

오리피스를 이용한 엔진 윤활시스템 유량분배 제어

윤 정 의[†]

삼척대학교 메카트로닉스공학부

Oil Flow Distribution Control of Engine Lubrication System Using Orifice Component

Jeong-Eui Yun[†]

Division of Mechatronics, Samcheok National University

Abstract – It is very important to control pressure and flow rate distribution on each component of engine lubrication network. Sometimes many kinds of orifice are used to control flow rate in the hydraulic lubrication field. In this study orifices were adopted on the lubrication network to control oil flow rate distribution. And unsteady transient flow network analysis was carried out to find out the effects of orifices on the engine oil circuit system.

Key words – orifice, engine lubrication system, main bearing, connecting rod bearing, oil flow rate, pressure distribution.

1. 서 론

엔진 윤활회로의 설계는 각종 관련부품의 증가에 따라 점점 복잡해지고 있으며, 이들 각 부품들 상호간의 관계가 연동되어져 있음에 따라 설계 시 특정 부품만을 고려하여 회로를 설계할 수는 없다. 그러므로 각각의 부품에 대한 유량유압특성을 고려한 각각의 부품에 대한 유동해석 모델을 기초로 이들을 서로 조합하여 전체적인 윤활회로 해석을 수행하며, 이들 해석 값을 기초로 회로를 설계하게 된다. 이처럼 복잡한 형태의 엔진 윤활회로도 크게 구분하면 메인 갤러리를 중심으로 구성된 크랭크 트레인부분(메인 베어링, 커넥팅 로드 베어링 등)과 헤드 갤러리를 중심으로 구성된 캠 트레인 부분(캠 샤프트, HLA 등)으로 나눌 수 있다. 그러므로 오일펌프에서 공급되는 유량은 메인 갤러리와 헤드 갤러리로 나누어져 각 관련부품으로 흘러 들어 가게 된다. 일반적으로 4행정 기관에서는 캠 트레인이 크랭크 트레인에 비해 축의 회전 수가 1/2의 값을 가지기 때문에 크랭크 트레인에 비해 샤프트의 회전에 의한 오일

의 마찰력에 기인한 캠 트레인의 발생열량은 적은 값을 가진다. 이와 같은 이유 등으로 메인 갤러리와 헤드 갤러리로 오일을 분배함에 있어서 때로는 헤드 갤러리로 공급되는 오일의 양을 줄이고 출인 부분을 크랭크 트레인으로 공급함으로써 오일펌프의 부하를 줄일 수 있다.

본 연구에서는 기존엔진 윤활회로에서 직경 3 mm, 4 mm 두 가지 종류의 오리피스를 유량제어에 적용하였다[Fig. 1 참조]. 이와 같은 오리피스를 적용하였을 때 윤활 회로 상에서의 압력 및 유량분포의 변화를 공급오일의 온도 및 엔진 회전수 변화에 따라 상용 1-D 유동해석프로그램인 Flowmaster를 사용하여 해석하였다. 윤활시스템의 경우 엔진의 회전에 따라 유량의 공급이 변화하게 되므로 과도비정상해석(unsteady transient analysis)을 수행하였다. 그리고 해석결과의 현실성을 유지하고자 온도에 따른 베어링 열팽창 변화를 해석과정에서 고려하였다.

2. 해석 모델

Fig. 1은 본 연구에서 적용된 체크 밸브와 오리피스

[†]주저자 · 책임저자 : jeyun@samcheok.ac.kr

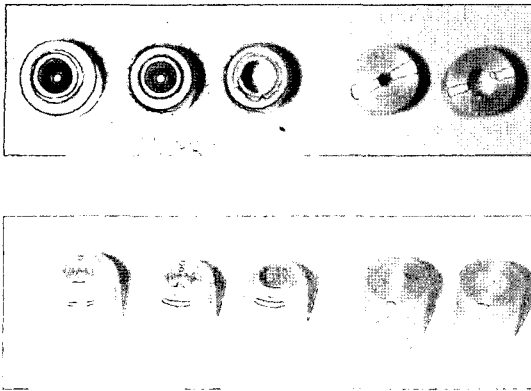


Fig. 1. Photograph of check valves and orifices.

