

<학술논문>

DOI:10.3795/KSME-A.2009.33.12.1383

하이포 트로코이드 기어 펌프의 건식 마멸 최적설계

권순만* · 심무용* · 남형철** · 신중호***

(2009년 5월 26일 접수, 2009년 10월 13일 수정, 2009년 10월 13일 심사완료)

Optimal Wear Design for a Hypotrochoidal Gear Pump without Hydrodynamic Effect

Soon-Man Kwon, Muyong Sim, Hyoungchul Nam and Joong-Ho Shin

Key Words: Gerotor(제로터), Hypotrochoidal Gear Pump(하이포 트로코이드 기어 펌프), Hertzian Contact Stress(Hertz 접촉응력), Wear Rate Proportional Factor(마멸률 비례계수), Genetic Algorithm(유전 알고리즘)

Abstract

A disadvantage in the design of a hypotrochoidal gear pump as in a gerotor pump is a lack of parts that can be adjusted to compensate for wear in the rotor set, and as a consequence, it causes a sharp reduction of volumetric efficiency. In this paper, an attempt has been made to reduce the wear rate between the rotors of a hypotrochoidal gear pump. Using the knowledge of shape design on the rotors, the contact stresses without hydrodynamic effect between the rotors' teeth are evaluated through the calculation of the Hertzian contact stress. Based on the above result and the sliding velocity between the rotors, a genetic algorithm (GA) is used as an optimization technique for minimizing the wear rate proportional factor (WRPF). The result shows that the wear rate or the WRPF can be reduced considerably, e.g. approximately 12.8% in this paper, throughout the optimization using GA.

1. 서 론

자동차의 윤활 공급장치인 오일 펌프(oil pump)는 자동차의 엔진에 장착되어 엔진의 성능을 유지하고 수명을 연장하기 위한 엔진의 필수 기능 부품이다. 현재 자동차 산업에서 가장 널리 사용되고 있는 윤활 펌프로는 용적형 펌프의 일종인 제로터 펌프(gerotor pump)가 있다.

본 논문에서는 에피 트로코이드(epitrochoid) 곡선을 이용한 기존 제로터 펌프에 대비하여

“carryover” 현상을 개선할 수 있고, 더블 사이클로이드 치형을 채택한 가장 최신 기술의 펌프인 Duocentric®-IC 제품(Fig. 1 참조)과 외양은 매우 유사하나, 그 구현원리가 차별성을 가지고 있는 하이포 트로코이드(hypotrochoid) 펌프에 대하여 고찰한다. 기본적으로 펌프의 내구성은 내부로터(inner-rotor)와 외부로터(outer-rotor) 사이의 상대적으로 낮은 미끄럼 속도(sliding velocity)에 기초를 둔다. 하지만 일단 내부로터와 외부로터 사이의 접촉에 의한 마멸이 발생하여 로터간의 틈새가 증대되게 되면 펌프의 용적 효율이 급격히 떨어진다. 이에 로터가 어느 일정 이상 마멸될 때, 단순히 교체만이 유일한 해결책인 실정이다.

이에 본 논문에서는 기존 에피 트로코이드 기반 제로터 펌프를 대상으로 고찰한 권순만 등⁽¹⁾

† 책임저자, 회원, 창원대학교 기계설계공학과
E-mail : smkwon@changwon.ac.kr
TEL : (055)213-3629 FAX : (055)263-5221

* STX엔진(주)

** 창원대학교 대학원 기계설계공학과

*** 회원, 창원대학교 기계설계공학과



Fig. 1 Real product of Duocentric[®]-IC (TPV, Germany)

의 연구결과와 같은 맥락에서 로터만의 특성을 고찰하기 위해 펌프 내 작동 유체의 종류 및 여타의 영향을 배제한 건식 접촉(dry contact) 상황을 고려하여 하이포 트로코이드 펌프 로터간의 접촉응력 및 마멸특성에 대해 고찰하고자 한다.

접촉응력 해석에서의 핵심 포인트는 접촉력의 여하한 결정이다. 하지만 이의 결정은 부정정 문제이므로 접촉점에서의 치형의 변형을 고려하여 결정하여야 한다. 이를 위해 먼저 속도의 순간중심을 이용한 기구학적 해석에 의한 하이포 트로코이드 펌프의 로터 형상설계 방법⁽²⁾을 제시한다. 이후 non-conforming 건식 접촉을 하는 로터사이의 접촉력 및 접촉응력을 결정하고 마멸률 비례계수(wear rate proportional factor, WRPF)를 정의한 후, 유전 알고리즘(genetic algorithm, GA)을 이용하여 WRPF를 최소화하는 최적설계 수행을 통하여 마멸특성이 개선된 로터 설계제원을 탐색하고자 한다.

2. 로터 형상 설계

2.1 형상 설계

기존 에피 트로코이드 기반 제로터 펌프와 달리 하이포 트로코이드 제로터 펌프의 경우, 로터 형상 설계 시 먼저 내부로터 치형의 설계제원이 정해지면 이에 따라 외부로터 치형의 형상이 정의될 수 있다. 하이포 트로코이드 펌프의 내부로터는 N 개의 원호 치형을 가지며 외부로터는 이보다 하나가 많은 $N+1$ 개의 치형으로 이루어진다. 내부로터는 O_3 , 외부로터는 O_2 를 중심으로 각각 ω_3 , ω_2 의 각속도로 동일방향 회전을 하며 $\omega_2/\omega_3 = N/(N+1)$ 의 각속도비 관계를 가진다.

