

엔진 오일펌프계 소음.진동 최적화

NVH Optimization of the Eng. Oil Pump System

†, *, *, *, *
Shin, Dalheun Bae, Sung Yoon Yoo, Dong Kyu Kang, Koo Tae Kwon, O Young

Key Words : Oil-pump, Rattle, Rotor whine, Tip clearance, Profile, Sliding ratio.

ABSTRACT

The rattle noise originated from the oil-pump system was issued in developing an engine. In this paper, the major concerning factors for rattle noise are analyzed and the NVH developing process is summarized. The main factors are the tip clearance of inner/outer rotor, the clearance between oil pump housing and rotor guide and the rotor mass. Also, the optimization for oil-pump rotor whine noise is performed. The main factors of the rotor whine are the profile of the rotor, the oil pressure and the shape of oil route. This paper will present the design guidelines of the engine oil-pump system.

1.

엔진의 오일펌프계는, 엔진 각 부의 원활 및 냉각을 위해, 오일 팬에 고인 윤활유를 빨아올려서, 크랭크 샤프트, 캠 샤프트, 피스톤 등의 베어링이나 섭동부에 압송하는 역할을 한다. 오일펌프 작동 과정에서는 내.외접 로터(Rotor)의 상대 운동에 의한 마찰/내구 문제점 뿐만 아니라 여러 종류의 소음/진동이 발생할 수 있다.

본 논문에서는, 오일펌프계에서 발생할 수 있는 래틀(Rattle) 및 화인(Whine) 소음의 발생원리 및 개선 방안에 대하여 검토 하고자 한다.

래틀소음은 오일펌프계를 구성하는 각 부분의 간극, 내.외접 로터의 간극 및 치폭(Tooth width) 축소를 통한 무게(Mass) 저감을 통하여 개선 할 수 있으며, 화인 소음은 로터의 치형(Profile) 최적화, 로터 치폭 최적화를 통한 오일압 저감 및 오일펌프 입.출구단의 형상 최적화를 통하여 개선이 가능하다.

2.

2.1

2.1.1

오일펌프계는 오일팬, 오일스트레이너, 오일필터, 오일쿨러와 함께 오일펌프로 구성되며, 엔진 회전 속도에 비례해서 오일토출량, 토출압력이 함께 증가하므로 원활계 내부 유압이 과잉으로 되지 않도록 오일펌프 유로에는 릴리프 밸브가 설치되어 있다.

오일펌프의 구동 형식은 (1)크랭크샤프트의 회전운동을 기어, 체인 또는 벨트를 통하여 전달받아 구동되는 간접구동 방식, (2)벨런스샤프트 모듈 내에 구성되어 벨런스샤프트와 함께 구동되는 벨런스샤프트 모듈 일체형 방식 및 (3)크랭크샤프트에 직결되어 구동되는 방식 등 크게 3 가지 형태로 분류되어 질 수 있는데, 본 논문에서는, 간접구동방식 오일펌프계의 소음.진동 개선 방법에 대해 검토한다.

2.1.2

오일 펌프는, 유로 저항과 엔진 내부 각 부분의 필요 유압을 고려하여 사양을 결정 한다. 고효율의 오일펌프 개발은 로터의 치형 개선을 통하여 유동량 증대(High flow amount), 저마찰(Low friction), 저소음(Low noise)의 펌프를 개발하는 것으로 요약 된다. 이를 위해 각 개발 업체들은 다양한 형태의

† ;
E-mail : dalheun@hyundai-motor.com
Tel : (031) 368-6214

*

치형 개발을 진행하고 있다.

유동량 증대를 위해서는, 로터의 치와 치사이의 공간을 최대한 확보하여 오일팬 내의 오일 흡입 능력을 최대화하고, 오일압의 급격한 변동을 피하는 구조를 채택하며, 맥동을 저감하여 원활한 입-출구부의 유동을 확보한다.

저마찰 특성은 내·외접로터 접촉점에서의 상대 운동거리 최소화 및 접촉 특성 개선을 통해 확보될 수 있다.

저소음 특성은 오일펌프의 다양한 소음 특성에 따라, 그 개선 방안이 수립되어질 수 있다. Fig_1 은 오일펌프계에서 발생하는 소음·진동의 특성 및 개선 방향을 정리하여 나타낸 것이다. 오일펌프 소음은 주로 낮은 운전 영역에서 발생하는 래틀소음(Rattle Noise, Hit Noise)과 높은 운전 영역에서 발생하는 캐비테이션 소음(Cavitation Noise)으로 구분된다.