의 실물 그림이다. 앞에서 설명하였듯이 오리피스는 헤드 갤러리로 공급되는 오일을 제어하기 위해 사용되어진다. 그리고 체크 밸브는 엔진이 정지하였을 때 헤드 갤러리에 있는 오일이 오일 팬으로 흘러 내리지 않게 하기 위해 사용되어진다. 즉 체크 밸브는 엔진을 오랫동안 작동하지 않은 경우 헤드쪽에 있는 오일이 모두 흘러 내려 새로 시동을 걸 경우 오일 팬에서 헤드갤러리로 오일이 공급되는데 시간이 걸리므로 그 동안 오일이 공급되지 않는 캠 베어링 등의 손상을 막고자 드레인을 막아주는 기능을 하게 된다.

Fig. 2는 본 연구에서 채택한 엔진의 오일회로를 상용 해석프로그램인 Flowmaster를 사용하여 모델한 그림이다. 대상엔진은 4기통 DOHC알루미늄 블록 가솔린 엔진으로, 불연속 오일공급 크랭크시스템을 채택하

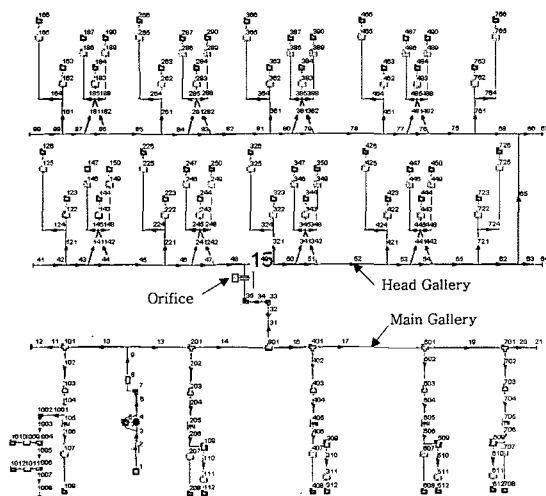


Fig. 2. Analysis model of engine oil circuit network.

고 있다. 또한 헤드에는 롤러 형태의 캠 종동자(roller follower)를 가지고 있으며, 이를 지탱하고 회전시켜주기 위해 피벗 베어링(pivot bearing)이 채택되어져 있다. 해석 시 오일 그루브에서 커넥팅 로드 대단부 베어링쪽으로 연결된 통로를 통해 흐르는 오일은 통로의 회전에 의한 원심력의 효과를 고려하여 해석하였다. 그리고 그루브 내의 정체된 오일이 빠른 원운동을 하는 오일통로 쪽으로 이동할 수 있도록 해주는 가속력, 그리고 각 통로 상에서 발생하는 마찰손실효과 또한 본 해석에서 고려하였다[1-3]. 커넥팅 로드 대단부 베어링은 상하 모두 평 베어링을 사용하였으며, 메인 베어링의 경우에는 위쪽부분은 3 mm의 폭을 가진 그루브형 베어링을 사용하였으며, 아래쪽부분은 지지 하중력 향상을 위해 평 베어링을 채택하였다. 최종적으로 메인 갤러리와 헤드 갤러리로 오일을 분배하는 것을 제어하기 위한 오리피스는 메인 갤러리와 헤드 갤러리 사이의 통로에 설치하였으며, 긴 오리피스(long orifice)에 대한 손실계수 값을 고려하여 유량계산을 수행하였다[4].

그리고 해석에 사용한 베어링을 통한 유량 계산은 아래의 (1)-(7)식을 사용하였다[5-8].

$$S_o = \frac{\bar{P} \Psi^2}{\eta \omega} = \left(\frac{b}{d}\right)^2 \frac{\varepsilon}{2(1-\varepsilon^2)} \sqrt{\pi^2(1-\varepsilon^2) + 16\varepsilon^2} \frac{a_1(\varepsilon-1)}{a_2 + \varepsilon} \quad (1)$$

where,

$$a_1 = 1.1642 - 1.19456\left(\frac{b}{d}\right) + 7.1161\left(\frac{b}{d}\right)^2 - 10.1073\left(\frac{b}{d}\right)^3 + 5.0141\left(\frac{b}{d}\right)^4 \quad (2)$$

