

VCT탑재를 위한 엔진윤활시스템 평가

윤 정 의†

삼척대학교 메카트로닉스공학부

Evaluation of Engine Lubrication System for Adapting Variable Cam Timing System

Jeong-Eui Yun†

Division of Mechatronics, Samcheok National University

Abstract – VCT(Variable Cam Timing) system is one of very useful engine components to improve fuel economy and overcome emission regulation etc. In order to adapt the VCT to a base engine, many design modifications in the mechanical and lubrication fields are required. Especially, because the VCT performance itself depends on supplied oil flow rate and pressure, it is very important to evaluate the engine lubrication system in a viewpoint of supplied oil flow rate and pressure. In this paper, unsteady transient flow network analysis on the engine oil circuit system was carried out to do this.

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

1. 서 론

최근 엔진의 연비향상 및 배기가스규제 문제를 해결하는 방법으로 여러 가지 형태의 VCT(Variable Cam Timing)시스템이 개발되어져 있다. 이러한 VCT시스템 중 대부분은 기존의 엔진 윤활회로에서 공급되는 오일을 사용하여 작동하는 유압식 방법을 채택하고 있으므로 이를 기존의 엔진에 적용하고자 할 경우에는 전 운전 영역에서 충분한 작동을 보장하기 위해 공급유량 및 유압측면에서 윤활시스템의 설계변경이 요구되어진다. 일반적으로 VCT시스템을 적용할 경우 시스템 작동을 위한 오일펌프를 따로 사용하지 않고 기존 엔진에 부착된 오일펌프에서 공급되는 오일을 윤활회로에서 분기하여 사용하는 방식을 취하고 있다. 이런 경우 발생할 수 있는 대표적인 윤활시스템의 문제점은 기존의 최적화된 윤활회로가 VCT시스템으로 공급되는 오일로 인해 문제를 일으킬 수 있다는 것과(각 부품으로 공급되는 유량 및 공급압력의 부족현상에 의한 부품의 과열

및 파손), VCT시스템이 기존 윤활시스템으로부터 공급되는 오일의 유량 및 압력 맥동 등과 연계되면서 영향을 받을 수 있다는 점이다.

본 연구에서는 기존의 윤활시스템에서 VCT를 적용할 경우 발생할 수 있는 문제점 등을 검토하기 위해 기존의 최적화된 윤활시스템에 베인 형태의 VCT를 적용하여 윤활시스템 1-D유동해석을 수행하였다. 특히 해석시 베인 타입의 VCT는 작동 성능 특성을 보장하기 위해 운전 전영역에서 일정유량이 공급되는 시스템으로 가정하여 모델 하였으며, 엔진 윤활시스템은 엔진의 회전에 따라 유량의 공급이 변화하게 되므로 과도비정상 해석(Unsteady Transient Analysis)을 수행하였다.

2. 해석 모델

Fig. 1은 본 연구에서 채택한 베인타입의 VCT이다. 그림에서처럼 VCT는 외부에서 일정한 압력을 가진 오일을 어느 한쪽 공간으로 공급하면 베인에 의해 발생하는 압력차가 캠축의 마찰력을 이기면서 캠축이 특정 각도 만큼 회전하도록 구성되어져 있다. 엔진의 회전수

†주저자 · 책임저자 : jeyun@samcheok.ac.kr

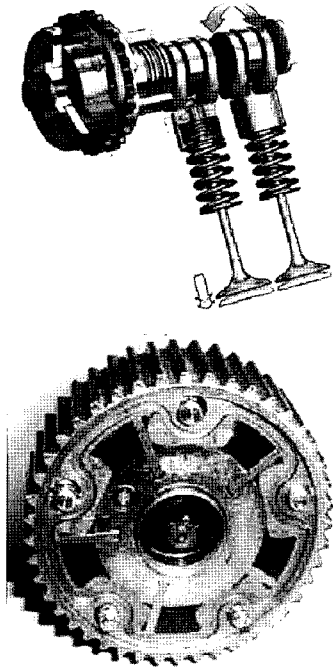


Fig. 1. Photograph of VCT system.

및 부하에 따라 최고의 성능 및 배기특성 만족을 위해 각 조건에 따라 이와 같은 캠축 변가 기능을 수행하기 위해서는 가능한 한 높은 압력의 오일이 충분히 VCT에 공급되는 것이 필요하다. 본 연구에서는 전 운전 영역에서 각각 2.7, 3.8[l/min]의 일정 유량이 VCT에 공급되는 경우에 대하여 해석을 수행하였다.

