

# 대형 2행정 디젤기관의 모터구동 주유기 유량 및 송출 특성에 미치는 실린더 배압의 영향에 관한 연구

배명환<sup>\*1)</sup> · 정화<sup>2)</sup> · 옥현진<sup>3)</sup>

경상대학교 기계항공공학부, 공학연구원<sup>1)</sup> · 진주직업전문학교<sup>2)</sup> · 경상대학교 대학원<sup>3)</sup>

## A Study on Effect of Cylinder Back Pressure on Feed Rate and Delivery Characteristics of Motor-driven Lubricator in a Large Two-stroke Diesel Engine

Myung-whan Bae<sup>\*1)</sup> · Hwa Jung<sup>2)</sup> · Hyun-jin Ok<sup>3)</sup>

<sup>1)</sup>Engineering Research Institute, School of Mechanical and Aerospace Engineering, Gyeongsang National University, Gyeongnam 606-701, Korea

<sup>2)</sup>Jinju Vocational Training Institute, Gyeongnam 660-996, Korea

<sup>3)</sup>Graduate School, Gyeongsang National University, Gyeongnam 606-701, Korea

(Received 12 November 2004 / Accepted 7 June 2005)

**Abstract** : It is of great economic importance to minimize the cylinder wear and the consumption rate of cylinder oil in a large two-stroke diesel engine. The motor-driven cylinder lubricator was first developed for a large two-stroke marine diesel engine made in Wartsila Switzerland Ltd. by the joint research of industry-university. In this study, the effects of revolution speed, plunger stroke and cylinder back pressure on maximum discharge and delivery pressures, delivery delay duration, and oil feed rate are experimentally investigated by the home-manufactured cylinder lubricator. The maximum discharge pressure with a spot of 0.03 m and the maximum loss pressure at spots of 5, 6.78 and 10 m away from the end of lubricator slot are increased as plunger stroke, revolution speed and back pressure are elevated, and the delivery delay duration is shortened as plunger stroke, revolution speed and oil pipe length are increased. Also, oil feed rate is increased as plunger stroke and revolution speed are raised, but lowered as the back pressure is increased.

**Key words** : Cylinder lubricator(실린더 주유기), Large two-stroke diesel engine(대형 2행정 디젤기관), Cylinder oil(실린더 오일), Oil feed rate(송출유량), Maximum discharge and delivery pressures(최대 토출 및 송출 압력), Plunger stroke(플런저 행정)

### 1. 서론

유가 불안정 등으로 인해 세계적인 경제전망이 불투명한 가운데에서도 우리나라의 조선업계는 초호황이며 이러한 조선경기는 당분간 지속될 것으로 전망되기 때문에, 명실상부한 세계 1위의 선박 건조국을 지켜 나가기 위해서는 차체에 부가가치가 높

은 디젤기관 등 관련 기자재 개발의 국산화에 전력하여야 한다.<sup>1)</sup>

현재, 세계 선박용 대형 디젤기관 시장의 65%를 점유하고 있는 우리나라는 거의 대부분의 단순부품을 국산화로 개발하여 사용하고 있지만, 실린더 주유기와 같은 기술적 노하우가 있는 제품들에 대해서는 아직도 생산을 하지 못하고 수입에 의존하여 사용하고 있는 실정이다.<sup>2)</sup>

\*To whom correspondence should be addressed.  
mwbae@nongae.gsnu.ac.kr

디젤기관의 실린더내를 윤활시키기 위해 사용하는 실린더 주유기는 플런저와 바렐로 구성된 정량 펌프로서, 주목적은 피스톤 링과 실린더 라이너 사이의 부식과 마찰을 감소시키고, 또한, 밀봉의 효과를 증대시키기 위하여 실린더 오일을 공급하는 장치이다.

MAN B & W사 선박용 대형 디젤기관은 기술을 지불하면서 60% 이상을 우리나라에서 생산하고 있다. 그런데 동기관에 설치되는 실린더 주유기는 OEM 방식으로 제작하여 공급하고 있지만, 아직도 50% 이상을 외국으로부터 수입하고 있다.<sup>1)</sup>

그러나 Wärsilä Switzerland사 디젤기관의 실린더 주유기는 대부분 독일 회젤레사가 제작하여 공급하고 있고, 일부분을 덴마크 한스엔센사와 일본 시마즈사가 제작하여 공급하고 있을 뿐, 국내에서는 아직도 생산을 하지 못하고 있다. 또한, 현재 국외에서 생산되는 기존제품의 주유기도 펌프유량 및 압력을 수동으로 조절하고 있기 때문에, 부하변동에 따른 윤활유 양과 압력을 조절하지 못하고 있다.<sup>2)</sup>

한편, Wärsilä Switzerland사 선박용 대형 디젤기관의 실린더 주유기도 작동기능이 MAN B & W사 제품과 거의 같기 때문에,<sup>1)</sup> 그 기술을 적용하면 자체개발이 가능하므로 저자들은 산학협력 공동연구에 의해 Wärsilä Switzerland사 디젤기관용 실린더 주유기<sup>3)</sup>를 검토하여 완전 국내기술로 제작한 다음, 개발한 실린더 주유기의 유량특성을 조사하는 기초적인 실험을 수행하였다.<sup>4)</sup>

본 연구에서는 실제 디젤기관의 분위기에 맞도록 모형 실린더를 제작하고 질소가스를 사용하여 실린더내에 배압을 형성시켰을 경우, 모터의 각 회전속도에 있어서 플런저 행정을 파라미터로 하여 배압에 따른 최대 토출압력 및 송출유량을 측정했고, 플런저 행정과 주유관 길이를 파라미터로 하여 퀴(Quill) 바로 진단의 관내 최대 송출압력, 최대 손실압력 및 송출지연시간을 측정하여 개발품의 성능을 조사하는 것이 목적이다.

