

엔진진동 저감을 위한 밸런싱샤프트의 요소설계 기법 연구

Element Design of Balancing Shaft for Reducing the Vibration in Engine Module

김 찬 중† · 이 봉 현* · 김 동 철** · 정 인 오**

Chan-Jung Kim, Bong-Hyun Lee, Dong-Chul Kim and In-Oh Jung

(2005년 5월 14일 접수 : 2005년 10월 21일 심사완료)

Key Words : Balancing Shaft(밸런싱샤프트), Unbalance(불평형), Free Force(자유력), Unbalance Moment(불평형 우력)

ABSTRACT

Vibration in Engine module could be reduced by introducing a balance shaft module which has one or more unbalanced rotors. Since the unbalanced rotor is installed in an opposite direction of the free force or unbalance moment by engine component, the unexpected vibration could be decreased kinematically. The essential equation of the unbalanced rotor was presented for two cases, 3 in-line and 4 in-line cylinder engine type. And the efficiency of the balance shaft is investigated by the vehicle testing that is focused on measuring the reduced vibration level when adapting a balancing module. With the signal processing of measured signals, some important issues on design the balancing shaft could be derived and the overall design process is explained in the final part including the peripheral component, i.e. housing and bush.

기 호 설 명

- \bar{h} : 회전 자유력
- l : 크랭크샤프트와 피스톤간의 거리
- L : 피스톤간의 거리
- M' : 등가 불평형 질량
- R' : 등가 불평형 읍셋
- r : 크랭크샤프트 회전 반경

1. 서 론

밸런싱샤프트는 각 엔진의 제원에 따라 발생하는 자유력 혹은 불평형 우력을 줄이는 목적으로 사용되는 부품으로서 불평형이 존재하는 1개 이상의 로터를 사용하여 위상이 반대 방향으로 힘을 작용시켜 진동을 줄이는 역할을 한다. 이 논문은 직렬 3기통 및 4기통의 불평형이 존재하는 로터의 설계에 중점을 두어 설계 파라미터의 도출에 필요한 기본적인 공식을 도출한 후 주요 설계 인자들을 고려한 전체 밸런싱샤프트 모듈의 설계 과정을 제시하였다.

설계 파라미터를 도출하는 과정에서 검증해야 하는 주요한 요소들을 알아보기 위해 실차 테스트를 수행하여 엔진 진동에 대한 밸런싱샤프트의 영향도를 평가하였으며 모달 테스트를 통해 밸런싱샤프트의 동특성이 전체 시스템에 미치는 영향을 고찰하였다. 특히

† 책임저자 : 정희원, 자동차부품연구원 구조특성연구센터
E-mail : cjkim@katech.re.kr
Tel : (041) 559-3124, Fax : (041) 559-3286

* 자동차부품연구원 구조특성연구센터

** (주)동보 기술연구소

실차 주행을 통해 얻어진 가속도 데이터는 신호처리 과정을 통해 주파수 대역별로 진동수준 및 주파수 분석을 수행한 바, 밸런싱샤프트가 주파수 대역별로 엔진 진동을 어느 정도 보상하는지를 해석함으로써 영향도 평가의 중요한 근거를 제시하였다. 논문의 마지막에는 부시(bush)와 하우징(housing)과 같은 주변의 요소들을 포함한 전반적인 밸런싱샤프트의 요소설계 과정을 항목별로 설명한 후 이를 흐름도를 이용하여 설명하였다.

2. 엔진의 기구학

2.1 엔진 모델링

(1) 단 실린더 모델

일반적인 엔진은 다 실린더 구조를 가진 엔진을 사용하기 때문에 단 실린더 모델을 바탕으로 확장하여 전체적인 모델을 구성하게 된다. 1차적으로 회전 자유력을 보상하기 위해 설계된 카운터 질량(counter mass)은 불평형 우력이 발생하는 엔진 조건에서만 장착이 된다. Fig.1은 단 실린더 모델을 형상화하여 나타낸 것이다.

