

엔진진동 저감을 위한 밸런싱샤프트의 요소설계 기법 연구

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

김찬중* · 백경원** · 이봉현** · 김기훈**

Chan-jung, Kim, Gyoung-won, Beak, Bong-Hyun, Lee and Gi-hoon, Kim

Key Words : Balance shaft(밸런싱샤프트), Unbalance(불평형), Inertia Force(관성력), Inertia Moment(관성모멘트)

ABSTRACT

Vibration in Engine module could be reduced by introducing a balance shaft module which has one or more unbalanced rotors. The unbalanced rotor is unbalanced in one direction that act as a opposite direction of the inertia force or moment triggered by engine component so that the largest order factor in vibration is efficiently decreased. The ability of balance shaft to reduce the order element of engine component is investigated by a vehicle testing that is focused on comparing the vibration with balance shaft to that of without balance shaft. One of the commonly adapted balance shaft is tested by modal scheme for indemnifying the dynamic characteristics and then, the modal information is used for a clue to design the balance shaft module. The essential equation deriving the design parameters of unbalanced rotor is also presented for two cases, 3 in-line and 4 in-line cylinder model. Finally, the overall design process is explained with flow chart.

기호설명

M	rotating force
L	bore Pitch
M'	equivalent unbalance mass
R'	equivalent unbalance offset
l	distance between each cylinder

테스트를 통해 밸런싱샤프트의 동특성이 전체 시스템에 미치는 영향을 고찰하였다. 또한 주파수 대역별로 레벨 및 주파수 분석을 통해 밸런싱샤프트가 저주파 영역에서 주요한 order 성분들을 어느정도 저감시키는지 살펴본 후 고주파에서 시스템에 어떠한 영향을 주는지를 평가하여 향후 밸런싱샤프트의 설계 과정에 중요한 단서를 제시하였다. 논문의 마지막에는 설계 과정에서 주의해야 할 사항들에 대해 언급하였으며 설계 과정을 흐름도를 사용하여 알기 쉽게 표현하였다.

1. 서론

밸런싱샤프트는 각 엔진의 제원에 따라 발생하는 관성력 혹은 관성모멘트를 줄이는 목적으로 사용되는 부품으로써 불평형이 존재하는 1개 이상의 로터를 사용하여 위상이 반대 방향으로 힘을 작용시켜 진동을 줄이는 역할을 수행한다. 본 논문은 밸런싱샤프트의 설계 중 불평형이 존재하는 로터의 설계에 중점을 두어 설계 파라미터의 도출에 필요한 기본적인 공식을 제시한 후 설계 과정을 포함한 전반적인 밸런싱샤프트의 요소 설계 방향을 제시하였다.

설계 파라미터를 도출하는 과정에서 실차 테스트를 통해 엔진 진동에 대한 밸런싱샤프트의 영향도를 평가하고 도달

2. 엔진 제원

2.1 엔진 모델링

엔진은 수많은 부품들의 조합에 의해 만들어진 모듈 단위의 시스템이므로 전체적인 특성을 모두 고려할 수 있는 모델을 구성하는 것은 어렵다. 밸런싱샤프트를 설계하는 과정에서는 엔진에 의해 발생하는 관성력이나 관성모멘트에 중점을 두고 있기 때문에 기구학적인 모델에 영향을 받게 된다.

(1) 단 실린더 모델

일반적인 엔진은 다 실린더 구조를 가진 엔진을 사용하기 때문에 단 실린더 모델을 바탕으로 확장하여 전체적인 모델

* 자동차부품연구원 구조특성연구센터

E-mail : cjkim@katech.re.kr

Tel: (041) 559-3124, Fax: (041) 559-3286

** 자동차부품연구원 구조특성연구센터

을 구성하게 된다. 아래는 단 실린더 모델을 형상화하여 나타낸 것이다.

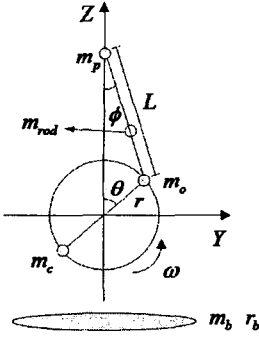


Fig. 2.1 단 실린더 엔진 모델

(2) 관성력 및 관성 모멘트

엔진은 피스톤에 의해 발생하는 왕복 운동 에너지를 회전 운동으로 변화시키는 작용을 하기 때문에 작동 과정에서 관성력이나 관성 모멘트를 발생시키게 된다. 각 엔진의 실린더 개수와 실린더간의 기구학적 위상차가 지배적으로 발생하는 관성력이나 관성 모멘트 성분을 결정하게 된다. 아래는 일반적으로 사용되고 있는 엔진 모델에 대해 발생하는 관성력 및 관성 모멘트를 나타내었다.