## 2. 실험 장치 및 방법

### 2.1 실험장치

저자들은 70,000마력급인 선박용 2행정 저속 디

젤기관 RTA96C의 분리형에 적용하기 위해 산학협력 공동연구에 의해 Sulzer RTA48T형의 최소구경 5실린더용 디젤기관에 탑재되는 실린더 주유기의 본체를 개발했다.<sup>4)</sup> 개발한 주유기는 5실린더용인데, 4실린더의 경우에는 1실린더를 예비로 두고, 5실린더 이상 다실린더의 경우에는 5실린더용 주유기를 조합형으로 조립하여 사용하고 있다.

선박용 2행정 대형 디젤기관에서 실제운전 중에는 실린더내의 공기를 압축하는 과정중인 10 ~ 20 bar에서 실린더 오일이 주유되는 것으로 알려져 있다.<sup>5)</sup> 본 연구실에서 개발한 실린더 주유기에 배압을 걸어 준 상태에서 본체의 성능을 시험하기 위해 모형 실린더를 제작하여 질소가스에 의해 배압을 걸어 주었다. Fig. 1에는 실험장치의 개략도를 보여주고 있고, 실린더 주유기의 주요 제원은 Table 1에 나타내고 있다.

주유기로 유입되기 전의 윤활유를 오일탱크에 저장하고, 코일식 전기히터(3 kW × 2 set)를 사용하여

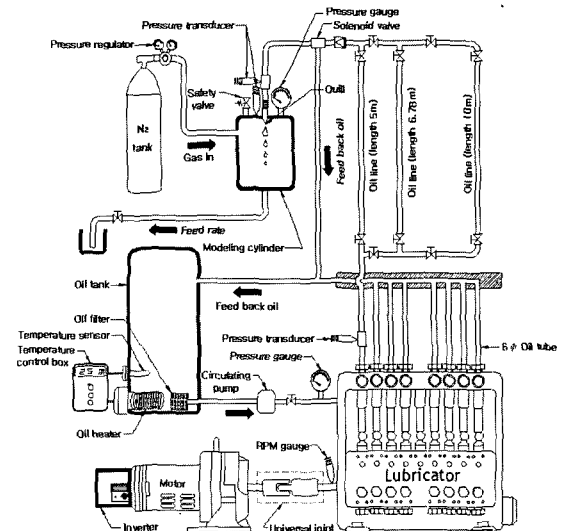


Fig. 1 Schematic diagram of experimental arrangement

Table 1 Specification of test cylinder

Item	Specification
Type	RTA48T
Plunger diameter (mm)	12
Stroke (mm)	9
Discharge quantity(cc/(point stroke))	2.03

실험조건으로 가열한다. 가열된 윤활유는 유압펌프에 의해 주유기내의 저장실 내로 유입되어지는데, 설정온도를 자동적으로 조절하기 위해 온도센서가 부착된 온도조절기를 탱크내에 설치하였다.

그런데 오일탱크와 주유기 사이의 관을 통과하는 시간, 주유기내로 유입되어 채류하는 시간, 주유구를 통하여 주유관을 통과하는 시간 동안에 온도변화가 발생되기 때문에, 주유기내에도 코일식 전기히터(75 W)를 설치하여 자동온도조절기에 의해 설정온도를 유지하도록 했다. 관은 전체적으로 보온재로 감싸 온도차가 크지 않도록 하였다.

플런저 펌프로 되어 있는 주유기 본체는 모터 축과 연결되어 있는 인버터(KC-1500A) 주파수에 의해 회전속도를 바꿀 수 있도록 되어 있다. 이 때, 주유기 본체의 회전속도는 주유기 축에 설치된 광센서를 이용한 레이저 회전속도 측정장치(Pocket tachometer 3632)에 의해 측정하였다.

디젤기관을 실제로 운전중에는 실린더내의 공기를 압축하는 과정중에 실린더 오일을 주유하기 때문에, 주유기의 출구에는 압력이 걸린다. 따라서 주유기에서 분사되는 압력이 배압보다 높을 때에만 실린더 오일이 분사되어 윤활유로서 역할을 할 수 있다.

실린더 오일 관내에 배압을 걸어주기 위해 모형 실린더의 배압기(modeling cylinder)를 제작하여 설치하였고, 질소가스를 사용해 모형 실린더내의 배압을 변화시켰다. 실린더에 오일을 분출시키기 위해 주유관 길이 5, 6.78 및 10 m의 끝단에 실제 디젤기관에서 사용하는 것과 동일한 쿨을 부착시켰다. 쿨의 구성도 및 역할에 대해서는 저자들의 논문을 참고하기 바란다.<sup>6)</sup>

실린더 1기에 대해 상단 및 하단에서 주유하기 때문에, 5실린더용 주유기의 경우에는 전체 주유구가 10개인데, 동일한 실험조건에서는 각 주유구의 토출량이 같다고 가정하여 유량 및 토출압력을 측정했다. 주유관 길이가 5, 6.78 및 10 m인 경우의 토출압력을 측정하기 위하여 1번 주유구의 끝단에서 0.03 m 떨어진 부위에 압전식 압력계를 설치하였다. 또한, 주유관 길이에 따른 압력손실을 파악하기 위해 쿨에서 분출하기 전 각 주유관 길이의 끝단에도

압전식 압력계를 설치하였다.

송출유량을 측정하기 위해 타이머가 부착된 슬레노이드 밸브(KSO-G-2B)를 주유기와 쿨 사이에 설치하였고, 주유관은 스테인리스로 된 내경 6 mm인 관을 사용했다.