래틀소음은 펌프 간극(Clearance) 최적화와 오일 압력 맥동의 감소를 통하여 개선될 수 있으며, 높은 운전 영역의 캐비테이션/화인 소음 감소를 위해서는 입구 포트에서 흡입 압력 저감 디자인, 출구 포트에서 Cavitation 저감 디자인, 펌프 최대 유동 속도 저감과 같은 방법이 사용된다.

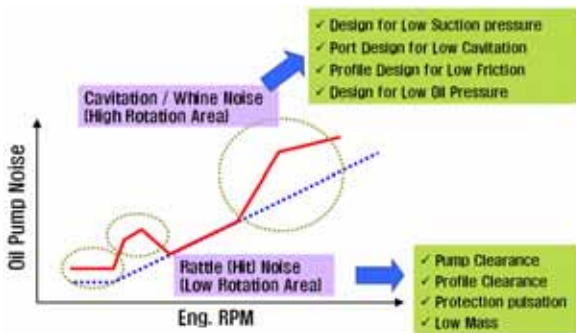


Fig. 1 오일펌프계 소음·진동 발생 특성

Table. 1 은 최적의 오일펌프 특성 구현을 위하여 각 제조업체가 개발 적용중인 다양한 형태의 오일 펌프 치형상을 보여준다.

Table. 1 오일펌프 치형 개발 현황

구분	브로코어드	파라코어드	듀오센트릭	듀오센트릭-IC	외접식
영상					
개발 회사	미, Michels	일본, 스미토모	미국, SKF	-	-
적용 지역	미국, 일본	일본	유럽	-	미국, 유럽

2.2 (Rattle)

2.2.1 가

아이들(IDLE) 상태 소음 특성 조사 결과, 엔진 냉간 상태 대비 열간 상태에서 문제 소음이 발생한다는 것을 확인 하였다.

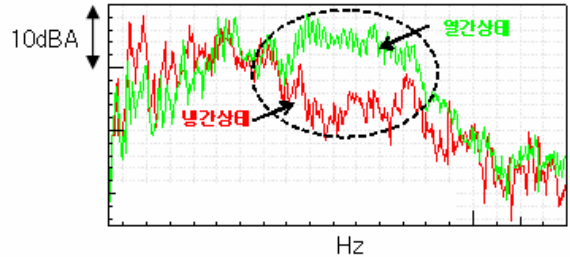


Fig. 2 래틀 소음 특성 (아이들)

Fig.2 는 소음 특성을 보여준다. 열간상태에서 소음이 발생한다는 관점에서 오일펌프계를 구성하는 주요 제원에 대한 조사를 진행하였다. 조사결과 오일펌프 로터를 감싸는 가이드와 오일펌프 하우징의 간극에 문제가 있음을 확인 하였다.



Fig. 3 오일펌프하우징 형상

Fig.3 에서 보듯이, 오일펌프하우징의 각 구성요소에 대한 제원 측정 결과, 하우징의 비대칭성에 의해 흡입·토출 포트의 경계를 중심으로(③), 내경 변형 특성을 가짐을 확인 하였다. 이에 근거하여, 하우징 내경의 크기를 조정하여, 다양한 간극에 대한 소음평가를 실시하였다.

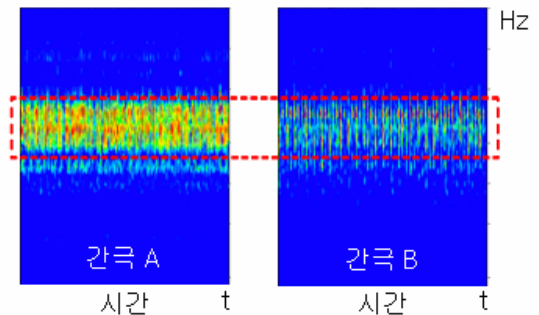


Fig. 4 하우징 vs. 로터가이드 간극에 따른 소음

Fig.4 에서 볼 수 있듯이, 특정 간극 이상에서는 소음이 개선되는 것을 확인 할 수 있었고, 하우징

을 포함한 구성요소의 열변형 발생으로 인한 로터의 회전운동 구속 및 진동 절연 특성의 불리가 소음 악화의 한 원인을 확인 할 수 있었다. 평가 결과를 근거로 간극에 대한 스펙을 재설정 하였다.

