

엔진 크랭크샤프트 베어링에 대한 마찰 및 온도 특성에 대한 실험적 연구

조명래* · 문호지* · 장인배* · 한동철**

*서울대학교 기계설계학과 대학원, **서울대학교 기계설계학과

An Experimental Study of the Friction and Temperature characteristics of Engine Crankshaft Bearings

Myung-Rae Cho*, Ho-Jee Moon*, In-Bae Jang* and Dong-Chul Han**

*Graduate, **Professor, Dept. of Mechanical Design & Production Engineering, Seoul National University

Abstract - To increase the fuel economy, a reduction of friction loss is important in engines. Experimental investigations have been required for reducing the friction loss of crankshaft bearings. Hydraulic cylinder, and servo controller system which modified the applied load, and test rig for the observation of the characteristics of engine crankshaft bearings were designed and fabricated. Experiment is performed. Friction torque, journal locus and circumferential temperature variations of crankshaft bearings were measured with applying load, revolution speed, and oil inlet temperature, etc.

1. 서 .론

최근 고출력 엔진의 발달에 있어서 연료 소비의 절감은 중요한 문제로 대두되고 있으며 이에 대한 연구가 다각적으로 이루어 지고 있다. 연료 소비의 절감을 위한 한 방법으로 마찰 손실의 감소는 그 중요성이 점차 증가되고 있다. 엔진 각부에서 발생하는 손실은 큰 문제점으로 이는 동력의 손실 문제 뿐만 아니라 열발생과 이로 인한 기계내의 각 요소의 변형등의 여러 문제점을 일으켜 정밀도의 변화 문제까지 일으킨다. 마찰 해석의 기초로서 모든 엔진의 구성 요소에 대한 기계적 손실을 측정하는데 기초를 두고 있으며 이를 이용해 엔진 각부의 설계 개선에 이용된다.

마찰 손실을 일으키는 각 부품중 크랭크 샤프트계의 주 베어링과 크랭크 베어링은 주기적으로 변하는 하중을 받는 고기능 부품의 대표적 예로서 엔진의 고출력 경량화의 설계 경향으로 인하여 점점 더 가혹한 운전 조건에서 사용되고 있으며 이러한 운전 조건의 변화는 베어링내의 유막 파괴등을 초래하고 신뢰성을 저하시킨다. 엔진 베어링내에서 발생하는 마찰 손실은 윤활유의 특성과 회전수, 외부 하중등에 영향을 받는 인자로서 피스톤의 마

찰 손실과 함께 마찰 손실중 특히 중요시 된다.

마찰 손실은 실제 엔진을 모터로 구동시킴으로써 얻어낼 수 있으나 이 방법은 엔진 폭발시의 베어링에 걸리는 하중을 구현할 수 없는 관계로 본 논문에서는 동하중을 구현하는 장치를 개발하고 이를 이용해 엔진의 한 주기동안 변동하는 하중을 재현하여 하중, 회전 속도 등을 변화시켜가며 마찰 손실을 측정하였고 이와 아울러 운전조건의 변화에 따른 엔진 베어링내의 온도 분포 변화를 측정하여 엔진 베어링에 대한 이해를 돕고자 하였다.

2. 실험 장치의 구성

본 논문에서는 엔진 베어링에 걸리는 마찰 토크, 온도 및 주축의 회전 궤적을 측정하기 위하여 Fig.1과 같은 실험장치를 구성하였다. 본 실험장치는 크게 주축장치, 하중 발생장치, 신호저장 장치로 구성된다.

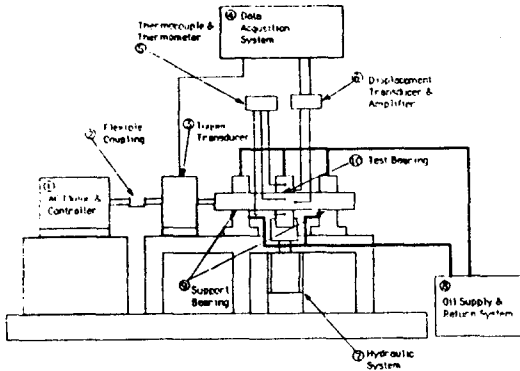


Fig. 1 Schematic Diagram of Experimental System

(1)은 속도 가변이 가능한 교류모터와 컨트롤러, (2)는 모터의 회전력을 주축에 전달해 주는 플렉시블 커플링, (3)은 토오크 측정 장치, (4)는 신호 저장장치, (5)는 온도 측정장치로 베어링의 원주 방향으로 9곳의 온도를 측정할 수 있도록 열전대를 장착 하였다. (6)은 회전 궤적 측정을 위한 비접촉 변위 측정기와 증폭기, (7)은 하중 발생을 위한 유압 실린더계, (8)은 오일 공급, 회수 장치이다. (9)는 지지베어링, (10)은 실험 베어링으로 (9), (10)의 베어링은 같은 형상을 갖는다.

