

차량용 HPS 베인펌프의 베인의 작용력에 관한 연구

정석훈[†] · 오석형^{‡*}

벽성대학 자동차과, *군산대학교 기계공학부

A Study on Acting Forces on the Vane of Vane Pump used for Vehicles' Hydraulic Power Steering

Seok-Hoon Jung[†] and Seok-Hyung Oh^{‡*}

Dept. of Automobile, Byuksung College, *Faculty of Mechanical Eng., Kunsan National University

Abstract – Reducing friction torque of the oil hydraulic vane pump used as the power source of power steering system should consider friction torque including viscous and mechanical friction torque according to the changes of rpm and pressure. This paper analyzes the forces acting on the vane to reduce the friction torque of the vane of the hydraulic vane pump used for Hydraulic Power Steering(HPS) system, and furthermore, the forces according to the shapes of cam profiles are analyzed.

Key words – power steering, vane pump, cam profiles, friction force, acting force.

1. 서 론

유압식 Power steering은 정유량식과 정압식으로 분류되는데, 현재 취급의 용이함 때문에 정유량식이 압도적으로 많이 채용되고 있다. 정유량식은 적은 Cost로도 비교적 안정적이며, 감각도 양호하여 기술적으로는 거의 완성되었다는 느낌이 있으나 약 3%의 연비 개선의 여지가 남아 있는 것으로 알려져 있다[1].

현 자동차의 시스템이 친환경적인 면에 있어서 이상적인 시스템인 전기 자동차로 발전 할 것이고, 그 중간 단계로 하이브리드 자동차가 실용화단계로 접어들었지만, 현 자동차의 대부분은 Power steering system으로 유압 정유량식을 택하고 있다. 연비의 절감이 환경적인 차원에서 필요한 시점에 전동시스템으로의 지향이 바람직하지만, 고출력 부분에 있어서는 전동화가 곤란하므로 유압이 절대적으로 필요한 실정이고, 현 시스템 사양에 대한 많은 수요가 있기 때문에 현행 유압 시스템에서의 에너지 절감을 위한 노력들이 필요하다 [2].

동력조향에 사용되는 유압 베인 펌프에 있어 주요 접촉부는 베인과 캠링, 베인과 로터, 로터 측면과 양측의 사이드 플레이트, 베어링 및 패킹 부분이다. 본 연구에는 베인과 캠링의 원화각의 변화에 따른 마찰력의 변화를 알아보려고 한다[3].

2. 슬라이딩부의 역학적 해석

Table 1은 현재 장착되고 있는 Power steering용 유압 베인펌프의 사양을 나타낸 것이고, Fig. 1은 토출압에 의해 캠링에 밀어붙여지는 베인의 구조로 베인에 의한 캠링에 작용되는 전 하중은 관성력과 점성력과 유압력의 향으로 구성되며, 식 (1), (2), (3)과 같다.

$$F_i = mrw^2 \quad (1)$$

$$F_\eta = \eta \frac{du}{dy} A \quad (2)$$

$$F_p = P_1 A_1 - P_2 A_2 - P_1 A_1 \quad (3)$$

2-1. 캠 프로파일 해석

입력 평형형 베인 펌프의 캠링 형상은 2종류의 원호와 이것을 연결하는 곡선 부분으로 되어 있다. 이 연

[†]주저자 : shjung@mail.byuksung.ac.kr

[‡]책임저자 : osh@kunsan.ac.kr

Table 1. Specification of hydraulic vane pump for the analysis

Item	Specification	
Number of vane	10	
Displacement	9.6 cm ³ /rev	
Radius of camring	Small arc	19.7 mm
	Large arc	22.7 mm
Radius of rotor	18.5 mm	
Width of vane	13 mm	
Hight of vane	8 mm	
Thickness of vane	1.6 mm	
Radius of vane tip	1 mm	
Mass of vane	0.1633 g	
Pressure of Re'f	9.8 MPa	

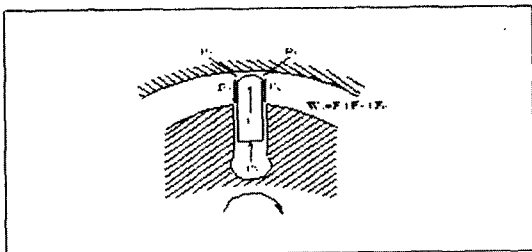


Fig. 1. Forces acting on the vane.