Fig. 2는 해석엔진의 오일회로를 상용 해석프로그램인 Flowmaster를 사용하여 모델한 그림이다. 대상엔진은 4기통 DOHC알루미늄 블록 가솔린 엔진으로, 불연속 오일공급 크랭크시스템을 채택하고 있다. 또한 헤드에는 롤러 형태의 캠 중동자(roller follower)를 가지고 있으며, 이를 지탱하고 회전시켜주기 위해 피벗 베어링(pivot bearing)이 채택되어져 있다. 해석 시 오일 그루브에서 커벡팅 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].

커벡팅 로드 대단부 베어링은 상하 모두 평 베어링을 사용하였으며, 메인 베어링의 경우에는 위쪽부분은 3 mm의 폭을 가진 그루브형 베어링을 사용하였으며,

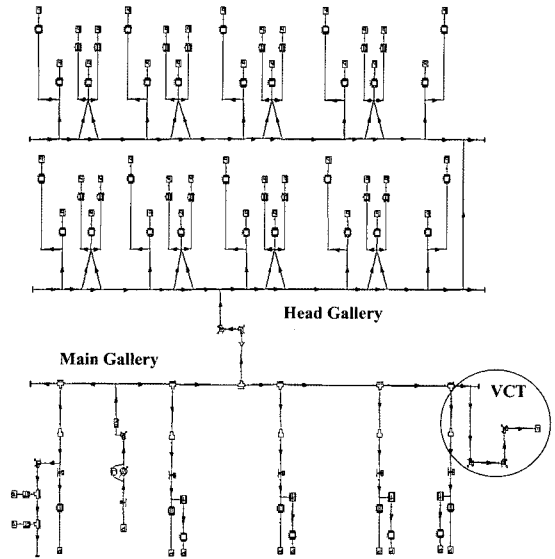


Fig. 2. Analysis model of engine oil circuit network.

아래쪽부분은 지지 하중력 향상을 위해 평 베어링을 채택하였다.

그리고 해석에 사용한 베어링을 통한 유량 계산은 아래의 (1)-(7)식을 사용하였다. 그리고 베어링을 통해 흐르는 공급오일의 온도 상승효과는 회전운동에 의한 마찰력으로부터 발생하는 열은 전부 공급되는 오일에 의해 배출된다는 가정 하에서 아래의 (8), (10)식으로부터 계산하였다. 또한 (8)식 계산에서 계산의 단순화를 위해 자세각(attitude angle)은 좁은 폭 베어링에 관한 해석식 (9)을 사용하였으며, 극한 조건에 대한 경우를 얻고자 캐비테이션이 발생하지 않는다는 가정 하에서 $I=1$ 의 값을 사용하였다[4-6].

일반적으로 VCT로 공급하는 오일은 기존의 유허회로와는 독립적으로 운전이 가능하도록 오일펌프 바로 후단부에서 분기하여 공급하는 것이 가장 바람직하지만 실제로는 이렇게 하는 것이 생산공정 및 설계상의 문제 등으로 인해 불가능 경우가 대부분이다. 그러므로 본 연구에서는 현실적인 측면을 고려하여 VCT로 공급하는 오일은 앞에서 기술한 기존엔진의 유허회로 중 메인 갤러리의 끝단 부분에서 공급되는 것으로 가정하여 수행하였다[Fig. 1 참조].

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

where,

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

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

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

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,

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

where,

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

$$F = \frac{c\varepsilon W}{2r} \sin \psi + \frac{2\pi\eta^2 \omega b}{c\sqrt{1-\varepsilon^2}} I \quad (8)$$

$$\psi = \tan^{-1}\left(\frac{\pi\sqrt{1-\varepsilon^2}}{4\varepsilon}\right) \quad (9)$$

$$\Delta T = \frac{Fr\omega}{\rho\dot{V}C} \quad (10)$$

3. 결과 및 고찰

Fig. 3은 각각 3.8, 2.7 [l/min]의 일정 유량을 필요로 하는 VCT를 기존 엔진 윤활회로에 Fig. 2와 같이 부착하였을 때, 공급오일의 온도 및 엔진 회전수에 따라 VCT로 공급되는 오일의 압력값 변화를 그려놓은 그림이다. 그림에서 알 수 있듯이 상대적으로 많은 공급유량을 필요로 하는 VCT(3.8 [l/min]) 경우에는 기존 엔진 회로에서 공급되는 오일의 압력이 작은 값을 갖

