

지로터 오일 펌프의 성능 향상을 위한 치형의 최적 설계

김재훈*, 박준홍**, 정성윤**, 손진혁***, 김철#

Optimal Design of Tooth Profile for High-Efficiency Gerotor Oil Pump

Jae Hun Kim*, Joon Hong Park**, Sung Yuen Jung**, Jin Hyuk Son***, Chul Kim#

ABSTRACT

A gerotor pump is suitable for oil hydraulics of machine tools, automotive engines, compressors, constructions and other various applications, which are highly accepted by designers. Especially the pump is an essential machine element of an automotive engine to feed lubricant oil. However, related industries do not have necessary technology to design and optimize the pump and paid royalties of rotor profile on an advanced country. Also, gerotor pumps with unsettled design parameters have not been sufficiently analyzed from a theoretical view of design. Therefore, it is still very difficult for the pump designer and manufacturer to decide the specifications for the required gerotor pump by users.

In this study, the design optimization has been carried out to determine the design parameters that maximize the specific flow rate and minimize the flow rate irregularity. Theoretical analyses and optimal design of the gerotor oil pump have been performed by mathematical base, numerical method and knowledge of kinematics. An automated design system of the tooth profile has been developed through AutoLISP language and CAD method considering various design parameters. Finally, an optimally designed model for a general type of a gerotor pump has been generated and experimentally verified for the pump performances.

Key Words : Oil pump(오일 펌프), Rotor(로터), Trochoid(트로코이드), Optimization(최적화), Autoamtic design system(자동화설계)

1. 서론

오일 펌프(oil pump)는 자동차의 엔진에 장착되어 구동되는 엔진의 필수 기능 부품이다. 엔진으로부터 공급받는 기계적인 에너지를 엔진 오일의 압력 에너지 및 속도 에너지로 변환시켜 엔진 내부의 각 슬롯부에 윤활 오일을 공급하여 부품의 이상 마모, 소착 등이 발생하지 않도록 하는 부품이다. 오

일 펌프 부품은 전기 모터(electric motor), 키(key), 로터리 샤프트 씬(rotary shaft seal), 베어링 씬(bearing shell), 플랜지(flange), 외부 로터(outer rotor), 내부 로터(inner rotor), 로터 케이스(rotor case), 오링(o-ring), 스크루(screw) 등으로 구성되어 있으며, 기타 표준 제품 이외에 로터 케이스는 오

접수일: 2004년 9월 20일; 게재승인일: 2005년 2월 18일

* 부산대학교 정밀정형및금형가공연구소

** 부산대학교 기계기술연구소

*** 부산대학교 창의공학시스템학과

부산대학교 기계기술연구소

E-mail chulki@pusan.ac.kr Tel. (051) 510-2489

일 펌프의 사양에 따라 다이캐스팅으로 생산되고 있고, 외부 로터와 내부 로터는 분말단조로 생산되고 있다.

이러한 지로터 펌프는 내부 로터와 외부 로터로 구성되어 있어 구조가 간단하고 소결 제품의 제작 기술 발달로 가공의 정밀도가 높아짐에 따라 형상이 복잡하더라도 가공이 용이하며 조립이 쉬고 두 치형 사이에 상대 운동이 적으므로 장기간 사용하더라도 효율의 변화가 적으며 흡입성능이 우수하다. 특히 다른 펌프에 비하여 소음이 적어 엔진 윤활을 위한 윤활유의 공급원이나 자동 변속기의 유압원으로 널리 사용되고 있다. Colbourne¹은 내부 로터와 외부 로터의 접촉을 시뮬레이션 하여 내부 로터 치형의 좌표를 구하고 내부 로터와 외부 로터의 치형 곡선으로 폐쇄되는 챔버에서의 면적을 계산하였다. Sae-gusa²등은 내부 로터를 고정시키고 외부 로터를 회전시켜 외부 로터의 치형인 원호의 중심에 대한 궤적을 구하고, 내부 로터와 외부 로터의 물림 특성으로부터 내부 로터의 치형을 구하는 식을 유도하였다. 최근 Tsay^{3,4}는 절삭과정을 시뮬레이션 하여 내부 로터의 치형을 구하는 방법을 발표하였다. 이성철 등은 곡선족(family of curves)을 이용하여 내부 로터의 치형을 설계하였으며 운전특성을 비교하여 관찰하였다.

