

밸런스 샤프트 설계를 위한 최적화 설계기법 연구 Optimal Design Strategy on Balance Shaft

김찬중†·배철용*·이봉현*·권성진*·나병철*

Chan-Jung Kim, Chul-Yong Bae, Bong-Hyun Lee, Seong-Jin Kwon, Byung-Chul Na

Key Words : Optimal Algorithm(최적화 알고리즘), Cost Function(가격함수), Balance shaft(밸런스 샤프트), Engine(엔진)

ABSTRACT

Main focus on balance shaft module is to reduce the vibration triggered from engine block and compensate it from unbalance mass in balance shaft. Since the performance of balance shaft module is controlled by rotor shape including unbalance mass, a design strategy on rotor is key issue on determine the quality of balance shaft system. Even the design result on balance shaft mostly affect the lay-out of housing and other related components, its issue on balance shaft should be considered in advance throughout the total design procedure. In this paper, optimal design strategy focused on balance shaft is presented to make a design process efficiently with ensuring its high performance. And its method is verified with field design process of balance shaft in commonly adapted vehicle with 3-cylinder and 4-cylinder engine.

1. 서 론⁽¹⁾

밸런스 샤프트는 각 엔진의 제원에 따라 발생하는 자유력 혹은 불평형 우력을 줄이는 목적으로 사용되는 부품으로써 불평형이 존재하는 1개 이상의 로터를 사용하여 위상이 반대 방향으로 힘을 작용시켜 진동을 줄이는 역할을 한다. 밸런스 샤프트의 기본적인 역할은 불평형 질량이 존재하는 밸런스 샤프트의 회전에 의해 발생하는 자유력 혹은 불평형 우력을 통해 나타나기 때문에 밸런스 샤프트 모듈의 전체 설계 과정 중 가장 중요한 요소가 샤프트 설계이다. 동일한 불평형 질량이 존재한다 하더라도 샤프트 전체 길이에 대한 위치 선정이나 혹은 불평형 질량의 형태가 어떠한가에 따라 회전하면서 나타나는 동적 거동에 차이가 나기 때문에 하우징 요소와 접촉하는 부분의 베어링 반력에 차이가 날 수 있으며 처짐량이 달라지게 된다. 밸런스 샤프트의 동적 거동 차이는 하우징 및 주변 관련 요소들의 설계에 매우 밀접한 관계를 가지고 있기 때문에 밸런스 샤프트 전체의 진동 성능이나 내구 성능에 큰 영향을 미치게 된다. 본 논문에서는

밸런스 샤프트 모듈의 설계과정 중 가장 중요한 요소인 밸런스 샤프트 설계 최적화에 대해 연구를 수행하였다. 새로 제시된 최적화 설계 개념은 동일한 자유력 혹은 불평형 우력을 발생시킴과 동시에 하우징 및 주변 요소의 설계 과정에 부담으로 작용하는 베어링 반력이나 회전 시 발생할 수 있는 샤프트의 처짐을 최소화함으로써 최적화된 밸런스 샤프트 설계가 가능한 방법이다. 본 연구에서는 제안된 최적화 설계 개념을 3기통 및 4기통 엔진에 장착되는 밸런스 샤프트 설계에 적용하여 최적화 알고리즘의 검증을 수행하였으며, 최적화 설계의 활용 방안을 제시하였다.

2. 베어링 반력⁽²⁾⁽³⁾

밸런스 샤프트가 회전하면서 발생시키는 자유력 혹은 불평형 우력은 베어링 반력으로 하우징 요소에 영향을 주게 된다. 불평형 질량이 존재하는 형태나 위치에 따라 계산되는 베어링 반력은 달라지게 되므로 엔진 형식에 따라 이를 계산할 수 있는 설계 프로세스가 필요하다. 아래는 4기통 엔진 및 3기통 엔진에 장착되는 밸런스 샤프트의 베어링 반력을 계산하는 과정을 나타내었다.

2.1 4기통 엔진 구조

† 자동차부품연구원 에너지부품연구센터
E-mail : cjkim@katech.re.kr
Tel : (041)530-3124, Fax : (041)530-3370

* 자동차부품연구원 에너지부품연구센터

밸런스 샤프트는 상하 자유력을 보상하기 때문에 각 베어링에서 작용하는 베어링 반력과 불평형 질량에 의해 발생하는 자유력은 Figure 1과 같이 나타낼 수 있다.