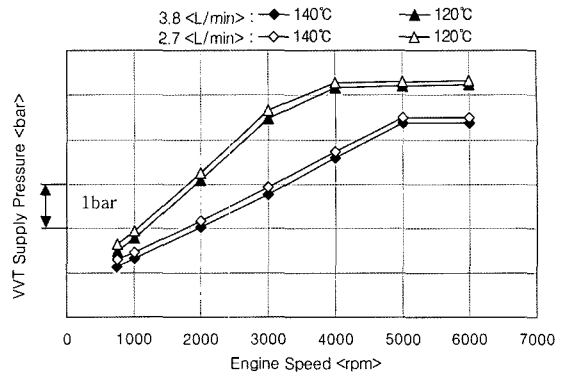


Fig. 3. Variation of supplied oil pressure to VCT.

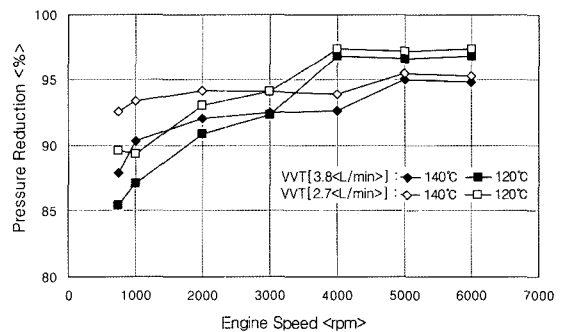
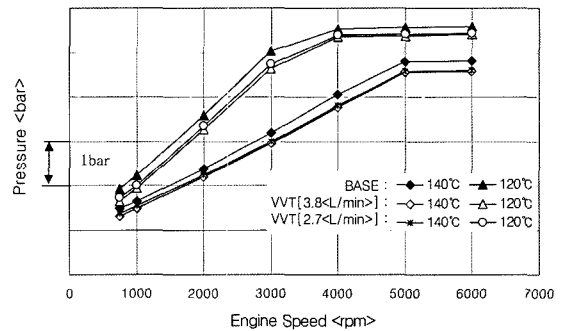


Fig. 4. Variation of supplied oil pressure and pressure reduction at main gallery.

게 된다는 것을 알 수 있다.

Fig. 4는 VCT를 부착하였을 때 메인 갤러리에 공급되는 오일의 압력변화와 기존엔진 대비 공급압력의 감소 값을 %로 계산하여 그려놓은 그림이다. 그림에서 알 수 있듯이 모든 운전조건에서 유량을 많이 필요로 하는 3.8 [l/min] VCT 장착의 경우가 상대적으로 큰 공급오일의 감소를 초래하며, 특히 저속 회전의 조건에서는 10-15% 정도의 공급오일 감소가 발생함을 알 수 있다.

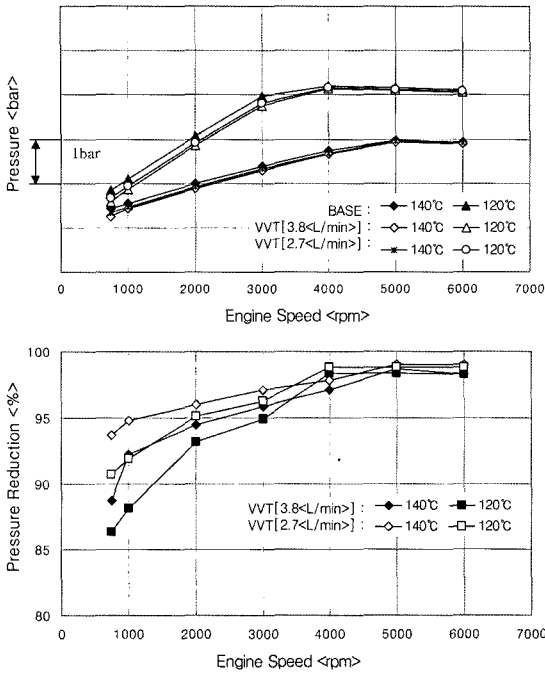


Fig. 5. Variation of supplied oil pressure and pressure reduction at head gallery.