Table 2.1 엔진 사양에 따른 관성력/관성모멘트

형식	차수	관성력	관성모멘트
직렬 3기통	1,2		$\sqrt{3}ML, \sqrt{3}ML/\lambda$
직렬 4기통	2	$4M/\lambda$	
직렬 5기통	1,2		$0.49ML, 4.98ML/\lambda$
V6기통(60)	1,2		$3ML/2, 3ML/2\lambda$
V6기통(90)	2		$\sqrt{6}ML/\lambda$

3. 밸런싱샤프트의 등가 로터 모델

<Table 2.1>에 나타난 바와 같이 엔진 사양에 대해 관성력 혹은 관성모멘트가 주요한 가진 인자임을 확인하였다. 이러한 엔진 사양들에 대해 밸런싱샤프트를 설계하여 진동 저감을 유도하게 된다. 관성력 및 관성모멘트가 발생하는 가장 대표적인 모델로 직렬 4기통과 직렬 3기통을 선정하여 등가적인 로터 모델을 구성하였다.

3.1 직렬 4기통

직렬 4기통의 경우 상하 방향의 관성력만이 존재하기 때문에 밸런싱샤프트의 경우 불평형량이 같은 2개의 로터를 서로

반대 방향으로 위치시켜 상하 방향의 관성력만이 발생하도록 설계한다. 즉, 서로 반대 방향으로 밸런싱샤프트가 작동하기 때문에 나머지 위상에서는 서로의 관성력이 상쇄되어 상하 방향을 제외한 모든 위상에서의 힘은 평형을 이루게 된다. 아래는 등가적으로 구성된 밸런싱샤프트의 모델이다.

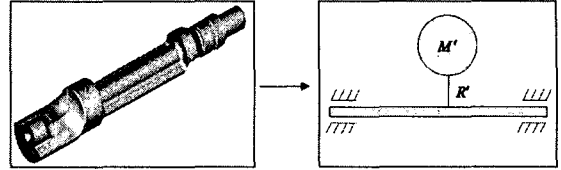


Fig. 3.1 직렬 4기통의 밸런싱샤프트 등가 모델

밸런싱샤프트는 2차 관성력을 상쇄시켜야 하기 때문에 크랭크샤프트 회전 속도의 2배로 회전을 하게 되며 2개의 밸런싱샤프트가 동시에 작용을 하기 때문에 <Table 2.1>을 바탕으로 밸런싱샤프트의 설계 관계식은 다음과 같다.

$$MR' = \frac{M}{2\lambda} \quad (3.1)$$

여기서 λ 은 크랭크샤프트의 반지름에 대한 실린더간의 길이 비를 나타낸다. 이와 같은 설계 관계는 관성력의 크기만을 나타내는 정보이며 side force effect를 고려하기 위해서는 2개의 밸런싱샤프트 사이에 움푹을 주어서 이를 상쇄시킬 수 있다.

3.2 직렬 3기통

직렬 3기통의 경우 실린더 사이에 기구학적으로 120도의 위상차가 나기 때문에 관성모멘트가 발생하게 된다. 상대적으로 직렬 4기통의 경우와는 달리 관성력은 존재하지 않는다. 따라서 직렬 3기통의 경우에는 하나의 밸런싱샤프트만으로 관성모멘트를 상쇄시키는 설계 방법이 일반적이다. 아래는 등가적으로 구성된 밸런싱샤프트의 모델이다.

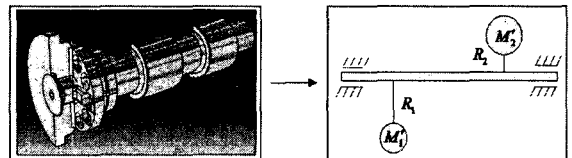


Fig. 3.2 직렬 3기통의 밸런싱샤프트 등가 모델

관성모멘트만을 보상하기 위해서는 같은 값을 가지는 2개의 관성력이 서로 다른 방향으로 일정한 길이만큼 떨어져 있는 형태로 밸런싱샤프트를 설계하여 관성모멘트만을 발생시켜야 한다. <Fig. 3.2>에서 2개의 불평형량이 동일하다는 조건에서 2개의 불평형량 사이의 거리가 l 이라면 <Table