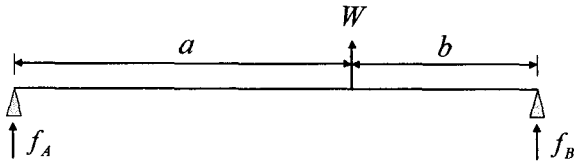


Figure 1 Force and reaction in 4-cy. balance shaft

Figure 1의 반력 조건에서 각각의 베어링에 작용하는 베어링 반력은 식 (1)과 같다.

$$f_A = \frac{b}{a+b} m_B r_B \omega^2, f_B = \frac{a}{a+b} m_B r_B \omega^2 \quad (1)$$

여기서 $m_B r_B$ 는 밸런스 샤프트를 통해 보상해야 하는 자유력, ω 는 회전속도를 나타낸다.

2.2 3기통 엔진 구조

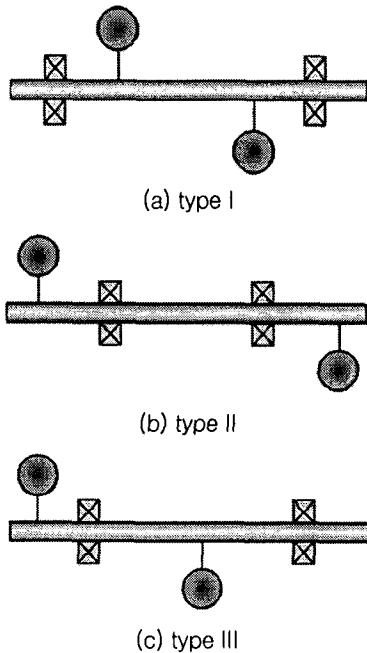


Figure 2 Feasible type of 3-cy. balance shaft

불평형 우력만이 존재하기 때문에 밸런스 샤프트의 불평형 질량에 대해 자유력을 계산한 다음 불평형 질량간의 길이를 고려하여 불평형 우력을 계산해낸다. 존재하는 불평형 질량은 180도의 위상 차이를 가지면서 회전하기 때문에 자유력은 발생하지 않으며 2개의 베어링이 존재한다고 가정하면 불평형

질량의 위치에 따라 Figure 2의 3가지 형태의 밸런스 샤프트가 존재할 수 있다.

서로 다른 3가지 형태의 밸런스 샤프트가 존재하지만 불평형 질량에 따른 베어링 반력은 식 (2)의 동일한 계산 과정으로도출된다.

$$f_B = m_B r_B \omega^2 / L \quad (2)$$

여기서 $m_B r_B$ 는 한쪽에 작용하는 자유력, ω 는 회전속도 그리고 L 은 베어링간의 길이로써 3개의 변수가 작용하여 베어링 반력을 표현한다.

3. 밸런스 샤프트의 처짐 해석⁽⁴⁾

3.1 로터의 처짐 이론

밸런스 샤프트의 회전축이 원통형으로 모든 길이 방향에서 동일한 단면 형상을 가지고 있다고 가정하면 Timoshenko의 보 이론(beam theory) 중 간단한 경우들을 조합하여 전체의 처짐을 계산해낼 수 있다. 밸런스 샤프트에 외력으로 작용하는 자유력은 선형화가 성립한다는 가정 하에서 각 조건의 처짐을 계산한 후 전체 처짐을 형상화하였다.

3.2 세부 처짐 조건

4기통 엔진에 장착되는 밸런스 샤프트는 하나의 하중 조건에 대해 처짐을 계산할 수 있으나 3기통 밸런스 샤프트는 Figure 2의 서로 다른 외력 조건에 대한 처짐 양을 계산해해야 한다. 아래 2가지 처짐 조건을 제시하였으며 3실린더 밸런스 샤프트 모델의 경우에는 2가지를 적절하게 조합하여 전체 처짐을 형상화할 수 있다.

(1) 처짐 조건 I

Figure 3에서 탄성 곡선은 길이 a 와 길이 b 에 대해 나누어 계산을 수행하게 된다. 4기통 엔진에 장착되는 밸런스 샤프트의 처짐은 Figure 3의 조건에 의해 계산될 수 있으며 3기통 엔진의 경우에는 type I과 type II의 불평형 질량 조건에 대하여 부분적인 처짐 계산이 수행될 수 있다.