Fig. 5는 VCT를 부착하였을 때 헤드 갤러리에 공급되는 오일의 압력변화와 기존엔진 대비 공급압력의 감소 값을 %로 계산하여 그려놓은 그림이다. 그림에서 알 수 있듯이 3.8 [l/min] VCT 장착의 경우가 상대적으로 큰 공급오일의 감소를 초래하며, 특히 저속 회전의 조건에서는 10-15% 정도의 공급오일 감소가 발생함을 알 수 있다. 그러나 Fig. 2에서처럼 VCT가 메인 갤러리에 부착되어 있기 때문에 상대적으로 VCT에서 멀리 떨어진 헤드 갤러리의 경우는 메인 갤러리에 비해 상대적으로 오일압력의 감소가 작은 값을 가진다는 것을 알 수 있다.

Fig. 6은 VCT를 부착하였을 때 메인 베어링에 공급되는 유량의 변화를 계산한 결과이다. Fig. 4의 메인 갤러리 공급압력 그림에서 예상할 수 있듯이 VCT를 장착한 경우 메인 갤러리에 공급되는 압력이 감소함에 따라 메인 베어링에 공급되는 유량 또한 감소하게 된다. 특히 이러한 유량 감소경향은 2000 rpm이하의 저속 영역에서 급격히 강화되어 3.8 [l/min] VCT를 장착하였을 경우 750 rpm에서는 약 30%정도의 유량감소가 발생함을 알 수 있다. 그러므로 VCT를 저속영역에서 사용할 경우에는 유량감소에 따른 베어링의 윤활문제

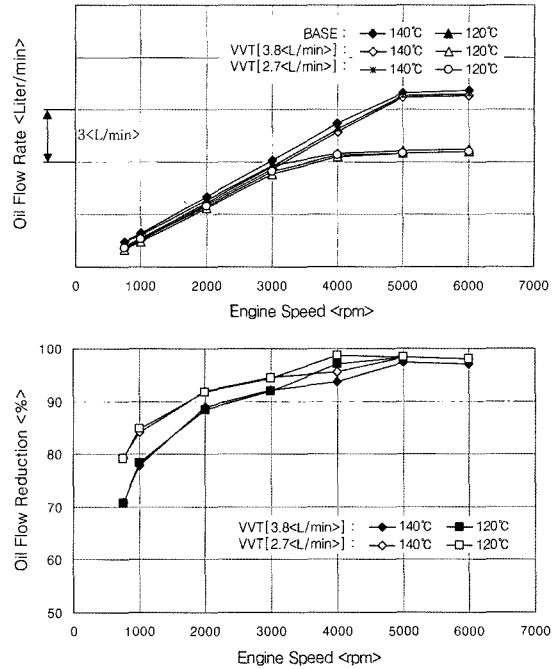


Fig. 6. Variation of supplied oil flow rate and flow reduction at main bearing.

가 충분히 고려해야 한다는 것을 알 수 있다.

Fig. 7은 오일온도 및 엔진 회전수 변화에 따른 커넥팅 로드 베어링에 공급되는 유량의 분배를 계산한 결과이다. 그림에서 알 수 있듯이 커넥팅 로드 베어링으로 공급되는 오일은 크랭크 암의 회전에 의한 원심력의 영향을 받으므로 메인 베어링과는 달리 엔진 회전수가 증가함에 따라 지속적으로 공급유량이 증가하는 경향을 가진다. 그림에서 알 수 있듯이 120°C경우는 VCT 설치에 따른 영향이 거의 나타나지 않지만 상대적으로 많은 유량이 공급되는 140°C에서는 중속 영역에서 VCT의 영향이 나타나는 것을 볼 수 있다. 특히 알루미늄 블록을 채택하고 있는 대부분의 엔진에서 열팽창에 의한 베어링 간극의 변화가 작은 커넥팅 로드 베어링의 경우 적은 유량의 변화에도 오일 온도의 상승이 큰 문제를 일으키므로 유량변화에 의한 온도상승 효과를 확인할 필요가 있다.

Fig. 8은 캠 베어링에 공급되는 유량의 변화를 계산한 결과이다. 캠 베어링의 경우 4행정 기관에서는 메인 베어링에 비해 1/2 회전하므로 상대적으로 적은 양의 오일을 필요로 하는 부품이다. 그리고 계산 결과에서도 상대적으로 VCT 부착에 따라 큰 영향을 받지