현재까지 발표된 내용들은 이론적 해석에 치중하였고, 더구나 이것을 전산화하여 쉽게 활용하는 없어서 실제 설계시 많은 문제점이 있었다.

이에 본 연구에서는 오일 펌프의 성능, 진동, 효율에 관련된 인자를 분석하여 치형의 기하학적, 시스템적 접근을 통하여 구성방정식(Closed-form equation)을 만족하는 최적의 트로코이드 치형을 가지는 지로터 펌프 설계와 설계 인자들을 이용한 치형 설계 자동화 프로그램을 개발하고자 한다.

2. Gerotor 치형의 이론적 해석

치형 방정식을 유도하기 위해 치형의 기하학적 상태를 Fig. 1과 2에 나타내었고 아래의 절차를 통하여 치형 방정식이 유도된다.

오일 펌프에 사용되는 외부 로터와 내부 로터의 치형 방정식을 유도하기 위하여 피치점이 P_0 인 초기 상태의 치형의 기하학적 상태를 Fig. 1에 나타내었다. Fig. 1에는 외부 로터 피치원의 중심(O_2), 내부 로터 피치원의 중심(O_1), O_2 와 O_1 사이의 편심

량(e), 기어 모듈(m), 외부 로터가 원의 일부분일 때의 곡률 반경(r_{12})이 도시되어 있다. 접촉점 Q_0 는 피치점과 곡률 반경의 중심을 연결한 선과 곡률 반경을 반지름으로 하는 원과의 교차점이다.

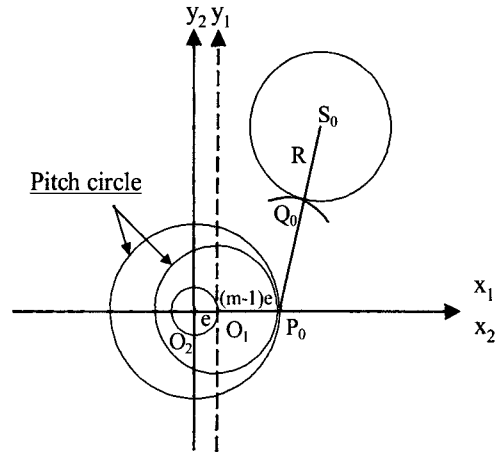


Fig. 1 Initial position

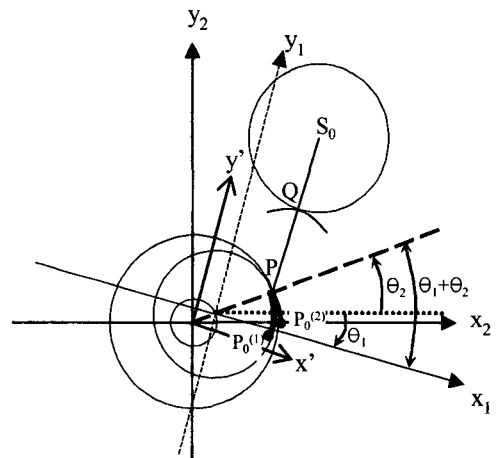


Fig. 2 Current position

외부 로터가 θ_2 만큼 회전했을 때(피치점이 P인 현재 상태)의 치형의 기하학적인 상태를 Fig. 2에 나타내었다. 현재의 피치점 P에 이르기 전 단계에서 외부 로터의 피치점은 $P_0^{(2)}$ 이고 내부 로터의 피치점은 $P_0^{(1)}$ 이다.

x_1 축의 위치각 θ_1 은 아래와 같이 표현할 수 있다.

$$\theta_1 = \frac{1}{m-1} \theta_2 \quad (1)$$

접촉점 Q(x₁', y₁')를 y₂O₂x₂ 좌표계로 나타내면 아래와 같이 표현된다.

$$\begin{aligned} x_1' &= x_2 \cos \theta_1 - y_2 \sin \theta_1 \\ y_1' &= x_2 \sin \theta_1 + y_2 \cos \theta_1 \end{aligned} \quad (2)$$

식(2)를 x₁O₁y₂ 좌표계로 표현하면 접촉점 Q는 아래와 같다.

$$\begin{aligned} x_1 &= x_1' - e \cos(\theta_2 + \theta_1) \\ y_1 &= y_1' - e \sin(\theta_2 + \theta_1) \end{aligned} \quad (3)$$

외부 로터의 회전량에 대한 기하학적 변수들 위의 과정을 통하여 계산한 후 접촉점의 궤적을 구하고 접촉점의 궤적으로부터 내부 로터의 궤적을 구할 수 있다. 기하학적으로 내부 로터를 특정 각도로 회전시켰을 때 접촉점을 내부 로터의 중심점을 중심으로 하여 회전 시킨 특정 각도만큼 역회전하면 내부 로터 궤적의 한 점을 표현할 수 있다.

