

비선형 하중 조건을 고려한 밸런스 샤프트 하우징의 내구평가

Fatigue Analysis of Balance Shaft Housing Considering Non-linear Force Condition

이동원†·김찬중*·배철용*·권성진*·이봉현*·김동철**

Dong-Won Lee, Chan-Jung Kim, Chul-Yong Bae, Sung-Jin Kwon, Bong-Hyun Lee, Dong-Chul, Kim

Key Words : Balance shaft(밸런스 샤프트), Unbalance(불평형), Free Force(자유력), Durability(내구성)

ABSTRACT

Balance shaft has a key role in reducing a engine vibration in a vehicle and widely applied for current models. Since balance shaft module consists many sub-component and each part had its own operational characteristics, some different analysis background should be integrated into one sub-part in balance shaft module and this is the main obstacles in making a design process. Moreover, the balancing shaft rotating in high speed and such condition requires large safety factors in a design process owing to a lot of unexpected problems with the overwhelming rotation. Balance shaft is the core-component generating the intended unbalance as well as canceling the unbalance force or moment by the engine module. So, the balance shaft should meet the high fatigue resistance not to mention of NVH performance. In this paper, a design strategy focused on balance shaft is developed to build a optimal model considering a engine vibration. Putting the unbalance mass distribution as main design parameter, some candidate model is verified with structural and fatigue analysis most appropriate model is proposed here.

1. 서 론

최근 국내 자동차 소비자들의 디젤차량에 대한 선호도가 높아지면서 차량의 안정성, 정숙성, 고성능을 요구하고 있다. 디젤엔진은 고효율 내연기관의 장점을 가지고 있음에도 불구하고 엔진특유의 소음과 진동을 이유로 소비자들이 기피하였으나 CRDI(Common Rail Direct Injection)엔진의 개발과 함께 소비자들의 선호도가 증가하고 있는 추세이다. 하지만, 최근까지도 디젤엔진의 진동과 소음 문제는 여전히 자동차업체가 해결해야할 문제점으로 남아있다. 이러한 엔진의 소음 진동문제를 해결하기 위한 방안의 하나로 엔진의 진동성분을 감소시킬 수 있는 밸런스 샤프트를 장착하고 있다.

밸런스 샤프트는 각 엔진의 제원에 따라 발생하는 자유력 혹은 불평형 우력을 줄이는 목적으로 사

용되는 부품으로써 불평형이 존재하는 1개 이상의 로터를 사용하여 엔진 진동의 반대 위상으로 강제적 진동을 작용시켜 진동을 상쇄시키는 역할을 한다. 이러한 밸런스 샤프트 모듈의 장착은 차량의 진동 소음특성을 감소시키는 효과가 있으나, 모듈의 장착으로 인하여 엔진 효율을 떨어뜨리는 문제를 발생시킬 수 있으므로 밸런스 샤프트 모듈의 최적 설계와 경량화가 필수적이다.

엔진 부품은 경량화와 함께 충분한 내구성 확보를 위해 재질 및 구조적인 개선 방안들이 요구되고 있다. 이러한 내구성 확보를 위해서는 부품의 내구성을 정확하게 평가하는 것이 중요하다. 시험을 통한 부품의 내구성 평가는 각 부품의 정확한 평가를 얻을 수 있으나, 개발 과정에서 반복적으로 수행되어지므로 비용과 시간적 면에서 많은 어려움이 따른다. 따라서 형상의 최적화나 반복적인 내구성 평가는 기간 및 비용을 단축할 수 있는 CAE를 통하여 이루어지는 것이 효율적이라 할 수 있다.

본 연구에서는 기존 4기통 디젤엔진에 장착되고 있는 밸런스 샤프트 모듈에 대해 CAE를 통한 내구 해석을 수행하였다. 기능적 측면과 구조적 측면의

† 책임저자, 자동차부품연구원

E-mail : leedw@katech.re.kr

Tel : (041) 559-3338, Fax : (041) 559-3070

* 자동차부품연구원

** (주) 동보

성능 향상을 목적으로 설계변경을 수행하였으며, 그에 따른 밸런스 샤프트 모듈 전체의 내구성 평가는 CAE를 통해 수행하였다.

