)$$

2.2.2 로터에 작용하는 힘과 토크

챔버에 작용하는 유체는 비압축성이며 운전 압력은 압력 손실이 없고 일정하다고 가정하면 두 접촉점으로 형성되는 챔버에 작용하는 운전압력에 의해 로터에 작용하는 힘은 두 접촉점 사이에 투영된 면적에 작용하는 압력에 의한 힘과 같다. 챔버를 형성하는 접촉점을 C_i, C_{i+1} 이라고 하면 유체 압력에 의해 로터에 작용하는 힘은 다음과 같다.

$$\vec{F}_{pi} = p t (\vec{k} \times \overrightarrow{C_{i+1}C_i}) \quad (8)$$

따라서 운전시 작동 유체의 압력에 의해 로터에 가해지는 힘은 다음과 같다.

$$\vec{F}_p = \sum_i \vec{F}_{pi} \quad (9)$$

피치점 P 가 회전하는 로터의 순간 중심이 되므로 유체 압력에 의한 토크는 다음과 같이 계산된다.

$$\vec{T}_i = \vec{PR}_i \times \vec{F}_{pi} \quad (10)$$

여기서 \vec{R}_i 는 압력에 의한 힘을 집중하중으로 보았을 때 작용점까지의 벡터이며 \vec{PR}_i 는 다음과 같이 계산된다.

$$\vec{PR}_i = \frac{1}{2}(\vec{PC}_{i+1} + \vec{PC}_i) \quad (11)$$

식 (11)을 식 (10)에 대입하여 정리하면 운전 압력에 의한 토크는 다음과 같다.

$$\vec{T}_i = \frac{1}{2} pt \{ |\vec{PC}_{i+1}|^2 - |\vec{PC}_i|^2 \} \quad (12)$$

따라서 유압 모터의 출력 토크는 다음과 같다.

$$T_{re} = \sum_i T_i \quad [\text{kgf} \cdot \text{mm}] \quad (13)$$

2.2.3 접촉응력

접촉점에서 전달되는 하중을 계산하기 위하여 로터에 가해지는 힘과 접촉점이 이루는 각에 대해 정의하면 Fig. 4에서 보는 바와 같이 유체의 압력에 의한 힘이 작용하는 각을 η , 접촉점 C_i 가 피치점을 원점으로 하고 스테이터에 고정된 좌표계의 X_0 축에 평행한 축과 이루는 각을 ξ_i , 힘의 작용 방향과 접촉점이 이루는 각을 ϕ_i 라 하면 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$\eta = \tan^{-1} \left(\frac{(\vec{F}_p)_j}{(\vec{F}_p)_i} \right)$$

$$\xi_i = \tan^{-1} \left(\frac{(\vec{PC}_i)_j}{(\vec{PC}_i)_i} \right) \quad (14)$$

$$\phi_i = \xi_i - \eta$$

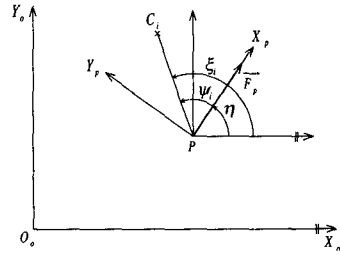


Fig. 4 Notation of angles

유체 압력에 의해 접촉부는 변형을 일으키게 되고 로터의 피치점은 이동하게 된다. 이때 $X_p - Y_p$ 좌표계에서 피치점의 X_p 축과 Y_p 축 방향으로의 변위를 각각 Δx 와 Δy 라고 하면 압력에 의해 로터에 가해지는 힘, \vec{F}_p 에 의한 스프링의 변형량 δ_i 는 다음과 같이 표현된다.

$$\delta_i = \Delta x \cdot \cos \phi_i + \Delta y \cdot \sin \phi_i \quad (15)$$

따라서 접촉점에서 작용하는 힘, F_{ci} 은 다음과 같이 계산된다.

$$F_{ci} = k_i \cdot \delta_i$$

$$F_{ci} = k_i \cdot (\Delta x \cdot \cos \phi_i + \Delta y \cdot \sin \phi_i) \quad (16)$$

압력에 의한 힘과 접촉부에 작용하는 힘은 다음과 같은 힘의 평형 방정식을 만족하여야 한다.

$$\sum_i \{ k_i (\Delta x \cdot \cos \phi_i + \Delta y \cdot \sin \phi_i) \cos \phi_i \} = |\vec{F}_p|$$

$$\sum_i \{ k_i (\Delta x \cdot \cos \phi_i + \Delta y \cdot \sin \phi_i) \sin \phi_i \} = 0 \quad (17)$$

