〈논문〉 SAE NO. 99370197

피스톤 링 마찰 특성의 실험적 연구
An Experimental Study on Frictional Characteristics of the Piston Ring

이 재 선*, 한 동 철**
Jae-Scon Lee, Dong-Chul Han

Abstract

A friction tester to measure friction force generated at the interface between the piston ring and the cylinder liner was developed. Modified piston ring is bar-shaped and 100mm long. Surfce of the modified piston ring is machined by the profile grinding machine to be formed as a shape of an arc of a circle. Measured data are treated as mean effective friction force and power loss. From this test it can be confirmed that friction force is deeply affected by surface shape of the piston ring and viscosity of supplied oil. Friction force is decreased and power loss is increased with increasing velocity. And it is known that region of mixed lubrication is broader than estimated with theoretical analysis. It is expected that this tester can be used as the optimization tool of the surface shape of the piston ring at the first stage of development of the piston rings.

주요기술용어 : Piston Ring(피스톤 링), Friction force(마찰력), Power Loss(동력손실), Mixed Lubrication(혼합마찰)

1. 서론

피스톤 링에 발생하는 마찰력은 피스톤 - 실린더 라이너 계에서 발생하는 기계적 마찰력의 큰 부분을 차지하게 되며, 이의 효과적인 감소를 위한 연구가 내연 기관의 개발이래 꾸준히 진행되어 오고 있다. 하지만 피스톤 링의 역할은 고압으로 작용하는 연소 가스를 밀봉하여야 하고, 크랭크 실에서 공급되는 윤활유가 연소 가스에 노출되어 과다하게 증발되는 것을 방지하여야 하기 때문에 피스톤 링과 실린더 라이너 사이에 지나치게 큰 틈새가 발생하는 것 또한 바람직하지 않다. 특히 오일 스크레이퍼 링을 이용하는 경우에는 압축 링은 거의 오일 부족 상태로 운전되기 때문에 충분한 양의 오일이 공급되는 경우에 비해 유막 형성이 완전하지 못하게 되어 상당히 큰

* 서울대학교 정밀기계설계공동연구소
** 정회원, 서울대학교 기계공학부

마찰력이 발생되는 것은 불가피하다.

피스톤 링에 발생하는 마찰력을 측정하고자 하는 시도는 1922년 Ricardo[1] 에 의해 최초로 수행되어 졌으며, 그는 이 실험 결과를 바탕으로 피스톤 링 팩의 마찰은 대부분 경계마찰 범주에 속한다고 결론지었지만, 그 후 Hawkes와 Hardy[2]는 그 결론은 사실이 아니며, 대부분의 행정에서 피스톤 링에 발생하는 마찰은 동수압적 마찰임을 밝혀 내었다. 또한 Forbes와 Taylor[3]는 최초로 실제 운전 조건 하에서 피스톤 링 조합의 마찰력을 측정하였으며, 이를 위해 시험용 엔진을 제작하였다. 이 후로 Furuhama[4], Ting[5]이 단기통의 시험용 엔진을 이용하여 실험적 연구를 진행되었으며, 특히 Dearlove[6]의 실험은 특수 기구를 이용하여 피스톤 링의 일부로 마찰을 측정하는 새로운 기법을 적용하였다.

그러나 기존에 행해진 많은 실험적 연구들은 기존에 제작되어 있는 피스톤 링을 이용하여 마찰 시험을 행하였기 때문에 피스톤 링 표면의 형상 변화에 따른 마찰력의 변화를 예측하기는 어려웠다. 따라서 본 연구에서는 임의의 형상을 가진 피스톤 링의 마찰 특성을 얻기 위하여 새로운 형태의 마찰 특성 시험기를 구상하였으며, 그 결과를 이론적 해석 결과와 비교, 고찰하도록 하였다.

