



직동식 오일 펌프의 소음 발생 메커니즘 규명과 개선

정 병 환*

(현대자동차)

1. 머리말

차량의 발달과 더불어 차량의 정숙성에 대한 운전자들의 요구 수준이 크게 높아지고, 차량에서 발생하는 엔진 소음 중에 whine성 고주파 소음은 운전자들에게 불쾌감을 준다. 이 고주파 소음 중에서 엔진의 윤활 성능에 중요한 역할을 하는 오일 펌프는 내·외접 로터의 치물림에 의한 치합 소음과 오일 토출 압력 변동에 의한 맥동 소음 두 종류의 고주파 whine 소음을 유발시킨다.

이 글에서는 직동식 오일 펌프에서 발생하는 whine성 고주파 소음의 발생 원인과 설계 인자들에 대한 실험을 통하여 인자별 개별 기여도를 확인과 소음진동에 최적화된 오일 펌프 설계 가이드를 제시하고자 한다. 또한 기존의 소음 저감 방식과 달리 오일의 댐핑 특성을 이용하여 소음을 저감하고자 하였다.

2. 직동식 오일 펌프

2.1 직동식 오일 펌프 구조

일반적으로 오일 펌프의 구동방식은 크게 (1) 크랭크샤프트의 회전 동력을 이용하여 기어 및 벨트로 구동시키는 간접 구동 방식 (2) 크랭크샤프트에 직결되어 구동되는 직접 구동 방식 (3) 발

란스샤프트 모듈 등에 내장되어 구동되는 일체형 구동 방식으로 구별할 수 있다.

이 연구에서는 크랭크샤프트에 직접 연결되어 구동되는 직동식 오일 펌프에 대하여 실 엔진 구동 상태에서 오일 펌프의 소음과 진동에 대해 연구하였다. 직동식 오일 펌프는 그림 1에서 보는 바와 같이 내접기어와 외접기어, 릴리프 밸브, 오일 흡입부, 오일 토출부로 구성되어 있으며 내접기어는 외접기어 안에 편심되게 위치하고, 크랭크샤프트에 의하여 구동된다. 이때 내접기어 잇수(n)와 외접기어의 잇수(n+1)는 서로 다르게 구성되어 있고, 내접기어와 외접기어의 치물림 구동은 미끄럼 거동을 하게 된다.

그림 2에 직동식 오일 펌프의 구동 방식을 나타내었다. 직동식 오일 펌프는 크랭크샤프트의 회전에 의하여 내접기어가 구동되고, 치물림의 상대운동에 의하여 내접기어와 외접기어의 치공간이 발생하게 된다. 그림 2에서 내접기어의 회전에 따른 치공간의 용적은 흡입 영역에서 점차 커지게 되고 이로 인해 부분적인 진공이 형성되어 오일팬에 있는 대기압 상태의 오일이 끌려오게 된다. 이렇게 흡입부로부터 끌려진 오일은 밀폐된 공간(sealed pocket)을 지나면서 압축이 되고 토출부를 지나면서 출구 포트에 오일을 보내게 된다.

* E-mail : jungbh@hyundai.com / Tel : (031) 368-6695

2.2 직동식 오일 펌프 소음 특성

엔진의 성능이 향상됨에 따라 엔진의 오일 펌프는 고효율, 저마찰 특성을 갖도록 개발이 되어 왔다.

직동식 오일 펌프는 작동 시 치의 물림이 필연 시하게 발생하게 된다. 더욱이 엔진의 rpm이 상승함에 따라 오일 압력 또한 함께 상승하고, 이에 따른 토출 맥동압에 의한 맥동 소음을 크게 유발 시킨다. 따라서 오일 펌프의 소음 특성은 크게 두 가지로 나타낼 수 있다. 첫 번째 내·외접 로터의



그림 1 직동식 오일 펌프

상대 운동에 의한 치합 소음으로 주로 중·저속 rpm 영역에서 발생한다. 다른 하나는 오일 압력 변동에 의한 맥동 소음으로 주로 중·고속 rpm 영역에서 발생하며 고차 하모닉 성분으로 나타난다. 그림 3은 오일 펌프 소음의 특성을 그래프로 도시화 한 것이다.