2.2.2

로터가이드 및 하우징 간극 개선 후에도 여전히 문제 수준의 소음이 잔존하는 것을 확인하였다. 소음의 발생 특성은 비주기적인 성질을 가지고 있으나 크랭크샤프트의 회전운동과 밀접한 관계를 가지고 있음을 확인 하였다.

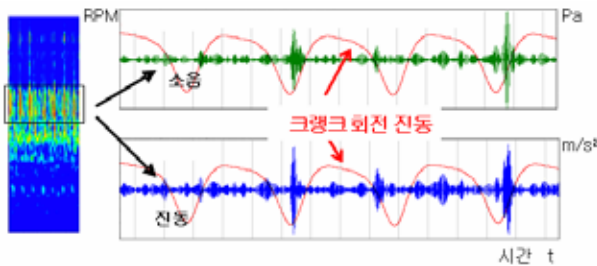


Fig. 5 소음발생 특성

Fig.5 는 소음 및 오일팬에서의 진동 특성을 보여 주는데, 크랭크샤프트의 회전운동이 감속구간을 거쳐 가속구간에 진입하면서 문제의 소음 및 진동이 발생하는 특성을 보여준다.

문제 소음의 특성에 크게 영향을 줄 수 있는 인자로 내.외접 로터의 백-래쉬(Back-lash)를 추론하였고, 이의 특성을 나타내 주는 인자인 팁-간극(Tip Clearance)에 대한 검토를 실시 하였다.

Fig. 6 은 팁-간극에 대한 정의 및 팁-간극에 따른 소음 변화를 보여 준다.

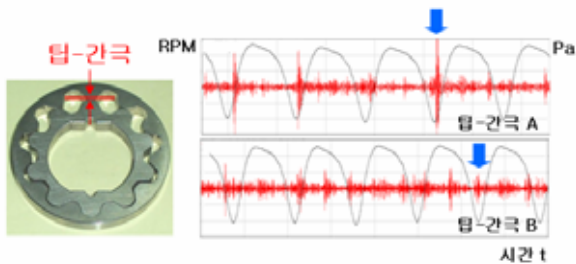


Fig. 6 팁-간극에 따른 소음 개선

시험 결과를 근거로 팁-간극에 대한 설계 스펙 변경을 실시 하였고, 문제 소음에 대한 현저한 개선을 할 수 있었다.

2.2.3 (Mass)

아이들 상태의 엔진 음색에 내.외접 로터 사이의 간극이 크게 기여함을 확인하였으나 간극 축소에는 한계가 있기 때문에 추가 개선을 위해서는 다른 대안의 검토가 필요하였다. 내.외접 로터간

간극 기여는 로터 간 상대운동의 기여를 의미하기 때문에 로터의 무게에 따른 기여도 검토를 실시하였다.

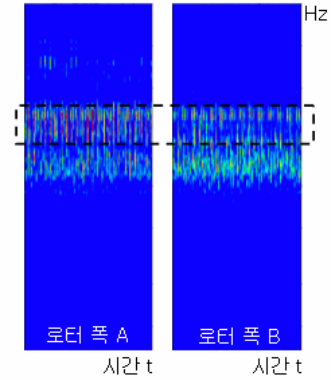


Fig. 7 로터 두께에 따른 소음

Fig.7 은 로터 두께에 따른 래틀소음 수준을 보여 주며, 로터 무게가 저감됨에 따라 소음이 개선되는 것을 확인하였다. 하지만 로터의 두께는 오일펌프의 고유 기능인 오일 토출량에 직접적인 영향을 미치기 때문에, 토출 성능을 유지한 상태에서 외접로터의 무게를 줄일 수 있는 치형상(Tooth Profile)의 개발이 필요하였다.

Table. 2 로터 두께에 따른 소음 수준

구분	기존 로터	개선 로터		
로터폭(mm)	기준	-	-3	-5
내접로터(g)	기준	+23	+6	-5
외접로터(g)	기준	-98	-119	-133
소음수준 (1/3, 2.5kHz)	기준	-8.7	-9.9	-12.0

다양한 치형의 로터 및 치폭 검토를 통한, 최적 사양을 선정함으로써 아이들 상태의 래틀소음 개선을 마무리 할 수 있었다. Fig.8 은 최종 개선 후의 아이들 상태 차외소음을 보여 준다.