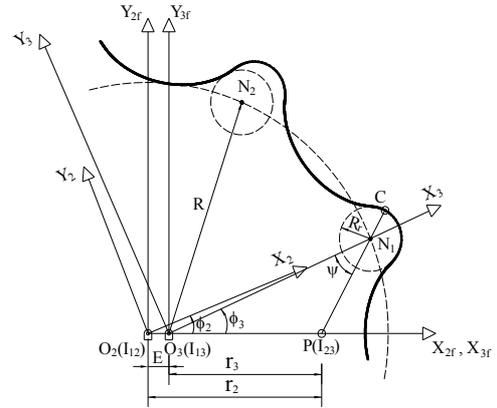


Fig. 2 Four reference systems for the profile derivation of an outer-rotor

Fig. 2는 외부로터 형상을 결정하기 위한 내부로터의 설계제원 및 2개의 고정좌표계 $[S_{2f}, S_{3f}]$ 와 2개의 회전좌표계 $[S_2, S_3]$ 를 정의한 그림이다.

그림에서 $R = \overline{O_3N_i}$ ($i=1,2,3,\dots,N$), $E = \overline{O_2O_3}$, R_r 은 내부로터 치형의 반지름을 나타낸다. 또, 각속도비와 $r_2 - r_3 = E$ 의 관계로부터 각 로터의 회전 중심에서 피치점(pitch point) I_{23} 까지의 거리 $r_2 = E(N+1)$, $r_3 = EN$ 의 관계를 얻을 수 있다.

외부로터가 임의의 순간에 회전각 θ_2 만큼 회전했을 때, S_{2f} -고정좌표계에서의 접촉점 2C 의 좌표는 Fig. 2의 S_3 -좌표계에서의 접촉점 3C 좌표를 이용하여 다음과 같이 결정할 수 있다.

$${}^2C = M_{2f,2}(\theta_2)M_{2,2f}(\phi_2)M_{2f,3}(\phi_3) {}^3C \quad (1)$$

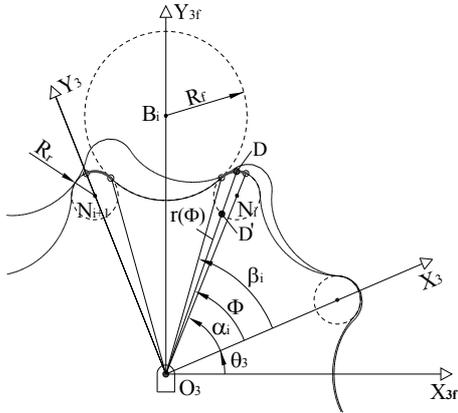
여기서 ${}^3C = [R + R_r \cos \psi \quad R_r \sin \psi \quad 0 \quad 1]^T$ 이며, $M_{i,j}$ 는 j -좌표계에서 i -좌표계로의 동차 좌표변환 행렬을 나타낸다.

또 내부로터의 형상은 Fig. 3과 같이 구간에 따른 두 원호의 조합⁽³⁾에 의해 구현하였다.

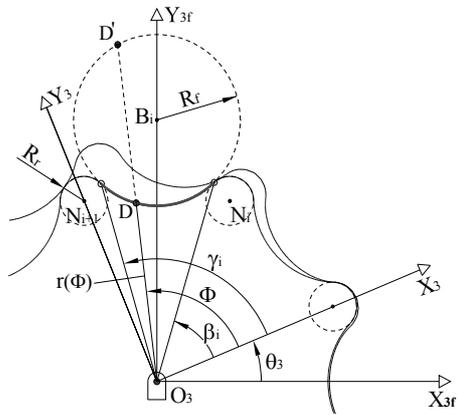
2.2 외부로터의 언더컷 방지 조건

확장(extended) 하이포 트로코이드 곡선인 외부로터 형상의 곡률반경은 식 (1)을 하이포 트로코이드 곡선으로 변형한 후의 형상좌표 (x, y) 를 이용하여 다음과 같이 구할 수 있다.

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



(a) Zone I ($\alpha_i \leq \Phi \leq \beta_i$)



(b) Zone II ($\beta_i \leq \Phi \leq \gamma_i$)

Fig. 3 A schematic for determination of inner-rotor lobe profile

즉 외부로터 로브(lobe)의 곡률반경 결정 식은 다음과 같다.

$$\frac{\rho}{R} = \frac{(\mu^2 + 1 - 2\mu \cos \phi_3)^{3/2}}{\mu [N - \mu^2 - \mu(N-1) \cos \phi_3]} - \lambda \quad (3)$$

여기서 $\mu = R/r_3$, $\lambda = R_r/R$ 이다.

치 꼬임으로 인한 언더컷(undercut) 현상을 확인하기 위해 Table 1의 내부로터 설계 제원을 바탕으로 창성된 외부로터 형상을 고려한다. Fig. 4에서 볼 수 있듯이 내부로터 치반경 $R_r=4$ 일 때는 치 꼬임이 발생되지 않았음을 확인할 수 있고, 동일 제원에서 치 반경 $R_r=20$ 일 때는 치 꼬임이 발생되었음을 확인할 수 있다. 즉 어느 일정 치 반경 이상의 값을 넘을 경우 창성된 외부로터 치형의 꼬임으로 인한 언더컷이 발생할 수 있다.