2. 마찰 특성 시험기의 구조

본 연구에서는 이론적 해석을 바탕으로 피스톤 링의 형상 변화에 따른 피스톤 링 마찰 특성의 변화를 실험적인 방법으로 고찰하기 위하여 피스톤 링 유사 실험장치를 개발하여 피스톤 링에 발생하는 마찰력을 측정하였다. 원형의 피스톤 링에 임의의 표면 형상을 가공하는 것이 매우 어렵고, 또한 형상 신뢰도가 적기 때문에 본 연구에서는 100mm의 길이를 갖는 봉 형상의 유사 피스톤 링을 제작하여 피스톤 링의 표면 형상에 따른 마찰 특성을 연구할 수 있도록 하였다. 피스톤 링이 실린더 라이너에 대해 상대 운동을 할 때 실린더 라이너의 중심점에 대해 편심량이 매우 작기 때문에 원주 방향의 유동을 무시할 수 있는 무한히 긴 직선 피스톤 링의 운동으로 단순화가 가능하며, 따라서 본 연구에서도 유사 피스톤 링의 길이를 길게 하여 양쪽 끝단에서 발생할 수 있는 길이 방향의 유동에 따른 마찰력의 변화 영향을 줄여야 하지만, 유사 피스톤 링의 가공에 사용한 프로파일 그라인딩 머신의 가공 한계에 제한을 받게 되므로 유사 피스톤 링의 길이는 100mm로 제한되었다.

Fig. 1은 피스톤 링 마찰 특성 시험기의 전체 구조를 보인다. 피스톤 링과 라이너 사이의 마찰력은 유사 실린더 라이너로 제작된 평판의 끝 부분에 설치된 피에조 센서를 사용하였다. 본 시험기에는 Kistler사(미국)의 9011A 센서를 이용하였다. 측정 시에 데이터 처리에 있어 필터는 사용하지 않았으며, 출력되는 신호를 그대로 저장하여 사용한다.

마찰 특성 시험기의 구동을 위하여 가변 속도의 직류 모터를 이용하며, 이에 벨트로 연결된 가속기를 통하여 이륜차 엔진의 출력 축을 회전시키면, 회전 운동은 왕복 운동으로 변환되며, 이륜차 엔진의 왕복 운동은 길이 380mm의 가늘고 긴 연결봉을 통해 마찰 특성 시험기 본체로 전달된다. 이때 엔진과 마찰 특성 시험기의 연결에 유연한 연결봉을 사용한 이유는 이륜차 엔진과 마찰 특성 시험기의 중심을 정확히 일치시키기 어렵기 때문에 운동 중에 발생할 수 있는 굽힘 하중을 흡수할 수 있도록 한 것이다.

상·하사점의 분별을 위해 상사점에 변위 센서를 장착하여 마찰 신호와 동기되도록 하여 신호 처리 시에 상·하사점의 구별에 이용하도록 하였다.

오일의 공급은 실제 엔진의 운전 조건과 유사하도록 유사 피스톤 링의 오른쪽 부분(Fig. 1)만으로 한정하였다. 이로 인하여 유사 피스톤 링이 왼쪽에서 오른쪽으로 지나가며 남겨진 오일만이 유사 실린더 라이너에 남아있게 되고, 이 오일이 유사 피스톤 링이 오른쪽에서 왼쪽으로 이동할

때 피스톤 링의 틈새로 공급되므로 전체 시스템은 오일 부족 상태로 운전될 것으로 예측된다. 또한 오일 공급 호스로부터 일정량의 오일이 공급되도록 하여 오일 부족 및 충분 상태를 조절할 수 있도록 하였다.

마찰 시험기의 구동을 위하여 가변 속도의 직류 모터를 이용하였으며, 감속기를 통한 동력이 125cc급 이륜차 엔진을 통해 직선 운동으로 바뀌어 마찰 시험기로 전달되도록 하였다. 시험기의 행정 길이는 이륜차 엔진의 행정 길이와 마찬가지로 50mm이며, 약 1000rpm까지 측정이 가능하다.