식 (17)에서 Δx 와 Δy 를 계산하고 식 (16)에 대입하여 접촉부에서의 접촉 하중을 계산한다. 이때 초기의 스프링 상수는 압력에 의해 로터에 가해지는 힘을 고려하여 임의의 값을 선정하여 각각의 접촉부에서의 변위를 계산한다. 운전 압력에 의해 로터에 작용하는 힘으로 인해 인장이 발생하는 접촉부를 제거 하고, 접촉 하중에 의한 새로운 스프링 상수를 적용하여 접촉부의 변형량을 계산한다. 이와 같은 반복 과정을 통하여 스프링 상수를 결정한 후 압축이 발생한 접촉부에

Table 1 Design parameter of Gerotor hydraulic motor

number of lobe, n	7
lobe center radius, d	30 mm
thickness, t	1 mm
pressure, p	1 kgf/mm ²
elastic modulus, E	21000 kgf/mm ²
Poisson's ratio, ν	0.3

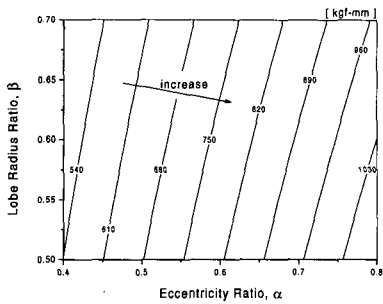


Fig. 5 Mean torque as a function of dimensionless design parameters

서의 접촉 하중을 계산한다. 접촉 하중에 의한 접촉 응력은 식 (18)의 헤르쯔 접촉응력 계산식⁽⁷⁾을 이용하여 계산하였다.

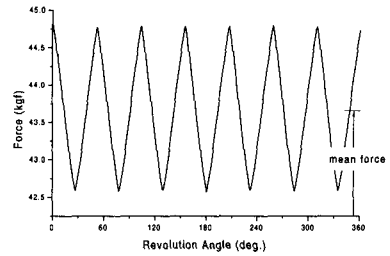
$$\sigma_H = \sqrt{\frac{1}{\pi} \cdot \frac{F_{ci}}{t} \cdot \frac{R_i}{E^*}} \quad (18)$$

3. 해석 결과

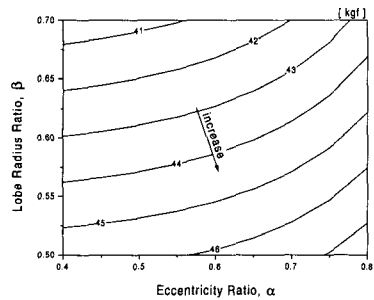
해석을 실시한 제로터 유압 모터의 제원은 Table 1과 같으며, 일반적으로 많이 사용되는 로브 개수 7개의 제로터에 대하여 운전 압력은 상용 운전 범위인 1kgf/mm²로 일정하게 하고 제로터의 두께는 해석의 편의상 단위두께로 하였다.

3.1 토크

Fig. 5에서 보는 바와 같이 편심비가 증가하면 토크는 증가하고 반경비가 증가하면 감소하는 경향을 보였으며 이것은 기존의 연구 결과⁽⁶⁾와 일치하는 것이다. 같은 크기의 토크를 나타내는 선의 기울기를 보면 편심비의 변화가 토크의 증가에 더 큰 영향을 미침을 알 수 있다.



(a)



(b)

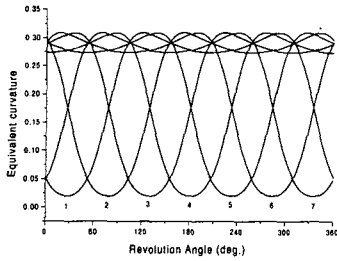
Fig. 6 Variation of force generated by operating pressure

3.2 내부로터에 가해지는 힘

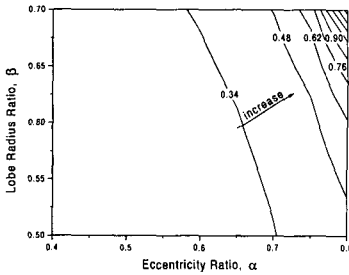
Fig. 6의 (a)는 유압 모터의 운전 압력에 의해 로터에 가해지는 힘을 공전각에 대해 나타낸 것이다. 작동유체의 압력에 의해 로터에 가해지는 힘은 감소와 증가를 반복하며 360/n의 주기를 가짐을 알 수 있다. 이러한 경향은 편심비와 로브 반경비의 변화에 관계없이 관찰되었다. Fig. 6의 (b)에서 보는 바와 같이 로터에 작용하는 힘의 평균값은 편심비가 증가하면 증가하고 로브 반경비가 증가하면 감소하는 경향을 보였다.