Table 1 Inner-rotor geometric and input parameters

Main design parameters	Number of teeth (N)	8
	Distance to teeth center (R)	32 mm
	Eccentricity (E)	3.5 mm
	Radius of tooth (R_r)	4 mm
Fillet radius (R_f)		14 mm
Rotor thickness (H)		9.25 mm
Input torque (T_{in})		5 N·m

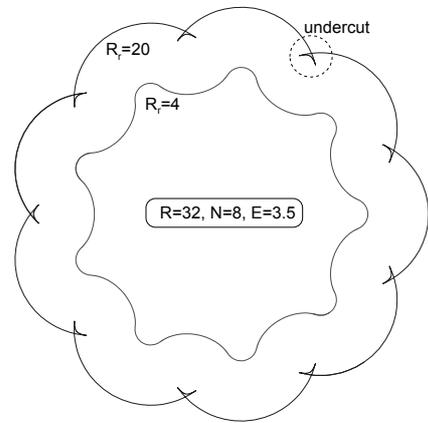


Fig. 4 A design example for showing self-intersection

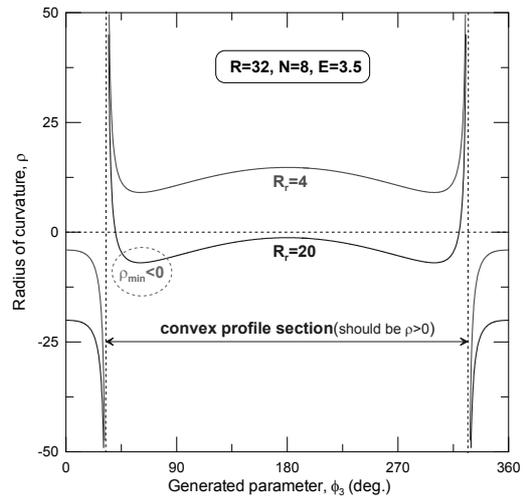


Fig. 5 Radius of curvature

이는 Fig. 5의 곡률 반경 그래프에서 볼 수 있듯이 양의 곡률로 정의한 볼록한 곡률 형상 부위의 최소 곡률반경 ρ_{min} 이 0보다 작아지면 치형의 꼬임이 발생되었음을 확인할 수 있다. 즉 치 꼬임이 발생되지 않도록 하기 위해서는 볼록한 접촉

형상 구간에서 $\rho_{\min} > 0$ 인 조건을 만족해야 한다. 따라서 $d\rho/d\phi_3 = 0$ 인 조건하에 R_r 에 대해 정리하면 $(R_r)_{\max}$ 를 다음과 같이 구할 수 있다.

$$(R_r)_{\max} = r_3 \left(\frac{3}{N-1} \right)^{3/2} \sqrt{(\mu^2 - 1)(N+1)} \quad (4)$$

본 예와 같이, 설계 변수가 각각 $R=32$, $N=8$, $E=3.5$ 로 주어진다면 $(R_r)_{\max}=13.04$ 가 되고, 이 값 미만으로 치반경 값을 설정하여야 치 꼬임으로 인한 언더컷 현상을 피할 수 있다.

3. Hertz 접촉응력

3.1 로터 접촉력^(4,4)

Fig. 6은 Table 1의 설계 제원을 갖는 내부로터와 외부로터가 결합(내부로터가 초기위치로부터 $\theta_3=22.5^\circ$ 만큼 회전하였을 때)된 전체 형상에서 작동 유체의 영향을 배제한 상황 하에서의 내부로터에 작용하는 힘의 분포를 나타낸 것이다. 그림에서 내부로터 치형의 개수는 8개이며, 내부로터 치형의 개수만큼의 접촉점을 보여주고 있다. 그리고 각각의 접촉점에서 내부로터에 발생하는 반력이 피치점을 향함을 알 수 있다. 이는 Kennedy 정리⁽⁶⁾에 의한 것으로써, 모든 접촉점에서의 힘은 작용선(line of action)을 따라 피치점 L_{23} 으로 모인다. 이때 Fig. 6의 각 접촉점 중 제 1 사분면과 2 사분면에 위치한 작용력(검은색 화살표)만이 실질적인 접촉력이며, 제 3 사분면 및 4 사분면에 위치한 작용력은 force free 상태이다.

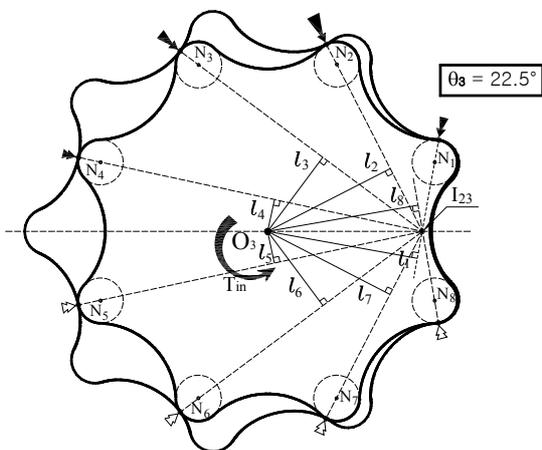


Fig. 6 Distribution of contact forces

내부로터 중심 O_3 에 입력 토크 T_{in} 이 주어질 경우 내부로터에 작용하는 접촉력 F_i (Fig. 7)를 고려한 모멘트 평형 관계식은 다음과 같다.

$$\sum_{i=1}^N F_i L_i = T_{in} \quad (i=1,2,3,\dots,N) \quad (5)$$

여기서

$$L_i = \eta_i l_i = \eta_i \left(\frac{r_3 R}{m_i} \sin \alpha_i^* \right) \quad (6)$$

위 식의 η_i 는 접촉력 작용 판별 계수로서 i -번째 내부로터 치형(N_i)의 회전각 $\alpha_i^* (=2\pi(i-1)/N+\theta_3)$ 가 $(0, \pi)$ 의 범위에서는 1, $[\pi, 2\pi]$ 의 범위에서는 0의 값을 가진다.