3. 오일 펌프 치합 소음

3.1 치합 소음 발생 메커니즘

필자 소속사에서는 가솔린 1.6L 엔진이 탑재된 차량에서의 실내 소음을 그림 4에 나타내었다.

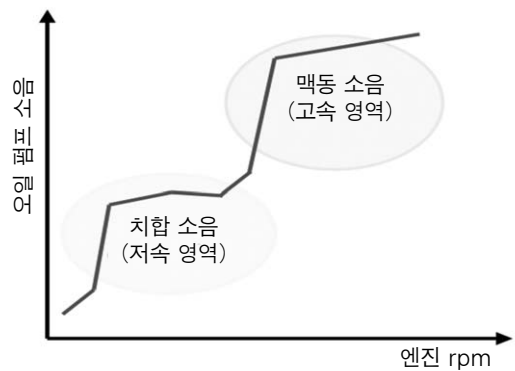


그림 3 오일 펌프 소음 특성

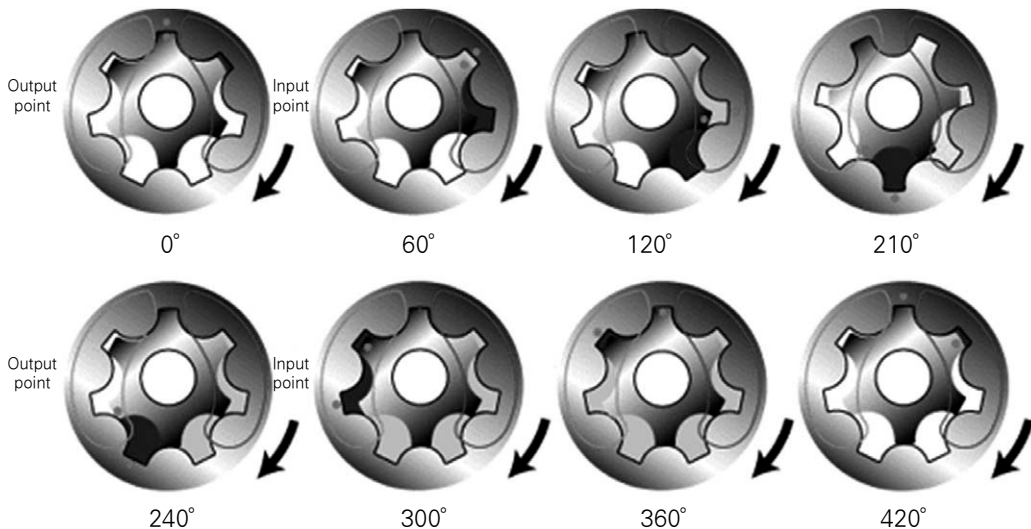


그림 2 직동식 오일 펌프 작동 원리

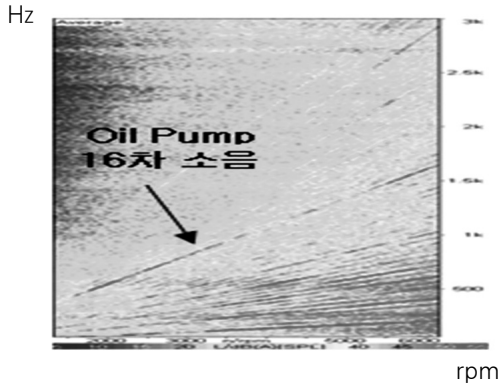


그림 4 차량 실내 소음

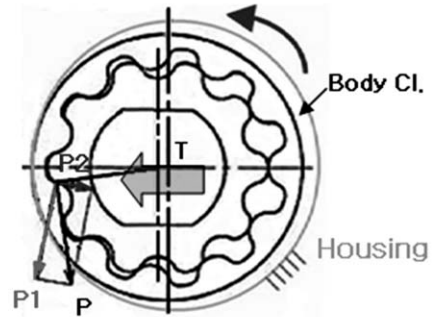
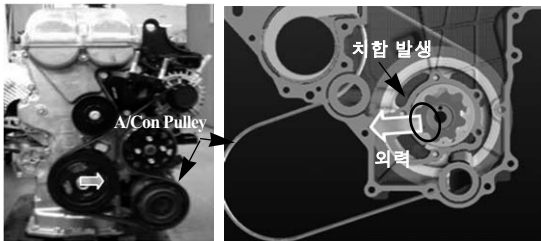