3.3 등가 곡률

Fig. 7의 (a)는 로터가 공전할 때 각각의 로브와 접촉하는 로터의 접촉부에서의 등가 곡률의 변화를 공전각에 대하여 나타낸 그림이다. 로터의 이뿌리원 부분에서 로브와 접촉할 때 스테이터의 로브는 로터에 내접하게 되며 등가 곡률이 0에 가까워진다. 그러나 로터의 이끝단 모서리 부분이 로브와 접촉할 때 로터의 곡률이 최대가



(a) $\alpha=0.6, \beta=0.6$



(b)

Fig. 7 Variation of equivalent curvature

되어 접촉부의 등가 곡률 반경이 최소가 되며 접촉응력이 급격히 증가할 것으로 예상된다.

Fig. 7의 (b)는 편심비 α 와 로브 반경비 β 의 변화에 따른 접촉부의 등가 곡률의 최대값의 변화를 나타낸 것으로 편심비와 로브 반경비가 증가하면 최대 등가 곡률은 급격히 증가함을 알 수 있다. 따라서 편심비와 반경비가 증가하면 로터의 이 모서리 부분의 곡률 변화가 심해지고 이곳에서 접촉응력이 증가할 것으로 생각된다.

3.4 접촉응력

Fig. 8과 Fig. 9는 로터의 공전각에 따른 접촉부에서의 접촉 하중과 접촉 응력을 나타낸 그림으로 공전각에 따라 세 개 또는 네 개의 접촉부에서 동시에 접촉 응력이 발생함을 알 수 있다. 또한 작동 유체에 의해 내부로터에 가해지는 힘의 방향에 존재하는 접촉부에서 접촉 하중이 증가하며 특히 로터의 이 모서리 부분이 접촉하는 경우, 즉 등가곡률이 증가하는 부분에서 접촉응력이 증가함을 알 수 있다. 로터가 회전하면서 발생하는 접촉하중과 접촉응력이 불연속적인 구간이 존재하는데 이것은 고압의 작동 유체가 작용하는 챔버가 바뀌면서 내부로터에 가해지는 힘의

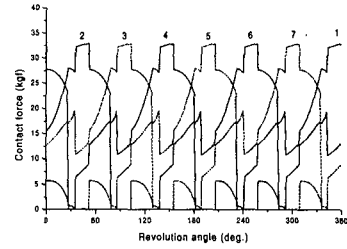


Fig. 8 Contact force as a function of revolution angle ($\alpha=0.6, \beta=0.6$)

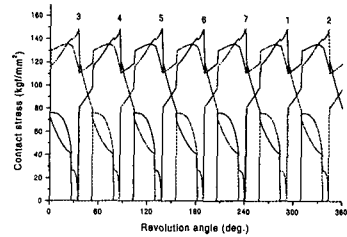


Fig. 9 Contact stress as a function of revolution angle ($\alpha=0.6, \beta=0.6$)

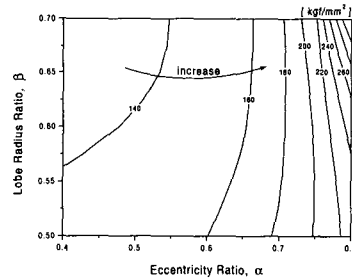
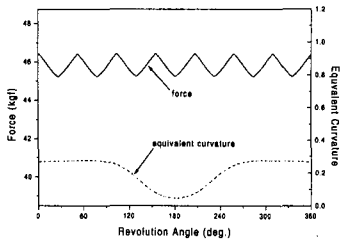
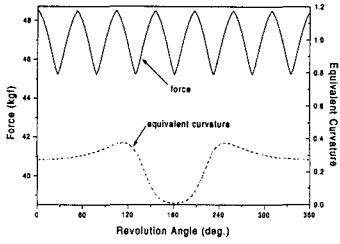