2.1 하중발생 장치

실제 엔진과 유사한 조건하에서 마찰 손실 및 저어널의 운동 궤적을 측정하기 위하여 피스톤 실린더내의 압력이 연결봉 베어링에 미치는 하중을 재현하는 것은 중요하다. 본 논문에서는 정확한 정하중과 동하중의 재현뿐만 아니라 다양한 주파수, 다양한 크기의 하중을 발생시켜야하므로 유압 실린더를 사용하여 하중 발생장치를 구성하였다.

Fig. 2에는 하중 발생 장치의 개략도를 나타내었다. 시험 베어링은 반경 방향으로 직각인 두 방향으로 부터 하중을 받는다. 실린더 양단에 공급되는 유량의 차이에 의해 실린더내의 압력차가 발생하고 이 압력차가 하중 발생의 근원이 된다. 실린더내의 압력은 압력 측정기에 의해 측정되어서 동적 변형률 증폭기를 통해 증폭된 후 서어보 콘트롤러로 보내져 유량 제어의 자료를 제공한다.

본 논문에서는 실제 엔진의 연결봉 대단부 베어링에 미치는 하중을 근사하기 위하여 동하중의 경우 저어널의 2회전당 1번씩 하중을 가해하도록 제어하며 이는 지정 정전압을 이용하여 실린더 양단 압력차에 의한 전압을 원하는 값으로 조정할 후 실험을 수행한다.

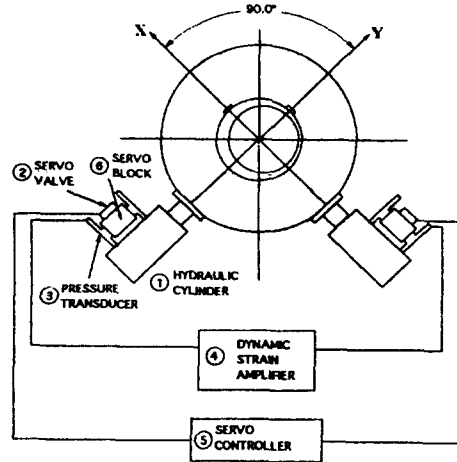


Fig. 2 Schematic Diagram of Loading System

2.2 주축장치

실험용 주축은 엘리먼트 조정의 편이와 동적 하중에 의한 힘 변동을 줄이기 위하여 베어링 사이의 간격을 되도록 작게 설계 하였다. 주축에 설치되는 시험 베어링과 보조 베어링은 동일한 특성을 가지도록 같은 형상을 갖도록 하였다.

축의 회전 궤적은 하우징에 와전류형 비접촉 변위 측정기를 90° 의 각도로 장착하여 저어널과 베어링간의 상대 운동을 측정하도록 하였다. 베

어링내의 마찰 토크 측정은 스트레인 게이지형 토크미터를 사용하였으며 베어링내의 오일의 온도 분포 측정을 위해 열전대를 베어링부에 원주방향으로 설치하였다.

3. 실험조건

Fig. 3에는 실험에 사용한 엔진 베어링의 형상을 표시하며 표 1 에서는 본 논문에서의 실험 조건을 표시한다.

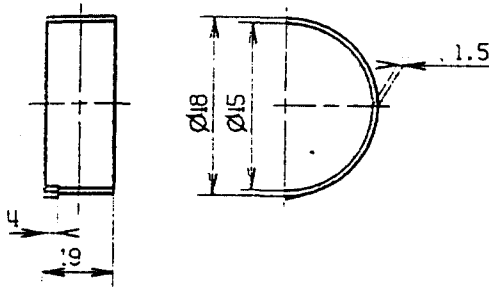


Fig. 3 Configuration of CON-ROD Bearing

Factor	Unit	Test Condition	
		Static	Dynamic
Shaft Diameter	mm	45	
Width	mm	23	
Revolution Speed	RPM	500, 1000, 1500	
Load	N		490.98
		490.98	981.96
		981.96	1472.94
			1963.92
			2945.88
Lubrication	-	SAE 10W /40	
Oil Inlet Temperature	° C	27, 33	27
Oil Inlet Pressure	bar	7.5	

Table.1 Test Condition for Static and Dynamic Loads

4. 실험 결과

4.1 실험 장치의 특성 측정

하중발생을 위한 서어보 제어기의 되먹임 특성을 알아보기 위한 되먹임 전압(Feedback Voltage)을 Fig. 4에 나타내었다.