여기서 λ 는 r/l 의 관계를 가진 상수로써 엔진의

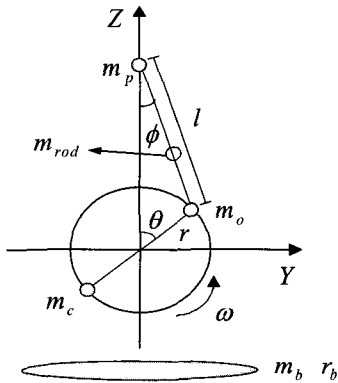


Fig. 1 Engine model of one cylinder

Table 1 The free force and unbalance moment

Type	Oder	Free force	Unbalance moment
In-line 3 cylinder	1,2		$\sqrt{3}\bar{h}L, \sqrt{3}\bar{h}L/\lambda$
In-line 4 cylinder	2	$4\bar{h}/\lambda$	
In-line 5 cylinder	1,2		$0.49\bar{h}L, 4.98\bar{h}L/\lambda$
V-6 cylinder (60)	1,2		$3\bar{h}L/2, 3\bar{h}L/2\lambda$
V-6 cylinder (90)	2		$\sqrt{6}\bar{h}L/\lambda$

자유력 및 불평형 우력을 표현하는 주요한 인자이다.

(2) 관성력 및 관성 모멘트

엔진은 피스톤에 의해 발생하는 왕복 운동 에너지를 회전 운동으로 변화시키는 작용을 하기 때문에 작동 과정에서 자유력이나 불평형 우력을 발생시키게 된다. 각 엔진의 실린더 개수와 실린더간의 기구학적 위상차가 지배적으로 발생하는 자유력 혹은 불평형 우력 성분을 결정하게 된다. Table 1은 각 엔진 모델에 대해 발생하는 자유력 및 불평형 우력을 나타내었다.^(1,2)

3. 밸런싱샤프트의 등가 로터 모델

관성력 및 관성모멘트가 발생하는 가장 대표적인 모델로 직렬 4기통과 직렬 3기통을 선정하여 등가적인 로터 모델을 구성하였다.

3.1 직렬 4기통

직렬 4기통의 경우 피스톤의 왕복운동 질량과 커넥팅 로드 일부에 의해 발생하는 상하 방향의 2차 성분의 자유력만이 존재하기 때문에 밸런싱샤프트의 경우 불평형량이 같은 2개의 로터를 서로 반대 방향으로 위치시켜 상하 방향의 자유력만이 발생하도록 설계한다.⁽³⁾ 즉, 서로 반대 방향으로 밸런싱샤프트가 작동하기 때문에 나머지 위상에서는 서로의 자유력이 상쇄되어 상하 방향을 제외한 모든 위상에서의 힘은 평형을 이루게 된다.

아래는 등가적으로 구성된 밸런싱샤프트의 모델이다.

밸런싱샤프트는 2차 자유력을 상쇄시켜야 하기 때

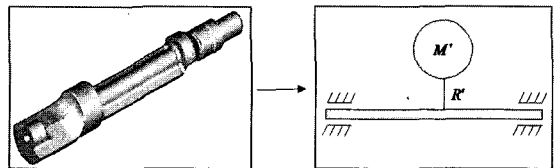


Fig. 2 Equivalent model of 4 cylinder engine

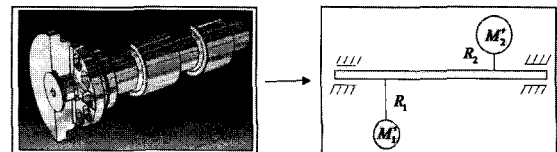


Fig. 3 Equivalent model of 3 cylinder engine

문에 크랭크샤프트 회전 속도의 2배로 회전을 하게 되며 2개의 밸런싱샤프트가 동시에 작용을 하기 때문에 식 (1)의 관계식이 도출된다.

$$MR' = \frac{\bar{h}}{2\lambda} \quad (1)$$

설계 관계는 자유력의 크기만을 나타내는 정보이며 자유력 방향의 직각으로 작용하는 힘에 의해 발생하는 모멘트를 상쇄시키기 위해서는 2개의 밸런싱샤프트 사이에 옵셋을 주어 이를 상쇄시켜야 한다.