## 2.2 실험방법

Table 2에는 측정항목에 따른 실험조건을 나타내고 있다. 본 실험에서는 운전중인 디젤기관과 유사한 환경을 설정하기 위해 오일온도를 45 °C로 가열하여 사용하였다. 주유기 모터의 회전속도는 60, 80, 100, 120 rpm로 변화시켰으며, 모형 실린더 내의 배압은 게이지 압력으로 0, 5, 10, 15, 20, 25, 30 bar로 변화시켰다.

Table 2 Experimental conditions for measuring item

Plunger stroke (mm)	2, 4, 6, 8
Pump motor speed (rpm)	60, 80, 100, 120
Back pressure (bar, gauge)	0, 5, 10, 15, 20, 25, 30
Oil pipe length (m)	5, 6.78, 10
Measured spot of maximum discharge pressure (m)	0.03

플런저 행정의 주유기 유량 및 송출 특성에 미치는 영향을 조사하기 위해 플런저 행정을 파라미터로 하여 실험을 하였다. 본 실린더 주유기의 플런저 행정은 9 mm이지만, 2 mm에서 8 mm까지 2 mm씩 변화시켰다. 이 때 플런저 행정은 스크루 조정나사에 의해 수동으로 조절하였다.

오일온도 45°C에서 주유기 회전속도를 60, 80, 100, 120 rpm으로 하였을 경우, 플런저 행정 2, 4, 6 및 8 mm에서 주유관 길이 0.03, 5, 6.78, 10 m의 지점에서 측정된 압력파형을 디지털 스토리지 오실로스코프(Hitachi VC-7504, 8 bits, 8 kword/CH)에 저장한다. 저장된 압력파형에서 최대 토출 및 송출 압력을 계산하고, 이 값을 사용해 최대 손실압력 및 송출지연시간을 산출하였다.

송출유량(feed rate)은 타이머 부착 슬레노이드 밸브를 이용하여 80초 동안의 유량을 전자저울(Mettler, 최소 측정단위 0.01 g)로 계량하여 단위시간당 질량값으로 나타내었다.

실험에 있어서 주유기 회전속도의 변동률은 1 rpm 미만이었으며, 가열된 실린더 오일의 온도 변동률은 2°C이었다.

본 연구에서 검토한 Sulzer RTA형 디젤기관의 주유기에서 실린더까지의 주유관 길이는 대략 6.78 m이기 때문에, 실험에서 대표적인 주유관 길이는 6.78 m를 적용했고, 5 m와 10 m의 경우에는 주유관 길이에 따른 영향을 조사하기 위해 적용했다. 그런데 본 연구에서 주유관 길이의 영향이 크지 않았고, 거의 같은 유형의 데이터를 보여주고 있기 때문에, 데이터의 정리는 주유관 길이 6.78 m인 경우에 대해 대표적으로 나타내었다.

실험에 사용된 실린더 오일은 Mobil Gard 570으로 주요한 물리적 및 화학적 특성은 Table 3과 같다.

Table 3 Physical and chemical properties of Mobil Gard 570 as a cylinder oil

Properties		Value
SAE No.		50
Gravity (API)		18.9
Specific gravity 15/15°C		0.941
Pour point (Max., °C)		-6
Flash point (Min., °C)		240
Viscosity	cSt @ 40°C	200
	cSt @ 100°C	18.5
Viscosity index		102
Total base number (mg KOH/g)		70
Sulfated ash (Min., % Wt.)		8.8

### 3. 실험 결과 및 고찰

#### 3.1 최대 토출압력

Fig. 2에는 주유관 길이 6.78 m인 경우, 주유기 모터 회전속도 및 플런저 행정을 파라미터로 하여 주유구로부터 3 cm 정도 떨어진 지점에서 토출되는 최대압력을 배압에 대해 나타내고 있다.

그림에서 회전속도와 플런저 행정이 증가할수록 최대 토출압력은 증가하였다. 또한, 배압이 증가할수록 최대 토출압력도 증가하고 있지만, 플런저 행정이 2 mm인 경우를 제외하고는 배압이 11 bar 이상이 되면 최대 토출압력은 완만하게 증가하거나 거의 일정한 값으로 수렴되고, 플런저 행정이 증가할수록 증가폭이 완만해져 배압의 증가에 따른 영향

이 적어짐을 알 수 있다.

본 연구에서 개발한 주유기는 모터 회전속도와 플런저 행정에 따라 다르지만, 배압보다 2배 이상 높은 최대압력으로 토출되고 있음을 알 수 있다.

주유관 길이에 따른 영향을 조사하기 위하여 주유관 길이가 5 m와 10 m인 경우에 대해서도 최대 토출압력을 조사해 보았지만, 본 연구범위의 10 m 내에서는 뚜렷한 차이가 보이지 않았다. 이러한 경향은 밸브의 개폐조절에 의해 배압을 조절한 이전 연구<sup>4)</sup>에서 주유관 길이 5 m와 10 m인 경우 최대 토출압력 차이가 별로 크지 않았다는 결과와도 유사한데, 주유구 부분의 최대 토출압력은 주유관 길이에 크게 영향을 받지 않음을 알 수 있다.

#### 3.2 유관 끝단 최대 송출압력

Fig. 3에는 최대 토출압력 특성을 조사할 때와 같은 조건에 대해 실린더에 분출되기 직전인 쉘 바로 전단에서 주유관 길이 6.78 m인 경우, 주유기 모터의 각 회전속도와 플런저 행정을 파라미터로 하여 송출되는 최대압력을 배압에 대해 나타낸 것이다.

플런저 행정 2 mm일 때, 배압을 걸지 않았을 경우와 모터 회전속도 60 rpm의 배압 11 bar 미만인 경우를 제외하고는 모터 회전속도, 플런저 행정 및 주유관 길이에 관계없이 쉘 전단의 최대 송출압력은 동일하게 일정한 값을 나타내고 있음을 알 수 있다.