외부 로터의 치형 궤적은 Fig. 3에서 식 (4)-(11)을 통하여 구할 수 있다.

$$\sigma = a \tan \left[\frac{y_0}{x_0} \right], \quad \tau = \pi - a \tan \left[\frac{y_0}{d-x_0} \right] \quad (4)$$

여기서, $x_0 = \frac{d^2 + G^2 - r_b^2}{2d}$, $y_0 = \sqrt{G^2 - x_0^2}$ 이다. 외부로터의 치형 궤적 위의 임의의 점 C'의 y값은 아래와 같다.

$$y = x(\tan \xi) \quad (5)$$

$\Lambda = i \cdot \Delta \alpha$ ($i=0, 1, \dots, N-1$)로 놓으면 아래의 식이 성립된다.

$$(x - d \cos \Lambda)^2 + (y - d \sin \Lambda)^2 = r_b^2 \quad (6)$$

식 (6)에 식 (5)를 대입하면 아래의 방정식이 유도된다.

$$\begin{aligned} \{1 + (\tan \xi)^2\}x^2 - 2d\{\cos \Lambda + \sin \Lambda \tan \xi\}x \\ + (d^2 - r_b^2) = 0 \end{aligned} \quad (7)$$

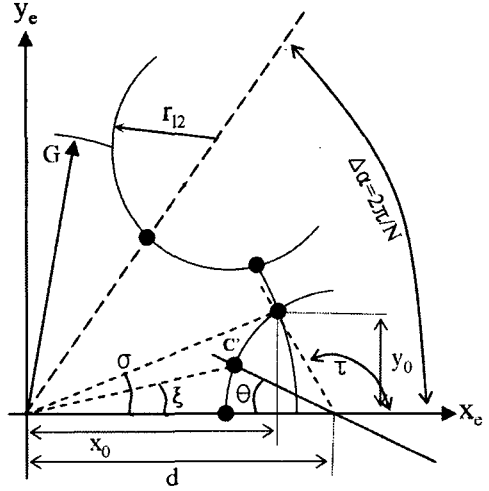


Fig. 3 The profile of outer rotor

위의 식 (7)로부터 외부 로터의 궤적을 구하면 아래와 같다.

$$\begin{aligned} x_e &= \frac{d(\cos \Lambda + \sin \Lambda \tan \xi)}{1 + (\tan \xi)^2} \\ &\quad - \frac{\sqrt{d^2(\cos \Lambda + \sin \Lambda \tan \xi)^2 - (1 + \tan \xi)^2(d^2 - r_b^2)}}{1 + (\tan \xi)^2} \\ &= M(\xi) \end{aligned} \quad (8)$$

$$y_e = (\tan \xi) \cdot M(\xi) \quad (9)$$

여기서, $0 \leq \xi < \sigma$, $\frac{2\pi}{N} - \sigma \leq \xi \leq \frac{2\pi}{N}$ 이다.

$$x_e = G \cos(\Lambda + \xi) \quad (10)$$

$$y_e = G \sin(\Lambda + \xi) \quad (11)$$

여기서, $(\sigma \leq \xi \leq 2\frac{\pi}{N} - \sigma)$ 이다.

또한, r₁₂가 아래의 식에서 계산된 r_{12,max}보다 작으면 작을수록 예각점(sharp point)과 첨점(cusp)을 발생시키지 않고 원하는 치형을 구할 수 있다⁵.

$$r_{12,max} = \frac{\sqrt{3^3} \cdot \sqrt{z_1(d - r_b^2)}}{\sqrt{(z_2 + 1)^3}} \quad (12)$$

여기서, d는 외부 로터의 중심(o₂)에서 곡률 반경(r₁₂)의 중심까지 거리, z₁과 z₂는 각각 내부 로터

의 외부 로터의 잇수를 나타낸다.

또한, 기어의 물림 및 손상을 방지하기 위하여 구성방정식을 만족하도록 설계된 내부 로터 치형의 크기를 0.06mm만큼 오프셋(offset) 하도록 설계 자동화 프로그램을 개발하여 설계와 실제 제작시에 발생할 수 있는 생산 공차 문제를 해결 하였다.