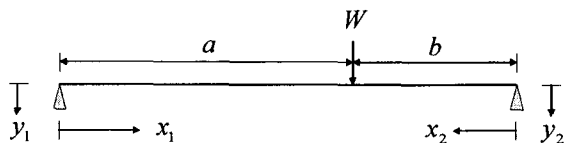


Figure 3 Beam deflection in middle weight 보 이론에서 제시하는 지배 방정식을 사용하고 주어진 경계

조건을 대입한 결과 상수 값을 도출할 수 있으며 전체 처짐 식에 대입하면 식 (3)과 (4)의 관계식으로 처짐이 계산된다.

$$y_1 = \frac{Wb}{6EI} (x_1^3 - a^2x_1 - 2abx_1) \quad (0 \leq x_1 \leq a) \quad (3)$$

$$y_2 = \frac{Wa}{6EI} (x_2^3 - b^2x_2 - 2abx_2) \quad (0 \leq x_2 \leq b) \quad (4)$$

(2) 처짐 조건 II

처짐 조건 I의 조건으로 처짐이 표현되지 못한 3실린더 엔진의 밸런스 샤프트 처짐은 Figure 4의 하중 조건으로 보상하게 된다.

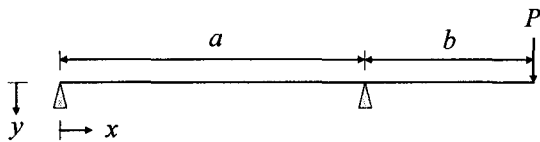


Figure 4 Beam deflection in one-end weight

동일한 보 이론의 지배 방정식을 사용하고 경계조건에 대한 조건을 대입하여 상수 값을 도출한 다음 한쪽 부분에 작용하는 하중에 대한 처짐을 계산하면 식 (5)와 (6)의 관계식이 도출된다.

$$y = \frac{bP}{6EI} \left[\frac{x^3}{a} - ax \right] \quad (0 < x < a) \quad (5)$$

$$y = \frac{P}{EI} \left[-\frac{1}{6}x^3 + \frac{(a+b)}{2}x^2 - \left(\frac{a^2}{2} + \frac{2}{3}ab\right)x + \frac{a^2P}{6}(a+b) \right] \quad (a < x < a+b) \quad (6)$$

3.3 하중의 중첩 조건

보에 여러 개의 하중이 동시에 작용하는 경우에는 각각의 처짐을 계산한 후 전체 처짐을 나중에 계산한다. 즉, 외력간에 발생하는 연성 효과에 의해 처짐에 영향을 줄 수 있는 요소는 존재하지 않으며 외력과 처짐 사이에는 선형적인 관계가 존재한다고 가정한다. 하중 조건에 따른 최종 보의 처짐은 향후 밸런스 샤프트 하우징 설계 시 중요한 고려 대상이 되는데, 예를 들어 어떠한 부분에 대해 밸런스 샤프트와의 공차를 설정할 때 처짐을 미리 예상하여 간섭이 일어나지 않도록 사전에 설계가 가능하다.

4. 밸런스 샤프트의 최적화 알고리즘

밸런스 샤프트를 설계하는 과정에서 도출된 몇 개의 형상 정

보들은 해석 결과에 있어서 서로 다른 기여를 하고 있다. 즉, 어느 한 요소의 크기를 늘리는 경우 어떠한 측면에서는 긍정적인 결과를 보여주는 반면 다른 관점에서는 부정적인 역할을 수행하기도 하고, 두 가지의 변수들이 서로 연관성을 가지면서 주요한 설계 결과에 영향을 미치기도 한다.