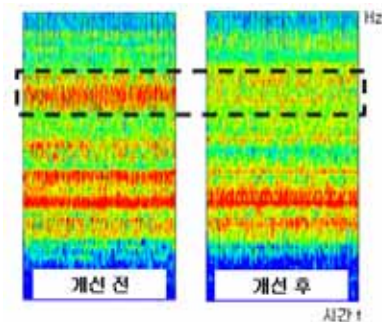


Fig. 8 개선 전·후 차량 외부 소음

2.3 (Whine)

2.3.1 ()

아이들소음 개선을 위한, 팁-간극 최적화 이후, 밸런스샤프트 미적용 차량의 경우 오일펌프의 차수를 따르는 화인소음이 팁-간극 증대 상태 및 밸런스샤프트 장착 엔진 차량 대비 악화된 것을 확인하였다. 차량 실내소음 조사 결과, 실내에서도 인지되는 수준으로 원인 규명 및 개선안 수립을 검토하였다.

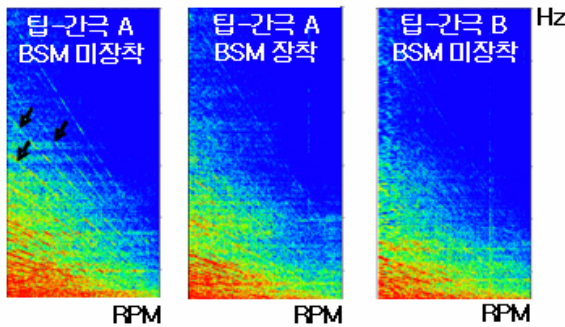


Fig. 9 밸런스샤프트 및 팁-간극에 따른 소음

Fig.9 는 팁-간극 축소 조건에서의 밸런스샤프트 장착 유.무 및 팁-간극 축소전 밸런스 샤프트 미적용 차량의 실내소음 장착 특성을 보여준다.

화인 소음 악화 원인은, 크게 2 가지 원인으로 정리 될 수 있다. 첫째는 팁-간극 축소에 따른 내.외접 로터의 미끄럼량 증대 및 이에 따른 로터간 마찰력 증대이고, 두 번째는 엔진 오일압 증대에 따른 구동토크 증대 및 이로 인한 로터간 마찰력 증대임을 확인 하였다. 팁-간극 축소에 따른 미끄럼량 증대는 IDLE 소음의 개선을 위하여, 수정될 수 없는 것이기 때문에, 팁-간극을 유지한 상태에서의 미끄럼율(Slip Ratio) 감소 방안의 수립이 필요 하였다.

오일압 증대 원인은 2 가지 원인에 의하여 발생함을 확인 하였다. 첫째는 밸런스샤프트 모듈이 생략됨으로 인하여, 밸런스샤프트 윤회용 오일이 모두, 기타 엔진 부로 송출되었고, 이로 인하여, 오일압이 증대 됨을 확인 하였다. 두 번째 이유는 팁-간극 축소에 따른 오일 누유(Oil Leakage) 양의 감소 현상이었다. 팁-간극 축소는 마찬가지로 IDLE 소음의 개선을 위한 조치이기 때문에, 팁-간극을 유지한 화인 소음 개선안 발굴을 추진하였다.

개선방향은 2 가지 방향으로 검토 되었는데, 동일 레이아웃(Layout)에서 우세한 오일 송출량을 확보하고 또한 내.외접로터의 미끄럼율을 축소 할 수 있는 로터의 치형상(Profile) 확보 방안과 오일

압 저감을 위한 내.외접로터의 두께를 최적화 하는 방안이었다.