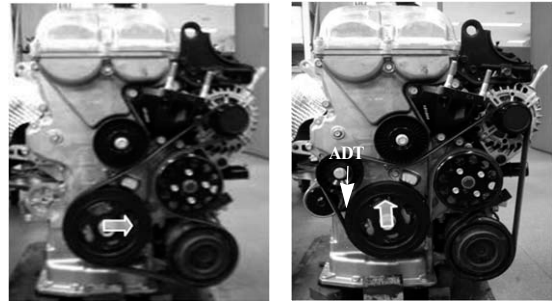
그림 6 치 물림시 힘의 분포



(a) 전면

(b) 후면

그림 5 보기류 벨트 레이아웃



(a) 변경전

(b) 변경후

그림 7 보기류 벨트 변경 전/후 레이아웃

측정 조건은 변속 고정단(3단)에서 엔진을 rpm sweep하였다.

중·저속 rpm영역에서 발생하는 오일 펌프의 치합 소음은 내측 로터의 잇수 성분으로 발생하는데 내·외접기어가 치합되는 과정에서 치가 초기 맞물려 들어갈 때와 빠져 나올 때 발생하는 소음이다($2*N=16$ 차, N :내접기어 잇수, 8개).

가솔린 1.6L 엔진의 보기류 시스템은 그림 5에서와 같은 레이아웃으로 구성되어 있고, 보기류 벨트 장력에 의한 외력이 존재한다.

그림 6에서 내·외접 기어에 작용하는 힘을 표현하였고, 이를 바탕으로 치합 소음 발생 메커니즘을 설명할 수 있다.

크랭크샤프트에 의해 구동되는 내접기어를 중심축으로 회전을 할 때 그림 6에서 도시한 것과 같이 항상 동일한 위치(P)에서 치합이 발생하게 된다. 이때, P는 치 접촉면에서 외접 기어를 돌리는 힘으로 P1과 P2의 분력으로 나타낼 수

있다. P1은 치 접촉면의 수직 방향의 힘이며 P2는 치 접촉면의 수평 방향의 힘이다. T는 보기류 벨트 장력에 의하여 크랭크샤프트가 내접기어를 미는 힘 성분이다. 외력 T는 내접기어의 치 접촉면에서 P1 성분과 합력을 이루어 치의 물림을 더욱 강하게 하고, 이 성분은 오일 펌프하우징으로 전달되어 엔진 외부로 소음을 방사시킨다. 즉, 치합 발생 위치와 보기류 벨트 장력에 의한 외력과의 중첩으로 소음진동이 크게 발생하는 것이다.

3.2 벨트 장력에 의한 영향

앞에서 설명한 치합 소음의 주된 원인은 보기류 벨트 장력에 의한 크랭크샤프트 외력이다. 따라서 치합되는 위치와 중첩되지 않도록 벨트의 장력 방향을 변경해서 오일 펌프의 소음을 확인해 보았다. 그림 7은 보기류 벨트의 장력 방향을

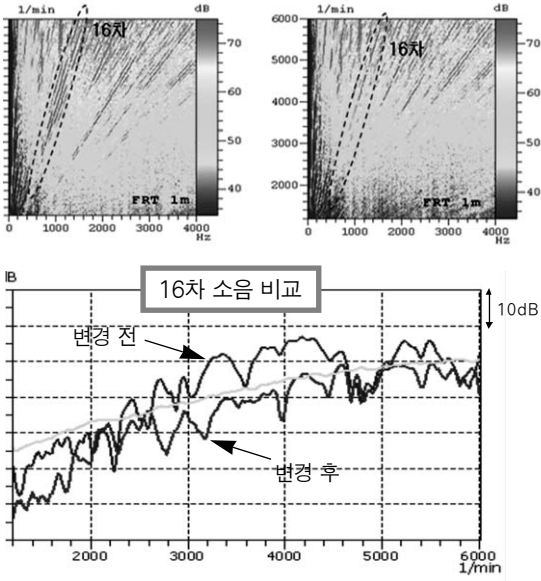


그림 8 벨트 장력 방향에 따른 소음

변경한 모습을 나타낸 것이다. 변경 후 벨트의 장력은 엔진 상부 방향으로 가해지도록 벨트의 레이아웃을 변경하였다.