$$a_2 = -1.000026 - 0.023634\left(\frac{b}{d}\right) - 0.4215\left(\frac{b}{d}\right)^2 - 0.038817\left(\frac{b}{d}\right)^3 - 0.090551\left(\frac{b}{d}\right)^4 \quad (3)$$

$$\dot{V} = \frac{r^3 \Psi^3 P_s}{\eta} V_p^* + 2 \left[\frac{b}{d} - 0.223 \left(\frac{b}{d}\right)^3 \right] r^3 \Psi \omega \varepsilon \quad (4)$$

for grooved bearing,

$$V_p^* = \pi \frac{1 + (1.5\varepsilon^2) + 6\varepsilon + 1.33\varepsilon^3}{6\left(\frac{b-b_n}{d}\right)} \quad (5)$$

for bored bearing,

$$V_p^* = \pi \frac{1 + \varepsilon^3}{6q_o \ln\left(\frac{b}{z}\right)} \quad (6)$$

where,

$$q_o = 1.204 + 0.368\left(\frac{z}{b}\right) - 1.046\left(\frac{z}{b}\right)^2 + 1.942\left(\frac{z}{b}\right)^3 \quad (7)$$

3. 결과 및 고찰

Fig. 3은 3 mm, 4 mm 오리피스를 Fig. 2와 같이 메

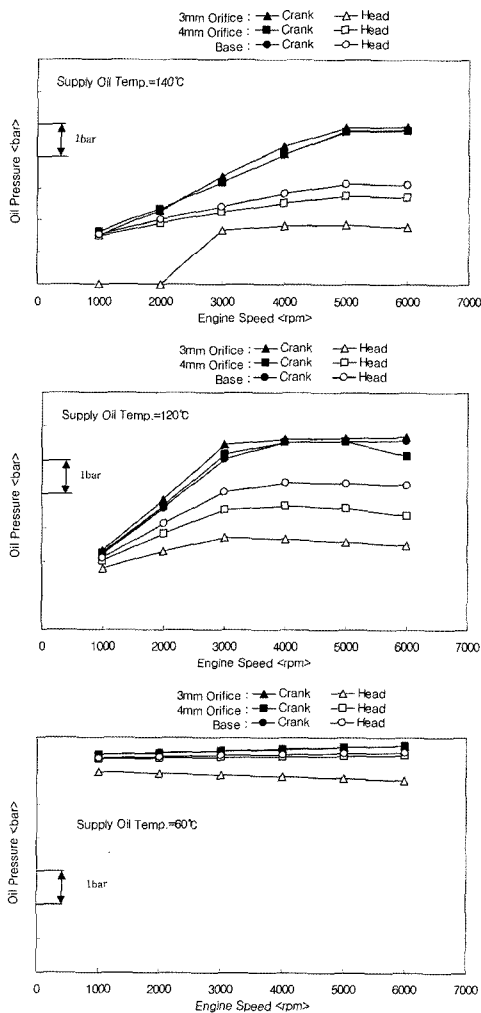


Fig. 3. Oil pressure distribution between crankshaft and head side.

인 갤러리와 헤드 갤러리 사이의 통로에 설치하였을 때 펌프로부터 크랭크 트레인 및 헤드쪽(캠 트레인)으로 공급되는 오일의 압력 변화를 계산한 결과이다. 그림을 살펴보면 기본엔진 윤활 회로(base engine lubrication circuit)에 오리피스를 설치하였을 경우 크랭크 트레인으로 공급되는 오일의 압력변화는 크지 않지만 헤드쪽으로 공급되는 오일의 압력은 공급오일이 증가함에 따라 급격하게 감소하는 경향을 보여주고 있다. 이러한 이유는 오일온도가 상승함에 따라 급격하게 유량이 증가하기 때문에 오리피스의 저항도 증가하는 것으로 판단된다.