2.1>을 참고할 때 다음과 같은 조건으로 설계식이 표현된다.

$$M_1' R_1' = M_2' R_2' = \frac{\sqrt{3}}{2I} ML \quad (3.2)$$

현재의 조건식은 1차의 관성모멘트만을 상쇄시키기 위한 식이다. 밸런싱샤프트를 통해 하나의 관성모멘트만을 상쇄시킬 수 있기 때문에 관성모멘트의 양이 가장 큰 1차의 관성모멘트를 상쇄시키는 조건으로 밸런싱샤프트를 설계하여야 한다. 만약 <Fig. 3.2>에서의 관성력이 차이를 보인다면 양단에서의 반력이 발생하게 되고 이것이 또 다른 관성모멘트를 발생시키기 때문에 이를 고려해야 한다.

4. 실차주행시험

4.1 시험 목적

일반적으로 밸런싱샤프트는 엔진에서 발생하는 관성력 혹은 관성모멘트를 저감시키기 위해 반대 위상을 가지는 불평형을 주어 정속한 주행이 이루어질 수 있도록 도와주는 장치이다. 밸런싱샤프트는 소음/진동이 문제가 되는 디젤 차량에 일반적으로 장착되며 일부는 가솔린 차량에도 도입되어 있는 실정이다. 본 시험의 목적은 엔진진동 저감을 위한 밸런싱샤프트의 영향도를 분석하는데 있다. 그러므로 현재 상용화되고 있는 하나의 차량을 선정하여 밸런싱샤프트의 기여도를 파악하는 것은 물론 향후 개발될 밸런싱샤프트의 성능 테스트를 위한 비교 데이터로 활용할 예정이다.

4.2 시험 환경

(1) 시험차량

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

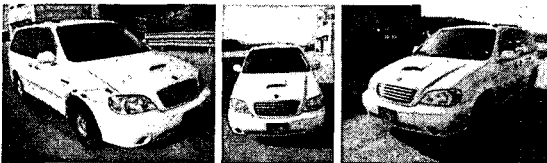


Fig. 4.1 시험 차량

(2) 측정위치

실린더의 왕복 운동으로 발생하는 진동과 밸런싱샤프트 부분에서 감쇠된 진동을 동시에 측정하여 밸런싱샤프트의 영향도를 분석하는 것이 가장 이상적인 경우이나 고온의 엔

진의 진동을 직접적으로 측정하는 것과 엔진오일 안에 장착되어 있는 밸런싱샤프트 진동을 직접 측정하는 것이 어렵기 때문에 엔진 부근에서 간접적으로 측정하였다. 그러므로 가속도계 센서의 장착성과 측정위치의 신뢰성을 고려하여 연료분사펌프, 실린더 블록, 교류발전기 그리고 시동기 부분에서 측정을 하였다. 아래는 센서의 장착 위치이다.

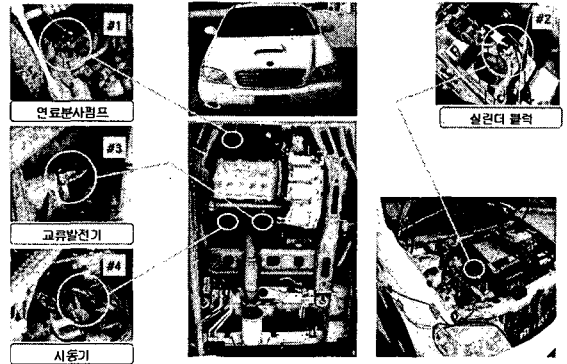


Fig. 4.2 가속도 측정 위치

(3) 계측 장비

4곳의 측정 위치에 대해 3축 가속도계 센서를 부착하였기 때문에 12채널의 가속도 신호가 획득 가능한 계측 장비를 구축하여야 한다. DAQ 장비는 LMS사의 Pimento를 이용하였으며 가속도 센서 및 앰프는 B&K사의 제품을 이용하였다. 가속도계 센서의 경우 엔진 근처의 고온 환경에서 측정이 이루어져야 하기 때문에 charge 타입의 센서를 사용하여 측정 과정의 신뢰성을 확보하였다. 아래는 구성된 계측 장비의 구성도이다.