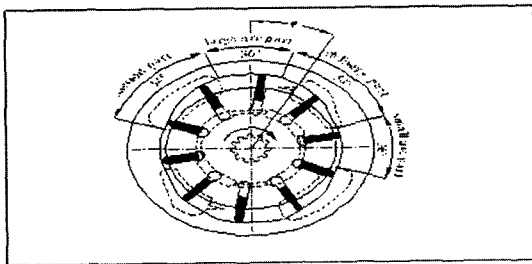


Fig. 2. Schematic of the vane pump.

결 곡선은 자유로이 선택할 수 있지만, 토출량의 변동을 가능하면 최소화하기 위해서 통상 Archimedes나선이 사용되고 있는데, 대원호와 소원호를 나선과 직접 연결하면, 접합점에서 곡선의 매끄러움이 없고, 베인이 이 접합점을 통과할 경우 반경 방향의 가속도가 비정상적으로 증가하여 소음과 진동의 원인이 된다[4]. 따라서 원호와 나선 부분에 완화곡선을 도입하여 캠 곡선을 원활화시킨다. 해석하고자 하는 베인 펌프의 베인 수는 10개이므로, 흡입구간, 대원호 구간, 토출 구간, 소원호 구간을 나타내면 Fig. 2와 같다.

대원호 구간의 정 중양을 0°로 했을 때, ϕ 가 -18°,

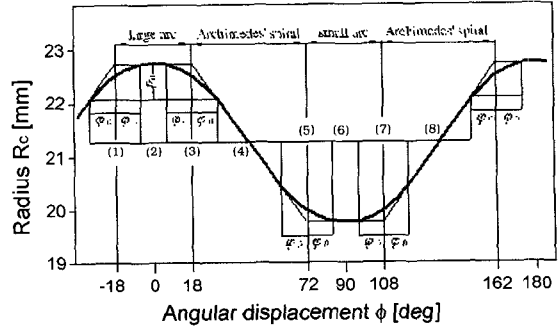


Fig. 3. Cam profiles of the vane pump.

18°, 72°, 108°에 대해서 캠 곡선이 원활하지 않고, 베인의 동경 방향의 가속도가 무한대로 되기 때문에 Fig. 3처럼 완화 곡선을 이용한다.

$\phi = -18^\circ$ 를 중심으로 양측에 의 범위로 다음과 같은 곡선으로 연결한다.

$$R_c = R_1 - \rho_0 + \rho \tag{4}$$

$$\rho(\theta) = \rho_0 \left(\frac{\theta}{2\phi_0} + \frac{1}{\pi} \sin \frac{\pi\theta}{\phi_0} \right) \tag{5}$$

이때,

$$\rho_0 = \rho(2\phi_0), \quad \theta = \phi + \phi_0 + 18[\text{deg.}] \tag{6}$$

제(1)구간 즉, $-18^\circ - \phi_0 \leq \phi < 18^\circ + \phi_0$ 구간에서 곡선이 원활하게 연결되기 위해서는 연결점에서 도함수 값이 연속적으로 되어야한다. 따라서, 식(7)과 같은 관계를 만족하는 ρ_0, ϕ_0 를 선정한다.

$$\frac{dR_c}{d\phi} = \frac{R_1 - R_2}{54} = \frac{\rho_0}{\phi_0} \tag{7}$$

본 연구에서는 완화각 ϕ_0 를 5°, 10°, 15°로 설정하였다. 제(1)구간에서 ϕ_0 에 대한 반경변화를 그래프로 나타내면, Fig. 4와 같다.