앞서 언급한 밸런스 샤프트의 베어링 반력의 경우 동일한 회전 자유력이나 불평형 우력에 대해 작은 값을 가지는 것이 바람직하다. 회전에 따라 발생하는 밸런스 샤프트의 처짐은 하우징과의 공차를 선정하는데 직접적으로 영향을 주기 때문에 최소화시키는 것이 바람직하다. 그런데 최소화시켜야 하는 2가지 요소들이 동일한 밸런스 샤프트 설계안에서 가능하지 않을 가능성이 크다. 만약 2가지 요소가 동일한 설계 형상에서 만족된다 하더라도 공진점이 작동 범위에 가까이 존재할 수 있는 가능성이 있기 때문에 최소 공진점이 가능한 높게 나타날 수 있도록 제반 사항을 고려해야 한다.⁽⁵⁾

본 논문에서 제시하는 최적화 알고리즘은 서로 상반되는 설계 파라미터들에 대해 최소한의 성능 저하를 통해 공통적으로 만족할 수 있는 밸런스 샤프트의 설계 사양을 이끌어 내는 것이다. 각각의 엔진 사양에 적용되는 밸런스 샤프트의 설계 파라미터들이 서로 다르기 때문에 각각의 조건에 맞는 최적화 함수들을 제시하였다.

4.1 직렬 4 실린더 모델

(1) 최적화 전략

밸런스 샤프트 동적 해석을 수행하기 위해서는 불평형 질량의 위치가 필요하다. 이 위치의 경우 어느 하나의 베어링으로 위치가 옮겨가는 경우 해당하는 베어링의 부하가 커지게 되며 만약 2개의 베어링이 중앙에 위치했을 경우에는 회전에 의한 처짐이 커지게 된다. 물론 하나의 베어링 쪽으로 불평형 질량이 옮겨가는 경우에는 처짐이 작아진다. 불평형 위치에 따른 평가 요소들의 상반된 결과들을 통해 2개의 요소들을 적당하게 만족시킬 수 있는 최적의 위치를 아래 식(7)의 가격함수(cost function)을 통해 얻어낼 수 있다.

$$J = \min_X \left[\left(\frac{A(X)}{\text{norm}(A(X))} \right)^2 + \left(\frac{B(X)}{\text{norm}(B(X))} \right)^{\text{weight}} \right] \quad (7)$$

$$A(X) = \sum_X |\text{deflection}(X)| \quad (8)$$

$$B(X) = |\text{Bearing}_{\text{left}}(X) - \text{Bearing}_{\text{right}}(X)| \quad (9)$$

여기서 X는 불평형 질량 위치, A는 불평형 위치에 따른 밸런스 샤프트의 처짐, B는 해당 불평형 위치에 따른 베어링 양단에 걸리는 하중의 차이를 나타내는 함수이다. B항목에

적용된 weight 차수는 베어링 설계의 중요도에 따라 설계자가 입력해야 하는 가중치 요소로서 0 [%]는 베어링의 반력을 전혀 고려하지 않고 설계하는 경우, 반대로 100 [%]의 경우에는 베어링 반력만을 고려하는 경우로써 양단에 작용하는 베어링 반력이 최소가 되도록 설계가 이루어진다. 그러므로 일반적인 최적 설계가 이루어지기 위해서는 엔진 관성력의 50 [%]의 값을 입력하여 처짐과 베어링 반력을 동시에 만족시키는 것이 일반적인 방법이다.

(2) 검증

최적화 전략에서 선정된 베어링 반력과 회전시 발생하는 처짐에 대해 최적화 방법의 적용 타당함을 아래와 같이 증명하였다. Figure 3의 모델에 대해 변수 a 와 b 의 값을 변화시키면서 각 설계 변수의 값이 어떠한 경향을 보이는지를 살펴보았다. 전체 밸런스 샤프트가 단위 길이라고 가정하였으며 각 설계 변수 및 식 (7)에서 구성된 가격함수에 대한 변화 값을 정규화 과정을 거쳐 Figure 5와 Figure 6과 같은 결과를 얻을 수 있다.