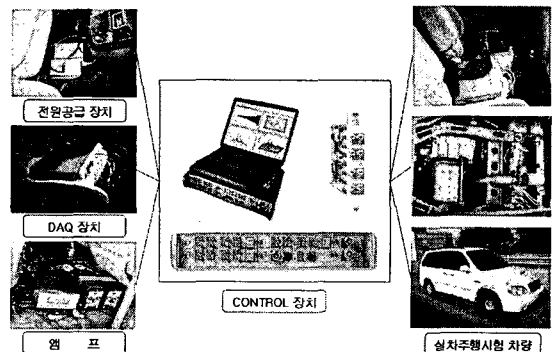


Fig. 4.3 계측 장비의 구성

4.3 주행시험 모드

엔진의 거동에 따른 진동을 계측하는 시스템이므로 주행속

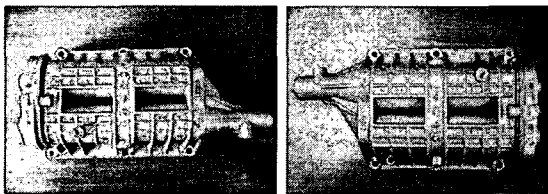
도는 시험에 영향을 주지 못하며 오직 엔진의 회전수만이 관심 대상이 된다. 특수로의 경우에는 바퀴에서 올라오는 가진 요소가 밸런싱샤프트에 영향을 주는지를 알아보기 위해 몇 가지 특수로에 대해 주행시험을 실시하였다. 이러한 상황을 고려하여 아래의 조건에 대해 테스트를 실시하였다.

Table 4.1 실차 주행 조건

특수로	주행조건	비 고
직선로	등회전수	1000rpm에서 3000rpm
	IDLE	RUN-UP STOP
	RUN-UP	정지부터 4000rpm
장파형로	등 회전수	1000rpm에서 3000rpm
벨지안로	등 회전수	1000rpm에서 3000rpm

4.4 밸런싱샤프트 제작

밸런싱샤프트의 영향도를 분석하기 위해서는 밸런싱샤프트가 존재하는 경우와 존재하지 않는 경우에 대해 데이터를 취득하여 상호 비교하는 과정이 필요하다. 현재 카니발 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 만들었다. 새로제작한 밸런싱샤프트는 밸런싱샤프트가 존재하지 않는 상태의 실차 테스트에 장착되어 시험이 진행되었다. 아래는 카니발 차량에 장착되어 있는 밸런싱샤프트와 실차 테스트를 위해 제작한 불평형이 존재하지 않는 밸런싱샤프트를 각각 보여주고 있다.



(a) 기존의 밸런싱샤프트 (b) 제작된 밸런싱샤프트

Fig. 4.4 실차주행 시험에 장착된 밸런싱샤프트

5. 모달테스트

5.1 시험 목적

밸런싱샤프트의 동특성이 진동 현상에 어느 정도의 연관성

을 가지고 있는지를 파악하기 위해 모달테스트를 수행하였다. 모달 정보는 크게 공진점 검출 및 각각의 공진점에 상응하는 모달 형상 정보로 나뉘어진다. 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 검출

본 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. 아래는 모달테스트를 통해 얻어진 공진점에 관한 정보이다.

Table 5.1 밸런싱샤프트의 공진점

MODE	WITHOUT B/S	WITH B/S
	Freq.[Hz]	Freq.[Hz]
1	965.45	815.95
2	1483.52	1479.61
3	1835.27	1689.49
4	2301.82	2222.36
5	2823.61	2747.21

5.3 모달정보 분석

가장 주파수가 낮은 경우에도 양쪽 모두 800[Hz] 이상의 값을 가지고 있으므로 밸런싱샤프트의 회전 주파수 대역이나 보상해야 하는 2차 관성력의 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 구간에 대한 주파수 분석이 필요하며 run-up 상태에서의 측정이 다수 포함되어 있기 때문에 campbell diagram을 통해 주파수의 변화를 살펴보았다. 또한 시간 영역에서의 진동 레벨을 각각의 상황에 대해 비교하여 밸런싱샤프트가 존재하는 경우와 존재하지 않는 경우에 대한 진동 레벨을 비교하였다. 각각의 주행 조건에 대해 적용한 분석 방법은 다음과 같다.