2. 밸런스 샤프트 모듈 설계

밸런스 샤프트 모듈의 설계는 Fig. 1의 과정과 같이 엔진의 제원에 따라 관성력 및 차수, 관성모멘트 및 차수를 고려하여 등가의 로터모형을 구성한 후 불평형 질량의 크기, 불평형의 위치, 불평형의 offset 등을 설계변수로 적용하여 밸런스 샤프트 로터의 모형을 구성한다. 로터 설계 후에는 주변 요소들인 베어링, 하우징, 기어류에 대한 설계가 이루어짐으로써 밸런스 샤프트 모듈에 대한 설계가 이루어지게 된다.

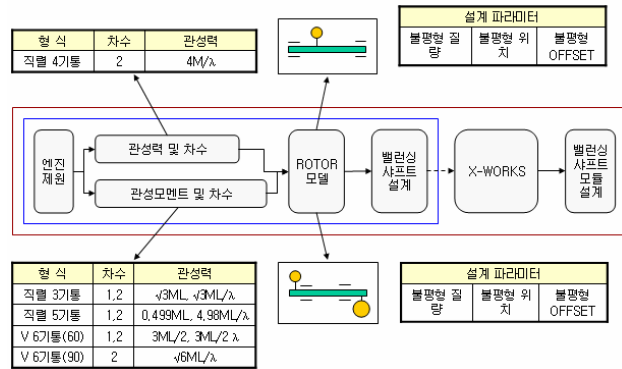


Fig. 1 Process of balance shaft design

2.1 밸런스 샤프트 하우징 설계

본 연구에서 설계변경을 수행한 밸런스 샤프트 하우징 모델은 오일 펌프를 포함하지 않는 하우징으로써 최근 밸런스 샤프트 모듈의 추세인 오일 펌프 내장형 밸런스 샤프트에 비하여 매우 간단한 구조를 가진다. 이 밸런스 샤프트 하우징은 엔진 블록의 하단부에 장착되어 오일팬 내부에 위치한다. 밸런스 샤프트 모듈에 오일 펌프를 내장할 경우 밸런스 샤프트의 회전속도는 엔진 회전수의 2배 속도로 회전하기 때문에 용량이 작은 오일 펌프를 이용하여 기존 오일 펌프와 같은 토출량을 얻을 수 있다. 하지만 오일 펌프를 밸런스 샤프트에 포함시킬 경우 하우징 자체의 구조가 복잡해지고 강도, 강성이 약해질 가능성이 있다. 본 연구대상은 오일 펌프 내장형으로 설계 변경된 하우징에 대하여 내구해석을 수행하여 기존 하우징과 비교하여 내구평가를 수행 하였다.

2.2 밸런스 샤프트 하우징 모델 선정

Fig. 2는 본 연구대상 밸런스 샤프트를 나타낸 그림이다. 밸런스 샤프트 하우징은 엔진의 진동성분을 상쇠시키는 로터를 포함하며, 주변 부품으로 저널 베어링과 샤프트를 회전 시킬 수 있는 크랭크 기어와 아이들 기어 샤프트를 포함하며 엔진으로 오일을 공급하기 위한 오일 흡입 파이프와 오일 펌프, 릴리프 밸브를 포함하고 있다.

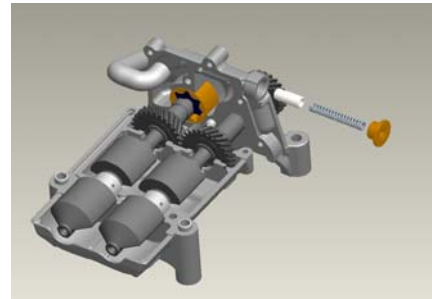


Fig. 2 Geometry of balance shaft module

2.3 유한요소 모델

밸런스 샤프트 하우징의 3차원 형상 데이터를 바탕으로 Fig. 3과 같이 유한요소 모델을 구성하였다. Fig. 3 (a)의 밸런스 샤프트 하우징은 분포질량 샤프트를 포함하고 있는 하우징 모델이며, (b)는 집중질량 샤프트를 포함하는 하우징 모델이다.