그림 8은 벨트 레이아웃 변경에 따른 대상 엔진의 소음 시험 결과를 나타낸 것이다. 보기류 벨트의 장력 방향과 오일 펌프 내/치합 위치와 중복되지 않도록 변경한 결과, 16차 오일 펌프 소음이 크게 개선되는 것을 볼 수 있다.

3.3 외접 로터 바디 간극 영향

벨트 장력 방향과 치합 위치를 중첩되지 않도록 하는 것이 오일 펌프 소음 개선의 중요한 인자라는 것은 분명하다. 하지만 설계상의 제약 조건으로 벨트 레이아웃 변경이 불가하게 되는 경우도 발생하게 된다. 이러한 이유로 벨트 장력에 강한 설계인자가 필요하였다. 앞에서 설명한 메커니즘을 토대로 PI 성분이 증대되어 하우징으로 전달되는 과정에서 진동을 저감시킬 수 있는 방안에 대해 검토를 실시하였다.

진동 전달 측면을 고려하였을 때, 외접 로터와 하우징의 간극을 증대하여 진동 전달을 감소시킬 수 있을 것으로 추론하였다. 해당 인자에 대한

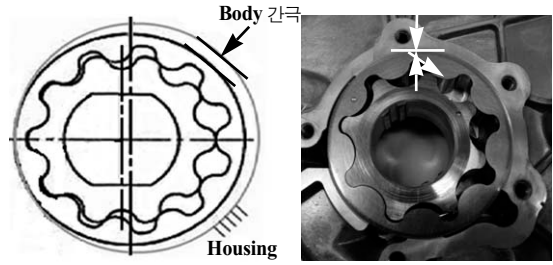


그림 9 외접 로터 바디 간극

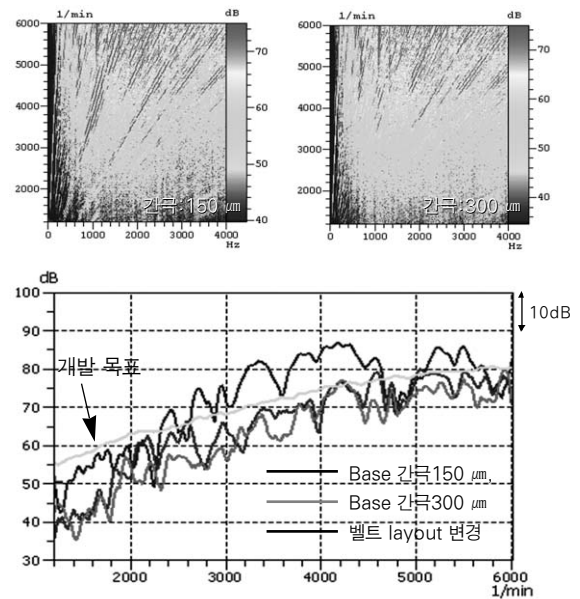


그림 10 외접 로터 바디 간극에 따른 소음

오일 펌프 소음에 영향을 미치는지 대상 엔진에서 확인하였다.

그림 10에서 보는 바와 같이 바디 간극 증대로 오일 펌프의 치합 소음이 크게 저감됨을 알 수 있다.

4. 맥동 소음 개선

4.1 맥동 소음 발생 메커니즘

치합 소음 개선 이후에도 3000 rpm 이상 대역에서는 24,32,40차 성분 등 고차 하모닉 소음이 잔존한다. 이는 치합 소음과는 다른 발생 메커니즘