3. 치형 설계 자동화 시스템

3.1 시스템의 구성

Auto CAD의 Auto LISP 언어를 사용하여 현재 산업현장에서 생산중인 지로터 오일펌프의 치형 설계 자동화 시스템을 개발하였으며 지로터 펌프의 치형을 설계하기 위한 구성도를 Fig. 4에 나타내었다.

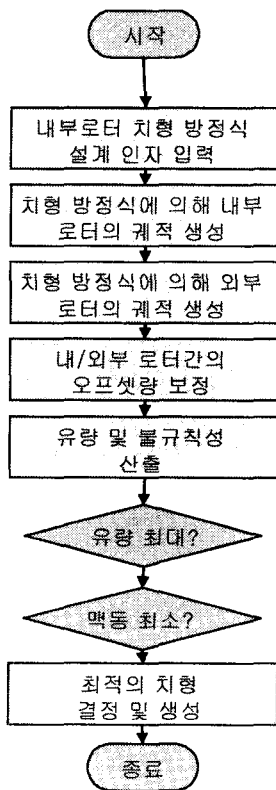


Fig. 4 Flowchart for selecting optimal tooth profile

내부 로터의 치형 방정식 설계 인자를 입력하여 치형 방정식에 의해 내부 로터의 궤적과 외부 로터

의 궤적을 생성하고, 내부 외부 로터 사이의 오프셋량을 보정한 후, 생성된 치형의 유량과 맥동을 산출한다. 설계 인자들의 값들을 변화시켜가며, 유량은 최대이고 맥동이 최소인 최적의 치형을 결정한다. 설계에서 가장 중요한 내부 로터의 궤적에 관한 순서도를 Fig. 5에 나타내었다.^{6,7,8,9}

입력값으로부터 p_1, p_2, μ 값을 산출하고 궤적이 몇 사분면인지를 확인하여 접촉점의 좌표를 계산한다. 여기서, p_1 은 내부 로터의 중심에서 접촉점까지의 거리, p_2 는 외부 로터의 중심에서 접촉점까지의 거리, μ 는 피치점과 내부 로터의 중심, 접촉점이 이루는 각도이다. 이러한 과정을 거쳐 접촉점의 궤적을 생성할 있고, 접촉점의 궤적으로부터 첨점이 존재하는 지를 확인한 후 내부 로터의 궤적을 생성한다.^{5,6}

Fig. 6은 개발된 시스템의 변수 입력 창을 나타내고 있는데, 외부 로터 피치원의 반경(r_2), 외부 로터 잇수(z_2), 외부 로터의 곡률 반경(r_{12}), 외부 로터의 중심에서 곡률 중심간 거리(d), 모따기(R), 공차량(c) 등을 입력하게 된다.

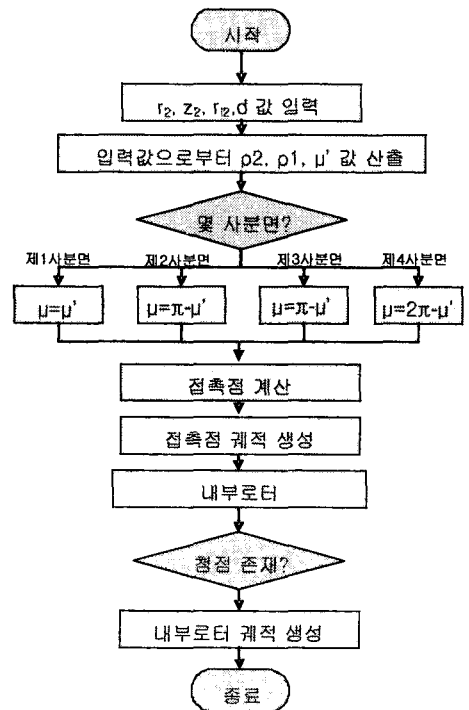


Fig. 5 Flowchart of the inner rotor tooth profile

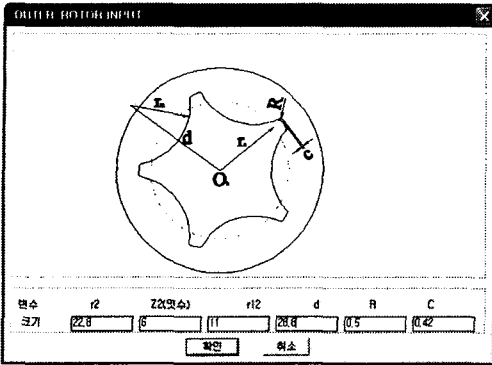


Fig. 6 DCL window for inputting the design parameters

입력 변수 값들을 Fig. 6과 같이 창출된 DCL 창에 입력했을 때 치형 설계 자동화 시스템에서 수행된 결과를 Fig. 7에 나타내었다.