3.2 직렬 3기통

직렬 3기통의 경우 실린더 사이에 기구학적으로 120도의 위상차가 나기 때문에 불평형 우력이 발생한다. 따라서 직렬 3기통의 경우에는 하나의 밸런싱샤프트만으로 불평형 우력을 상쇄시키는 설계 방법이 일반적이다. Fig. 3은 등가적으로 구성된 밸런싱샤프트의 모델이다.

불평형 우력을 보상하기 위해서는 같은 값을 가지는 2개의 자유력이 서로 다른 방향으로 일정한 길이만큼 떨어져 있는 형태로 밸런싱샤프트를 설계하여 불평형 우력만을 발생시킨다. Fig. 3에서 2개의 불평형량이 동일하다는 조건에서 2개의 불평형량 사이의 거리가 l' 이라면 Table 1을 참고할 때 식 (2)의 설계식이 도출된다.⁽⁴⁾

$$M_1'R_1' = M_2'R_2' = \frac{\sqrt{3}}{2l'} \bar{h}L \quad (2)$$

현재의 조건식은 1차의 불평형 우력만을 상쇄시키기 위한 식이다. 밸런싱샤프트를 통해 하나의 불평형 우력만을 상쇄시킬 수 있기 때문에 불평형 우력이 가장 큰 1차의 관성모멘트를 상쇄시키는 조건으로 밸런싱샤프트를 설계한다. 만약 로터 양단에서 발생하는 자유력이 다를 경우에는 반발력이 발생함으로써 또 다른 불평형 우력이 나타난다.

4. 실차주행시험

4.1 시험 목적

밸런싱샤프트는 소음/진동이 문제가 되는 디젤 차량에 일반적으로 장착된다. 이 시험의 목적은 엔진진

동 저감을 위한 밸런싱샤프트의 영향도를 분석하는데 있다. 이 논문에서는 현재 양산중인 차량에 대해 불평형이 존재하는 모듈과 그렇지 못한 경우를 각각 장착하여 엔진진동 대비 밸런싱샤프트의 영향도를 알아 보았다.

4.2 시험 환경

(1) 시험차량

직렬 4기통 엔진이 장착되어 있는 RV 차량을 선정하여 실차시험을 수행하였다. 직렬 4기통의 디젤 엔진이 장착되어 있기 때문에 상하 방향의 2차 자유력이 주된 진동 요소이다.

(2) 측정위치

실린더의 왕복 운동으로 발생하는 진동과 밸런싱샤프트 부분에서 감쇠된 진동을 동시에 측정하여 밸런싱샤프트의 영향도를 분석하는 것이 가장 이상적이지만 엔진 및 밸런싱샤프트의 작동 환경을 고려할 때 직접적인 계측이 어렵다. 그러므로 가속도 센서의 장착성과 측정위치의 신뢰성을 고려하여 연료분사펌프, 실린더 블록, 교류발전기 그리고 시동기 부분에서 가속도를 측정하였다. Fig. 5는 센서의 장착 위치이다.

(3) 계측 장비

4곳의 측정 위치에 대해 3축 가속도를 획득하기 위한 계측 장비를 구축하였다. DAQ 장비는 LMS사의 Pimento, 가속도 센서 및 앰프는 B&K사의 제품