2.2. 베인의 관성력

회전하는 반경은 회전중심에서 베인의 도심까지의 거리로, 캠 형상에 따라 변하기 때문에 회전위치에 따라 관성력은 변하게 된다. 2.1절에서 캠 프로파일을 이론적으로 해석한 바 있기 때문에 이를 기초로 관성력을 구하고자 한다. Fig. 5는 이에 대한 개략도이고, 관성력은 다음과 같다.

$$F_i = mrw^2 = mR_c - (h - y_c)w^2$$

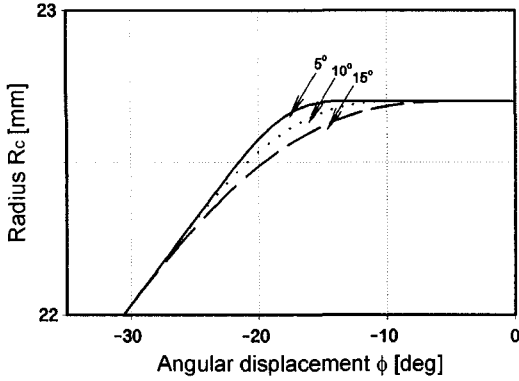


Fig. 4. Variation of the cam radius according to the at 1st section.

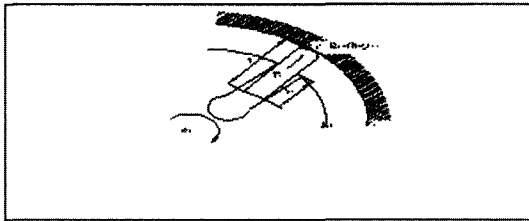


Fig. 5. Inertia force acting on the vane.

관성력은 캠 반경과 회전수가 변함에 따라 변하게 되므로, 캠 반경 R_c 와 회전수 n 의 함수이다. 펌프의 회전수는 엔진의 종류에 따라 다르지만, 통상 엔진의 회전수보다 약간 높다. 본 논문은 엔진의 기동 시에서 시내 주행 시의 구간 즉, 7503000 rpm 사이의 운동을 해석한 것으로 펌프 회전수 900 rpm부터 이론해석을 행하였다.

캠 프로파일을 변형시켰을 때, 제(1)구간에서의 관성력의 변화를 나타내면 Fig. 6과 같고, 식에서 알 수 있는 바와 같이 회전수가 증가하면 관성력은 증가하는 것을 알 수 있다.

2-3. 베인의 점성력

Fig. 7은 베인과 로터와의 간극과 그 사이에서의 점성력을 나타낸 그림이다. 식(2)로부터

$$F_\eta = \eta \frac{du}{dy} A$$

$$= \eta \frac{du}{dy} (h - (R_c - R_r)) \times w$$

가 된다.

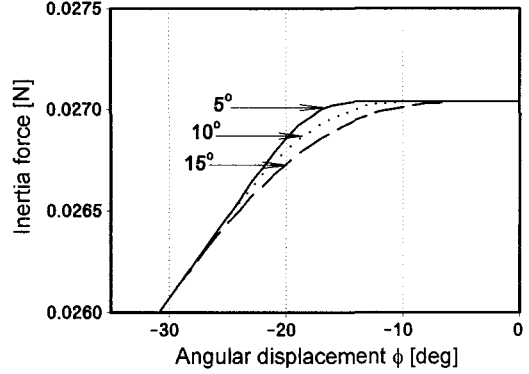


Fig. 6. Inertia force to the at 1st section (n=900 rpm).

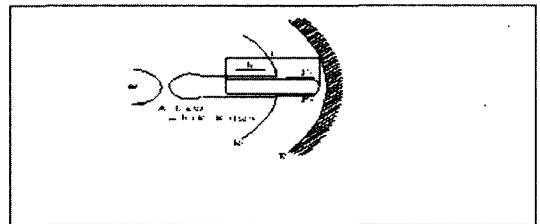


Fig. 7. Viscosity force acting on the vane.

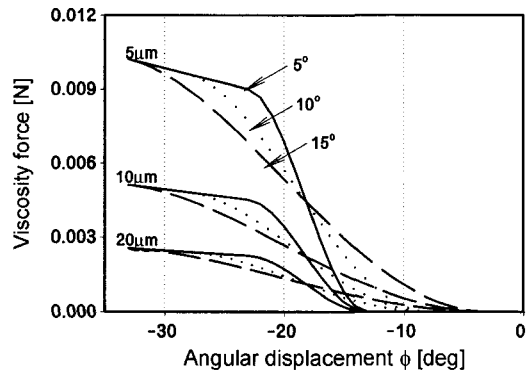


Fig. 8. Variation of viscosity force to the at 1st section (n=900 rpm).