특히 3 mm 오리피스를 설치하였을 때 140°C로 오일을 공급하면 2000 rpm 이하에서는 헤드쪽으로 공급되는 압력이 급격하게 감소하는 경향을 가지게 된다. 이러한 원인은 헤드쪽에서 소모되는 오일량에 비해 오리피스의 저항으로 인해 공급되는 오일량이 부족하기 때문에 나타나는 현상이다. 그러므로 본 연구에서 사용한 기본엔진 윤활 회로에서 140°C 이상으로 운전되는 조건에서는 3 mm 이하의 오리피스를 사용하여 오일분포를 제어하는 것은 부적당하다는 것을 알 수 있다.

Fig. 4는 3 mm, 4 mm 오리피스를 윤활회로에 설치하였을 때 펌프(Total로 표기)로부터 크랭크 트레인(Crank로 표기) 및 헤드쪽(Head로 표기)으로 공급되는 오일의 유량 변화를 계산한 결과이다. 먼저 오리피스 설치에 따른 전체 공급유량(Total)의 변화를 살펴보면, 온도와 엔진의 회전수가 증가함에 따라 공급오일이 증가함으로 인해 오리피스의 저항 또한 증가하게 되므로 전체 공급유량은 감소하는 경향을 가지게 된다. 그리고 오리피스는 특히 헤드쪽으로 흐르는 유량을 효과적으로 제어한다는 것을 보여준다.

Fig. 5는 오리피스 설치에 따라 메인 베어링으로 공급되는 오일 유량의 변화를 계산한 결과이다. 그림에서 알 수 있듯이 오리피스의 직경이 감소할 경우 메인 베어링으로 공급되는 유량이 증가하는 결과를 가진다. 그리고 이러한 경향은 공급오일의 온도가 증가와 함께 강화된다는 것을 알 수 있다. 그러므로 헤드쪽으로 공급되는 오일 유량을 오리피스로 적절히 제어하면 메인 베어링으로 공급되는 유량을 증가시킬 수 있다는 것을 알 수 있다.

Fig. 6은 설치 오리피스의 직경을 변화하였을 때 캠 샤프트 베어링으로 공급되는 오일 유량의 변화를 계산한 결과이다. 설치 오리피스의 직경이 감소함에 따라 캠 베어링에 공급되는 오일량이 감소함을 보여준다. 이

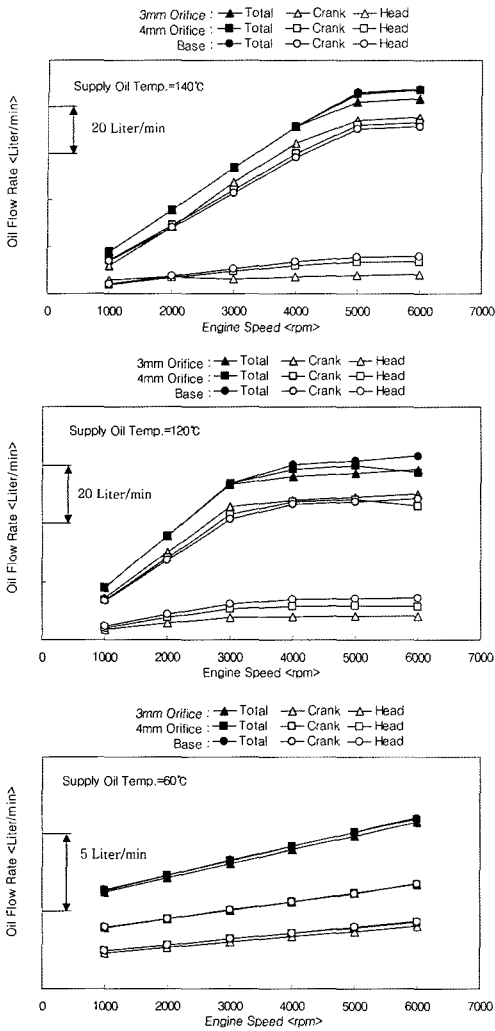


Fig. 4. Oil flow distribution between crankshaft and head side.

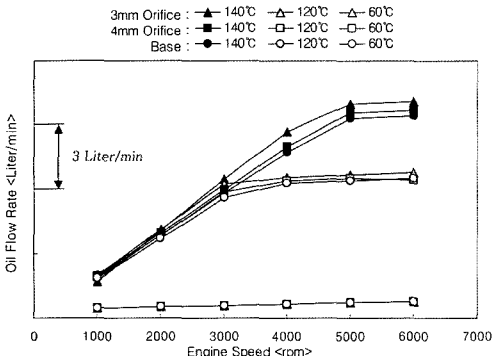


Fig. 5. Variation of oil flow rate to main bearing.