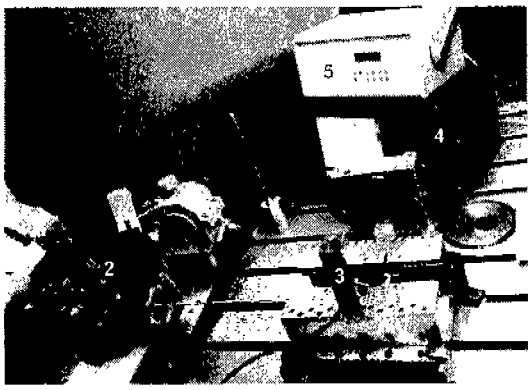


Fig. 1 Photograph of friction tester (1: accelerator, 2 : motorcycle engine , 3: main body of the tester, 4: FFT analyzer , 5: signal amplifier)

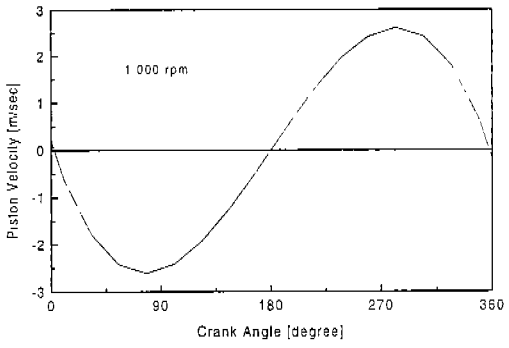


Fig 2 Velocity profile of the modified piston ring

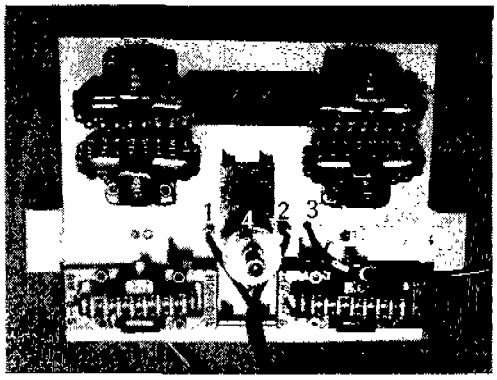
Fig. 2는 시험기가 1,000 rpm으로 회전할 때의 선속도 선도를 나타낸다. 900rpm에서는 2.4m/sec의 최고 속도를 보이며, 1,000 rpm에서는 2.7 m/sec의 최대 선속도를 가진다. 본 선속도의 값은 엔진 설계 데이터를 이용하여 계산된 결과이다.

유사 피스톤 링을 장착한 왕복운동 기구는 Fig. 3과 같다. Fig. 3의 a)는 왕복 운동장치의 상부를 보이고 있다. 왕복 운동의 안내 역할을 위하여 4개의 직선 베어링이 이용되었으며, 특히 고속의 직선 운동이 안내되도록 특수 형상의 리니어 베어링을 이용하였다. 리니어 베어링은 마찰 특성 시험기의 상부에 설치된 가이드를 따라 운동하게 된다. 그림에 보이는 스프링은 피스톤 링의 배면에 작용하는 가스 압력 및 탄성 복원력을 실현하기 위한 기구로 유사 피스톤 링을 유사 실린더 라이너에 대해 밀어주는 구조로 설계하여 스프링 하중을 유사 피스톤 링의 면적으로 나누면 배압으로 환산할 수 있다. 피스톤 링의 상, 하면에 작용하는 공기 압력은 그림의 관 1 및 2를 통하여 공급되도록 하였으며, 최대 10기압의 압력을 가할 수 있다. 1번 관은 피스톤 링의 상부 측에 압축 공기를 공급하며, 2번 관은 피스톤 링의 하부 측에 압축 공기를 공급하도록 하였다. 3번 관은 오일을 공급해줄 수 있도록 설치하였으며, Fig. 3의 b)에 보이는 관을 통하여 유사 피스톤 링에 공급되도록 하였다.

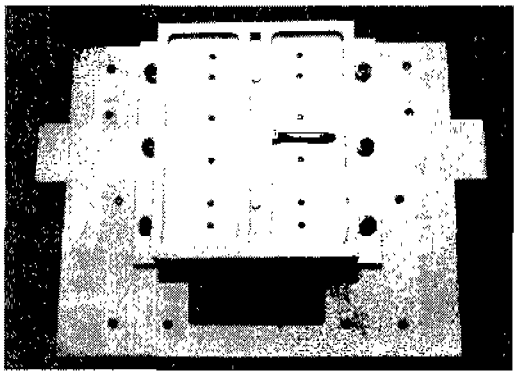
Fig. 3의 b)에 보이는 구멍은 압축 공기의 유로이다. 유사 피스톤 링은 왕복기구의 중앙 부분에 위치한 홈에 설치되며, 이 홈의 뒤에서 스프링으로 눌려지는 막대(bar)가 유사 피스톤 링에 하중을 가해 주도록 한다.