이때 입력 토크 T_{in} 에 의해 내부로터가 미소각 $\Delta\theta$ 만큼의 회전이 일어난다고 가정할 때, 기하학적 적합조건에 의해 접촉점에서의 미소변형 δ_i 는 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\delta_i = L_i \Delta\theta \quad (7)$$

또한 접촉력 F_i 는 Palmgren 관계식⁽⁶⁾에 의해 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$F_i = k_e \delta_i^n \quad (8)$$

k_e 는 비틀림 강성으로 본 논문에서는 모든 접촉점에서 일정하다고 가정하였고, $n = 10/9$ 이다.

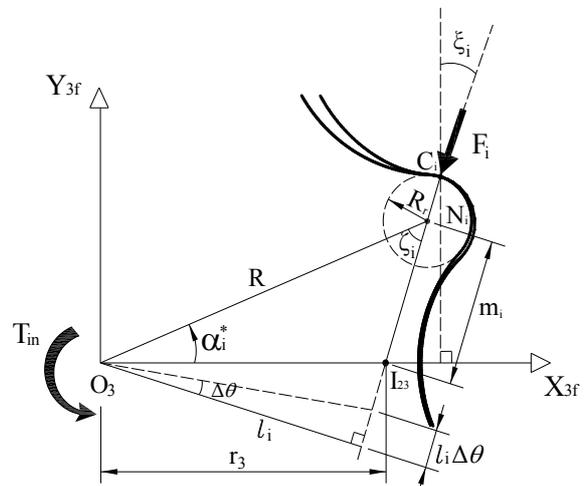


Fig. 7 Derivation of contact forces

위 식 (5)-(8)을 정리하면 다음과 같이 i -번째 내부로터 치형과 외부로터와의 접촉력을 얻을 수 있다.

$$F_i = \frac{T_{in} L_i^n}{\sum_{j=1}^N L_j^{n+1}} \quad (9)$$

접촉점에서의 접촉력을 식 (9)를 통하여 구할 수 있으므로, 원통 접촉을 하는 i -번째 내부로터에서의 Hertz 접촉응력(Hertzian contact stress) p_H 는 다음 식에 의해 구할 수 있다.

$$p_H = \sqrt{\frac{F_i E^*}{2\pi R_i^* H}} \quad (10)$$

여기서 $R_i^* = (1/\rho_i + 1/R_r)^{-1}$ 는 등가 곡률반경, $E^*/2$ 는 상당 탄성계수, H 는 로터의 두께를 의미한다. 이때 i -번째 내부로터와 접촉하는 접촉점에서의 외부로터의 곡률반경 ρ_i 는 Euler-Savary 방정식⁽⁶⁾으로부터 다음과 같이 구할 수 있다.

$$\rho_i = (\overline{I_{23} N_i'} - m_i) - R_r \quad (11)$$

여기서

$$\frac{1}{r_3} - \frac{1}{r_2} = \left(\frac{1}{\overline{I_{23} N_i'}} - \frac{1}{m_i} \right) \sin \xi_i \quad (12)$$

Table 1에 제시된 설계제원에 입력 토크 $T_{in} = 5N \cdot m$ 이 부과되었을 때 발생하는 Hertz 접촉응력 값들을 내부로터의 회전에 따라 Fig. 8에 도시하였다. 고려된 로터의 재질은 일반 강재이다.

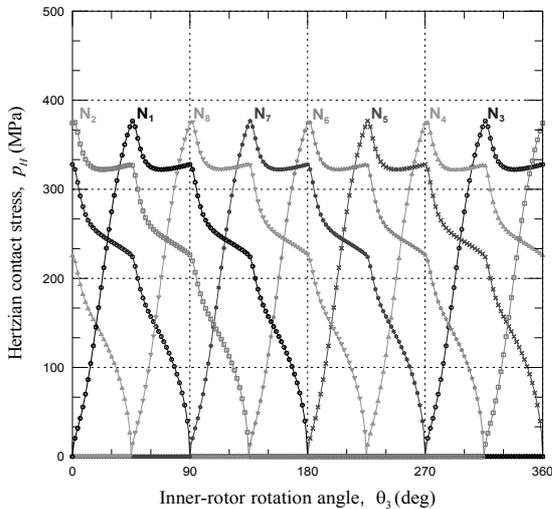


Fig. 8 Hertzian contact stress at contact points

3.2 FE 해석

이론적으로 구한 접촉응력을 검증하기 위해 상용 유한요소 프로그램인 ANSYS를 사용하여 FE 해석을 수행하였다. 이를 위해 자체 개발한 "HypoGerotor V2.2" 프로그램을 통해 출력된 형상 데이터들을 ANSYS에 입력하여 모델링한 후 Plane42와 MPC184 요소를 적용하여 요소망을 생성하였다. 이때 Table 1과 같은 설계 및 입력 변수를 고려하였고, 내부로터와 외부로터는 탄성계수 210 GPa, 푸아송 비 0.29의 동일 재료 물성치를 가지는 강재를 적용하였다.

Fig. 9는 해석 수행을 위한 요소망을 나타내고 있고, Fig. 10은 내부로터 회전각이 $\theta_3 = 22.5^\circ$ (외부로터는 $\theta_2 = 20^\circ$)일 때 해석된 von-Mises 응력 결과 값들을 보여주고 있다.