입력 전압은 신호 발생기를 이용하여 정현파의 형태로 90° 위상을 가지도록 입력하였다. Fig. 4에서 하중의 크기는 981.96N으로 지령 전압은 0.5V이다.

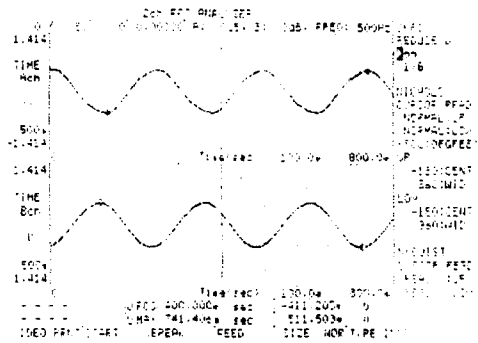
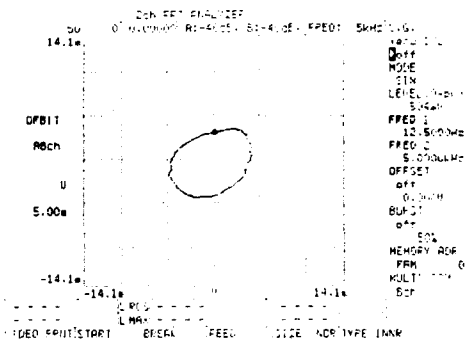


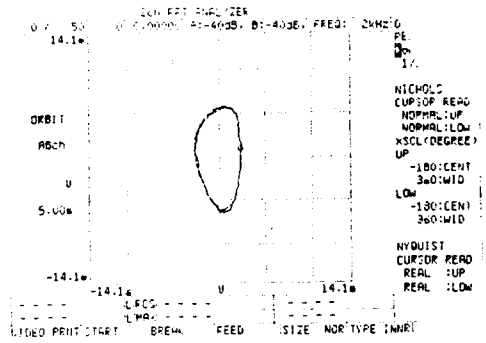
Fig. 4 Feedback Signal of Servo-Controller

4.2 축의 궤적 측정 결과

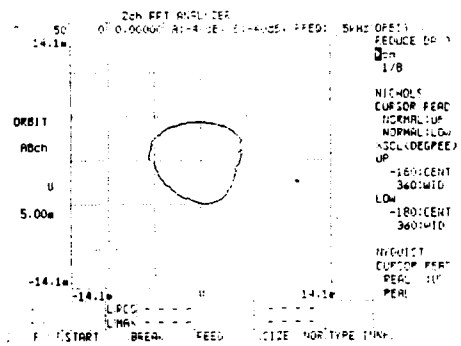
Fig. 5에는 정하중이 가하여질 때의 각 방향의 변위와 축의 회전 궤적을 나타내었고, Fig. 6은 저어널의 2회전당 1번의 동하중이 작용할 때의 궤적을 나타내었다. Fig. 5에서 보는 바와 같이 반경 방향으로 5µm의 떨림을 가지고 회전하고 있으며 하중의 변화량에 따라서 회전 궤적의 최대 크기 변화도 거의 나타나지 않으나 회전 궤적의 최대 직경 축이 이루는 각이 변화됨을 볼 수 있다. 또한 Fig. 6에서 동하중 작용시에는 작용하중의 변화에 대해서는 회전 궤적의 크기 및 형상이 크게 변화되나, 동일한 하중이 작용할 경우 회전 속도의 변화에 대해서는 회전 궤적의 변화가 적게 나타남을 볼 수 있다.