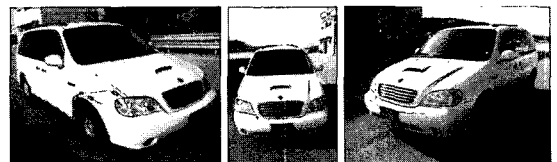


Fig. 4 Testing vehicle

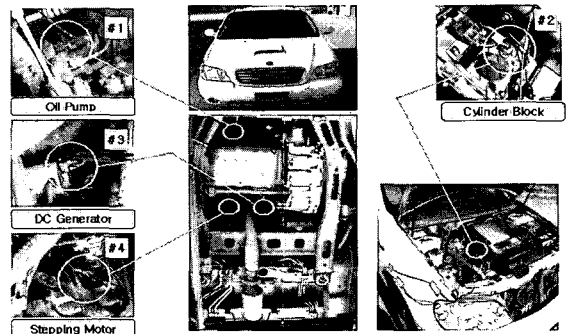


Fig. 5 Measuring position of accelerometer

을 각각 이용하였다. 가속도계 센서의 경우 엔진 근처의 고온 환경에서 측정이 이루어져야 하기 때문에 압전형 센서를 사용하여 측정 과정의 신뢰성을 확보하였다. 아래는 구성된 계측 장비 구성도이다.

4.3 주행시험 모드

밸런싱샤프트의 관점에서 가장 중요한 요소는 엔진의 회전수이므로 서로 다른 엔진의 회전조건에 대해 Table 2의 주행조건에 대해 실차시험을 수행하였다.

특수로의 경우에는 바퀴에서 올라오는 가진 요소가 밸런싱샤프트에 영향을 주는지를 알아보기 위한 것으로 각 방향의 가속도가 잘 나타나는 벨지안로와 장파형로를 선정하였다.

4.4 밸런싱샤프트 제작

밸런싱샤프트의 영향도를 분석하기 위해서는 밸런

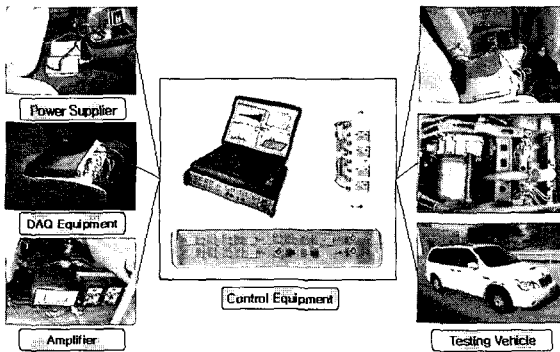


Fig. 6 Configuration of measuring system

Table 2 Testing mode of proving ground

Road	Condition	Remark
Straight pavement	Constant-rpm	1000 rpm - 3000 rpm
	Idle	Run-up
		Constant rpm
	Run-up	800 rpm - 4000 rpm
Long wave	Constant-rpm	1000 rpm - 3000 rpm
Belgian	Constant-rpm	1000 rpm - 3000 rpm

싱샤프트가 존재하는 경우와 존재하지 않는 경우에 대해 진동 데이터를 취득하여 상호 비교하는 과정이 필요하다. 현재 실험 대상용 차량은 체인에 의해 오일펌프, 크랭크샤프트와 연결되어 돌아가고 있기 때문에 밸런싱샤프트를 제거하는 경우 주행에 문제를 일으킬 가능성이 크다. 그러므로 외부 연결 관계는 그대로 유지한 채 내부의 밸런싱 효과가 나타나지 않는 밸런싱샤프트의 제작이 필요하다. 그러므로 밸런싱샤프트 모듈의 내부에 존재하는 2개의 밸런싱 로터의 불평형 질량을 제거한 다음 하우징과 결합하여 실차 테스트를 위한 새로운 밸런싱샤프트를 제작하였다. Fig. 7은 RV 차량에 장착되어 있는 밸런싱샤프트를 (a), 실차 테스트를 위해 제작한 불평형이 존재하지 않는 밸런싱샤프트를 (b)에 각각 보여준다.

5. 모달테스트

5.1 시험 목적

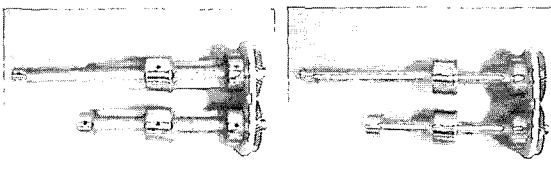
밸런싱샤프트의 동특성과 엔진 진동 사이의 연관성을 파악하기 위해 모달테스트를 수행하였다. 모달 정보는 크게 공진점 검출 및 각각의 공진점에 상응하는 모달 형상 정보로 나누어진다. 전자의 경우에는 현재 발생하는 진동과의 상관성을 파악하는데 필요하며 후자의 경우에는 밸런싱샤프트의 하우징 및 부시류와 같은 주변 요소들을 설계하는데 중요한 자료를 제공하게 된다.