Table 2 Comparison between analytical result and FE result (MPa)

	Analytical result	FE result	Deviation(%)
von-Mises stress	135.33	131.426	2.88

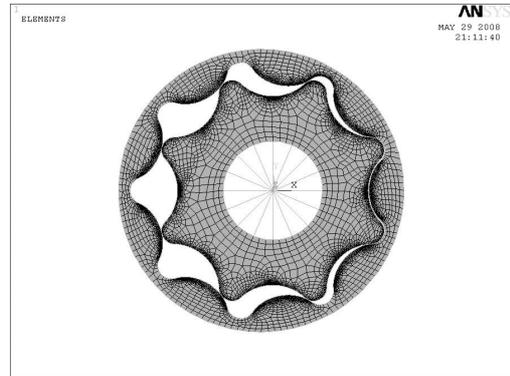


Fig. 9 FE mesh result

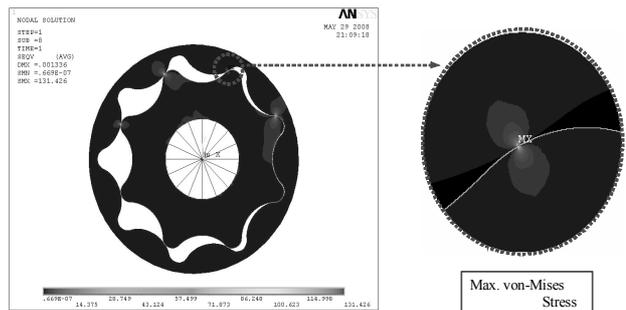


Fig. 10 Post-processing result (von-Mises stress)

FE 해석 결과 내부로터의 두 번째 치형(N_2)에서 최대 접촉응력이 발생하였고, 이론적 접촉력 해석에서 예상되었듯이 제 1, 2 사분면에서는 모두 접촉력이 발생되어 접촉응력이 나타남을 확인할 수 있었으며, 제 3, 4 사분면에서는 아무런 변화가 없음을 확인할 수 있었다. 또한 Table 2와 같이 이론 결과 값과 FE 해석 결과 값이 유사함을 확인할 수 있으므로 인해 본 이론의 결과가 타당함을 확인할 수 있었다.

4. 마멸률 비례계수

마멸은 두 물체가 상대운동을 할 때 접촉면에서 미세한 입자들이 이탈되는 현상으로 정의하며, 일반적으로 건식 접촉시의 마멸률은 접촉응력 p_H 와 미끄럼 속도 V_s 와의 곱에 직접적으로 비례한다. 본 논문에서는 내부로터의 회전에 따른 $p_H V_s / \omega_3$ 를 마멸률 비례계수(WRPF)로 정의한다. 앞 절에서 Hertz 접촉응력 p_H 에 관해서 고려가 되었고, 본 절에서는 하이포 트로코이드 펌프 로터들 사이의 미끄럼 속도를 정의할 필요가 있다. 접촉하며 운동하는 두 로터는 일정한 속도비를 가지고 운동하기 때문에 접촉점에서 상대속도가 발생하고, 이때 공통 접선 방향 상대속도를 미끄럼 속도라 한다. 본 논문의 경우 미끄럼 속도는 다음과 같이 결정할 수 있다.

$$V_s = \overline{I_{23} C_i} (\omega_3 - \omega_2) = \left(\frac{m_i + R_r}{N+1} \right) \omega_3 \quad (13)$$

위 식에서 C_i 는 i -번째 내부로터와 외부로터의 접촉점이다.

Fig. 11은 Table 1의 설계제원을 가지는 형상에 대해서 그 중 5개 내부로터 치형에 대해 내부로터 회전에 따른 미끄럼 속도를 도시한 것이다. Fig. 12에서는 WRPF를 도시하였는데, 내부로터의 첫 번째 치형은 회전각 $\theta_3=90^\circ$ ($\theta_2=80^\circ$) 일 때에 가장 큰 값을 가진다는 것을 알 수 있었고, 이 위치에서 마멸률이 클 것으로 예상할 수 있다. 따라서 WRPF를 구하게 되면 마멸이 크게 영향을 받는 위치와 그 정도를 알아낼 수 있다. 즉 로터의 재료와 형상 설계 변수들을 최적화시켜 마멸을 최대한 줄일 수 있는 상대적 비교 지표로 WRPF를 사용할 수 있다.

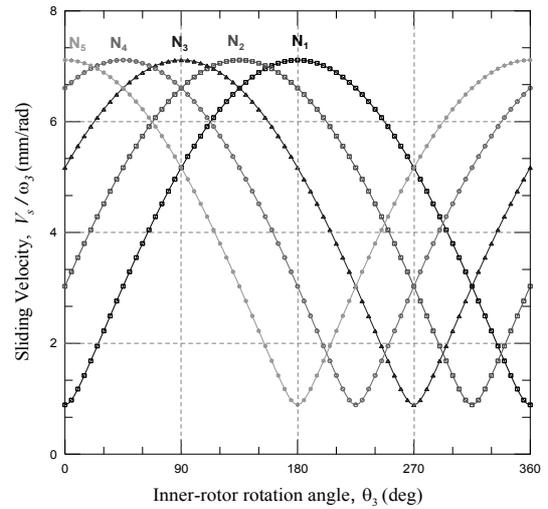


Fig. 11 Sliding velocity with the rotation of the inner-rotor

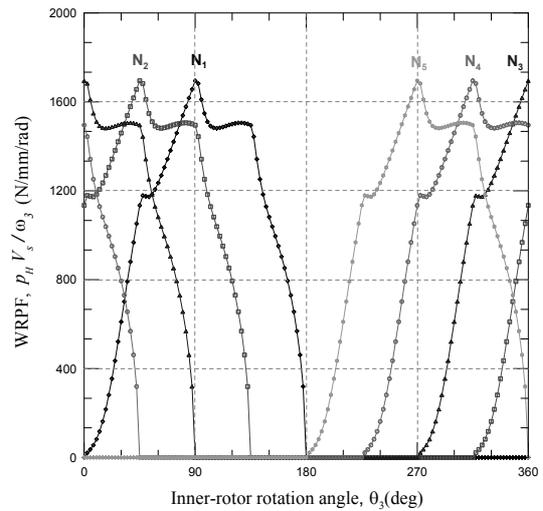


Fig. 12 WRPF with the rotation of the inner-rotor

5. 마멸률 비례계수의 최적화

본 연구에서는 토출량은 수요자의 요구에 부합하면서 내마멸 특성을 갖는 하이포 트로코이드 펌프의 주요 설계 제원을 탐색하고자 한다. 이를 위해 내부로터 치형의 개수(N)를 고정된 상태에서 적절한 범위가 부여된 R , R_r , E , H 의 설계변수를 찾는 마멸률 최적화를 수행한다.