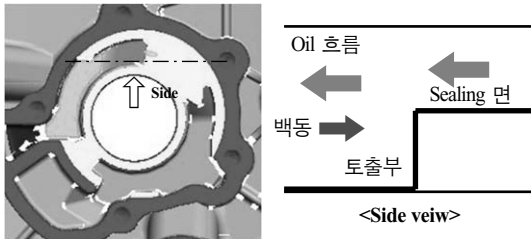


그림 11 토출부 형상 및 발생 원인

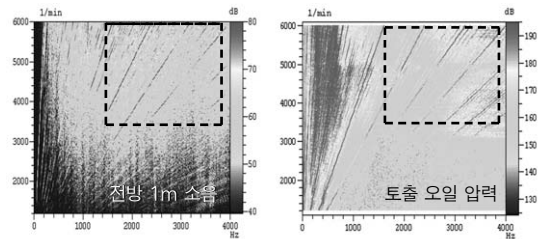


그림 13 맥동 소음과 토출 압력 상관 관계

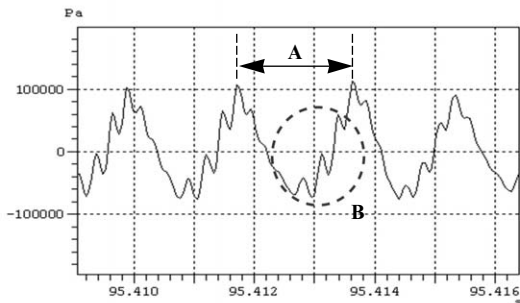


그림 12 오일 압력 변동 특성

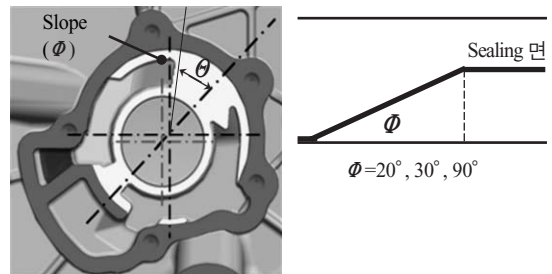


그림 14 토출 유로 구배

으로 발생한다.

그림 11에서 오일 펌프 토출부의 형상을 보면 밀폐된 공간에서 압축되어진 오일이 토출될 때 단면적이 급격히 확대되면서 큰 압력 변화가 발생한다. 이로 인해 토출 오일의 맥동이 발생하여 오일의 진행 방향과 반대되는 유동이 존재하게 되고 급격히 확대되는 공간의 모서리에서는 박리 유동이 발생한다. 더욱이 엔진rpm이 상승함에 따라 오일 압력은 더욱 커지고 압력 변화가 크게 발생하여 맥동에 의한 고차 성분의 소음을 유발하게 되는 것이다. 이에 대한 상관관계를 확인하기 위해 실 엔진에서의 맥동 소음과 오일 토출 압력을 측정하였다.

그림 12는 4200 rpm 정속 구간에서 토출 압력에 의한 맥동 특성을 나타낸 것이다. 오일 펌프의 흡입, 압축, 토출 과정은 A구간처럼 큰 주기 성분으로 나타나며 그 구간 내 B영역에서 오일 압력의 반사파에 의한 압력 변동으로 고차 성분이 발생하게 된다.

그림 13은 실 엔진에서 엔진 rpm에 따른 압력과 소음을 나타낸 것이다.

그림 13에서 오일 펌프의 토출부 압력 맥동 성분과 고차 하모닉 소음(24/32/40차)이 유사한 경향성을 가짐을 알 수 있었다.

4.2 토출부 구배 최적화

지금까지 오일 펌프의 토출부에서 단면적이 급격히 확장된 공간으로 오일이 빠져 나갈 때 압력 변동이 발생하게 되는 것을 살펴보았다. 따라서 토출 유로의 단면적 변화율을 최소화 할 경우 맥동 소음을 개선할 수 있다. 이를 확인하기 위해 그림 14에서와 같이 토출부에 구배(경사) 각도를 달리하여 대상 엔진에서 시험을 하였다.

그림 15는 토출 유로의 구배 각도에 따른 소음과 압력을 나타낸 것이다. 구배가 완만할수록 고차 성분의 소음과 압력이 저감됨을 알 수 있다. 이는 단면적의 변화율이 작아질수록 오일 압력 변동 크기가 작아지게 되어 맥동 소음이 저감된 것이다.