Jensen<sup>7)</sup>은 기존의 기계식 주유기에 있어서 주유관 길이가 길어지면 관의 체적이 증가하고, 점성저항도 커지기 때문에, 실린더 주유의 지연이 증가되어 분사되는 압력도 떨어지고, 이에 따라 피스톤 링의 상부와 하부의 중간까지 실린더 오일이 주유되지 못하고, 대부분이 하부에 주유되어 버린다고 했다.

Tanaka<sup>8)</sup>는 실린더 1기의 출력이 4900 kW이고, 기관회전 속도가 94 rpm인 대형 디젤기관의 실린더내 압력과 기계식 실린더 주유기의 주유구 압력을 실제 측정된 값으로 사용하고, 실린더에 주유하는 오일의 비율을 동일하게 했을 경우, 주유관 길이에 따른 모델계산의 해석 결과, 주유관 길이가 길어지면 실린더 오일이 피스톤 링의 하부에 주유되는 비율이 거의 대부분임을 밝히고 있다.

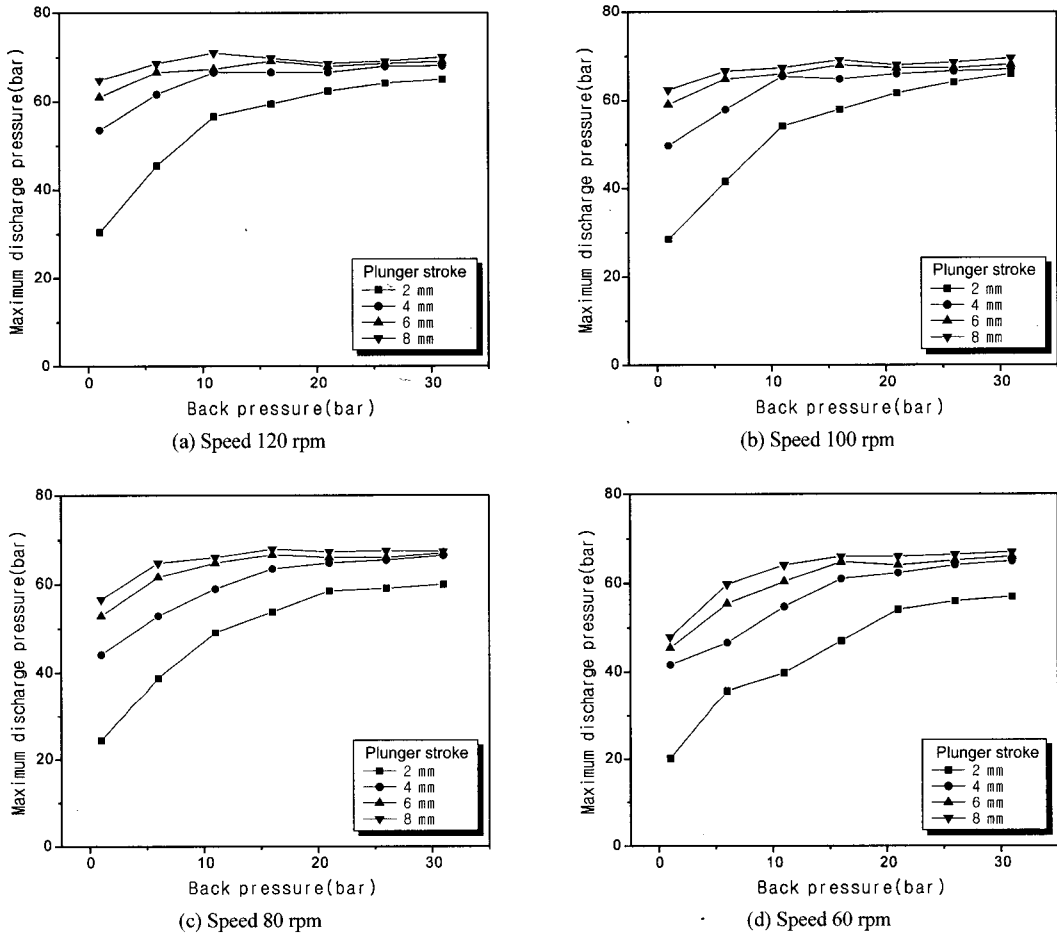


Fig. 2 Effect of back pressure on maximum discharge pressure at a spot of 0.03 m away from the end of lubricator slot for various oil pump motor speeds as a parameter of plunger stroke (oil pipe length = 6.78 m, oil temperature = 45°C)

본 연구에서는 펌 내부에 어큐뮬레이터를 적용하고, 기계식이 아닌 모터에 의해 주유기를 구동시키고 있기 때문에, 그러한 역할로 인해 펌 전단의 최대 송출압력은 배압, 주유관 길이 등에 관계없이 최대 송출압력이 일정하게 나타나고 있다.

그러나 본 연구의 결과로서는 송출된 오일이 피스톤 링의 상하부에 적절하게 주유되고 있는지는 알 수 없다. 한편, 최대 토출압력 등의 차이에 관계없이 최대 송출압력이 일정하게 나타나고 있지만, 최대 송출압력이 지속되는 시간은 다를 것으로 추측되기 때문에, 추가적인 실험이 필요하다.

### 3.3 최대 손실압력

주유관내의 압력손실을 알아보기 위해 배압을 걸

어준 상태에서 주유기 출구로부터 0.03 m 떨어진 곳의 최대 토출압력과 실린더에 펌이 부착된 주유관 길이 5, 6.78, 10 m 떨어진 지점의 최대 송출압력과 차이를 최대 손실압력으로 정의를 해서 각 실험조건에 대해 조사를 해 보았다.