속도 du 는 베인의 선속도로서 캠 곡선의 반경 R_c 값을 변위각 ϕ 로 미분하여 얻어진 값으로, 선속도는 캠 곡선의 완화각에 따라 변하고 로터의 회전수에 따라 변동한다. 면적 A 는 베인과 로터의 접촉하는 부분의 넓이로 캠 반경이 구간에 따라 연속적으로 변하므로 면적 A 도 로터의 회전에 따라 변하게 된다. Fig. 8은 제(1)구간에 있어서 완화각과 간극에 따른 점성력의 변화를 나타내고 있으며, 간극이 커지면 점성력은 작아지고, 완화각이 커질수록 점성력의 변화가 완만하게 진행되고 있음을 알 수 있다.

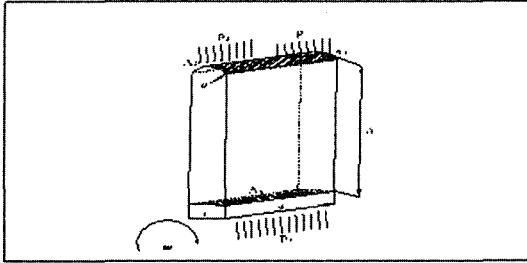


Fig. 9. Pressure force acting on the vane.

2.4. 베인의 유압력

베인에 작용하는 압력에 의하여 베인이 캠링을 밀어 붙이는 힘인 베인의 유압력을 Fig. 9에 도시하였다. 이 유압력은 식(3)으로 구할 수 있으며, 이 식에서 베인 저면부에 작용하는 압력 P_3 에 대한 작용면적 A_3 는 베인의 두께와 폭에 대한 값이고, 구간에 따라 변동하는 베인 전면부의 압력과 후면부의 압력 P_1 과 P_2 에 대한 작용면적 A_1 , A_2 는 베인선단 곡률의 중심점에서의 전면부, 후면부에 해당하는 값이다.

베인 저부의 토출압은 0.49 MPa, 2.94 MPa, 9.8 MPa으로, 배관손실을 고려한 무부하에서와 일반적으로 토출압으로 많이 걸리는 압력과 릴리프 압으로 설정하였으며, Fig. 10은 유압력의 변화를 보여주고 있다.

2.5. 베인의 전 수직력

Fig. 1을 통해서 캠링에 작용하는 베인의 수직력을 살펴보고, 2.2에서 2.4를 통해 이에 대한 값을 산출하였다. 베인에 의해 캠링에 작용하는 총 수직력은 다음과 같다.

$$W_v = F_i + F_\eta + F_p \tag{8}$$

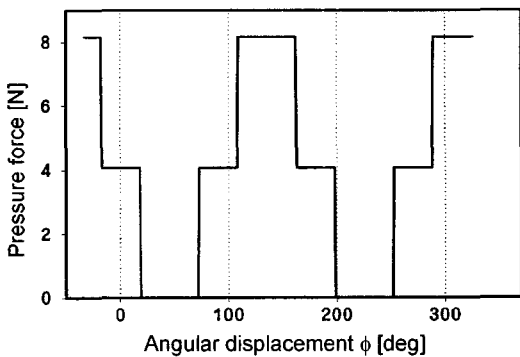
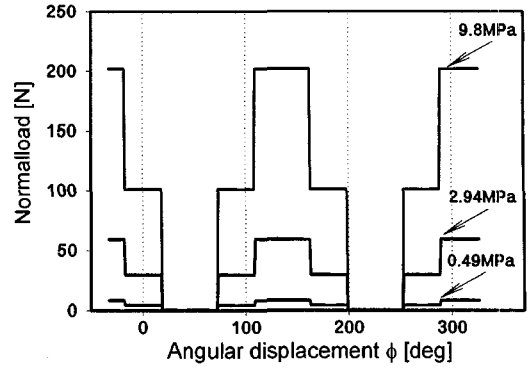
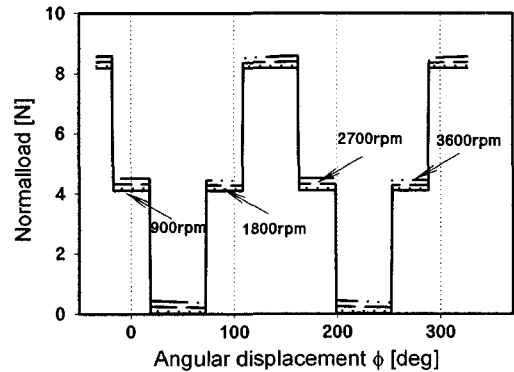


Fig. 10. Pressure force acting on the vane ($P_3=0.49$ MPa).