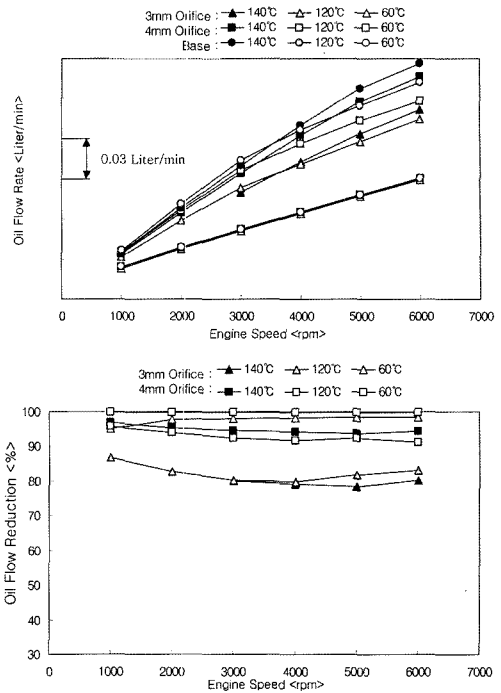


Fig. 6. Variation of oil flow rate and flow reduction at cam bearing.

러한 감소는 공급 오일의 온도가 상승함에 따라 베어링의 간극증대와 점도 감소로 펌프에서 공급되는 유량이 증대함에 따라 오리피스를 통한 유량 또한 증대되기 때문에 나타난다. 즉, 오리피스를 통해 흐르는 유량이 증대함으로 인해 유속과 함께 유체저항 또한 증가하기 때문이다. 그리고 이러한 감소경향은 오리피스의 직경이 감소함에 따라 유체저항이 증가하므로 더욱 강화 된다. 그림에서 알 수 있듯이 3 mm 오리피스를 채택하였을 경우 140°C, 120°C에서 오리피스를 설치하지 않은 것에 비해 약 20% 정도 공급오일이 감소하며, 4 mm 오리피스를 채택하였을 경우에는 약 10% 정도 공급오일이 감소한다는 것을 보여준다.

Fig. 7은 Fig. 5, Fig. 6에서처럼 오리피스의 직경을 변화하였을 때 HLA(Hydro Lash Adjuster)에 공급되는 오일 유량의 변화를 계산한 결과이다. 3 mm 오리피스의 경우 140°C 2000 rpm이하의 조건에서는 공급 유량 값을 표기하지 않았다. 이는 Fig. 3에서 언급하였듯이 이 조건에서는 헤드쪽 윤활 부품의 작동에 필요로 하는 오일량을 오리피스의 저항으로 인해 헤드쪽으로 공급할 수 없는 상황이 되기 때문이다.

일반적으로 HLA의 경우 캠 트레인의 제일 끝단에

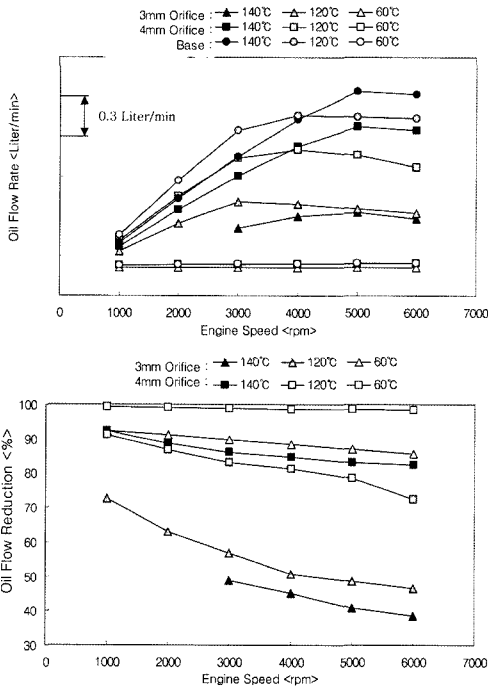


Fig. 7. Variation of oil flow rate and flow reduction at HLA.