Fig. 2에서 배압 11 bar까지는 배압이 증가할수록 최대 토출압력이 증가되었기 때문에, 배압이 증가할수록 최대 손실압력도 커지지만, 플런저 행정이 2 mm인 경우를 제외하면, 모터 회전속도가 100 rpm 이상일 때 배압이 11 bar 이상이 되면, 배압이 증가하여도 최대 손실압력은 거의 일정한 값이 되고 있다. 또한, 모터 회전속도가 100 rpm 미만인 경우에도 플런저 행정 4 mm 이상 되고 배압이 16 bar 이상이 되면 배압이 증가하여도 손실압력은 거의 일정한

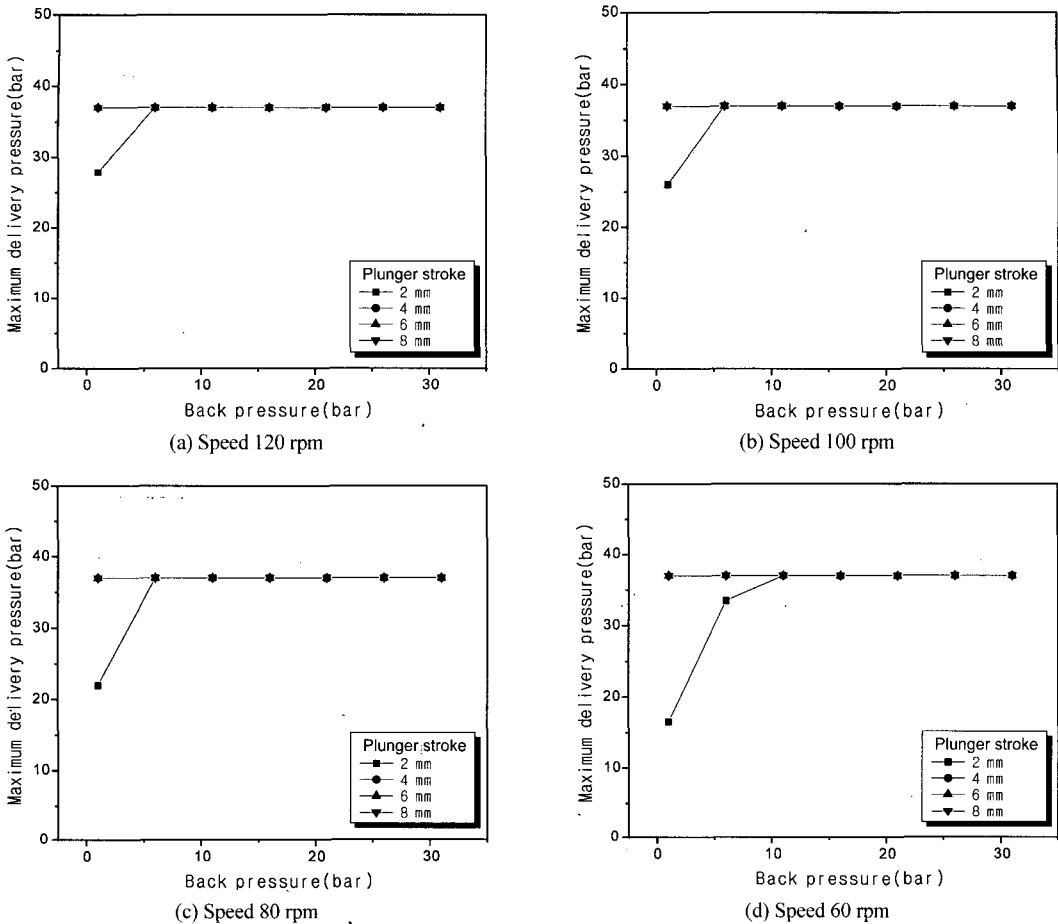


Fig. 3 Effect of back pressure on maximum delivery pressure right in front of quill for various oil pump motor speeds as a parameter of plunger stroke (oil pipe length = 6.78 m, oil temperature = 45°C)

값이 되고 있다. 그런데 일정하게 되는 최대 압력 손실 값은 모터 회전속도가 증가할수록 약간 커지는 것도 앞에서 고찰한 최대 토출압력의 영향임을 알 수 있다.

Fig. 2와 Fig. 3의 차이가 최대 손실압력인데, Fig. 3에서 거의 배압에 관계없이 주유관의 끝단인 퀴 전단에서 최대 송출압력이 일정한 값을 나타내고 있는 것은 플런저 행정, 모터 회전속도, 배압 및 주유관 길이의 실험조건에 따라 다소 차이는 있지만, 관내의 압력손실이 주유기 출구로부터 0.03 m 떨어진 곳의 최대 토출압력에 비례하여 나타났기 때문이다.

### 3.4 송출 지연기간

Fig. 4에는 오일온도 45°C에서 모터 회전속도가

60, 80, 100 및 120 rpm일 경우, 배압을 게이지 압력으로 30 bar까지 5 bar 간격으로 걸어 줄 때 송출 지연기간을 보여주고 있다.

여기서 송출 지연기간은 배압을 걸어준 상태에서 주유기 출구로부터 0.03 m 떨어진 곳의 최대 토출압력이 측정되는 시간과 퀴 전단의 최대 송출압력이 측정되는 시간차이로서 정의를 했다.