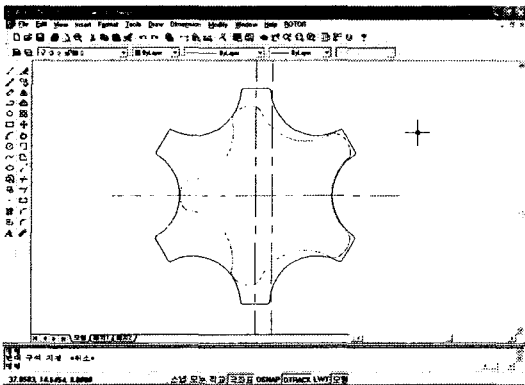
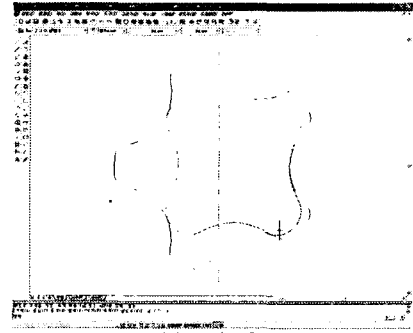


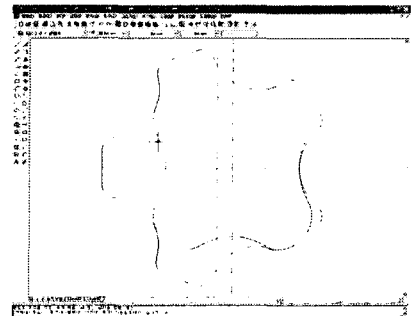
Fig. 7 The rotor profile generated in the automated system

3.2 시스템에의 적용 및 고찰

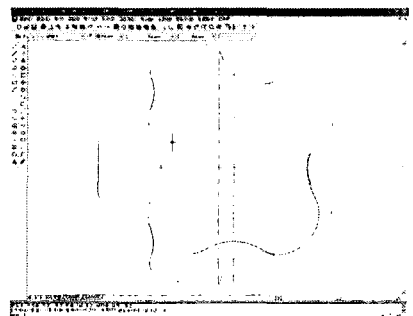
개발된 시스템을 통하여 다양한 설계 인자의 값들에 따른 치형 형상이 창출되어진다. z_1 (4개), z_2 (5개)인 경우에 대하여 r_{12}/e 의 변화에 따라 창출된 치형 곡선을 Fig. 8에 나타내었고 이를 통하여 내부 및 외부로터의 형상변화를 살펴보았다.



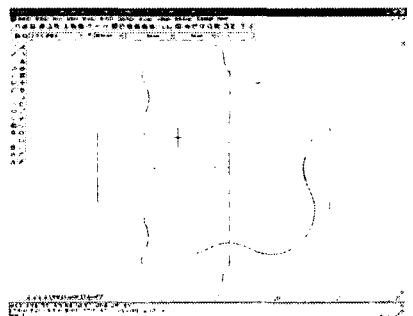
(a) $r_{12}/e=3.5$



(b) $r_{12}/e=3.0$



(c) $r_{12}/e=2.5$



(d) $r_{12}/e=2.0$

Fig. 8 Various tooth profile according to design parameters

r_{12}/e 의 값이 작아질수록 내부 로터의 치폭은 두꺼워지고 외부 로터의 치폭은 얇아짐을 알 수 있고 이러한 설계 변수의 값들은 오일 펌프의 유량(flow rate)과 맥동(irregularity)에 상당한 영향을 줄 수 있음을 알 수 있다.

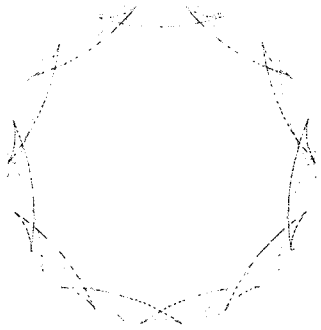


Fig. 9 Occurrence of cusp

r_{12} 가 식 (4)에서 계산된 $r_{12,max}$ 보다 클 경우를 입력했을 때 첨점이 발생함을 Fig. 9로부터 알 수 있다.