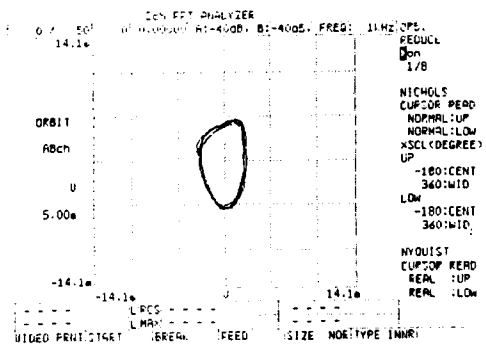
(a) No Load



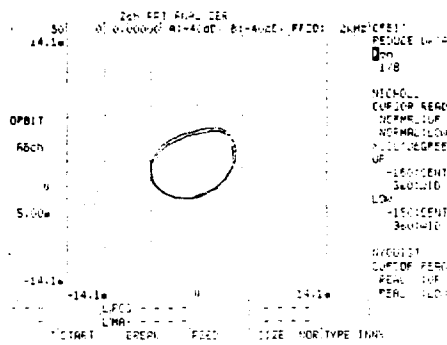
(a) 490.98N, 1000rpm



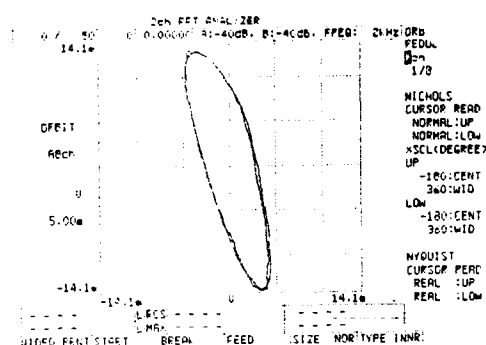
(b) 490.98 N



(b) 490.98N, 1500rpm



(c) 981.96 N



(c) 981.96N, 1000rpm

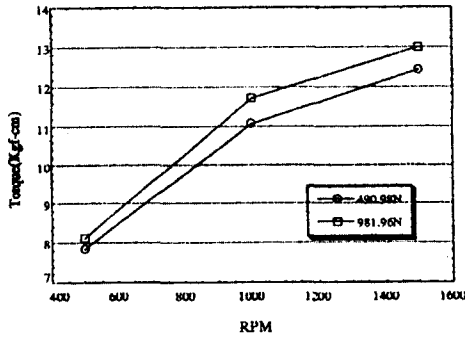
Fig.5 Measurement of Journal Locus and Displacement(Ststic Load, 1500rpm)

Fig.6 Measurement of Journal Locus (Dynamic Load)

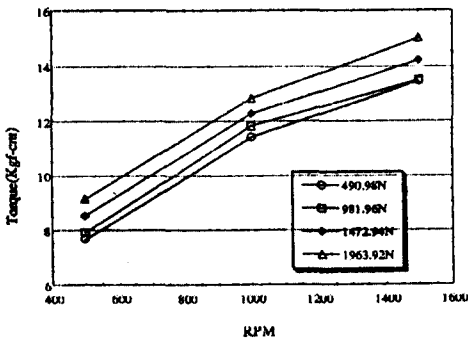
의 감소로 나타남을 알 수 있다.

4.3 마찰 토크 측정 결과

Fig. 7에는 하중 작용시 마찰 토크 측정결과를 나타내었다. 전체적으로 속도와 하중의 증가에 따라 마찰 토크가 증가하고 있음을 볼 수 있으며, 동하중이 작용하는 경우가 정하중이 작용하는 경우보다 마찰 토크가 조금 크게 측정 되었다.



(a) Static Load



(b) Dynamic Load

Fig. 7 The Relation between Speed and Friction Torque

Fig. 8에는 공급 온도에 따른 마찰 토크의 측정결과를 나타내었다. 공급 온도가 증가할 수록 마찰 토크가 줄어드는 경향을 보였다. 이는 온도가 높으면 오일의 점도가 떨어지고 이는 마찰력

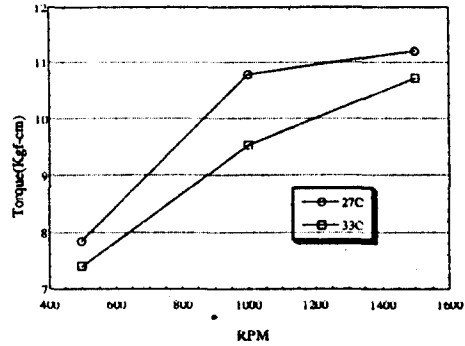


Fig. 8 Measurement of Friction Torque by Inlet Oil Temperature

4.4 온도 측정 결과

동하중 작용시 속도와 하중에 따른 베어링내 온도 변화를 Fig. 9에 나타내었다. 속도가 증가함에 따라 하중이 증가함에 따라 온도가 증가하였다. 윤활유 공급 온도는 27° C이며 동일한 조건에서 3 번 측정된 결과의 평균이며 각 속도에서 정상 상태에 도달했을 때의 온도이다.