피스톤 링의 형상에 따른 마찰 특성 변화를 관찰하기 위하여 본 연구에서는 Fig. 4와 같이 2가지 형상의 유사 피스톤 링을 준비하였다.

피스톤 링의 폭은 5mm이며, 모서리 가공을 고려하면 1번과 2번 링은 4.6mm의 유효 폭을 갖는다. 각 유사 피스톤 링의 시험 표면에는 실제 피스톤 링과 마찬가지로 크롬 도금을 하였다.



a) Upper part



b) Lower part

Fig. 3 Photography of reciprocator (1.2: tube for air supply . 3: tube for oil supply . 4: Spring)

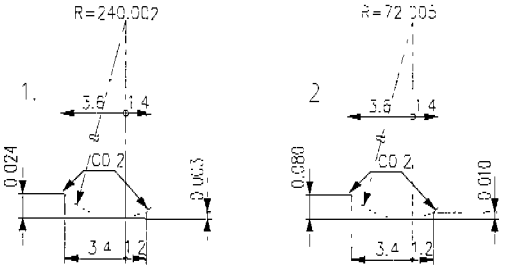


Fig. 4 Surface shape of the modified piston rings

Fig. 5는 유사 피스톤 링으로 전달되는 스프링 하중과 변위의 관계를 나타낸다. 배면에 작용하는 하중을 유사 피스톤 링의 면적으로 나누면 평균 배면 압력을 얻을 수 있으며, 본 시험에서는 최대 600N의 하중을 가하여 평균 12 bar의 압력이 배면에 작용하도록 하였다.

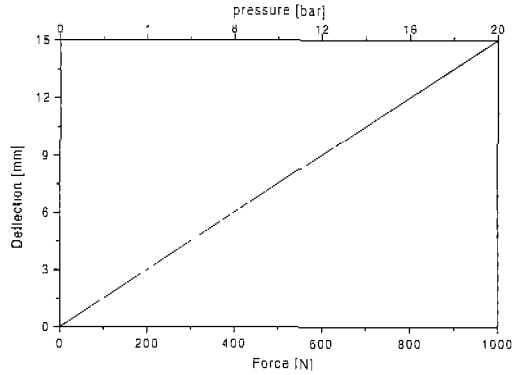


Fig. 5 Evaluation of spring force

3. 피스톤 링 마찰 측정 결과

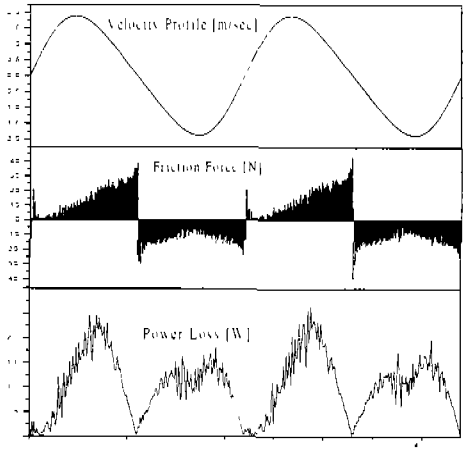


Fig. 6 Data treatment method

Fig. 6의 마찰력 데이터는 실제 측정한 값의

일부로 피스톤 링이 2행정 했을 때의 데이터를 보이고 있다. 측정된 데이터 값을 적분하면 1회전 당 마찰력을 얻을 수 있으며, 이는 평균 유효 마찰력(mean effective friction force)으로 산출된다. 각 크랭크 각에서의 마찰력에 피스톤 속도를 곱하면 동력 손실을 얻을 수 있으므로 Fig. 6의 속도 데이터에 해당 크랭크 각의 마찰력을 곱하여 평균 유효 동력 손실을 산출할 수 있다.