Fig. 10 Maximum contact stress as a function of dimensionless design parameter

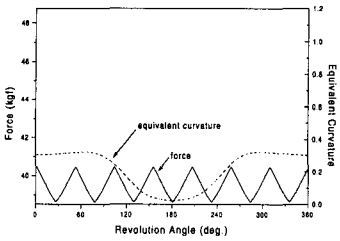
크기와 방향이 불연속적으로 변하기 때문에 발생한다. 접촉부에서 발생하는 최대 접촉 응력은 Fig. 10에서 보는 바와 같이 편심비가 작은 경우에는 로브 반경비가 커지면 최대 접촉 응력이 감소하는 경향을 보였으나 편심비가 큰 경우에는 로브 반경비가 커지면 최대 접촉 응력이 증가하는 경향을 보였다. 일반적으로 치차에 사용되는 칩탄 경화강의 경우 허용 면압 강도가 약 175kgf/mm^2 ⁽⁹⁾이므로 설계가능한 편심비와 로브 반경비는 제한 된다. 최대 접촉응력의 변화를 해석하기 위하여 편심비와 로브 반경비의 변화에 따른 로터에 가해지는 힘, 접촉부의 등가곡률, 접



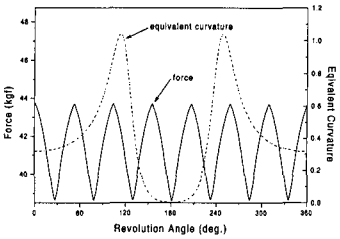
(a) $\alpha = 0.5, \beta = 0.5$



(b) $\alpha = 0.75, \beta = 0.5$



(c) $\alpha = 0.5, \beta = 0.75$

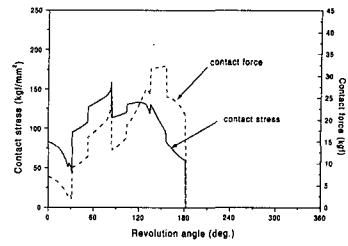


(d) $\alpha = 0.75, \beta = 0.75$

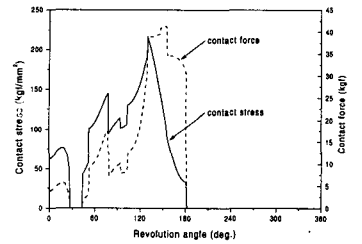
Fig. 11 Force and equivalent curvature as a function of revolution angle

축하중과 접촉응력의 변화를 관찰하였다.

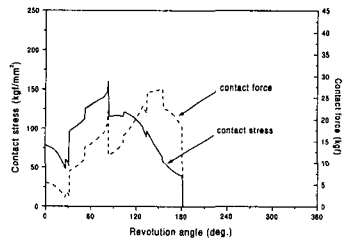
Fig. 11은 공전각에 대하여 로터에 가해지는 힘과 네 번째 접촉점의 등가곡률의 변화를 나타낸 것이며 Fig. 12는 접촉하중과 접촉응력의 변화를



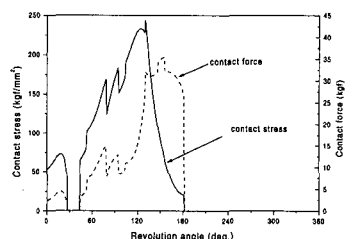
(a) $\alpha = 0.5, \beta = 0.5$



(b) $\alpha = 0.75, \beta = 0.5$



(c) $\alpha = 0.5, \beta = 0.75$



(d) $\alpha = 0.75, \beta = 0.75$

Fig. 12 Contact force and contact stress as a function of revolution angle

나타낸 그림이다. 최대 접촉응력에 대한 편심비 α 의 영향을 살펴보기 위하여 Fig. 11과 Fig. 12의 (a)와 (b) 그리고 (c)와 (d)를 살펴보면 로브 반경비가 일정할 경우에는 편심비가 증가하면 로터에

작용하는 힘의 평균값과 등가곡률이 모두 증가하였으며 접촉하중과 접촉응력이 증가하였다. 그림에서 보는 바와 같이 로브 반경비 β 가 0.75일 경우, 편심비 α 가 커지면 등가곡률의 최대 값의 증가량이 로브 반경비 β 가 0.5일 경우보다 커지며 따라서 최대 접촉응력도 급격히 증가함을 알 수 있다. Fig.11의 (a)와 (c) 그리고 (b)와 (d)에서 편심비 α 가 일정할 경우에는 로브 반경비 β 가 증가하면 운전 압력에 의해 로터에 작용하는 힘의 크기는 감소하고 등가곡률의 최대 값은 증가하는 경향을 보였다. 그러나 로터에 가해지는 힘의 감소량은 거의 일정하였으나 등가곡률의 최대값은 편심비 α 가 0.75인 경우 급격히 증가하였다. Fig. 12의 (a)와 (c)에서 보는 바와 같이 편심비 α 가 0.5일 경우 접촉하중과 접촉응력은 모두 약간 감소하였으나 (b)와 (d)에서 편심비 α 가 0.75일 경우 접촉하중은 감소하고 접촉응력은 증가하였다. 따라서 편심비 α 가 작을 경우 로브 반경비 β 가 증가하면 접촉부의 등가곡률은 약간 증가하나 로터에 가해지는 하중이 감소하여 접촉응력이 감소하는 경향을 보였으며, 편심비 α 가 큰 경우에는 로브 반경비 β 가 증가하면 로터에 가해지는 하중이 감소하나 등가곡률의 최대값이 급격히 증가하며 이에 따라 접촉하중의 최대값은 감소하나 최대 접촉응력은 증가함을 알 수 있다.