부착되어 있는 부품으로 오리피스에 의한 유량변동을 특히 심하게 받게 된다. 그림에서 알 수 있듯이 공급 오일의 온도, 엔진회전수가 증가함에 따라 공급되는 오일량이 감소하는 경향을 가지게 되며, 특히 오리피스의 직경감소에 민감한 영향을 받게 된다는 것을 알 수 있다. 3 mm 오리피스를 채택하였을 경우 120°C 6000 rpm에서 오리피스를 설치하지 않은 것에 비해 약 50% 정도 공급오일이 감소하며, 4 mm 오리피스를 채택하였을 경우에는 약 20% 정도 공급오일이 감소한다는 것을 보여준다.

4. 결 론

본 연구는 엔진 윤활회로 설계 시 유량제어 측면에서 오리피스를 활용하는 방안을 검토하고자 수행되었다. 3 mm, 4 mm 오리피스를 메인 갤러리와 헤드 갤러리 사이의 통로에 설치하였을 때 펌프로부터 크랭크 트레인 및 캠 트레인으로 공급되는 오일의 압력 및 유량변화를 전산 유동 해석하였으며, 이러한 일련의 해석과정을 통해 아래의 결론을 얻었다.

오리피스를 설치하였을 경우 크랭크 트레인으로 공

급되는 오일의 압력변화는 크지 않지만 헤드쪽으로 공급되는 오일의 압력은 공급오일 유량이 증가함에 따라 급격하게 감소하는 경향을 보여준다. 이러한 이유는 오일온도가 상승함에 따라 급격하게 유량이 증가하기 때문에 오리피스의 저항이 증가하기 때문이다.

헤드쪽에 부착된 캠 베어링에 공급되는 유량의 경우, 3 mm 오리피스를 채택하였을 때는 140°C, 120°C에서 오리피스를 설치하지 않은 것에 비해 약 20% 정도 감소하며, 4 mm 오리피스를 채택하였을 경우에는 약 10% 정도 공급오일이 감소한다.

헤드쪽에 부착된 HLA 공급되는 유량의 경우, 3 mm 오리피스를 채택하였을 경우 120°C 6000 rpm에서 오리피스를 설치하지 않은 것에 비해 약 50% 정도 감소하며, 4 mm 오리피스를 채택하였을 경우에는 약 20% 정도 공급오일이 감소한다.

기호 설명

- a_1, a_2 : Geometrical parameter
- b : Bearing width
- b_n : Width of groove
- C : Specific heater
- c : Radial clearance
- d : Journal diameter
- r : Journal radius
- P_s : Supply oil pressure
- \bar{P} : Mean surface pressure
- q_b : Geometrical parameter
- S_o : Sommerfeld number
- V : Total oil volume
- \dot{V} : Volumetric flow rate
- W : Load
- z : Oil feed diameter
- ϵ : Eccentricity ratio
- ω : Angular velocity
- Ψ : Radial clearance ratio ($=c/r$)
- ψ : Attitude angle

참고 문헌

1. Steve Zoz, Steve Strepek, marc Wiseman and Cheng Qian, "Engine Lubrication System Model for Sump Oil Temperature Prediction," SAE2001-01-1073.

2. Jagdish Sorab and Stefan Korcek, "Surface and Engine Oil Effects on Journal Bearing Lubrication," SAE981408.
3. Paul R. Meernik, "Lubricant Flow to Connecting-Rod Bearings Through a Rotating Crankshaft," SAE860229.
4. D.S. Miller, Internal Flow Systems, Chap.14, pp.363, BHRA, 1990.
5. 윤정의, "불연속 오일공급 랭크샤프트 시스템을 채택한 엔진 윤활시스템의 해석," 한국윤활학회지, Vol.20, No.1, 2004.
6. Affenzeller Glaser, "Lagerung und Schmierung von Verbrennungsmotoren," Chap.5, Springer-Verlag, Germany, 1996.
7. Cameron, "The Principles of Lubrication," Chap.12, William Clowes and Sons, 1967.
8. 윤정의, "전산유체해석을 이용한 엔진윤활시스템 설계," 한국윤활학회지, Vol.21, No.4, 2005.