점도에 따른 마찰 특성을 연구하기 위해서 2가지 오일을 사용하였으며, 상온에서 상당히 점도가 큰 엔진 오일과, 점도가 묽은 유압 작동유를 선택하였다. 시험에 사용된 오일의 점도는 Table 1과 같다.

Table 1 Oil specification

Oil	Temperature (℃)	Viscosity [cP]
Engine Oil (10W-30)	40	85
	100	9.2
Hydraulic Oil	40	14
	100	2.6

마찰 실험은 실온에서 실시하였으며, 오일의 공급량은 1 cc/min를 기준으로 하였다. 공급되는 압축 공기의 압력은 6 bar로 설정하였으며, 시험 초기에 유사 피스톤 링 주변에 남아있는 많은 양의 오일에 의하여 오일 부족 조건이 시간에 따라 변하는 것을 방지하기 위하여 약 5분간 운전을 한 후 마찰력을 측정하도록 하였다.

Fig. 7에는 엔진 오일을 이용하여 1번 유사 피스톤 링의 마찰 실험 결과와, 이론적 윤활 해석에 따른 마찰력 계산 결과[7,8]를 비교하였다. 오일 부족 및 오일 이송 현상을 고려하기 위하여 이론 해석에서는 유량 연속 조건과 개방단 경계 조건을 이용하였다. 오일의 점도는 50cP를 고려하여 해석하였으며, 이는 약 50℃에서의 엔진 오일 점도에 해당한다. 상사점에서 하사점으로 움직일 때는 충분 윤활 조건을 고려하였으며, 하사점에서 상사점으로 이동할 때는 윤활 부족 상태를 고려하였다. 오일 부족의 정도는 실제 측정하는 것이 어렵기 때문에 하사점에서 상사점까지 1㎛에서 0.3㎛까지 선형으로 감소한다고 가정하였는데, 이 이유는 시험기의 구조 상 유사 실린더 라이너에 남아 있던 오일이 왕복 기구가 움직임에 따라 압축 공기에 의하여 점차 쓸려 없어지기 때문이다. 실제 실험 후 피스톤 링의 상부에는 매우 얇은 오일 막이 남아 있음을 확인할 수 있었으므로 피스톤 링이 상승 운동을 할 때에는 오일 부족 현상이 발생한다고 가정할 수 있다.

해석 결과와 실험 결과는 완전히 일치하지는 않지만, 오일 부족 상태를 고려한 크랭크 각 180° 에서 360° 구간에서 상당히 일치하는 결과를 얻을 수 있다.

실험 결과가 이론 값과 차이를 보이는 원인으로는 본 실험에 사용한 피에조 센서가 충전에 소요되는 시간을 다소 필요하게 되어 마찰력의 변화를 완전히 따라가지 못한다는 점도 작용하는 것으로 판단된다. 그러나 해석 결과와 실험 결과의 차이가 거의 비슷한 크기에서 일치되고 있으므로, 추후 피스톤 링의 설계에 있어 표면 형상에 따른 마찰력의 변화 추이를 예측하는 데에 적절하게 이용될 수 있을 것으로 기대된다.