(a) Original model



(b) Modified model

Fig. 3 Finite element model

유한요소 모델링은 상용 프로그램인 Altair HyperMesh를 이용하여 작업을 수행하였으며, 절점(Node)와 요소(Element)를 생성한 다음 각각의 단품에 대하여 Table 1에 나타낸 바와 같이 탄성 계수, 프와송 비, 밀도 등의 재료 물성치를 부여하여 유한요소 모델을 구성하였다.

Table 1 Material property of balance shaft

Model	E(GPa)	Poisson's ratio	Density (g/cc)
Original Housing Model	70.2	0.33	2.68
Modified Housing Model	71.0	0.33	2.74

3. 비선형 접촉에 기인한 조화 가진력

밸런스 샤프트 모듈을 구동하기 위해서는 회전력이 필요하기 때문에 별도의 구동 장치를 고려할 수도 있으나, 엔진 모듈의 구조적인 단순화가 실현되며 크랭크 샤프트의 회전력을 부분적으로 이용할 수 있다는 장점에 의해 크랭크 샤프트와 밸런스 샤프트를 기어 혹은 체인으로 연결하는 방식을 선호하고 있다. 그러나 후자의 방법을 채택하는 경우, 연결 요소를 이용하는 기어 혹은 체인이 회전력을 전달시킴과 동시에 엔진의 기구학적 배치에 의해 발생하는 상하 방향의 진동도 동시에 전달시키기 때문에 접촉 상태가 비선형의 형태를 가진다. 즉, 상하 방향의 자유도에 대해 연결 요소들은 한쪽 방향으로만 구속되어 있으나 반대 방향으로서는 그렇지 못하기 때문에 회전 방향에 대해 180 위상을 기준으로 상이한 하중 조건을 만족시킨다. 이후 가진력의 도출 및 해석 과정에서는 연결 요소를 기어로 한정하도록 한다.

3.1 등가 모델의 구성

직렬 4기통에 장착되는 밸런스 샤프트는 상하 방향의 진동을 발생시켜야 하기 때문에 2개의 로터를 사용한다. 아래 Fig. 4는 등가 로터 모델을 구성하기 위해 물리적인 2개의 로터 구성을 등가적인 단일 로터를 이용하여 나타낸 것으로 회전 각속도(θ)에 대해 함수의 형태로 불평형량을 표현한다.

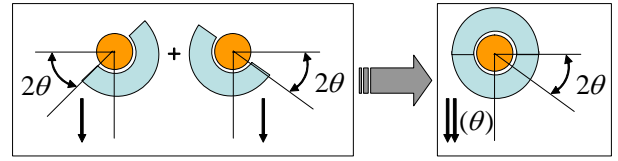


Fig. 4 Single rotor model with force function

불평형량을 하나의 로터 모델로 변환한 다음 가장 간단한 밸런스 샤프트 모듈을 구성하기 위해 2개의 베어링과 한쪽 끝단의 연결 요소를 이용하여 등가 밸런스 샤프트 모듈을 표현할 수 있다. 아래 Fig. 5는 밸런스 샤프트 모듈을 불평형 질량을 가지는 단일 로터 모델로 변환한 시스템을 나타낸다.