(a)



(b)

Fig. 11. Normal load acting on the vane (a) Variation of discharge pressure at 900 rpm and (b) Variation of rpm at $P_3=0.49$ MPa.

Fig. 11은 캠링에 작용하는 전 수직력을 나타낸 그림으로, (a)는 토출압을 변화시켰을 때의 힘의 양상이고, (b)는 일정 토출압에서 회전수를 변화시켰을 때의 힘의 양상이다. 관성력, 점성력, 유압력의 힘을 비교 했을 때, 유압에 의한 힘이 가장 크므로, 절대적으로 작용했음을 알 수 있다. 그러나 토출 구간에서는 관성력의 영향을 크게 받는다. 베인펌프가 압력 평형형이기 때문에 그래프의 곡선이 1회전 당 2회 반복 된다.

3. 결 론

연비향상과 관련하여 Power steering용 유압 베인 펌프의 토크 손실을 저감하기위한 일환으로 캠 프로파일의 완화각에 따른 작용력의 변화를 알아보았으며, 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

- (1) 베인의 관성력과 점성력 항에 관계되는 매개변

수인 캠 프로파일의 완화각의 범위는 0~18°이고, 완화각을 5°, 10°, 15°로 변경했을 때, 완화각이 커질수록 변위곡선이 완만하고, 로터 슬릿을 빠져나가는 베인의 선속도곡선도 완만하다. 이는 펌프 회전시 진동과 소음 등에 많은 영향이 있고, 마찰과 마모에 따른 펌프 수명에 영향이 클 것으로 여겨진다.

(2) 캠 형상의 변화에 따른 베인의 관성력은 제(1)구간에서 완화각이 클수록 관성력이 작아지며, 그 변화율도 완만하다.

(3) 캠 형상과 로터 슬릿 간극의 변화에 따른 베인의 점성력은 제(1)구간에서 완화각이 클수록 점성력은 그 변화가 완만하게 진행되므로 더욱 안정적이며, 동일 완화각에서 로터슬릿의 간극이 증가 할수록 점성력은 작아진다.

(4) 로터가 회전함에 따라서 구간 별로 베인에 작용하는 압력의 변화로 인해 압력에 의한 힘의 분포가 다르게 나타나고, 토출압이 증가 할수록 유압력이 증가한다.

(5) 캠 프로파일의 형상에 따른 관성력, 점성력, 유압력을 합한 베인에 작용하는 전체 수직 작용력은 전반적으로 유압력의 영향을 가장 크게 받고 있지만, 토출구간에서는 관성력의 영향을 크게 받는다.

기호 설명

F_i	: 베인의 관성력
F_η	: 베인의 점성력
F_p	: 베인의 유압력
F_t	: 캠링에 작용하는 베인의 전 하중
R_c	: 캠 반경
ϕ	: 변위각
ϕ_0	: 완화각
y_c	: 베인의 합성 도심
ρ	: 베인의 곡률

참고 문헌

1. 中村京市, “ ψ 스테어링ポンプの技術動向,” 油壓と空氣壓, Vol. 15 No. 3, p. 23-29, 1984.
2. 加太?村吉?橋詰, “ ψ 스테어링ポンプの省エネ技術,” 油壓と空氣壓, Vol. 24 No. 6, p. 38-45, 1993.
3. 氏家康成?西野宏, “ ψ 型眞空ポンプの摩擦トルクについて,” 油壓と空氣壓, Vol. 10 No. 4, p. 47-53, 1978.
4. 高橋浩爾?高橋米秋, “ ψ ポンプのカム曲線が騒音に及影響,” 油壓と空氣壓, Vol. 9 No. 2, p. 46-54, 1977.