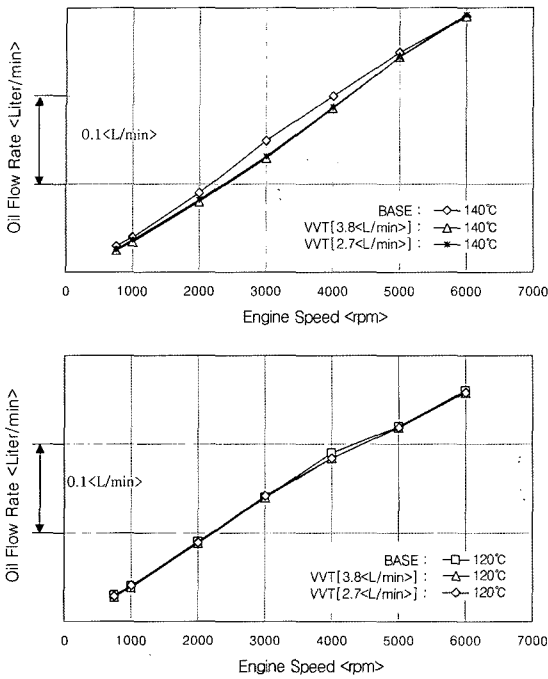


Fig. 7. Variation of supplied oil flow rate and flow reduction at connecting rod bearing.

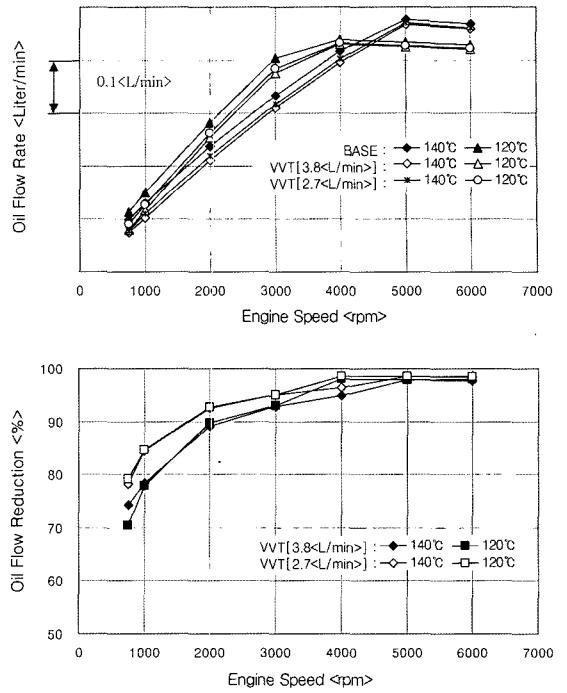


Fig. 9. Variation of supplied oil flow rate and flow reduction at HLA.

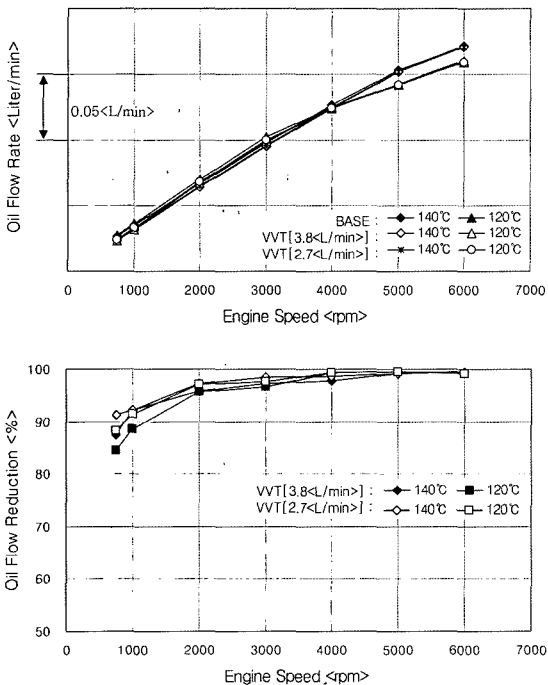


Fig. 8. Variation of supplied oil flow rate and flow reduction at cam bearing.

않는 부품임을 알 수 있다. 오일온도 및 엔진 회전수 변화에 따른 커넥팅 로드 베어링에 공급되는 유량의 분배를 계산한 결과이다.

Fig. 9는 HLA(Hydro Lash Adjuster)에 공급되는 오일유량 변화를 계산한 결과이다. HLA 경우 메인 베어링에서처럼 2000 rpm이하의 저속 영역에서는 공급 유량이 급격히 감소하는 경향을 가진다. 특히, 3.8 [L/min] VCT를 장착하였을 경우 750 rpm에서는 약 30% 정도의 유량감소가 발생함을 알 수 있다. 그러므로 VCT 장착 시 저속 영역에서 HLA의 공급 유량특성이 충분한가를 반드시 확인해야만 한다.