로터들 사이에 거리를 이용한 기하학적이고 운동학적인 분석을 통하여 치형을 묘사할 수 있는 구성방정식을 유도하여 이를 토대로 설계 입력 변수의 값을 체계적으로 변화시켜 가며 각각의 조건에 맞는 다양한 치형 곡선을 창출시킨 후 최대의 유량과 최소 맥동을 만족하는 조건을 구하여 이를 Table 1에 나타내었다.

Table 1 The result of flow rate and irregularity

피치원 (mm)	잇수 (내부/외부)	Outer의 곡률반경(mm)	거리 (d) (mm)	모따기 (mm)	공차 (mm)	맥동	유량	비고
19	4/5	14.7	31.535	3	0.2	11.4857	16.7877	(a) 제품
22.8	5/6	10	28	3	0.2	7.13	17.65367	(b) 제품
19	4/5	15.048	32.1	3	0.2	11.4930	16.9902	(c) 제품

Table 1의 제품(c)에 대하여 개발된 시스템으로 설계를 수행하여 창출된 접촉점의 궤적을 Fig. 10에 나타내었으며 이를 토대로 창출된 최종도면을 Fig. 11에 나타내었다.

또한 창출된 치형에 대하여 AMESim 소프트웨어를 사용하여 구한 유량을 Fig. 12에 나타내었다.

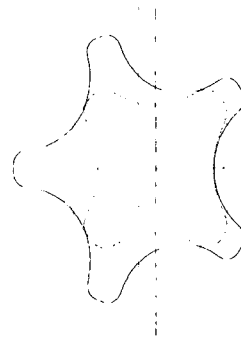


Fig. 10 Locus of contact point

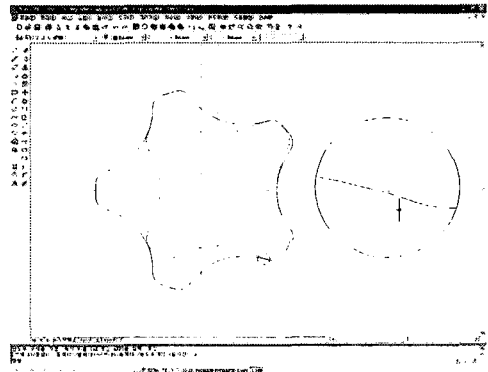


Fig. 11 The final result of gerotor profile, (4/5)

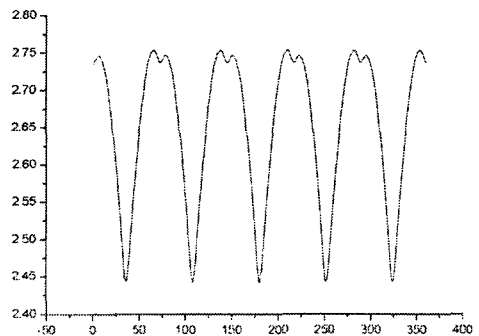


Fig. 12 The results of flow rate of Fig. 11 carried out in the AMESim commercial software

같은 방법으로 Table 1의 제품(b)에 대하여 창출된 최종 도면을 Fig. 13에 나타내었고 AEMSim 시뮬레이션의 결과를 Fig. 14에 나타내었다.

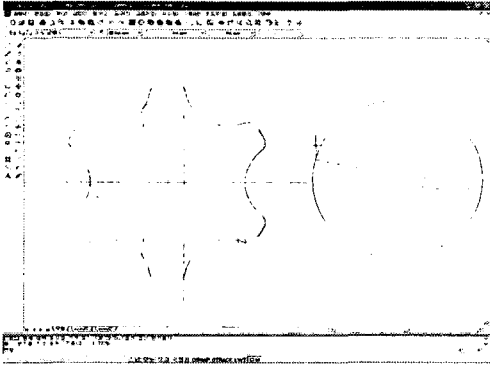


Fig. 13 The final result of gerotor profile, (5/6)

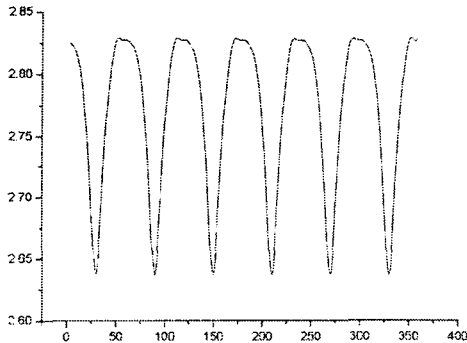


Fig. 14 The results of flow rate of Fig. 12 carried out in the AMEsim commercial software

Fig. 11과 Fig. 13에서의 확대된 그림은 기어의 물림 및 손상을 방지하기 위하여 0.06mm 만큼 읍셋 된 결과를 보여준다.