본 연구에서는 이전 연구<sup>4)</sup>와는 다르게 모형 실린더내에 질소가스로 주유관 끝단에 설치된 퀴에서 배압을 균일하게 걸어주고 있다. 동일한 송출유량인 경우에 주유관 직경이 같으면 배압에 관계없이 송출속도는 같다. 그러나 본 연구에서는 송출유량과 주유관 길이에 따른 점성저항이 달라지겠지만, 최대 토출압력, 최대 송출압력, 배압 등이 서로 관련

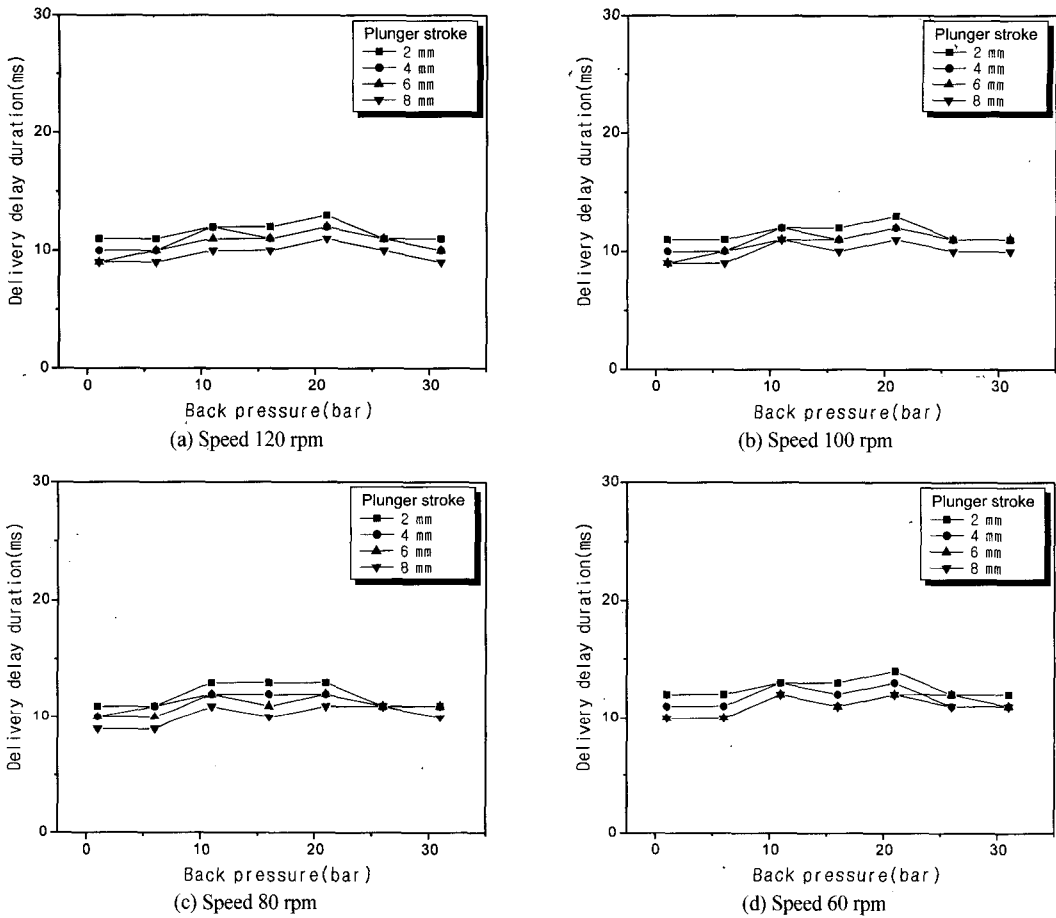


Fig. 4 Effect of back pressure on delivery delay duration for various oil pump motor speeds as a parameter of plunger stroke (oil pipe length = 6.78 m, oil temperature = 45°C)

되어 배압의 증가에 따른 지연기간 차이가 분명하게 나타나지는 않았다.

한편, 플런저 행정이 증가되면 최대 토출압력은 증가하고 유량도 많아져서 송출속도도 빨라지기 때문에, 송출지연기간은 짧아진다. 송출지연기간은 모터 회전속도와도 관계가 있는데, 회전속도가 감소되면 송출속도도 감소되어 송출지연기간은 증가된다.

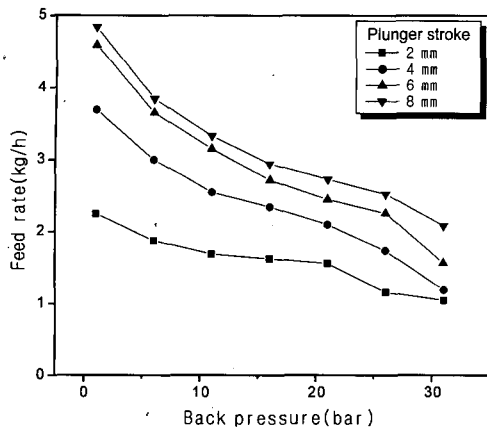
밸브의 개폐조절에 의해 배압을 조절한 이전 연구<sup>4)</sup>에서 주유관 길이 5 m의 경우가 10 m의 경우보다도 송출지연기간이 1/2 정도 짧아졌고, 주유관 길이 10 m의 경우는 배압이 증가할수록 지연기간이 짧아지는데 반하여, 주유관 길이 5 m의 경우는 배압이 증가할수록 지연기간이 짧아지다가 80 rpm 정도

까지는 배압 16 bar 이상이 되면 지연기간이 거의 변화하지 않았고, 그 이상의 회전속도에서는 배압 21 bar 이상이 되면 지연기간이 거의 변화하지 않았다. 그러나 모형 실린더에 배압을 걸어 주고 있는 본 연구에서는 주유관 길이의 차이에 따른 송출 지연기간의 차이가 확연하게 나타나지 않았다.