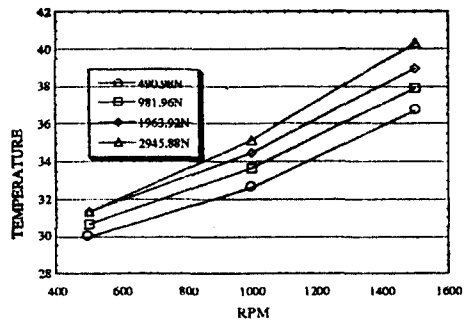


Fig. 9 The Relation between Speed and Temperature (Dynamic Load)

Fig.10에는 동하중 작용시 속도에 따른 베어링 원주 방향의 온도 분포를 나타내었다.

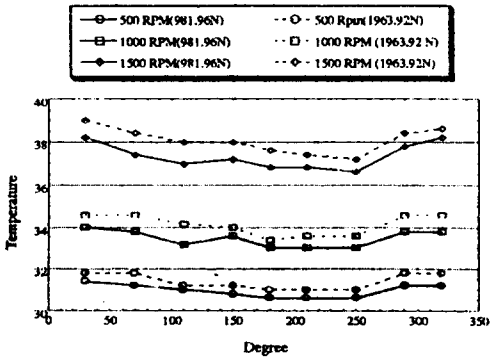


Fig.10 Measurement of Temperature Distribution (Dynamic Load)

5 결론

하중의 종류 및 하중의 양에 따라 저어널의 회전 궤적이 변화가 크게 나타났으나 같은 하중이 작용할 때 회전 속도의 변화에 따른 저어널의 회전 궤적은 변화가 작았다.

마찰 토크는 저어널 하중이 크게 작용할수록 그리고 회전 속도가 클수록 크게 나타났으며 저어널과 베어링사이의 윤활유의 온도가 높을수록 작게 나타났다.

저어널의 원주 방향의 온도는 작용 하중과 회전 속도가 증가할수록 크게 나타났으며 저어널 원주방향으로 모든 점에서 다르게 나타났다.

이상으로부터 작동 하중과 회전 속도를 줄이고 공급 오일의 온도를 높이는 것이 마찰 토크를 줄이는데는 좋으나 이는 실제 작동 상황에서의 제약 때문에 적절한 최적의 값을 찾는 것이 중요함을 알 수 있다.

참고 문헌

1. D.C.HAN, Statische und Dynamisch Eigenschaften Gleitlagen bei hohen Umfangsgeschwindigkeiten und bei verkantung, Universitat Karlsruhe, 1979.
2. Pinkus and Sternlicht, Theory of Hydrodynamic Lubrication, McGraw- Hill, 1961.
3. Yukio Ogita, Kosaburo Niwa, Tadash Tanaka, Measurement of bearing Friction Loss under Dynamic Load, SAE 880547, 1988.
4. D.Koshal, W.B. Rowe, Fluid Film Journal Bearing Operating in a Hybrid Mode Part2-Experiment Investigation, J. of. Lub. Tech., Trans. ASME, 1981. 10
5. A.Seireg, E.hsue, An Experimental Investigation of the Effect of Lubrication Properties on Temperature and Wear in Sliding Concentrated Contact, j. of. Lub, Tech., Trans. ASME, 1981. 4.
6. J.F.Booker, Dynamically Loaded Journal Bearing : Numerical Application of the Mobility method, J. of. Lub. Tech., Trans. ASME 1971. 1.
7. Junichi Mitsui, Yukio Hori, Masato Tanaka, An Experimental Investigation on the on the Temperature Distribution in Circular Journal Bearings, J. of. Lub. Tech., Trans, ASME, 1986. 10.
8. J.T.Kovach, E.A.Tsakiris, Wang, Engine Friction Reduction for Improved Fuel Economy, SAE 820085
9. Kenneth, J. patton, Ronald, G.Nitschke and Jone, B, Heywood, Development and Evaluation of a Friction Model for Spark-Ignition Engines, SAE 890836
10. 이 승호, 동하중을 받는 저어널 베어링의 동특성에 관한 실험적 연구, 서울 대학교 석사 학위 논문, 1991. 1