제품(b)는 자사가 지금 생산하고 있는 제품(a), 보다 유량과 맥동이 많이 개선되었음을 알 수 있다.

3.3 시제품 생산 및 시험

시뮬레이션의 결과를 검증하기 위하여 Table 1의 조건에 따라 각각의 시제품을 만들고 실제 유량과 맥동을 측정하기 위한 성능시험기를 제작 하였다. Fig. 15은 실제 제작된 성능 시험기를 보여준다.

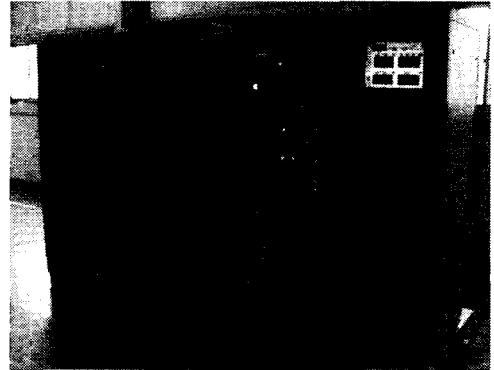


Fig. 15 Photograph of test machine

분말단조로 생산된 제품(a)를 Fig. 16에 나타내었으며, 이 제품과 본 연구에서 설계된 제품들의 실제 유량과 맥동을 비교하고자 한다.

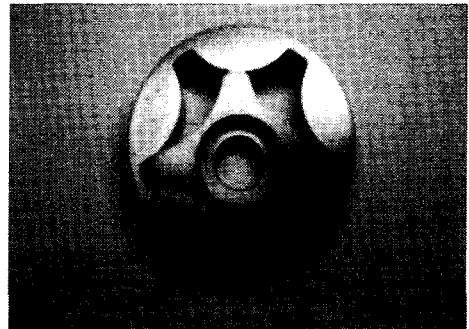


Fig. 16 The sample of the conventional gerotor pump

시스템에서 설계된 Fig. 11, Fig. 13의 치형의 치수로 분말 단조된 제품을 Fig. 17, Fig. 18에 각각 나타내었으며, 제안된 치형(제품(b)와 제품(c))과 기존 치형(제품(a))과의 성능 테스트를 수행하였다.

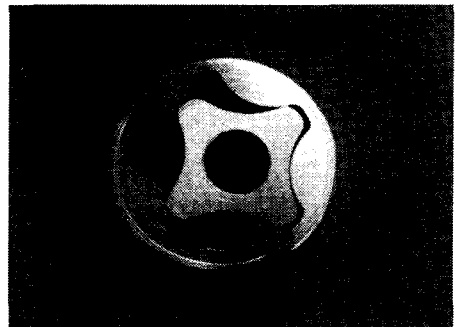


Fig. 17 The final product of gerotor profile, (4/5)

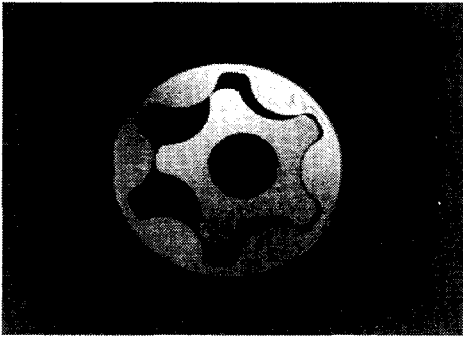


Fig. 18 The final product of gerotor profile, (5/6)

Fig. 19는 제품(a)와 제품(c)에 대하여 rpm에 따른 유량 결과를 보여주고 Fig. 20은 제품(a)와 제품(b)에 대하여 rpm에 따른 유량의 결과를 보여준다.