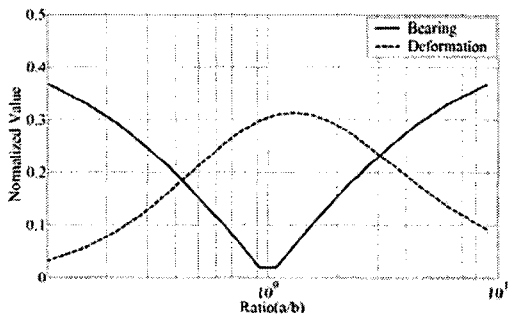


Figure 5 Variation of each design parameter

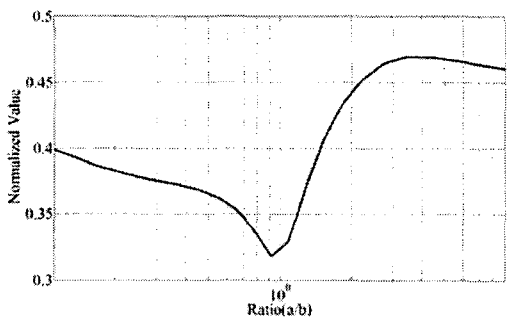


Figure 6 Variation of cost function

Figure 5를 통해 하중의 위치에 따라 2개의 설계 변수들이 서로 상반된 값을 나타냄을 알 수 있으며 구성된 가격함수가 상반된 2개의 변수를 적절히 타협하여 최적의 값을 도출하고 있음을 Figure 6의 그래프를 통해 알 수 있다. 그러므로 4기통 엔진에 장착되는 밸런스 샤프트의 설계 과정에서 제안된 최적

화 설계 전략은 효율적이라 할 수 있다.

4.2 직렬 3 실린더 모델

(1) 최적화 전략

4 실린더에 비해 많은 형상 변수들을 가지고 있기 때문에 최적화 작업이 용이할 수 있는 단순 모델을 구성하는 것이 필요하다. 3가지 모델 중 타입 III를 설계목표 모델로 선정하였으며 모델을 표현할 수 있는 최소한의 형상 변수들만을 이용하여 모델을 표현하였다. 아래 Figure 7은 이러한 간략화 작업을 통해 도출된 새로운 직렬 3 실린더용 밸런스 샤프트 형상이다.

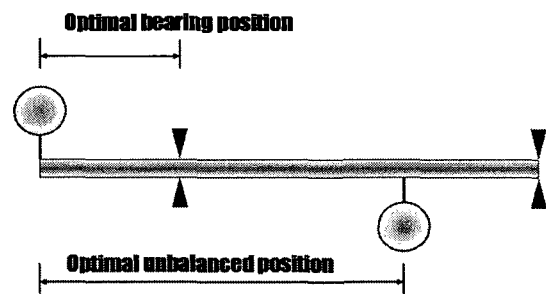


Figure 7 Simple model of 3-cy. balance shaft

첫 번째 베어링의 위치와 로터의 처짐은 서로 동일한 해석 결과를 보여주는 바, 첫 번째 불평형 질량에 첫 번째 베어링을 가까이 위치시키는 것이 베어링 양단의 지지 반력을 최소화할 수 있는 것과 동시에, 두 번째 불평형 질량을 두 번째 베어링 위치에 가까이 접근시킬 때 처짐이 최소가 된다. 그러므로 2개의 설계 결과를 고려한 결과 공통형상의 로터 모델이 구성되었다. 그러나 이 경우에는 로터 자체의 강성이 최소가 되어 연성 모드의 첫 공진점을 최소로 떨어뜨려 결국 공진에 의해 시스템이 불안정해 질 수 있는 가능성이 커지게 된다. 불평형 질량의 경우 로터의 반경이 급격하게 증가되는 형태를 지니고 있기 때문에 강성 측면에서 긍정적인 역할을 한다. 분포 하중의 형태로 불평형 질량이 존재하는 경우에는 단면적이 연속적으로 변하기 때문에 형상 정보가 공진에 직접적인 영향을 준다. 그러나 본 논문에서는 집중 질량에 대해서만 고려되었기 때문에 집중 질량에서 베어링 사이의 거리가 긴 구간의 단면적이 동일한 로터 부분에 대해서만 고려하기로 한다.

공진은 질량과 강성에 의한 함수인데, 밸런스 샤프트의 설계 과정에서 형상의 변화에 따라 질량의 변화는 크게 일어나지 않는 반면 구조적인 강성의 변화는 크게 일어나는 점에 착안하여 강성에 의한 함수로 공진 영향을 표현하게 된다. 밸런스 샤프트의 로터 모델이 보로 간략히 모델링 된다고 가정할 때 구조적 강성은 식 (10)의 행렬로 표현된다.