4.3 Sealing 각도 최적화

다른 한편으로 sealing 각도에 의한 압력, 소음

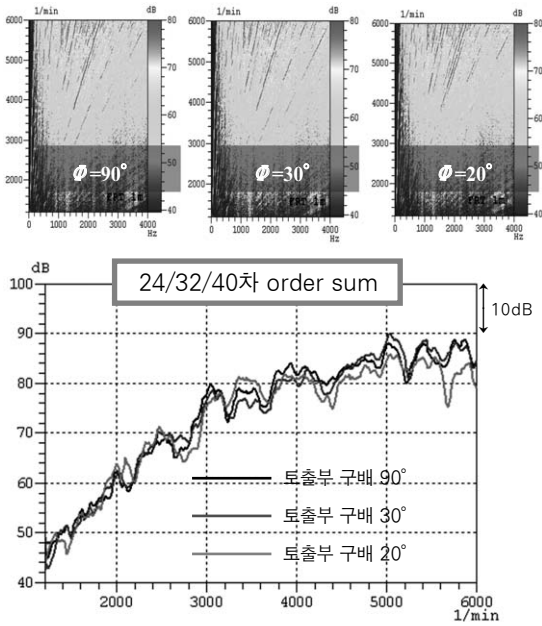


그림 15 토출 구배 각도에 따른 소음

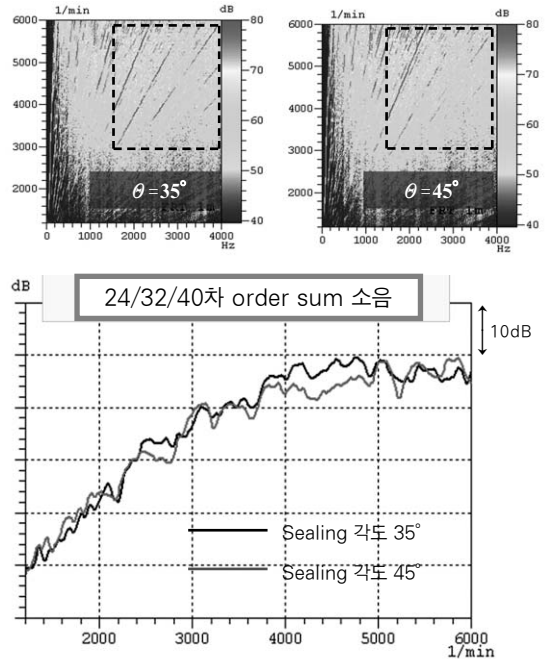


그림 17 Sealing 각도에 따른 소음

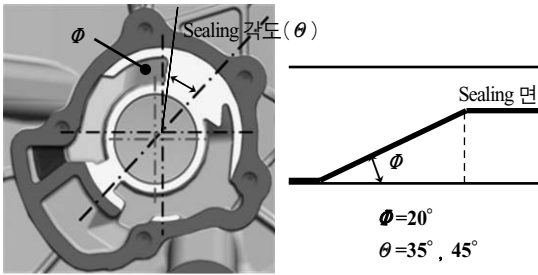


그림 16 Sealing 각도

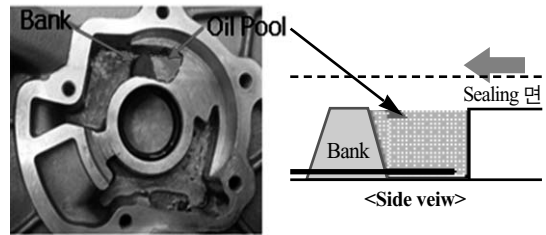


그림 18 Oil pool 형상

기여도를 확인하기 위해 그림 16과 같이 sealing 각도(θ)에 따른 엔진에서의 소음 및 진동을 비교 평가하였다.

그림 17에서 보는 바와 같이 sealing 각도를 축소 한 사양은 상대적으로 고차 성분의 압력 및 소음이 증대되었다. 이는 충분한 sealing 면적 확보가 요구되며 토출 구배를 연동하여 최적화 진행이 필요함을 나타낸다.

4.4 Oil Pool 적용에 따른 개선

토출부 구배 및 sealing면 최적화를 통한 개선안은 sealing면과 토출 유로간의 길이가 충분히 확

보되어야 하는 설계적 제약이 따른다. 그리고 엔진 배기량에 따른 오일 펌프 성능에 따라 토출부 길이가 각각 달라야 하는 번거로움이 있고, 오일 펌프의 성능 변화 시에는 그에 따른 최적화 작업도 함께 이루어져야 한다. 이러한 설계적인 제약 조건을 극복하기 위한 강건한 오일 펌프 설계가 절실히 요구되어진다.