5.2 공진점 계측

이 논문은 밸런싱샤프트 모듈 중 로터의 설계 부분에 중점을 두고 있으므로 공진점의 정보만을 상술하였다. 공진점은 기존에 장착되고 있는 밸런싱샤프트와 새로 제작된 밸런싱샤프트에 대해 공진점을 각각 얻어낸 다음 비교하였다. Table 3은 모달테스트를 통해 얻어진 공진점의 위치이다.

Table 3 Resonance in balancing shaft

Mode	Without balancing	With balancing
	Frequency[Hz]	Frequency[Hz]
1	965	815
2	1483	1479
3	1835	1689
4	2301	2222
5	2823	2747



(a) Original model (b) Modified model

Fig. 7 Embedded balancing shaft module

5.3 모달정보 분석

가장 주파수가 낮은 경우에도 양쪽 모두 800 Hz 이상의 값을 가지고 있으므로 밸런싱샤프트의 회전 주파수 대역이나 보상해야 하는 자유력 혹은 불평형 우력의 주파수 대역보다 상당히 높은 값이다. 그러므로 밸런싱샤프트의 동특성은 작동상의 범위 내에서 직접적인 영향이 없다. 다만 엔진의 주변 장치에서 발생할 수 있는 높은 주파수 대역의 성분들과는 연관성이 있을 가능성이 있으므로 진동 신호를 분석할 때 높은 주파수 대역까지 분석하는 것이 바람직하다.

6. 측정 신호의 분석

6.1 데이터 분석 방법의 선정

측정된 진동 신호를 분석하기 위해서 기본적으로 측정 전 구간에 대한 주파수 분석이 필요하며 run-up 상태에서의 측정이 다수 포함되어 있기 때문에 캠벨 다이어그램(campbell diagram)을 통해 주파수의 변화를 살펴보았다. 또한 시간 영역에서의 진동 수준을 각각의 상황에 대해 비교하여 밸런싱샤프트가 존재하는 경우와 존재하지 않는 경우에 대한 진동 수준(overall 값)을 비교하였다. 각각의 주행 조건에 대해 적용한 분석 방법은 Table 4와 같다.

6.2 데이터 처리

Fig. 5에서 선정된 부분에 대해 3축 가속도를 측정하였기 때문에 12채널에 대한 분석이 필요하다. 이 논문에서는 방대한 계측자료 중, 진동 영향이 큰 실린더 블록과 연료분사펌프의 상하 방향 진동 신호만 선별하여 다수의 분석 방법을 적용한 후 결과를 Fig. 8에서부터 Fig. 11까지 각각 도시하였다. 관심 주파수 영역이 저주파이기 때문에 필터를 사용하여 500 Hz 이하의 신호에 대해서만 고려를 하였다.

- 진동수준

Table 4 Test mode for each analytic method

Method	Condition
Level	Idle run-up
	Straight pavement run-up
Averaged FFT	Straight pavement 3000 rpm
	Long wave 3000 rpm
	Belgian 3000 rpm
Campbell diagram	Idle run-up
	Straight pavement run-up

밸런싱샤프트가 존재하는 경우와 존재하지 않는 경우의 주행 조건에 대해 진동수준의 overall 값을 분석한 결과이다.