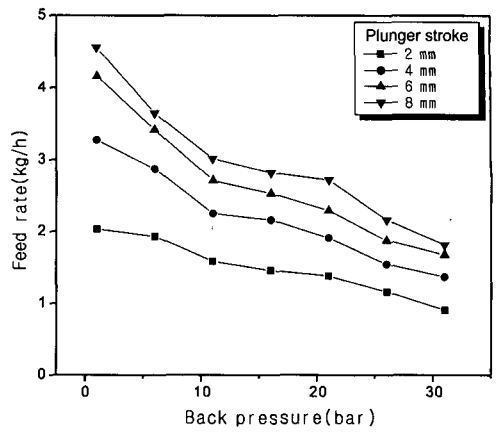
### 3.5 송출유량

오일온도 45°C에서 모터 회전속도 60, 80, 100 및 120 rpm일 경우, 플런저 행정을 파라미터로 하여 유량특성을 나타낸 것이 Fig. 5이다.

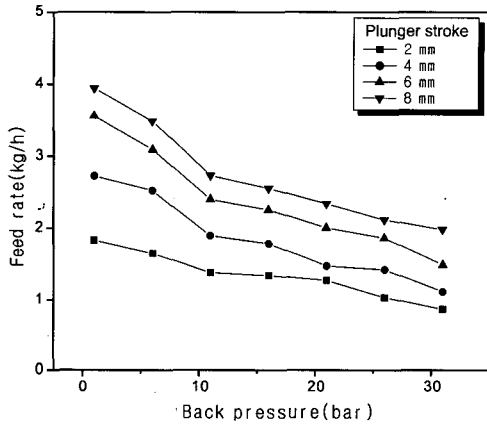
그림으로부터 플런저 행정과 모터 회전속도가 증가할수록 유량은 증가하지만, 배압이 증가할수록 송출유량은 감소하고 있음을 알 수 있다.



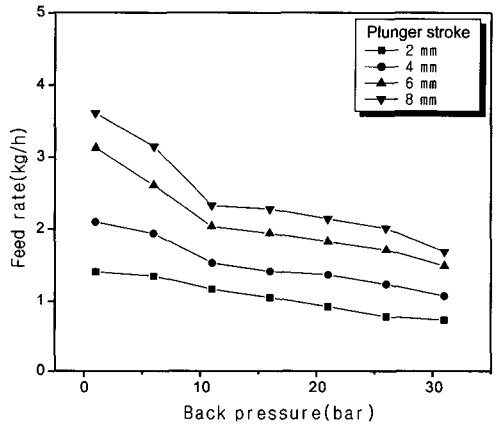
(a) Speed 120 rpm



(b) Speed 100 rpm



(c) Speed 80 rpm



(d) Speed 60 rpm

Fig. 5 Effect of back pressure on feed rate for various oil pump motor speeds as a parameter of plunger stroke (oil pipe length = 6.78 m, oil temperature = 45°C)

Fig. 6에는 오일 온도 45°C의 동일한 조건에서 배압 11 bar의 유량특성과 한스엔센사 주유기의 유량특성<sup>9)</sup>을 비교한 결과를 보여주고 있다. 모든 운전조건이 동일하지 않아 정량적으로 비교할 수는 없지만, 모터 회전속도와 플런저 행정의 증가에 따라 송출유량이 증가되어 정성적으로는 유사한 경향을 나타내고 있다.

그러나 본 연구에서 개발한 주유기가 한스엔센사 주유기에 비하여 플런저 행정 6 mm 이상인 경우에는 회전속도의 증가에 따른 송출유량이 적어지는데, 플런저 행정이 증가할수록 그 감소폭은 더 커지고 있다. 한편, 플런저 행정 4 mm 이하에서는 오히려 본 연구실에서 개발한 주유기의 송출유량이

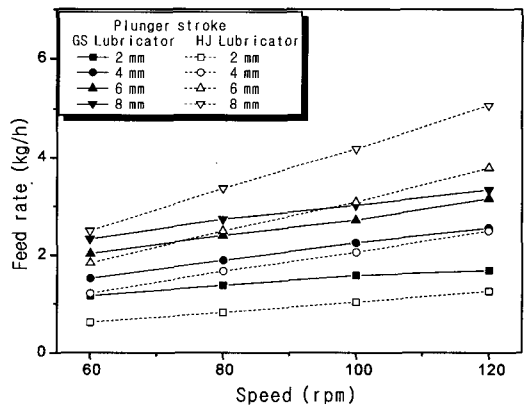


Fig. 6 Comparison between feed rates of Hans Jensen lubricator and this study result as a parameter of plunger stroke (oil temperature = 45°C)



한스엔센사의 주유기보다 더 많은데, 플런저 행정과 회전속도가 감소할수록 그 증가 폭이 커지고 있음을 알 수 있다.

이전 연구<sup>4)</sup>에서는 저회전속도에서 한스엔센사의 주유기보다 유량이 상당히 많았고, 특히 플런저 행정이 작을수록 그 증가 폭이 컸지만, 플런저 행정 6 mm 이상에서는 회전속도 90 rpm부터 오히려 본 연구실에서 개발한 주유기의 경우가 유량이 적은 현상을 보여 주었다. 이러한 경향은 모형 실린더에 배압을 걸어준 본 연구의 경우에서도 유사한 경향을 보이고 있음을 알 수 있어 개발 주유기의 경우에 저속에서 오일 소비량이 많을 수 있음을 암시하고 있다.

관내의 점성저항은 주유관경의 4승에 반비례하여 증대하므로 관경이 작을수록 점성저항이 크다. 본 연구에서 관경은 동일하지만, 주유관이 길어지면 체적이 증가하여 점성저항도 증가한다. 한편, 주유관 체적에 비하여 송출유량이 적을수록 토출압력 상승폭도 작아진다. 이러한 복잡한 관계가 상호 작용하여 앞에서 고찰한 최대 송출압력은 실험조건에 관계없이 일정한 값을 나타내고 있다.