이번 연구에서는 오일의 점성을 이용하여 맥동에 의한 토출 소음을 개선하고자 하였다. 그림 18에서 보듯이 오일 펌프의 sealing면에서 압축되어진 고압의 오일이 빠져나갈 때, 토출 유로로 직접 방출되지 않고 오일이 담겨져 있는 oil pool의 오

일과 충돌함으로써 압력 에너지를 감소시킬 수 있다. 또한 급격히 확대되는 공간을 오일로 채우면서 급확대관의 모서리에서 발생하는 박리 유동을 감소/흡수한다. 따라서 압력 변동의 변화폭이 작아져서 맥동 소음을 저감시키고자 한다.

이 개선안의 효과를 파악하기 위해서 oil pool 높이 및 길이를 변경하여 pool 용량 및 overflow 양에 대한 압력, 소음 기여도를 평가하였다.

그림 19은 시험에 사용된 oil pool의 종류를 나

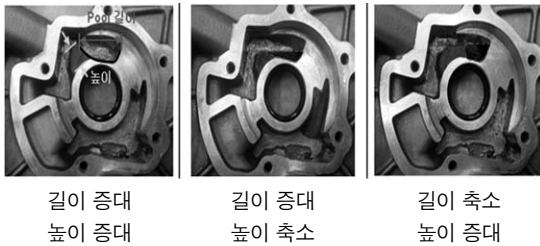


그림 19 Oil pool 형상 비교

타낸 것이다

그림 20은 oil pool의 각 사양들에 대한 압력과 소음을 측정 한 결과이다. Oil pool에서 bank를 넘어가는 오일의 overflow 양과 pool 용량 변경 시에도 개선 전 사양 대비 7~8 dBA 소음이 개선 되었다. 오일 댐핑 특성 효과는 소음에 대한 강건성이 확보되었음을 의미한다. 또한 토출부 구배 최적