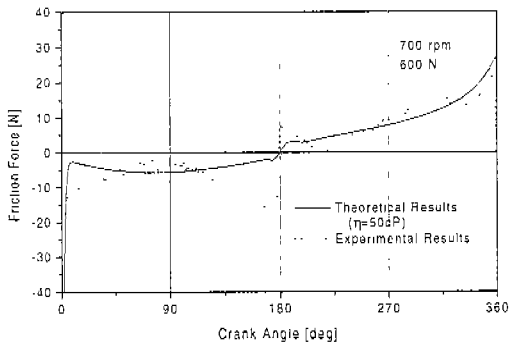
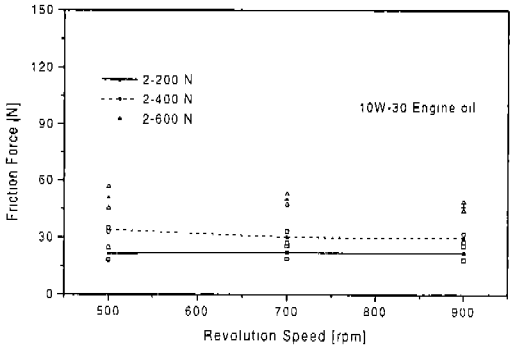
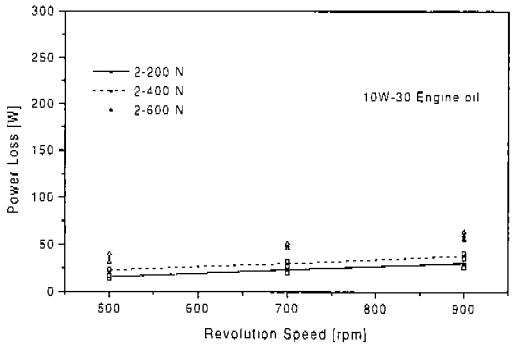


Fig. 7 Comparison the results of theory and experiment

Fig. 8과 9에는 엔진 오일을 이용하여 평균 유효 마찰력과 동력 손실을 측정한 결과를 정리하였다. 회전 속도는 엔진 오일에 대해 500, 700, 900 rpm, 유압 작동유에 대해 500, 700, 1,000 rpm에서 마찰력을 측정하였으며, 하중은 200, 400, 600N을 가하였다.



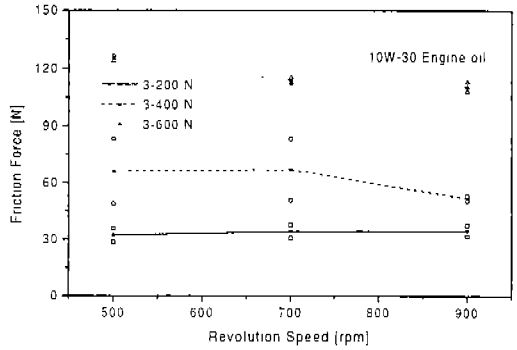
a) Mean effective friction force



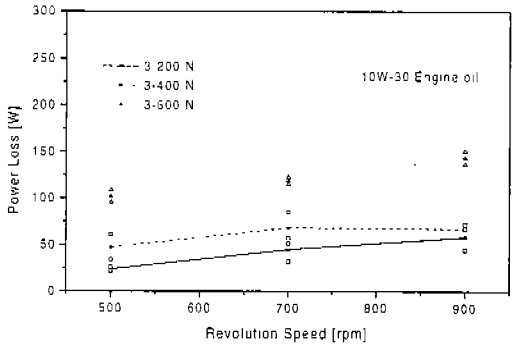
b) Mean effective power loss

Fig. 8 Mean effective friction force and power loss with general engine oil (No. 1 ring. circular shape face)

전체적인 실험 결과로부터 회전 속도의 증가에 따라 이론 해석에서 예측한 바와 마찬가지로 피스톤 링에 발생하는 마찰력은 감소하는 경향을 보이고 있으며, 동력 손실은 증가함을 알 수 있다. 마찰력이 회전 속도가 증가함에 따라 감소하는 이유는 중간 행정 기간에서 유막 두께가 크기 때문에 상·하사점에서 짜내기 효과가 충분히 발생할 수 있고, 사점을 지나기 전후에 저속에 비해 속도가 커서 동수압이 형성되기에 유리하기 때문이다.



a) Mean effective friction force



b) Mean effective power loss

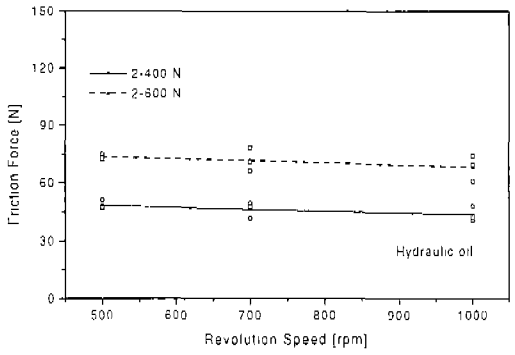
Fig. 9 Mean effective friction force and power loss with general engine oil (No. 2 ring. circular shape face)