Table 6.1 주행조건에 따른 분석 방법

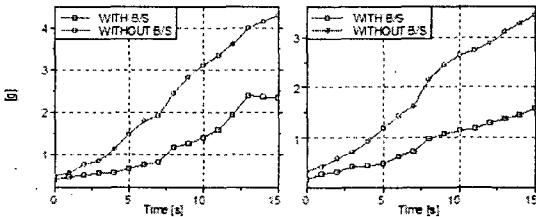
분석방법	주행조건
Level	IDLE RUN-UP
	직선로 RUN-UP
Averaged FFT	직선로 3000[rpm]
	장파형로 3000[rpm]
	벨지안로 3000[rpm]
Campbell Diagram	IDLE RUN-UP
	직선로 RUN-UP

6.2 데이터 처리 결과

<Fig. 4.2>에서 선정한 부분에 대해 3축 가속도를 측정하였기 때문에 12채널에 대한 분석이 가능하다. 모든 데이터들에 대해 결과를 도시하는 것이 어렵기 때문에 실린더 블록과 연료분사펌프에 대해 차량을 중심으로 상하 방향에 발생하는 진동 신호를 각각 아래에 도시하였다.

- Level 분석

2가지 주행 조건에 대해 level 분석을 수행한 결과는 아래와 같다.

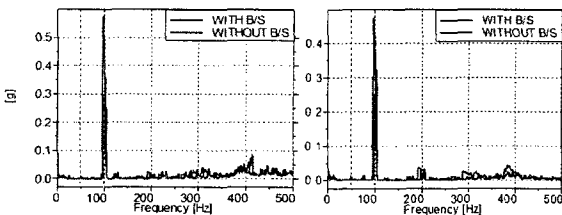


(a) 연료분사펌프 (b) 실린더 블록

Fig. 6.1 IDLE RUN-UP 상태

- Averaged FFT

직선 및 벨지안로에 대해 3000[rpm]의 등 회전수로 주행한 데이터에 대해 주파수 분석을 수행한 결과이다.

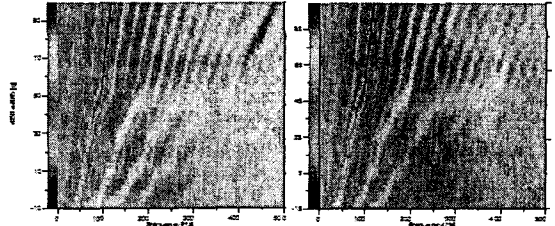


(a) 연료분사펌프 (b) 실린더 블록

Fig. 6.2 직선로 3000[rpm] 상태

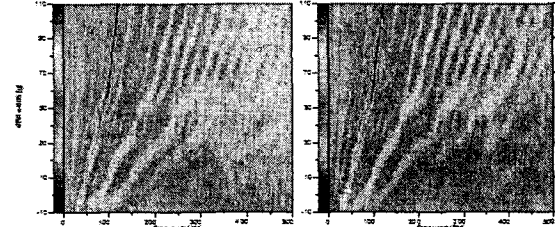
- Campbell Diagram

Run-up 상태에서 주파수의 변화를 살펴보기 위한 분석 방법으로 campbell diagram을 이용하여 아래에 도시하였다.



(a) 연료분사펌프 (b) 실린더 블록

Fig. 6.3 IDLE RUN-UP 상태(밸런싱샤프트 장착)



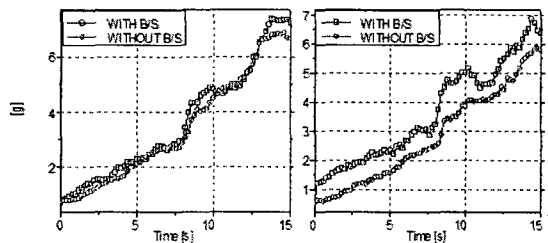
(a) 연료분사펌프 (b) 실린더 블록

Fig. 6.4 IDLE RUN-UP 상태(밸런싱샤프트 장착 안 됨)

6.3 데이터 분석 결과

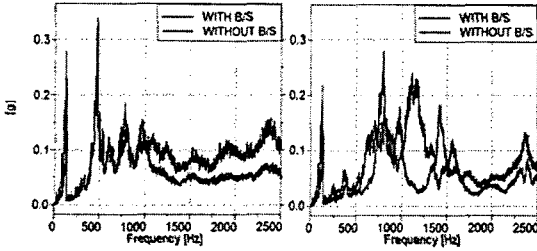
level 분석을 통해 밸런싱샤프트가 장착된 경우가 그렇지 못한 경우보다 진동이 상당히 감소함을 확인하였으며 이러한 경향은 엔진의 회전수가 증가할수록 더욱 명확해졌다. 주파수 분석을 통해서 100[Hz]의 2차 관성력이 주요한 진동 인자임을 보였으며 밸런싱샤프트를 통해 1/3정도의 2차 관성력 감쇠 효과가 나타났다. 이러한 결론들은 campbell diagram을 통해서도 확인할 수 있었는데, 엔진 주파수 대역이 증가하면서 2차 관성력이 여타의 성분들보다 크게 나타나고 있었으며 이 성분이 밸런싱샤프트를 통해 많이 감소하였음을 보여주고 있다. 다만 400[Hz] 이상의 비교적 고주파 영역에서 새로운 주파수 인자들이 확인되었다.