본 논문에서는 최적화 기법중 하나인 유전 알고리즘(GA) 기법을 도입하여 최적설계를 수행하였다.

Table 3 Analysis results of Table 1

Analysis parameters	Results
Theoretical displacement, V_{th}	12.62 (cc/rev)
Max. contact force, F_{max}	105.52 (N)
Max. Hertzian stress, $(p_H)_{max}$	376.73 (MPa)
Max. sliding velocity, $(V_s)_{max}$	7.11 (mm/rad)
$(WRPF)_{max}$	1709.11 (N/mm/rad)

Table 4 GA options

Options	Setting values
Population size	500
Maximum generation	500
Crossover probability	0.80
Mutation probability	0.02

이를 위해 Table 1에서 제시한 기존 설계 제원을 고려하여 해석한 결과를 Table 3에 정리하였으며, 이를 최적화 결과와 비교 검토하였다.

5.1 최적설계의 문제 정의

요구 유량을 토출할 수 있고 내마멸 특성을 갖는 펌프를 설계하기 위해, 내부로터의 치수 N 을 고정한 상태에서 R , R_r , E , H 의 설계 변수를 탐색하여 목적함수인 WRPF를 최소화하는 최적화 문제를 다음과 같이 정의하였다. 즉

Problem Statement

Find $\mathbf{X} = \{R, R_r, E, H, N = 8\}$

Minimize $f(\mathbf{X}) = WRPF = p_H V_s / \omega_3$

Subject to $\mu > 1$

$R_r < (R_r)_{max}$

$V_{th} = 12.62$ (cc/rev)

먼저 Table 4와 같이 개체군의 크기는 500, 세대수의 크기 500, 교차확률 80%, 돌연변이 적용확률을 2%로 설정하여 최적화를 수행하였고, 찾고자 하는 주요 설계 변수들에 대해 Table 5와 같은 범위들을 적용하여 최적화를 수행하였다.

Table 5 Parameter searching ranges for GA

Parameters	Searching ranges
R	29 ~ 46
R_r	1 ~ 10
E	3 ~ 4
H	9 ~ 10
N	8 (fixed)

설계 변수에 대한 이러한 탐색범위의 산정은 외부로터의 기하학적 특징과 트로코이드 비(μ)에 대해 고려하여 R 의 범위를 결정하게 되었고, 기존 설계 제원(Table 1)과 비교하여 R_r 의 한계 값을 결정하여 R_r 의 범위를 결정하였다. 또한 E 와 H 는 Table 1의 제원을 크게 벗어나지 않는 범위 내에서 산정하였다.

5.2 적합도 평가

본 논문에서는 치형 꼬임(self-intersection)과 관련 있는 트로코이드 비(μ)와 $(R_r)_{max}$, 그리고 펌프 설계 시 주요 고려사항인 이론 토출량(V_{th})을 고려하여 다음과 같은 벌칙함수를 구성하였다.

$$P = \sum_{i=1} B_i g_i = g_1 + g_2 + g_3 \tag{14}$$

여기서 구속조건(g_i)의 가중치 B_i 는 모두 1로 설정하였고, 고려한 세 가지 구속조건들은 다음과 같다.

$$g_1 = \begin{cases} 0, & \mu > 1 \\ 1, & \mu \leq 1 \end{cases} \tag{15}$$

$$g_2 = \begin{cases} 0, & R_r < (R_r)_{max} \\ 1, & R_r \geq (R_r)_{max} \end{cases} \tag{16}$$

$$g_3 = \begin{cases} 0, & V_{th} = 12.62 \\ |V_{th} - 12.62|, & V_{th} \neq 12.62 \end{cases} \tag{17}$$

망소(smaller-the-better) 특성을 갖는 본 연구의 목적함수(f')는 $(WRPF/100)$ 으로 설정하고 식 (14)의 벌칙함수를 조합하여, 주어진 환경에 대한 적응 정도를 평가하는 척도인 적합도(fitness) 평가 식을 다음과 같이 고려하였다.

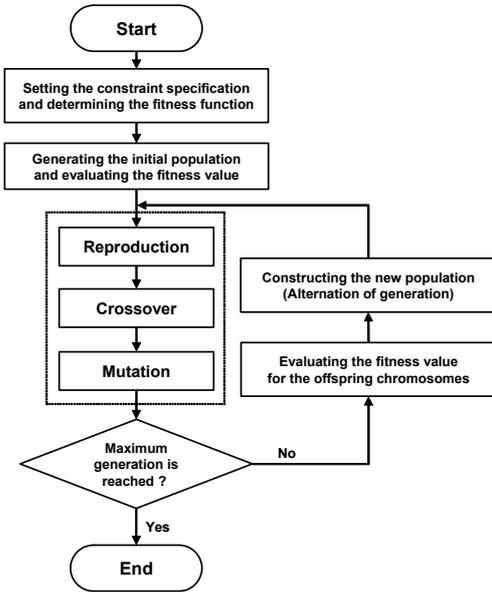


Fig. 13 GA flow chart

$$Fit = \frac{K}{f' + \gamma P} = \frac{1700}{(WRPF/100) + P} \quad (18)$$

여기서 K 는 적합도 계수로서 Table 3의 $(WRPF)_{max}$ 의 근사치인 1700으로 설정하였다. 또한 벌칙계수인 γ 는 +1의 값을 부여하여 벌칙함수가 커지면 적합도가 감소하도록 설정하였다.