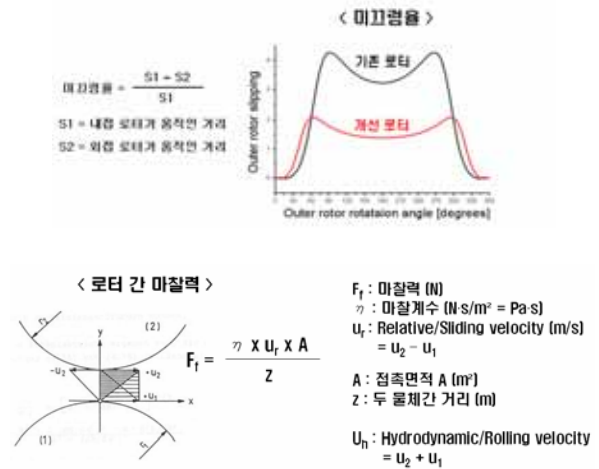


Fig. 10 미끄럼율 및 마찰력 정의

다양한 로터 형상에 대한 해석 검토 및 평가를 통하여, Fig.10 에서 보듯 로터 치형을 재선정하였다. 새로 선정된 로터의 경우 기존 사양에 대비해서, 상대적으로 우세한 미끄럼율 및 오일 공급 특성을 가짐을 확인하였다.

Table. 3 기존 및 개선 치형 주요 특성 비교

	기존 로터	개선 로터
치폭 (mm)	기준	14% ↓
미끄럼율	기준	51% ↑
맥동 (%)	기준	27% ↓
체적효율 (%)	기준	15% ↑
토출량	기준	1% ↓
토크	기준	1% ↑

@4000RPM, 4bar

$$\eta_v = \frac{Q}{Q_{th} \times \eta} \times 100$$

$$\eta_0 = \frac{Q \times P}{2\pi \times T \times n} \times 100 = \eta_v \times \eta_m$$

η_0 : Overall efficiency (%)
 η_v : Volumetric efficiency
 η_m : Mechanical efficiency
 Q : Flow (l/min)
 P : Pressure (kPa)
 T : torque (Nm)
 n : engine speed
 Q_{th} : Theoretical pump displacement (l/rev)

Table.3 은 새로 선정된 로터의 특성을 보여 준다. 3mm 축소된 로터폭 조건에서도 뛰어난 체적 효율 특성으로 인하여, 주요 특성인 토출량이 동등 수준의 값을 보이며, 미끄럼율 및 맥동을 또한

우수한 특성을 가짐을 볼 수 있다.

Fig.10 에 미끄럼율의 개념이 정의 되었는데, 미끄럼율은 로터의 회전량에 따라서, 접촉점이 내.외 접 로터의 형상을 따라 각각 움직인 거리를 나타낸다. 이 미끄럼율은 두 유체 접촉 운동 매체의 상대속도의 크기를 규정하게 된다. 이때 두 유체 접촉 운동 매체의 마찰력은 매체간 상대속도 (Relative velocity, Sliding velocity) $U_r = U_2 - U_1$ 에 비례하게 된다. 개선 치형의 경우, 상대속도가 약 38% 개선되었고 이는, 동등 수준의 개선된 마찰력 특성을 가짐을 보여준다.

Fig.11 은 동일 수준의 오일압을 가지며, 동일 수준의 틱-간극을 가지는 기존 및 개선 치형의 로터 화인 소음 수준을 보여준다. 개선 치형의 경우 운전 영역별 다소의 차이는 있으나, 전체적으로 우수한 소음 특성을 가지고 있음을 확인 할 수 있는데, 이것은 치형상의 유리한 미끄럼율로 인한 마찰력 개선에 의한 결과이다.

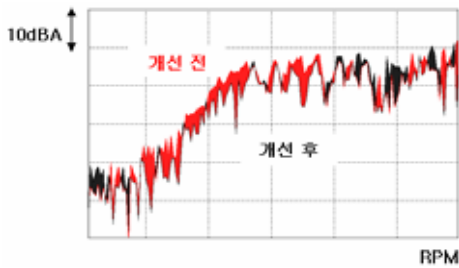


Fig. 11 미끄럼율 기여도 검토

Fig.12 는 기존 및 개선 치형의 맥동 특성을 보여준다. 개선 치형의 경우, 전 운전 영역에서 유리한 맥동 특성을 가지고 있음을 보여 준다.

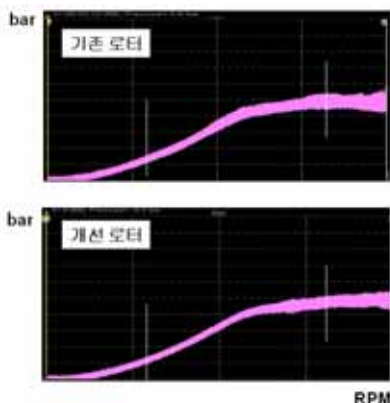


Fig. 12 오일압 맥동 특성

Fig.13 은 치폭에 따른, 오일압 수준 및 화인 소음 개선 수준을 보여준다. RPM 영역별로 주요 화인 차수의 경우, 최대 12dBA 이상의 소음개선 효과가 있음을 볼 수 있다. 시험 결과를 근거로, 최

종 로터의 폭 선정이 가능하였다.