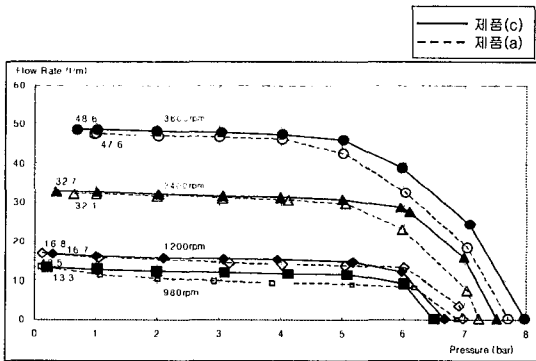


Fig. 19 Comparison of flow rate between product(c) and product(a), (4/5)

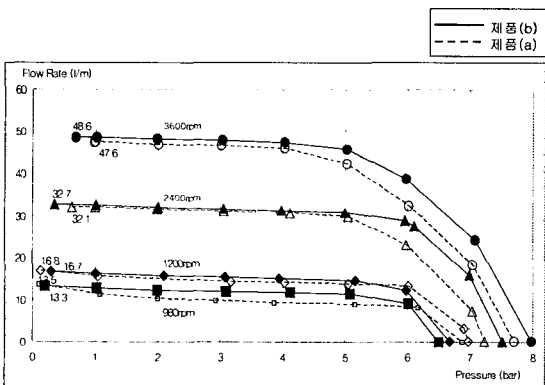


Fig. 20 Comparison of flow rate between product(b) and product(a), (5/6)

980, 1220, 2400, 3600rpm 모두에서 개발된 치형 설계 프로그램을 통하여 제작된 로터는 실차에 적용되고 있는 로터 보다 성능이 맥동과 유량면에서 향상된 결과를 나타내었다.

4. 결론

본 연구에서는 로터들 사이의 거리를 이용한 기하학적이고 운동학적인 분석과 최적의 설계 변수를 토대로 구성방정식을 만족하는 지로터 오일 펌프 치형 설계자동화 시스템 개발을 통하여 아래와 같은 결론을 얻었다.

1. 로터들 사이의 거리를 이용한 기하학적이고 운동학적인 분석을 통하여 구성방정식을 만족하는 치형을 개발했다.
2. 개발된 치형은 기존의 생산 치형보다 좋은 유량 및 맥동의 값을 가짐을 알 수 있었다.
3. 치형설계 자동화 프로그램을 개발함에 따라 완성업체의 사양에 따른 제조업체들의 적절한 치형 형태의 결정법을 제시할 수 있다.
4. 포트 형상 및 위치에 대한 최적의 설계가 수행되어지면 제안된 치형곡선 중 내부/외부 로터의 수가 각각 5/6개인 경우에 대해서는 더 좋은 결과를 얻을 수 있을 것으로 사료된다.

후기

이 논문은 2004년도 한국학술진흥재단의 지원에 의해 연구되었으며(KRF-2004-D00046), 이에 감사드립니다.

참고문헌

1. Colbourne, J. R., "Gear Shape and Theoretical Flow Rate in Internal Gear Pumps," Transactions of the CSME, Vol. 3, No. 4, pp. 215-223, 1975.
2. Saegusa, Y., Urashima, K., Sugimoto, M., Onoda, M. and Koiso, T., "Development of Oil-Pump Rotors with a Trochoidal Tooth Shape," SAE

Paper No. 840454.

3. Tsay, C. B. and Yu, C. Y., "Mathematical Model for the Profile of Gerotor Pumps," J. CSME, Vol. 10, No. 1, pp. 41-47, 1989.
4. Yu, C. Y. and Tsay, C. B., "The Mathematical Model of Gerotor Pump Applicable to Its Characteristic Study," J. CSME, Vol. 11, No. 4, pp. 385-391, 1990.
5. Mimmi, G. and Pennacchi, P., "Internal Lobe Pump Design," Transactions of the CSME, Vol. 21, No. 2, pp. 109-121, 1997.
6. Beard, J. E., Hall, A. S. and Soedel, W., "Comparison of Hypotrochoidal and Epitrochoidal Gerotors," ASME Journal of Mechanical Design, Vol. 113, pp. 133-141, 1991.
7. Hartenberg, R. S. and Denavit, J., "Kinematic Synthesis of Linkage," McGraw-Hill, New York, 1964.
8. Dudley, D. W., "Handbook of Practical Gear Design," McGraw-Hill, New York, 1984.
9. Shim, J. Y., Kwak, J. S. and Song, J. B., "Development of an Optimal Design Program for the Helical Gear on Vehicle Transmission," Journal of the KSPE, Vol. 17, No. 11, pp. 88-93, 2000.