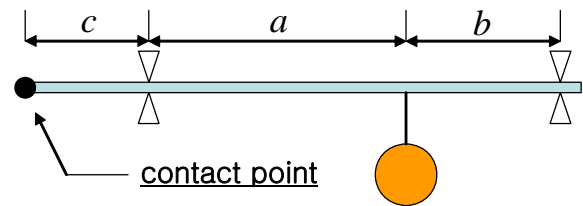


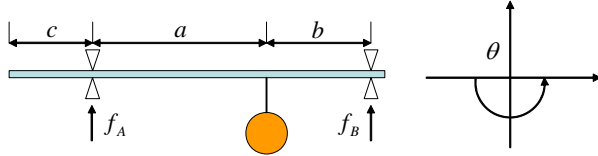
Fig. 5 Equivalent Balance shaft module

3.2 조화 가진력의 도출

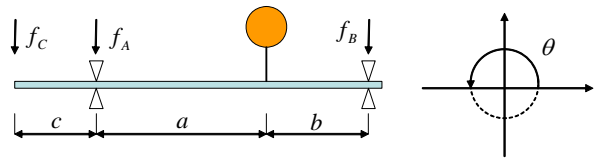
등가 밸런스 샤프트 모듈의 모델로부터 각각의 베어링에 걸리는 베어링 반력을 계산할 수 있다. 베어링 반력은 밸런스 샤프트로부터 발생한 불평형 가진력을 하우징에 전달하는 유일한 수단이며 전달된 가진력은 엔진으로부터 발생한 위상이 반대의 상하 가진력과 결합하여 서로 상쇄되는 동적 거동을 보이게 된다. 크랭크 샤프트의 기어와 밸런스 샤프트 모듈의 구동 기어는 접촉 부분을 형성하게 되는데, 기어의 기하학적인 접촉 조건에 의해 상하 방향으로 발생하는 하중이 존재할 때, 2개의 기어가 압축되는 방향으로서는 힘이 그대로 전달되며 그 반대의 경우에는 접촉이 분리되어 힘의 전달이 일어나지 않는다. 따라서 작용 불평형 질량의 작용 방향에 따라, 엔진의 반대 방향으로 힘이 발생하는 0에서 180도 회전 구간은 접촉 부분에서 반력이 작용하지 않으며, 180도에서 360까지의 구간에서는 엔진 방향으로 힘이 작용하기 때문에 접촉 부분에서 반력이 발생하게 된다. Fig. 5의 모델에서 구성한 등가 밸런스샤프트 모듈 모델로부터 앞서 언급한 하중 조건을 고려하여 각각의 베어링에 발생하는 반력을 계산한다. 단, 엔진에서 전달되는 상하 하중 및 불평형 질량에서 발생하는 가진력 외의 하중 조건은 없는 것으로 가정한다. 아래 Fig. 6은

로터의 회전 방향에 따라 2가지 하중 조건으로 나누어 베어링 반력을 표현한 것이다.

Fig. 6의 베어링 반력 조건에 따라 로터에서 발생한 불평형 하중을 \bar{F} 라고 가정하면 식 (1)-(3)으로 베어링 반력 및 연결 요소에서 발생하는 하중이 표현된다.



(a) Force direction: facing to engine module



(b) Force direction: opposite to engine module

Fig. 6 Reacting bearing force in equivalent balance shaft module model

$$f_A = \frac{b}{a+b} \bar{F} \sin \theta \quad (0 \leq \theta < 180^\circ) \quad (1)$$

$$f_A = 0 \quad (180^\circ \leq \theta < 360^\circ)$$

$$f_B = \frac{a}{a+b} \bar{F} \sin \theta \quad (0 \leq \theta < 180^\circ) \quad (2)$$

$$f_B = \frac{a+c}{a+b+c} \bar{F} \sin \theta \quad (180^\circ < \theta \leq 360^\circ)$$

$$f_C = 0 \quad (0 \leq \theta < 180^\circ) \quad (3)$$

$$f_C = \frac{b}{a+b+c} \bar{F} \sin \theta \quad (180^\circ \leq \theta < 360^\circ)$$

식 (1)에서 (3)까지 도출된 2개의 베어링 반력 및 접촉 조건에서의 반력은 로터 회전각에 따라 2개의 구간에서 서로 다른 형태를 보이고 있다.