$$K = \frac{EI}{1+e} \begin{bmatrix} a_1 & a_2 & -a_1 & a_2 \\ a_2 & a_3 & -a_2 & a_4 \\ -a_1 & -a_2 & a_1 & -a_2 \\ a_2 & a_4 & -a_2 & a_3 \end{bmatrix} \quad (10)$$

$$a_1 = \frac{12 EI}{1+e l^3}, e = \frac{12EI}{G\kappa Al^2} \quad (11)$$

여기서, G 는 전단탄성계수, κ 는 전단 계수이다. 식 (10)의 강성 계수에서 첫 번째와 세 번째 행과 열이 회전축에 직각이 되는 방향의 축 방향 길이에 대한 정보이기 때문에 한쪽 방향의 강성은 a_1 의 요소와 연관성을 지닌다. 탄성비례계수(E)와 단면 2차 모멘트(I)가 상수이므로 최종적인 공진은 다음의 비례식으로 표현된다.

$$resonance \propto \frac{1}{l^3} \quad (12)$$

4 실린더의 경우와 마찬가지로 전체 처짐과 공진점이라는 상충되는 요소 사이에 적당한 타협이 필요하게 된다. 이러한 상황을 고려하여 아래의 가격함수를 도입하여 최적의 설계 형상을 도출하였다.

$$J = \min_X \left[\left(\frac{C(X,Y)}{\text{norm}(C(X,Y))} \right)^2 + \left(\frac{D(X,Y)}{\text{norm}(D(X,Y))} \right)^{\text{weight}} \right] \quad (13)$$

$$C(X,Y) = \sum_X |deflection(X,Y)| \quad (14)$$

$$D(X) = \sqrt{\frac{1}{\text{length}(Y)^3}} \quad (15)$$

여기서 X 는 첫 번째 베어링 위치, Y 는 두 번째 불평형 위치, C 는 x,y 에 대한 밸런스 샤프트의 처짐, 그리고 D 는 X,Y 에 따른 공진점의 변화를 나타내는 함수이다. $weight$ 는 공진점에 대한 고려를 어느 정도 해야 하는지를 수치적으로 표현하기 위한 가중치 요소이다. 그러므로 이 값이 0 [%]인 경우에는 최적설계 시 처짐만을 고려하는 경우이며 반대로 100 [%]인 경우에는 처짐은 무시한 채 공진점만을 고려하여 설계를 수행하는 경우이다. 앞서 3 실린더의 경우와 마찬가지로 특별한 제약 조건이 없는 상황에서는 50 [%]의 값을 대입하여 처짐과 공진점이 모두 고려될 수 있도록 하는 것이 바람직하다.

(2) 검증

4기통 밸런스 샤프트의 경우와 마찬가지로 설정된 가격함수의 변수로 이용된 2가지 설계 변수에 대해 변화 추이를 살펴 보았다. 3기통 밸런스 샤프트의 경우에는 4기통에 비해 선정할 수 있는 설계 변수가 많기 때문에 고려해야 할 경우의 수도

많다. 그런데 앞서 언급한 바와 같이 베어링 반력과 회전시 발생하는 처짐의 경우 불평형 질량과 베어링의 위치가 일치되는 조건에서 공통적인 결과를 도출하게 된다. 이러한 조건에서 서로 상반되는 설계 변수로 밸런스 샤프트의 로터 공진점을 고려하였기 때문에 4기통의 경우와 마찬가지로 간략화된 모델로 처짐과 공진점에 대해 변화 추이를 살펴볼 수 있다. 첫 번째 베어링 위치의 경우 로터의 처짐에 매우 민감한 요소이기 때문에 변화시키지 않는다. 이러한 조건에서 2번째 불평형 질량만을 움직일 수 있기 때문에 Figure 3의 모델을 그대로 사용할 수 있다. 이러한 조건에서 길이 변수 a 와 b 를 변화시키면서 서로 상반된 설계 변수의 변화를 살펴보았으며 Figure 8 과 Figure 9에 결과를 도출하였다.