실험 결과로부터 피스톤 링의 형상 변화에 따라 마찰력의 차이가 현저함을 알 수 있다. 동일한 원호 형상의 피스톤 링에 대해 마찰력 변화를 측정한 결과, 1번 링과 2번 링은 틈새 높이의 증가로 인해 약 2배 정도 마찰력이 증가함을 알 수 있는데, 이는 동수압이 지나치게 큰 높이 차이를 갖는 틈새에서는 충분하게 형성되지 않아 경계 마찰의 범위로 쉽게 전이되기 때문으로 예측할

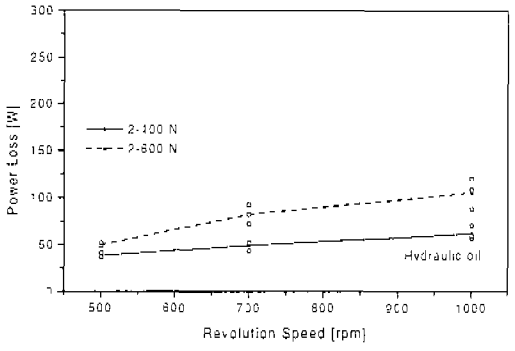
수 있다.

Fig. 10과 11에는 오일의 점도에 따른 마찰 특성의 변화를 고찰하기 위하여 유압 작동유를 이용한 시험 결과를 비교, 정리하였다. 이론 해석 결과를 얻기 위하여 No. 1 시험용 유사 피스톤 링에 대해 600N의 하중이 작용하면서 700rpm으로 회전하는 경우에 50cP 점도의 오일과 11cP 점도의 오일을 고려하였다. 해석 결과에 따르면 평균 유효 마찰력이 54.2N/cycle과 74.4N/cycle로 각각 계산되어 낮은 점도의 오일을 사용할 경우 평균 유효 마찰력이 약 37% 증가하게 됨을 예측하였다. 시험 결과는 엔진 오일을 이용한 경우 49.995N/cycle과 유압 작동유를 이용한 경우 71.685N/cycle로 측정되어 이론 해석에서 예측된 값과 거의 동일함을 알 수 있다. 이때 각 오일의 점도는 엔진 오일의 경우 약 50℃의 점도에 해당하며, 유압 작동유의 경우는 약 49℃의 점도에 해당한다. 따라서 피스톤 링과 실린더 라이너 사이의 접촉부에서의 온도는 약 50℃일 것으로 예측된다. 시험 후 시험기의 유사 실린더 라이너 온도를 측정한 결과는 최초 시험 온도보다 약 8.5~12℃ 증가되고 있으나, 실제 유사 피스톤 링과 실린더 라이너 사이에서 상대 운동하는 접촉부의 온도는 이보다 다소 높아 50℃ 정도로 상승됨을 예측할 수 있다.

점도가 감소함에 따라 평균 유효 마찰력이 증가하는 원인은 점도가 높은 오일을 사용하는 경우에 비해 동수압이 적게 발생하고 최소 유막 두

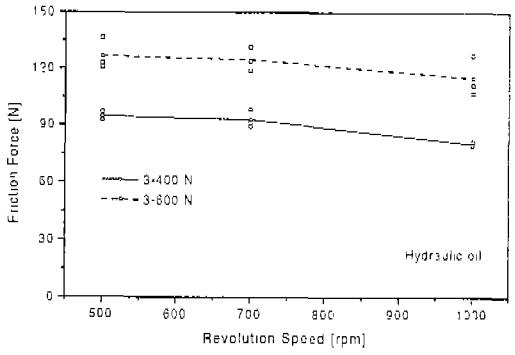


a) Mean effective friction force

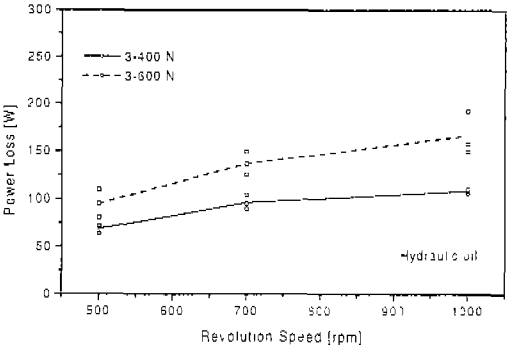


b) Mean effective power loss

Fig. 10 Mean effective friction force and power loss with hydraulic oil (No. 1 ring, circular shape face)



a) Mean effective friction force



b) Mean effective power loss

Fig. 11 Mean effective friction force and power loss with hydraulic oil (No. 2 ring, circular shape face)