Fig. 10은 알루미늄 블록을 채택하고 있는 엔진의 경우에 있어서 공급 유량에 가장 민감한 부품인 커넥팅 로드 베어링에 공급되는 오일의 운전 조건변화에 따른 오일온도의 상승을 (10)식에 의해 계산한 결과이다. 그림을 살펴보면 엔진의 회전수에 따라 베어링에 공급되는 오일은 마찰력에 의해 온도가 상승하는 경향을 가지게 된다. 특히 VCT시스템을 채택하였을 경우 140°C로 오일을 공급하였을 경우 Fig. 7에서처럼 공급 유량의 감소에 따라 중속영역에서 오일의 온도가 상승하는 경향을 가짐을 알 수 있다.

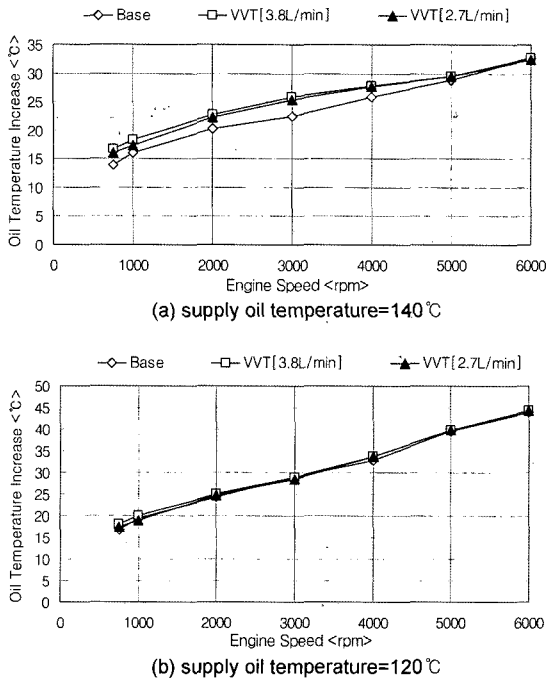


Fig. 10. Oil temperature increase at connecting rod bearing.

4. 결 론

본 연구는 기존의 유회시스템에서 VCT를 적용할 경우 발생할 수 있는 이상의 문제점 등을 검토하기 위해 기존의 최적화된 유회시스템에 베인 형태의 VCT를 적용하여 유회시스템 1-D유동해석을 수행하였으며, 이상의 연구결과를 통하여 아래의 결론을 얻었다.

- 1) 3.8 [l/min] VCT 장착의 경우 메인 갤러리 및 헤드 갤러리에 공급되는 오일의 압력은 특히 저속 운전의 조건에서 기존 시스템에 비해 10-15% 정도의 감소하며, 감소하는 경향은 상대적으로 메인 베어링의 경우가 심하다.
- 2) 메인 베어링에 공급되는 유량은 VCT를 장착함에 따라 2000 rpm이하의 저속 영역에서 급격히 감소하며, 3.8 [l/min] VCT를 장착하였을 경우 750 rpm에서는 약 30%정도의 유량감소가 발생한다. 그러므로 VCT를 저속영역에서 사용할 경우에는 유량감소에 따른 베어링의 유회문제가 충분히 고려되어야 한다.
- 3) HLA에 공급되는 오일유량 또한 메인 베어링에서 처럼 2000 rpm이하의 저속 영역에서는 공급유량이 급격히 감소하는 경향을 가진다. 특히 3.8 [l/min] VCT를

장착하였을 경우 750 rpm에서는 약 30%정도의 유량감소가 발생한다.

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
- ΔT : Temperature increase of oil
- 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 Streppek, marc Wiseman and Cheng Qian, "Engine Lubrication System Model for Sump Oil Temperature Prediction," SAE2001-01-1073.
2. Jagadish 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. 윤정의, "불연속 오일공급 랭크샤프트 시스템을 채택한 엔진 유회시스템의 해석," 한국유회학회지, Vol.20, No.1., 2004.
5. Affenzeller Glaser, "Lagerung und Schmierung von Verbrennungsmotoren," Chap.5, Springer-Verlag, Germany, 1996.
6. Cameron, "The Principles of Lubrication," Chap.12, William Clowes and Sons, 1967.
7. 윤정의, "전산유체해석을 이용한 엔진유회시스템 설계," 한국유회학회지, Vol.21, No.4, 2005.