Fig. 13은 본 연구에서 적용한 GA 흐름도를 보여주고 있다.

5.3 결과 검토

Fig. 14에서는 500세대 동안 최적화 과정을 수행한 후에 각 세대에서의 적합도의 수렴경향과 벌칙함수의 변화를 도시하였다. 전체 500세대의 최적화 계산 과정 중 약 220세대 부근부터 적합도가 수렴하는 것을 확인하였다.

Fig. 15는 최적화의 목적함수인 WRPF의 수렴 경향을 나타내고 있다. 약 220세대 이후부터 적합도의 수렴과정과 관계하여 WRPF 역시 일정한 값 1491.01로 유지되었다.

Figs. 16~19는 내부로터 첫 번째 치형(N_1)에서의 접촉력, 접촉응력, 미끄럼 속도 및 WRPF의 최적화 수행 전·후의 결과들을 내부로터 회전에 따라 도시한 그림들이다.

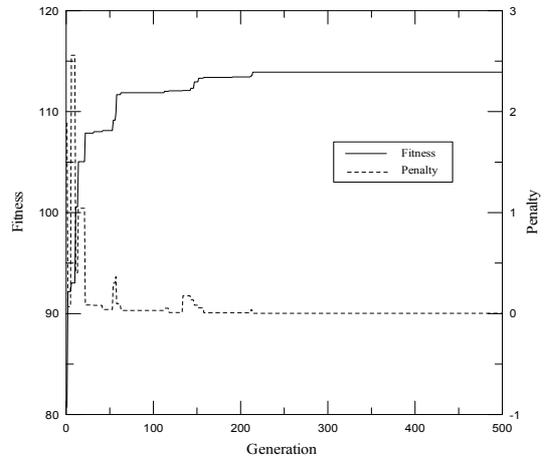


Fig. 14 History of fitness and penalty function

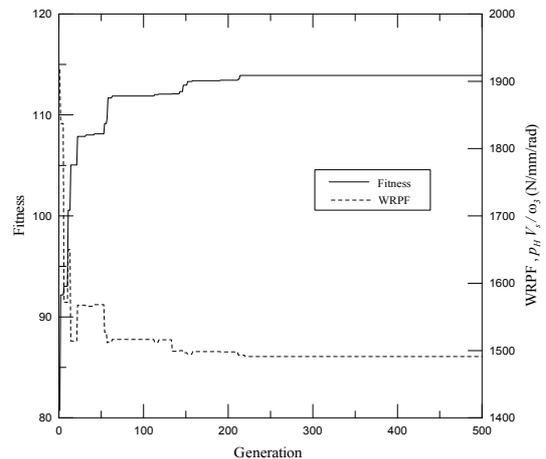


Fig. 15 History of fitness and WRPF

우선 접촉응력을 구하기 위해 선행 요구되는 접촉력은 Fig. 16에서 보는 바와 같이 최적화 과정 후에 소폭 상승함을 확인하였다. 이는 편심 E 의 감소로 인한 l_i 의 감소에 기인한다.

하지만 접촉응력은 Fig. 17에서 보는 바와 같이 최적화 과정 후에 상당히 감소하였다. 이는 접촉응력의 결정에 중요 역할을 하는 접촉력의 증가에 비해 등가 곡률반경과 로터 두께가 증가하였기 때문에 접촉응력이 감소하였음을 알 수 있었다. 즉 곡률반경 및 로터 두께가 증가함에 따라 접촉력이 분산되어 접촉응력이 감소한 것이다.

Fig. 18은 최적화 과정 후의 미끄럼 속도의 변화량을 보여주고 있다. 최적화 과정 수행 전·후 비교적 큰 변화를 보이지는 않았다.