Tanaka<sup>8)</sup>는 주유기의 송출유량이 주유기의 체적에 비해 적을수록 압력의 상승폭이 작아져 오일이 주유관으로부터 실린더에 잘 주입되지 않는다고 했다. 그런데 본 연구에서 개발한 주유기는 플런저 행정이 적은 경우에 송출유량이 많아 그러한 우려는 적을 것으로 판단된다.

실린더에 오일을 주유시 피스톤 링은 일종의 와이퍼(wiper) 역할을 하는데, 피스톤 링보다 위에 공급되는 오일은 피스톤 링에 의해 흘러져 있는 것을 긁어 올려서 실린더 상부에 도달하고, 상사점에 부분적으로 남아 있어 고온의 분위기하에서 증발되어 열화된다.

한편, 피스톤 링보다 아래로 공급되는 오일은 피스톤 링에 의해 긁어 내려져 일부는 크랭크실로 떨어진다. 물론 이러한 상·하부에 공급된 오일이 전부 무효한 것은 아니지만, 효과면에서는 상당히 떨어진다고 생각된다. 따라서 피스톤 링 사이에 공급되는 오일만이 피스톤 링 사이에 계속 유지되어 장시간 효과를 나타낼 것이다.<sup>8)</sup>

따라서 본 연구에서 개발한 주유기는 공급된 실린더 오일이 유효하게 유효될 수 있도록 앞으로 주유된 부분에 대한 조사의 연구를 추가로 할 필요가 있다.

#### 4. 결론

본 연구에서는 Wärtsilä사의 디젤기관용 실린더 주유기를 산학협력 공동연구에 의해 개발하여 모형 실린더에 배압을 걸어 주면서 실린더 주유기의 유량 및 송출 특성을 조사해 다음과 같은 주요한 결과를 얻었다.

- 1) 실린더 배압이 증가할수록 최대 토출압력은 완만하게 증가하여 일정한 값으로 수렴하였는데, 모터 회전속도 및 플런저 행정이 증가할수록 배압의 증가에 따른 영향은 크지 않았다.
- 2) 모터 회전속도, 플런저 행정 및 주유관 길이에 관계없이 거의 모든 조건에서 쉐 전단의 최대 송출압력은 일정한 값을 나타냈다.
- 3) 플런저 행정, 배압 및 모터 회전속도가 증가할수록 최대 손실압력은 증가하였는데, 그 경향은 최대 토출압력과 동일하였다.
- 4) 송출 지연시간은 배압의 영향이 명확하지 않았지만, 플런저 행정과 모터 회전속도가 증가할수록 짧아졌다.
- 5) 플런저 행정과 모터 회전속도가 증가할수록 유량은 증가하였지만, 배압이 증가할수록 송출유량은 감소하였다.
- 6) 한스엔센사 주유기의 유량특성과 비교하여 모터 회전속도와 플런저 행정의 증가에 따라 송출유량이 증가되어 정성적으로는 유사한 경향을 나타내고 있었지만, 한스엔센사 주유기에 비하여 플런저 행정이 6 mm 이상인 경우에는 회전속도의 증가에 따른 송출유량이 적었고, 플런저 행정 4 mm 이하에서는 본 연구실에서 개발한 주유기의 송출유량이 더 많았다.

#### 후 기

본 연구는 산업기술개발사업(지역특화기술개발사업/공통핵심기술개발)의 「선박용 대형 2행정 디

젤기관의 실린더 주유기 개발」에 대해 산학협력 공동연구로 2002년 8월 1일부터 2004년 7월 31일까지 수행한 결과이며, 수행 중에 2005년도 지방대학혁신역량강화(NURI)사업, BK21 지역대학육성사업단 사업 및 경상대학교 항공기부품기술연구소의 부분적 지원을 받았기에 도움을 주신 관계자 여러분께 감사드립니다.

### References

- 1) M. W. Bae, "Present Development Situation of Cylinder Lubricator in a Large Two-stroke Marine Diesel Engine," Ship's Machinery 2004, pp.45-62, 2004.
- 2) M. W. Bae, "The Development of Cylinder Lubricator for Large Two-Stroke Marine Diesel Engine," Proposal of Region-Specific Technology Development Project, pp.1-42, 2002.
- 3) Manual for HJ Type 115 for Sulzer 5-8RTA58T-B Diesel Engines with Zero-Stroke Setting, Hans Jensen Lubricators A/S, pp.1-42, 2000.
- 4) M. W. Bae, H. Jung, M. H. Ahn, H. J. Ok, K. H. Kyung and Y. K. Kim, "Feed Rate and Delivery Characteristics of Cylinder Oil Pump (Lubricator) Driven by Motor in a Large Two-stroke Diesel Engine," Fall Conference Proceedings, Vol.I, KSAE, pp.677-684, 2003.
- 5) H. Yamada, M. Haneda, H. Sugawara and Y. Ngai, "Condition Monitoring of Diesel Engine by Cylinder Oil Drain Analysis," Journal of the Marine Engineering Society in Japan, Vol.35, No.7, pp.472-476, 2000.
- 6) M. W. Bae, H. J. Ok, H. Jung and K. H. Kyung, "Effect of Quill Accumulator on Performance of Motor-driven Cylinder Lubricator in a Large Two-stroke Marine Diesel Engine," Proceedings of the KOSME 2004 Autumn Conference, pp.97-103, 2004.
- 7) T. Jensen, "Swirl Injection Lubrication Low Cylinder Oil Consumption without Sacrificing Wear Rates," Journal of the Japan Institution of Marine Engineering Vol.37, No.2, pp.41-50, 2002.
- 8) M. Tanaka, "Improved Cylinder Lubricator," Journal of the Japan Institution of Marine Engineering, Vol.37, No.2, pp.32-40, 2002.
- 9) Cylinder Lubrication System CLU 3 for 2-Stroke Crosshead Large Diesel Engines, DSB 1-030-00 E (05.00), pp.1-32. 2001.