께가 작아지기 때문에 경계 윤활에 속하는 범위가 상대적으로 넓어지기 때문이다. 이는 레이놀즈 방정식에 있어 동수압을 얻기 위해 양변을 두 번 적분하면, 동수압이 거의 점도에 비례하는 값으로 얻어지기 때문이다.

유압 작동유를 이용한 시험에서도 엔진의 회전속도 증가에 따라 평균 유효 마찰력은 감소하며, 평균 유효 동력 손실은 증가함을 확인하였다. 이러한 경향은 오일의 점도에 관계없이 일정하다.

4. 결 론

피스톤 링의 표면 형상과 오일의 점도 변화에 따른 마찰력과 동력 손실의 변화를 실험적으로 고찰하기 위하여 표면 형상의 가공이 용이한 막대 형태의 유사 피스톤 링을 이용한 마찰 특성 시험기를 개발하였다. 이를 통하여 피스톤 링의 표면 형상에 따라 마찰력의 크기가 변화함을 확인하였으며, 이때의 경향은 이론적 해석에서 예측한 바와 동일하였다. 본 연구를 통하여 다음과 같은 결론을 얻을 수 있다.

1) 피스톤 링과 실린더 라이너 사이에 발생하는 마찰력의 크기는 본 연구의 경우 1000rpm까지는 엔진의 회전 속도의 증가에 따라 감소하며, 동력 손실은 증가한다.

2) 공급되는 오일의 점도가 감소함에 따라 유막 틈새가 감소하여 경계 윤활 범위가 확대되고, 이로 인하여 평균 유효 마찰력은 증가한다.

3) 피스톤 링에 발생하는 마찰력은 피스톤 링의 표면 형상과 밀접한 관계가 있으며, 피스톤 링의 유효 폭을 포함한 표면 형상의 최적 설계를 위하여 이론 및 실험적 고찰을 통한 연구가 필요하다.

후 기

본 연구는 현대중공업주식회사 및 서울대학교 정밀기계설계공동연구소의 지원으로 이루어졌으며, 이에 관계자 여러분께 감사드립니다.

참 고 문 헌

1. Ricardo, H.R., "Some Recent Research Work on the Internal Combustion Engine." The Automobile Engineer, Vol. 12, Sept. pp265, Oct. pp299, Nov. pp329, 1992.
2. Hawkes, C.J., and Hardy, G.F., "The Friction of Piston Rings," Trans. E. Cost Inst. Engrs. and Shipbuilders, Vol. 52, pp143, 1935-1936.
3. Forbes, J.E. and Taylor , E.S., "A Method for Studying Piston Friction," National Advisory Committee for Aeronautics, Wartime Report, 1943.
4. Furuhama, S. and Takiguchi, M., "Measurement of Piston Frictional Force in Actual Operating Diesel Engine," SAE 790855, 1979.
5. Ting, L.L., "Development of a Reciprocating Test Rig for Tribological Studies of Piston Engine Moving Components - Part I : Rig Design and Piston Ring Friction Coefficients Measuring Method," SAE 930685, 1993.
6. Dearlove, J. and Cheng, W.K., "Simultaneous Piston Ring Friction and Oil Film Thickness Measurements in a Reciprocating Test Rig," SAE 952470, 1995.
7. D.C. Han and J.S. Lee, "Analysis of the piston ring lubrication with a new boundary condition.", To be published in Tribology International Journal.
8. 이재선, 한동철,"오일이송을 고려한 피스톤 링의 윤활해석", 한국윤활학회지, Vol. 14, pp51-58, 1998.