3.3 주기 함수의 푸리에 변환

주기를 가지는 하중들의 주파수 응답을 알아보기 위해서는 푸리에 급수(Fourier series)를 이용하면 효과적이다. 일반적인 함수 $f(x)$ 가 주기 $p=2L$ 의 조건을 만족할 경우 식 (4)로 표현된다.

$$f(x) = a_0 \sum_{n=1}^{\infty} \left(a_n \cos \frac{n\pi}{L} x + b_n \sin \frac{n\pi}{L} x \right) \quad (4)$$

$$a_0 = \frac{1}{2L} \int_{-L}^L f(x) dx \quad (5)$$

$$a_n = \frac{1}{L} \int_{-L}^L f(x) \cos \frac{n\pi x}{L} dx \quad (n=1,2,\dots) \quad (6)$$

$$b_n = \frac{1}{L} \int_{-L}^L f(x) \sin \frac{n\pi x}{L} dx \quad (n=1,2,\dots) \quad (7)$$

여기서, 식 (5)에서 (7)은 푸리에 상수이다. 주기 함수를 가지는 함수 $u(t)$ 가 아래 식 (8)과 같이 주어지고 주기(2L)가 $2\pi/\omega$ 와 등가인 경우, 푸리에 변환을 통해 식 (9)의 형태로 함수가 표현된다.

$$u(t) = 0 \quad (-L < t < 0) \quad (8)$$

$$u(t) = E \sin \omega t \quad (0 < t < L)$$

$$u(t) = \frac{E}{\pi} + \frac{E}{2} \sin \omega t - \frac{2E}{\pi} \left(\frac{1}{1 \times 3} \cos 2\omega t + \frac{1}{3 \times 5} \cos 4\omega t + \dots \right) \quad (9)$$

식 (9)를 통해서 식 (1)과 (2)에서 표현된 베어링 반력 및 연결 요소는 접촉 조건의 비선형 특성에 의해 조화 성분의 하중으로 발생 성분이 왜곡되었음을 알 수 있다. 불평형 질량에 의해 로터에서 발생된 단일 주파수 성분이 비선형 접촉 조건에 의해 조화 성분으로 변환되어 밸런스 샤프트의 하우징에 전달되는 것이다. 이후의 모든 해석 조건은 조화 성분을 이용하기 위해 식 (1)에서 (3)의 함수를 이용하여 로터의 회전에 따른 베어링 및 기어 접촉 위치에 하중 신호를 이용하도록 한다.

4. 밸런스 샤프트 하우징 내구 해석

본 연구에서는 밸런스 샤프트 하우징의 내구해석 모델을 구성하기 위하여 2장에서 구성한 유한요소 모델을 바탕으로 경계/하중 조건을 부가하여 내구해석 모델을 구성하여 밸런스 샤프트 하우징의 내구해석을 수행하였다.

4.1 하우징 내구해석 모델 구성

밸런스 샤프트 하우징은 크랭크 기어와 연결되는 1개의 아이들 기어를 가지며, 2개의 로터가 회전할 수 있는 4개의 저널베어링을 가진다. 뒤쪽 저널베어링은 불평형 질량의 위치가 상사점일 때에는 위쪽 저널베어링만이 압축하중을 받고, 하사점일 경우에는 아래쪽 저널베어링만이 압축하중을 받기 때문에 이러한 조건을 만족시키기 위하여 각각의 하

우징에 대하여 Fig. 7, Fig. 8과 같이 상부 저널과 하부 저널을 각각 MSC/Nastran Rigid 요소를 사용하여 경계조건을 부여함으로써 압축하중 부여시 반대쪽 저널부에 인장하중이 걸리지 않도록 구성하였다. 또한 아이들 기어의 샤프트는 크랭크 샤프트의 모멘트에 의하여 압축하중만을 받으므로 아이들 기어 샤프트의 압축하중을 받는 부위를 Rigid 요소를 사용하여 경계조건을 부여 하였다.