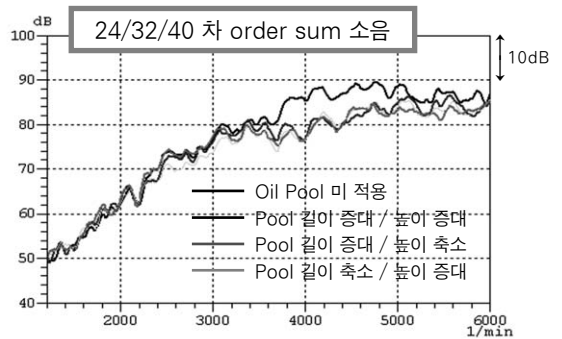


그림 20 Oil pool에 따른 소음 비교

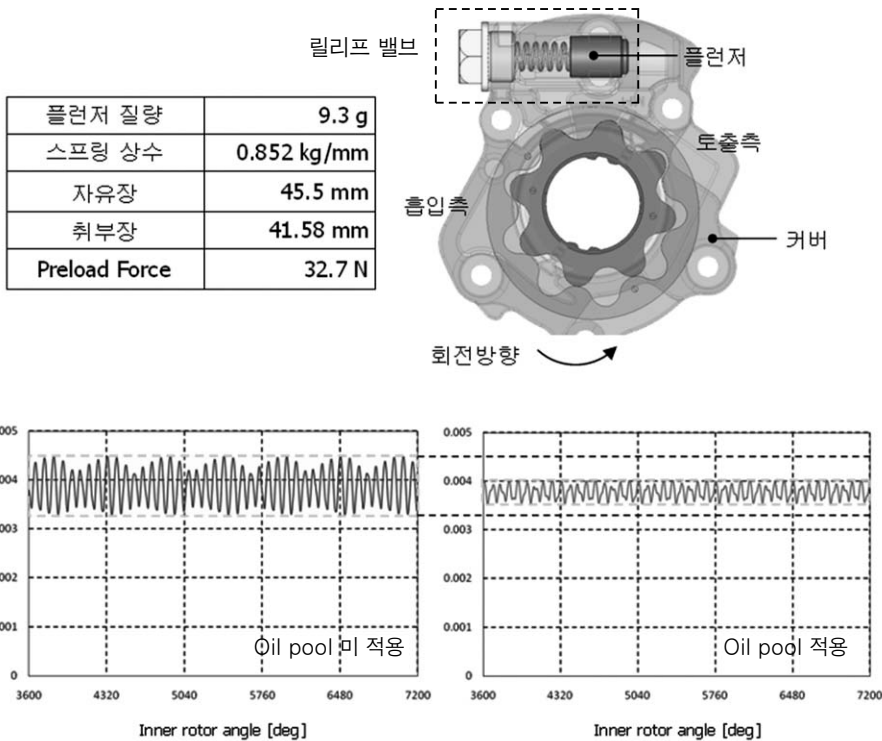


그림 21 릴리프 밸브 변위 비교

안($\theta=45, \phi=20$)과 동등 수준의 큰 개선 효과를 나타내었다.

4.5 오일 릴리프 밸브 거동

이 시험에 사용된 오일 펌프의 릴리프 밸브 개변 압력은 약 4.5 Bar이다. 그림 22는 릴리프 밸브의 거동 특성을 유동 해석으로 나타낸 결과이다. Oil pool 적용으로 맥동 압력의 저감되어 릴리프 밸브의 최대 개변량 및 진폭이 크게 감소됨을 알 수 있다.

5. 맺음말

이 연구를 통하여 저소음 오일 펌프 설계 가이드라인을 제시하여 개발 방향을 설정하였으며 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

- (1) 엔진 오일 펌프 whine 소음의 발생 원인을 규명하였고 엔진 rpm에 따른 소음 특성을 도시화하여 이를 통한 개선 방향을 제시할 수 있었다.
- (2) 중/저속 rpm영역에서 발생하는 whine 소음

은 내·외접 로터의 상대 운동에 의한 치합 소음임을 규명하였으며, 이의 개선안으로 벨트 장력 방향 변경을 통한 가진력 측면과 외접 로터 바디 간극 증대를 통한 전달계 측면에서의 소음 개선을 하였다.

(3) 고속 rpm영역에서 발생하는 whine 소음은 토출부 오일 압력과 소음과의 상관성을 통해 압력 변동에 의한 맥동 소음임을 규명하였다.

(4) 맥동 소음은 고압의 오일이 토출 유로의 급격한 공간 확대에 의한 오일 압력 변동이 크게 발생하여 소음으로 유발된다. 이를 최소화하기 위한 토출 유로 구배 및 sealing각도 최적화를 통해 소음을 개선하였으며 오일 펌프 설계 guide line을 제시하였다.

(5) 맥동 소음 저감을 위한 토출부 구배방식은 설계적인 제약이 있으므로 설계 제약을 받지 않는 강건한 오일 펌프 설계를 위하여 오일 댐핑 효과를 이용한 oil pool 방식을 제안하였으며, 이를 통한 큰 소음 개선 효과를 확인할 수 있었다. **KSNVE**

회원동정

한국인 최초 “해양기술박람회 명예의 전당” 논문으로 선정.



정태영 회원
(한국기계연구원)

세계 최고 권위의 해양기술박람회(Offshore Technology Conference, OTC)는 정태영 회원이 25년 전 발표한 “비균일 유체 속에 놓인 유연 실린더의 유체동력학적 감쇠(Hydrodynamic Damping on Flexible Cylinders in Sheared Flow)” 논문을 명예의 전당 논문(Hall of Fame Paper)으로 선정했다. OTC는 세계 최대 규모의 해양 기술 관련 박람회로 지난 1969년 미국토목학회 주관으로 발족한 뒤 미국 휴스턴에서 매년 5월 초 개최되고 있다. 미국토목학회는 과거 박람회 개최 초기 발표됐던 논문 가운데 현행 기술의 핵심이 되고 있는 우수한 논문을 “명예의 전당 논문”으로 선정하고 있다. 이번과 같이 한국인이 명예의 전당에 오른 것은 처음이다.

※ 기타 자세한 내용 한국기계연구원 홈페이지 참고(<http://www.kimm.re.kr>).