고주파수 영역의 성분들이 진동에 어느 정도의 영향을 미치는지를 알아보기 위해 2500[Hz] 성분까지를 포함하는 시간 영역의 데이터에 대해 level 분석 및 Averaged FFT 분석을 수행하였다.



(a) 연료분사펌프 (b) 실린더 블록

Fig. 6.5 IDLE RUN-UP 상태의 level 분석



(a) 연료분사펌프 (b) 실린더 블록
Fig. 6.6 IDLE RUN-UP 상태의 주파수 분석

<Fig. 6.5>를 볼 때 고주파가 고려된 원래의 신호에서 진동 레벨이 밸런싱샤프트가 있는 경우와 없는 경우에 거의 비슷한 값을 보였다. 이것은 <Fig. 6.6>에서 알 수 있듯이 고주파 영역에서 밸런싱샤프트가 오히려 진동을 증폭시키는 역할을 수행하기 때문이다.

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 설계한다. 또한 <Fig. 6.10>에서 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 엔진의 작동에 따라 공진 현상이 발생하지 않도록 설계가 이루어져야 한다.

7.2 밸런싱샤프트 설계 순서

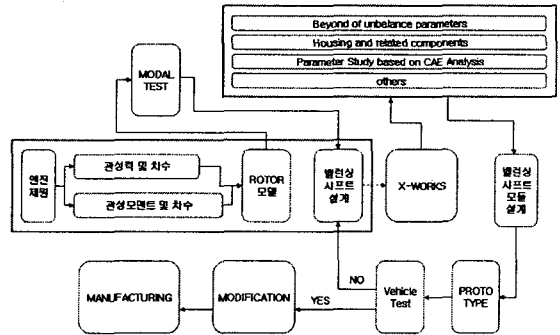
본 논문에서 설계의 중점을 둔 요소는 밸런싱샤프트에 장착되는 밸런싱샤프트 로터의 설계에 중점을 두었다. 본 논문에서 언급되지 못한 하우징 및 부시류와 같은 주변 요소들에 대한 설계를 포함한 밸런싱샤프트 모듈의 설계는 다음과 같다.

- 1) 엔진 제원 : 엔진 제원으로부터 보상해야 할 관성력 혹은 관성모멘트 및 차수를 결정한다.
- 2) 공식 이용 : 구성된 관계식을 이용하여 관성력의 경우 불평형 양, 관성모멘트의 경우에는 불평형 양과 위치를 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 아래의 흐름도를 통해 간략 화할 수 있다. 흐름도에는 본 논문에서 언급하지 않는 하우징 및 주변 요소들에 대한 설계를 포함한 전체 밸런싱샤프트 모듈의 설계 과정이다.



8. 결론

밸런싱샤프트의 설계 과정 중 불평형이 존재하는 로터의 설계에 중점을 두어 엔진 제원으로부터 설계 파라미터들을 얻어내는 이론적 공식을 도출하였다. 또한 실차 주행 시험을 통해 기존 제품에 대해 측정된 정보를 확보하고 이를 신호처리 과정을 거쳐서 평가하였다. 밸런싱샤프트의 동특성은 모달테스트를 통해 얻어내었으며 이를 살차 정보와 비교 분석하여 상관관계를 확인하였다. 이러한 검증 및 분석 과정은 제작된 시작품에 대한 검증 과정에 필수적인 프로세서이며 이를 활용하여 전체 설계 방향을 제시하였다.

후 기

본 보고서는 산업자원부가 주관하는 부품소재 지원사업의 성과물으로써 관계자분들에게 감사드립니다.

참 고 문 헌

- (1) Kwon-Hee Suh, Yoon-Ki Lee and Hi-Seak Yoon, 2000, "A Study on the Balancing of the Three-Cylinder Engine with Balance Shaft", SAE 2000-01-0601.
- (2) David Meek, Martyn Roberts, 1998, "Balance Shaft Conversion of a Four Cylinder Engine", SAE 981084.
- (3) St. Huegen, G. Warren, R. Menne, 1997, "A New 2.3L DOHC Engine with Balance Shaft Housing", SAE 970921.