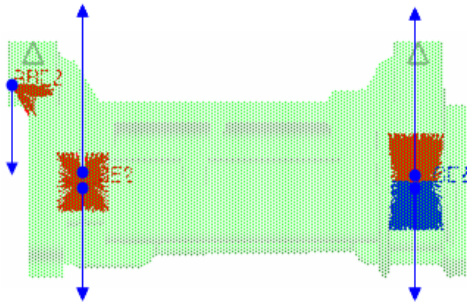


Fig. 7 Constraints of original model

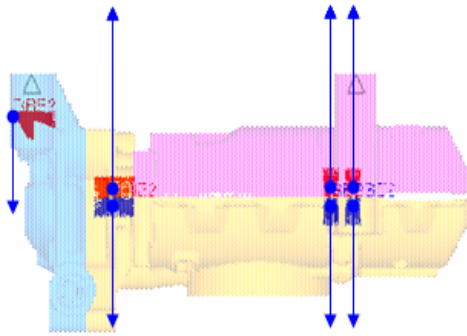


Fig. 8 Constraints of modified model

4.2 하우징 가진 프로파일

직렬 4기통 내연기관은 크랭크 샤프트의 회전 운동과 피스톤부의 상하 왕복 운동에 의해 회전 주파수에 대해 2차 관성력이 발생되며, 밸런스 샤프트는 그와 동일한 관성력을 위상이 180° 차이가 나는 형태로 발생시키기 때문에 전체적인 진동 성분이 저감된다. 엔진 자체에서 발생한 관성력이 밸런스 샤프트와의 연결 요소에 의해 완전히 전달된다고 가정하면, 베어링 연결부분의 자유도를 제한한 상태에서 아래 Table 1의 입력 가진 그래프를 생성시킬 수 있다. 짧은 구간에 대해 가진 프로파일을 선정한 다음 획득된 내구결과를 전체 가진 시간에 대한 결과로 유출하는 형식으로 내구해석을 수행하였다. 아래 Table 2는 서로 다른 위치에 대해 계산된 가변 관성력 중 일부 부분을 도시한 그래프이다. 작동 회전수 중 가혹한 조건에 내구해석을

수행하기 위해 크랭크 샤프트가 4,000rpm으로 작동하는 상황에서 발생하는 2차 관성력을 고려하여 입력 프로파일을 생성한 것이다.

Table 2 Input inertia force

Front bearing contacting point	
Rear bearing contacting point	
Idle gear contacting point	

4.3 내구해석 결과

본 과정에서는 기존 오일 펌프를 포함하고 있지 않은 Fig. 1의 유한요소 모델에 대하여 Table 1의 가진 프로파일을 이용하여 내구해석을 수행하여 가진 프로파일의 하중 값을 생성하였으며, 검증된 가진 프로파일을 새로 설계된 하우징 모델에 적용하는 방식으로 내구 해석결과를 도출하였다.

아래 Fig. 9와 Fig. 10은 각각의 모델에 대해 획득된 내구해석 결과를 안전계수의 측면에서 도시한 그림이며, Table 3은 각각의 해석 결과 중 최대 집중 응력이 발생된 4개의 노드점에 대한 세부 응력 값을 기술한 것이다. 안전계수의 값은 독자의 이해를 돕기 위해 역수의 값을 이용하였다.



Fig. 9 Result of original model

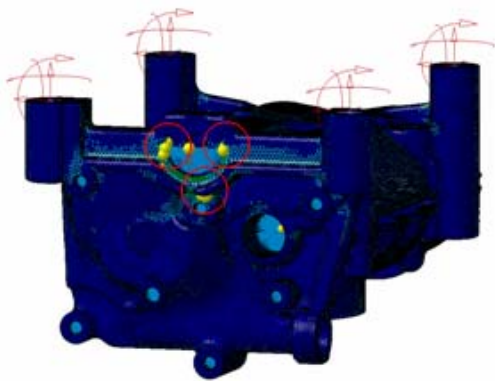


Fig. 10 Result of modified model

Table 3 Reciprocal safety factor

Hot Spot	Original model Value	Modified model Value
1	0.986	0.981
2	0.804	0.918
3	0.779	0.836
4	0.741	0.722