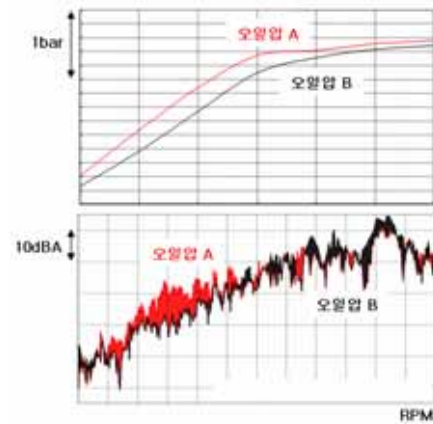


Fig. 13 치폭에 따른 오일압 및 화인 소음

2.3.2

오일펌프 화인소음의 추가 개선을 위하여 치형상 및 치폭 개선과 병행해서 오일 유로의 최적화 방안을 추가로 검토하였다.

입·출구단의 형상 검토 결과 출구단의 경우 좁은 유로폭과 급격한 경사형상을 가짐을 확인 할 수 있었다. 이는 급격한 오일압 변동을 초래하여 화인 소음을 악화 시킬 수 있는 인자로 판단 되었다.

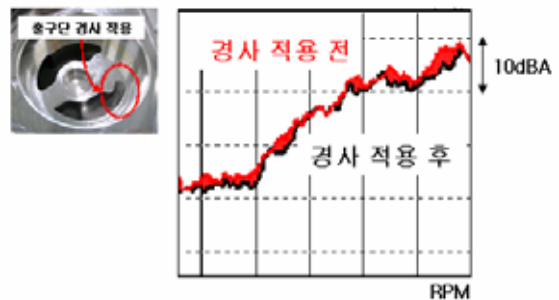


Fig. 14 오일 유로 형상 및 화인 소음

Fig.14 는 유압변동을 최소화 하기 위해 완만한 경사를 적용한 출구단의 유로 형상 및 이에 따른 소음 개선 수준을 보여 준다. 전 운전영역에서 1~3dBA 개선된 결과를 보이고 있다.

3.

일련의 개발 과정을 통하여, 오일펌프계의 NVH 개발 방향을 설정 할 수 있었으며, 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

(1) 내.외접 로터의 운동을 구속하는 로터 가이드 및 하우징의 간섭은 로터의 운동 구속 및 진동

절연 특성을 악화시켜, 소음을 악화 시킨다. 따라서, 열변형 최소화 구조 확보 및 구성 요소간의 간극 최적화를 통하여, IDLE 소음을 개선 할 수 있다.

(2) 내·외접 로터의 틱-간극(백-래쉬) 및 외접 로터의 무게는 래틀성 타음의 주요 인자이며, 각 인자의 최적화를 통하여 문체 소음을 개선 할 수 있다.

(3) 화인소음의 주요 인자는 로터간의 마찰력이다. 마찰력에 영향을 미치는 주요 요소는 내·외접 로터의 상대운동량(틱-간극, 미끄럼율) 및 오일압이다. 따라서 화인소음은 틱-간극, 미끄럼율 및 오일압 특성의 최적화 및 동 특성이 유리한 치형의 개발을 통해서 개선 가능하다.

(4) 오일유로의 구배 및 형상최적화를 통한 오일압 변동 최소화를 통하여, 화인소음 개선이 가능하다.

본 논문 관련 업무 진행에 적극 지원하여 주신 (주)대림기업 및 (주)삼한 여러분께 깊이 감사를 드립니다.

- (1) Shinichi Fujiwara, "High Efficiency Oil Pump Rotor with New Tooth Profile", SAE 2004-01-0498, MMC, 2004.
- (2) Yasuo Miura, Naoya Kojima, "Noise Generating Mechanism at Idling for a Four-cylinder In-Line Diesel Engine", SAE 2003-01-1720, 2003.
- (3) S. Manco and N. Nervegna, M. Rundo, "Effects of Timing and Odd/Even Number of Teeth on Noise Generation of Gerotor Lubricating Pumps for IC Engines", SAE 2000-01-2630, 2000