- Campbell diagram

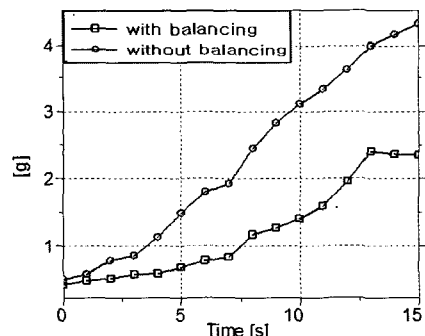
Run-up 상태에서 주파수의 변화를 살펴보기 위한 분석 방법으로 campbell diagram을 이용하여 아래에 도시하였다. 각 그래프에서 "o"로 표시한 order 성분은 직렬 4기통 엔진에서 발생하는 주요한 진동 성분인 2차 자유력이다.

- 평균한 FFT

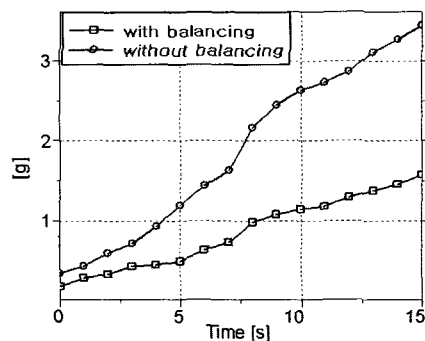
직선 및 밸저안로에 대해 3000 rpm의 등 회전수로 주행한 데이터에 대해 주파수 분석을 수행한 결과이다.

6.3 데이터 결과 분석

진동수준 분석을 통해 밸런싱샤프트가 장착된 경우가 그렇지 못한 경우보다 진동이 상당히 감소함을 확인하였으며 이러한 경향은 엔진의 회전수가 증가할수록 더욱 명확해졌다. 주파수 분석을 통해 확인한 결과, 이러한 차이는 100 Hz의 주요 진동원인 2차 자유