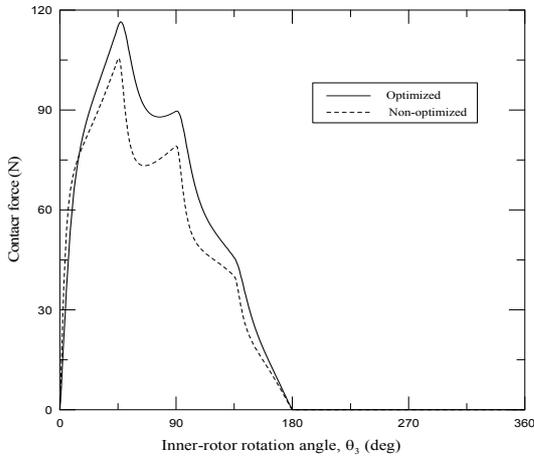


Fig. 16 Contact force before and after optimization

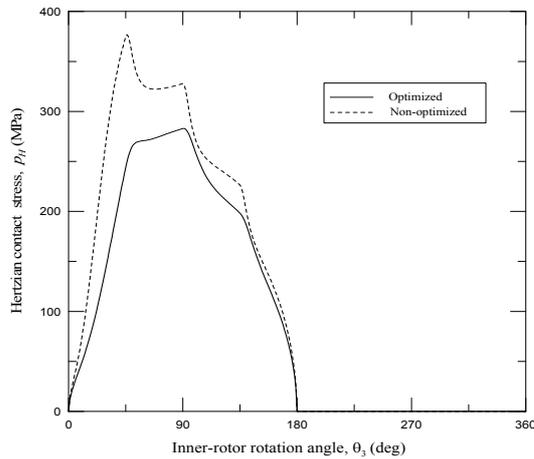


Fig. 17 Hertzian contact stress before and after optimization

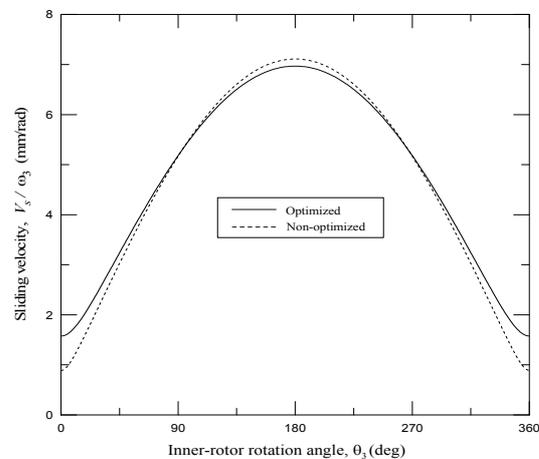


Fig. 18 Sliding velocity before and after optimization

Table 6 Comparison of geometric and performance parameters before and after optimization

		before	after
Design parameters	N	8	8
	R (mm)	32	31.91
	R_r (mm)	4.0	6.55
	E (mm)	3.5	3.03
	H (mm)	9.25	9.99
Analysis parameters	F_{max} (N)	105.52	116.50
	$(p_H)_{max}$ (MPa)	376.73	283.02
	$(V_s)_{max}$ (mm/rad)	7.11	6.97
	V_{th} (cc/rev)	12.62	12.62
	$(WRPF)_{max}$ (N/mm/rad)	1709.11	1491.01

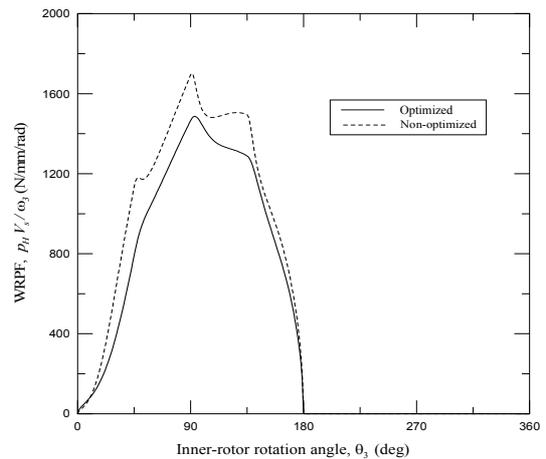


Fig. 19 WRPF before and after optimization

Fig. 19는 최적화 수행 전·후의 WRPF의 변화를 도시한 그래프이다. 앞선 접촉응력과 미끄럼 속도의 최적화 결과에서 살펴보면 미끄럼 속도의 변화량이 크지 않았음에도 불구하고, 접촉응력이 큰 폭으로 감소함에 따라 기존 펌프의 최대 WRPF값인 1709.11보다 약 12.8% 감소한 1491.01의 값을 얻을 수 있었다. 이는 본 연구의 경우 접촉응력이 미끄럼 속도에 비해 마멸률에 영향을 더 크게 미친다는 사실을 보여준다.

Table 6은 최적화 수행 전·후의 설계 변수의 변화와 해석 결과의 변화를 비교하고 있다. 즉 토출량은 기존 펌프의 이론 토출량과 동일한 값을

찾을 수 있었고, WRPF는 최적화 전보다 약 12.8% 감소한 WRPF를 가지는 로터의 형상 설계 제원을 획득할 수 있었다.

6. 결 론

본 논문에서는 건식 접촉 시 하이포 트로코이드 기어 펌프의 내부로터와 외부로터 사이의 접촉력과 접촉응력을 구하기 위한 이론식을 제시하였으며, 이를 FE 해석을 통해 검증하였다.

또한 건식 마멸 특성으로부터 로터의 재료 선정과 형상 설계를 위한 상대적 비교 지표가 될 수 있는 WRPF의 고찰을 통하여 보다 나은 로터 펌프의 설계를 수행할 수 있음을 알 수 있었다. 그리고 GA 최적화 기법을 통해 필요한 토출량을 보장하면서 최소의 WRPF의 값을 갖는 내마멸 특성이 개선된 최적의 로터 설계제원을 획득할 수 있었으며, 내구성을 유지 확보함에 있어 관계하는 각 인자들의 역할에 대해 분석하여 보다 나은 펌프 설계가 가능함을 확인하였다.

후 기

이 논문은 2009년도 창원대학교 연구교수 연구비에 의하여 연구되었음.

참고문헌

- (1) Kwon, S.-M., Nam, H.C., Lu, L. and Shin, J.-H., 2009, "A Study on Optimal Wear Design for a Gerotor Pump," *Transactions of the KSME, Series A*, Vol. 33, No. 1, pp. 82~88.
- (2) Shin, J.-H. and Kwon, S.-M., 2006, "On the Lobe Profile Design in a Cycloid Reducer using Instant Velocity Center," *Mechanism and Machine Theory*, Vol. 41, No. 5, pp. 596~616.
- (3) Kang, H.S., 2008, "A Study on Profile Design of a Hypotrochoidal Gear Pump," Master thesis, Changwon National University, Republic of Korea
- (4) Kwon, S.-M., Kim, M.S. and Shin, J.-H., 2008, "Analytical Wear Model of a Gerotor Pump without Hydrodynamic Effect," *JSME, Journal of Advanced Mechanical Design, System, and Manufacturing*, Vol. 2, No. 2, pp. 230~237.
- (5) Shigley, J.E. and Uicker, Jr. J.J., 1980, *Theory and Machines and Mechanisms*. McGraw-Hill,
- (6) Palmgren, A., 1967, *Les Roulements. Description, Theorie, Applications*(SKF Compagnie d'Applications Mecaniques).