4. 결론

유압 모터에 사용되는 제로터는 고압에서 운전되며 스테이터의 모든 로브와 로터는 항상 접촉하기 때문에 접촉부의 마멸이 예상되며 마멸은 성능저하 및 조기 파손의 원인이 된다. 본 연구에서는 로터와 로브의 접촉부를 등가 곡률을 고려한 스프링으로 모사하여 접촉응력을 결정하는 계산 과정을 제시하였으며, 이 방법을 이용하여 무차원 설계변수인 편심비 α 와 로브 반경비 β 의 변화에 따른 접촉 응력의 변화를 관찰하였다.

유압 모터에 사용되는 로브 개수 7개의 에피트로코이드 제로터에 대하여 무차원 설계변수의 변화에 따른 출력토크의 변화와 접촉 응력의 변화를 관찰하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 로브 반경비 β 가 작을 경우에는 편심비 α 가 증가하면 운전 압력에 의해 로터에 작용하는 힘의 평균값이 감소하나 접촉부의 등가 곡률이 증

가한다. 그러나 등가곡률의 변화보다는 로터에 작용하는 힘의 감소로 인하여 접촉부에서 발생하는 최대 접촉응력은 감소한다.

(2) 편심비 α 가 일정할 때 로브 반경비 β 가 증가하면 운전 압력에 의해 로터에 작용하는 힘과 등가 곡률이 증가하여 최대 접촉응력이 증가하였으며, 편심비 α 가 증가함에 따라 로터에 작용하는 힘과 등가곡률의 증가량은 커졌으며, 최대 접촉응력도 급격히 증가하였다.

(3) 따라서 최대 출력 토크를 증가시키기 위해 편심비와 로브 반경비를 증가시키면 로터에 가해지는 힘과 접촉부의 등가곡률의 최대값이 증가하여 최대 접촉응력은 증가하게 되므로 허용 면압 강도를 고려하여 편심비 α 와 로브 반경비 β 를 결정해야 한다.

참고문헌

- (1) 김대은, 김영진, 1997, "구름계의 구름저항 및 표면파손현상의 실험적 고찰," 대한기계학회 논문집, pp. 2019~2028.
- (2) Colbourne, J. R., 1974, "The Geometry of Trochoid Envelope and Their Application in Rotary Pumps," *Mechanisms and Machine Theory*, Vol. 9, pp. 421~435.
- (3) Saegusa, Y., Urashima, K., Sugimoto, M., Onoda, M. and Koiso, T., "Development of Oil Pump Rotors with a Trochoidal Tooth Shape," SAE paper No.8404542.
- (4) Tsay, C. B., Yu, C. Y., 1989, "Mathematical Model for the Profile of Gerotor Pumps," *J. of CSME*, Vol. 10, No. 1, pp. 41~47.
- (5) Beard, J. E., 1992, "The Effects of The Generating Pin Size and Placement on the Curvature and Displacement of epitrochoidal Gerotors," *Mech. Mach. Theory*, Vol. 27, No. 4, pp. 373~389.
- (6) 이성철, 이성남, 1995, "유압 모터에 사용되는 제로터의 설계 및 해석," 한국윤활학회지, 제11권, 제2호, pp. 63~70.
- (7) Mimmi, G. C., Pennacchi, P. E., 1997, "Involute Gear Pumps Versus Lobe Pumps: A Comparison," *ASME J. of Mechanical Design*, Vol. 119, pp. 458~465.

(8) Johnson, K. L., 1985, *Contact mechanics*,
Cambridge University Press.

(9) Dudley, D. W., 1984, *Handbook of Practical
Gear Design*, p. 2.19, McGraw-Hill.