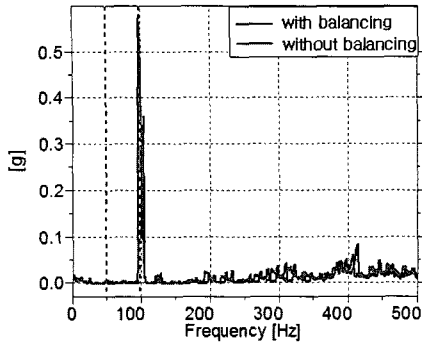


(a) Oil pump

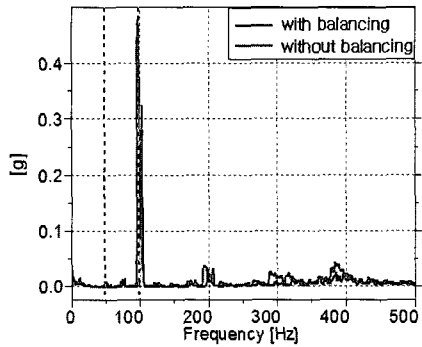


(b) Cylinder block

Fig. 8 Idle run-up condition

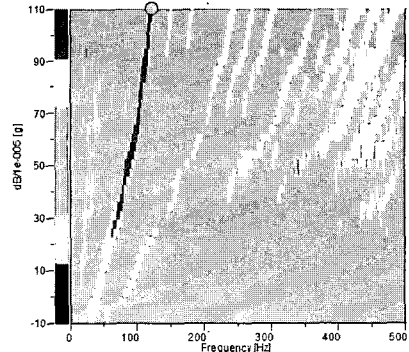


(a) Oil pump

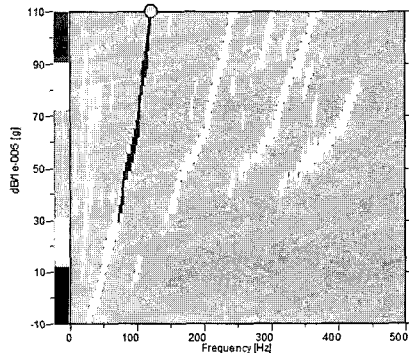


(b) Cylinder block

Fig. 9 Constant speed, 3000 rpm condition

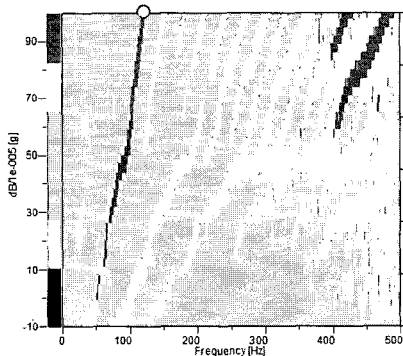


(a) Oil pump

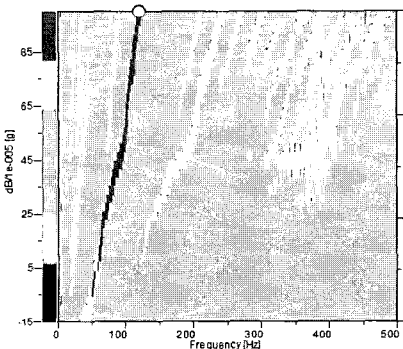


(b) Cylinder block

Fig. 11 Idle run-up condition (without B/S)

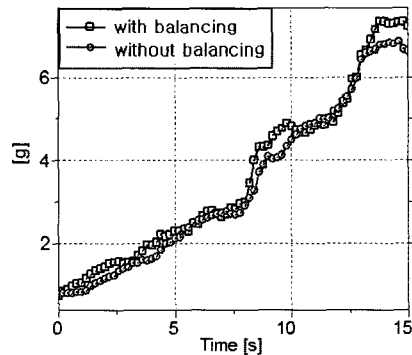


(a) Oil pump

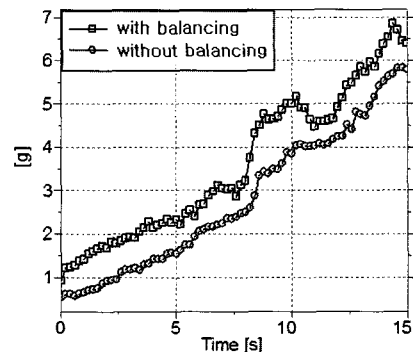


(b) Cylinder block

Fig. 10 Idle run-up condition (with B/S)

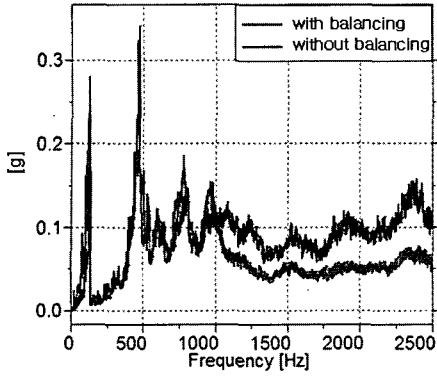


(a) Oil pump

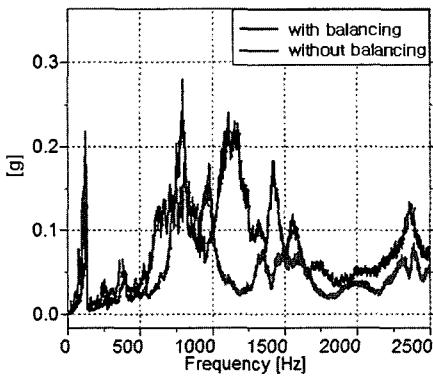


(b) Cylinder block

Fig. 12 Idle run-up condition (overall)



(a) Oil pump



(b) Cylinder block

Fig. 13 Idle run-up condition(frequency)

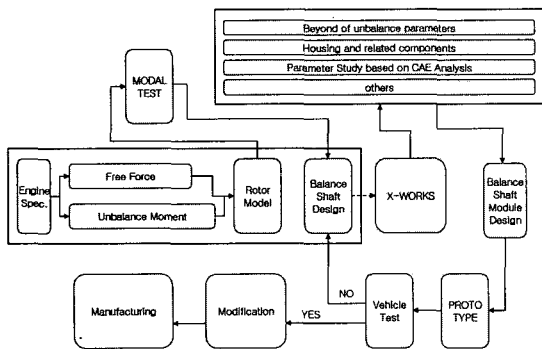


Fig. 14 Design process of balancing shaft module

7. 밸런싱샤프트의 설계 방향

7.1 고려해야 할 사항

밸런싱샤프트의 설계에 있어서 가장 중요한 사항은 채용할 엔진의 제원을 통해 어떠한 진동 요소를 감소시켜야 하는지를 파악한 후 이에 알맞은 로터를 설계