이 밸런스 샤프트 하우징의 내구 해석 결과분포 질량의 로터를 포함한 하우징에 비하여 집중질량의 로터를 포함한 하우징이 내구적 측면에서 우수한 것은 크랭크 샤프트에서 전해지는 모멘트에 의한 하중이 하우징의 앞쪽 저널부에 크게 영향을 미칩니다. 동시에 분포질량으로 구성된 로터의 불평형 우력이 샤프트의 앞쪽 저널부에도 크게 영향을 미칩니다. 이로써 아이들 기어와, 로터의 드라이브 기어 장착 부위에 큰 힘이 걸리는 것으로 사료 된다.

4. 내구 해석 결과에 대한 평가

밸런스 샤프트 모듈에 대한 내구해석을 수행하는 단계에서 가장 어려운 부분은 크랭크 샤프트의 회전 요소를 밸런스 하우징의 아이들 장착부로 전달하는 부분이다. 기어 혹은 체인에 의해 전달되는 고유한 하중요소에 대한 내용을 제외하더라도 엔진의 상하방향으로 발생하는 관성력의 많은 부분이 아이들 기어와 드라이브 기어로 전달될 뿐만 아니라 구동 토크의 변화가 그대로 전달되기 때문에 엔진까지의 모든 요소를 모델링하지 않은 상황에서 해석의 정확도를 높이기 위해서는 이 부분들에 대한 입력 하중 요소를

고려할 수밖에 없다.

엔진의 불평형 관성력이 모두 크랭크 기어와 아이들 기어 연결 부분에서 발생한다고 가정하고 해석을 수행한 결과 분포 질량으로 샤프트를 포함하고 있는 기존 하우징은 연결 부위와 가까운 부분에서 응력 집중 부위가 발생하여 구조적인 결함을 나타내었다. 질량이 반대에 집중적으로 위치시킨 모델들의 경우에는 직접적인 관성력 전달에 대한 가혹도가 순수한 회전 성분에서 발생하는 불평형 힘이 적절하게 분산되어 구조적 성능에서 분포질량의 로터를 포함한 하우징과 다르게 하중이 뒤쪽 저널부와 앞쪽 저널부로 분산되어 집중 질량 샤프트를 포함한 기존 하우징에 비하여 내구적으로 우수한 것으로 판단 된다.

후 기

이 논문은 산업자원부가 주관하는 자동차기반기술사업(저진동 친환경 차량을 위한 밸런스 샤프트 개발)의 성과물로서 관계자분들에게 감사드립니다.

참 고 문 헌

- (1) C. J. Kim, B. H. Lee, D. C. Kim and I. O. Jung 2005, "Element Design of Balancing Shaft for Reducing the Vibration in Engine Module", Transactions of the KSNVE, Vol. 15, No. 11, pp. 1268-1275
- (2) H. G. Choi, K. S. Jung and H. Chang 2005, " CAE Procedure of Engine Balance Shaft Housing for Prediction of Durability", KSAE05-S0108
- (3) James M. Gere and S. P. Timoshenko, 1999, "Mechanics of Materials", International Thomson Editors
- (4) D. Meek, M. Roberts, 1998, "Balance Shaft Conversion of a Four Cylinder Engine", SAE 981084
- (5) St. Huegen, G. Warren, R. Menne, 1997, "A New 2.3L DOHC Engine with Balance Shaft Housing", SAE970921
- (6) Ross, K., Brown and Charles, R., Mische, 1970, Whirling of Four Cylinder Engine Crankshaft, SAE Paper 700121
- (7) Green R. B., 1948, Gyroscopic effects on the critical speeds of flexible rotor, Journal Applied Mechanics, ASME