하는 것이다. 이때 Fig. 12에서 살펴본 바와 같이 작동 영역과 차이가 나는 고주파 영역의 동적 거동까지를 고려해야 한다. 이와 관련해서는 시제품에 대해 모달테스트와 같은 동특성 검사를 사전에 실시하여 각각의 주파수에 따른 거동을 미리 예측한 후, 밸런싱샤프트의 거동과 유사성을 지녀 공진을 유발할 수 있는 엔진 및 주변 요소들을 고려하여 밸런싱샤프트의 설계가 이루어져야 한다.

7.2 밸런싱샤프트 설계 순서

이 논문에서 설계의 중점을 둔 요소는 밸런싱샤프트에 장착되는 밸런싱샤프트 로터의 설계이며 하우징 및 부시류와 같은 주변 요소들을 포함한 밸런싱샤프트 모듈의 설계 과정은 다음과 같다.

- (1) 엔진 제원 : 엔진 제원으로부터 보상해야 할 자유력 혹은 불평형 우력의 종류 및 차수를 결정한다.
- (2) 공식 이용 : 관계식을 이용하여 자유력의 경우 불평형 양, 불평형 우력의 경우에는 불평형 양과 중심축으로부터의 거리(offset)를 선정한다.
- (3) 로터 모델 : 보상해야 할 물리적 값에 의해 등가의 로터 모델이 선정된다. 이 로터는 밸런싱샤프트 내부에 장착되는 것으로 1개 이상의 설계가 필요하다.
- (4) 모달테스트 : 모달테스트를 통해 모달 정보를 수집하여 연관되는 공진점을 회피하는 모델을 생성한다.
- (5) 밸런싱샤프트 제작 : 해석을 바탕으로 시작품을 제작한 후 실차 테스트 과정을 거쳐 양산 단계에 들어간다.

이러한 설계 단계는 Fig. 14의 흐름도를 통해 간략화할 수 있다. 여기서는 하우징 및 주변 요소들을 포함하여 전체 밸런싱샤프트 모듈의 설계 과정을 보여주고 있다.

8. 결론

밸런싱샤프트의 설계 과정 중 불평형이 존재하는 로터의 설계에 중점을 두어 검토하였으며, 엔진 제원으로부터 설계 파라미터들을 구할 수 있는 이론적 공식을 도출하였다. 또한 실차 주행 시험을 통해 기존 제품에 대해 진동 및 소음특성을 확인하였다. 밸런싱샤프트의 고유진동수는 모달테스트를 통해 얻어내었으며 이를 실차 정보와 비교 분석한 결과 상관관계가

를 확인하였다. 따라서 제작된 시제품은 이러한 검증 및 분석 과정이 반드시 필요하며 이를 활용하여 전체 설계방향을 제시할 수 있을 것으로 판단된다.

후 기

이 논문은 산업자원부가 주관하는 부품소재종합기술 지원사업의 성과물로써 관계자분들에게 감사드립니다.

참 고 문 헌

(1) David, M. and Martyn, R., 1998, "Balance

Shaft Conversion of a Four Cylinder Engine", SAE 981084.

(2) Huegen, St., Warren, G. and R. Menne, 1997, "A New 2.3L DOHC Engine with Balance Shaft Housing", SAE 970921.

(3) 정의봉, 유완석, 박정근, 2004, "진동제어를 위한 엔진 기진력의 최적화", 한국소음진동공학회논문집, 제 14 권, 제 8 호, pp.709~717.

(4) Suh, K. H., Lee, Y. K. and Yoon, H. S., 2000, "A Study on the Balancing of the Three-cylinder Engine with Balance Shaft", SAE 2000-01-0601.