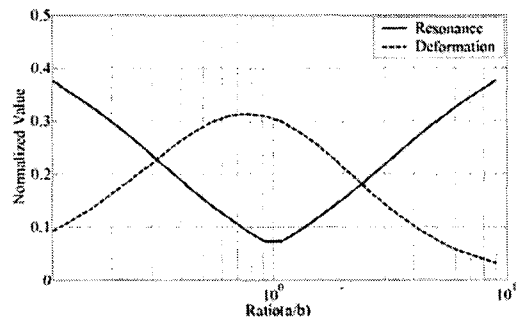


Figure 8 Variation of each design parameter

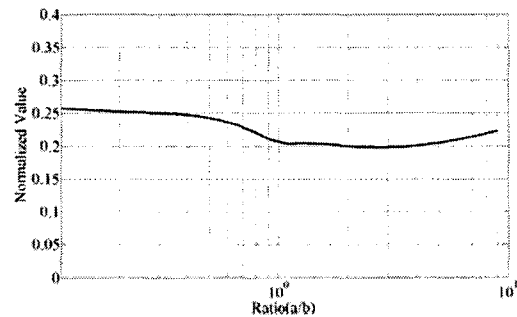


Figure 9 Variation of cost function

4기통 밸런스 샤프트의 결과와 마찬가지로 서로 다른 설계 변수는 길이 변수 a 와 b 의 변화에 따라 서로 상반되는 변화 결과를 나타낸다. 구성된 가격함수는 이러한 변화들을 적절하게 타협시켜 최적화된 길이 정보를 도출시킬 수 있다. 그러므로 구성된 최적화 설계 관련 전략은 4기통 밸런스 샤프트의 설계 과정에 적합하다고 할 수 있다.

5. 밸런스 샤프트 자동화 설계 프로그램

밸런스 샤프트의 설계 과정에서 필요한 설계 파라미터들은 엔진 제원으로부터 얻을 수 있으며 본 논문에서 제시한 최적

화 알고리즘을 바탕으로 밸런스 샤프트의 최적화 설계 과정을 수행하게 된다. 보다 효율적인 밸런스 샤프트의 요소 설계를 위한 활용 방안으로 밸런스 샤프트 자동화 설계 프로그램을 개발하였다. 엔진 타입 및 제원의 입력을 통해 필수적인 설계 파라미터를 자동적으로 얻을 수 있으며, 특히 밸런스 샤프트의 불평형 질량 및 베어링 최적 위치를 계산하여 밸런스 샤프트의 형상 및 관련 부품인 하우징 설계에 핵심적인 설계 정보를 제공하게 된다. 아래 Figure 10은 프로그램을 구성하는 알고리즘을 나타낸 그림이다.

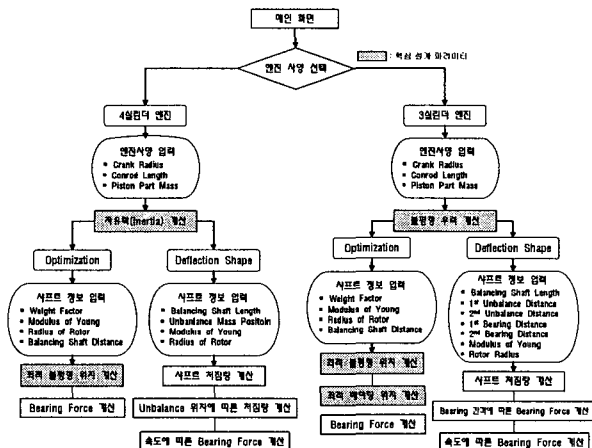


Figure 10 Flow chart of balance shaft design program

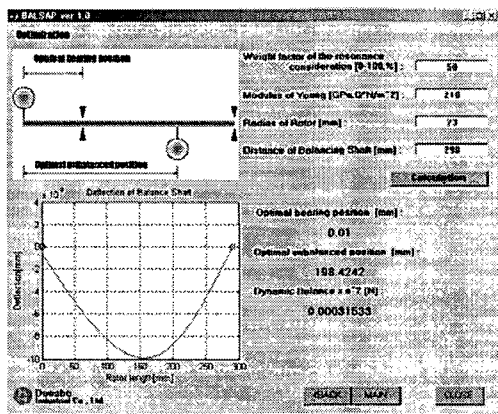


Figure 11 Optimal design process of 3-cylinder engine

밸런스 샤프트 자동화 설계 프로그램은 3기통 및 4기통의 엔진 제원에 대해 밸런스 샤프트가 보상해야 할 자유력 혹은 불평형 우력 값을 계산하고, 이를 바탕으로 최적화 과정 (optimization)과 로터 처짐량 계산(deflection) 과정으로 나누어 설계 파라미터 계산 과정이 수행된다. 전자의 경우에는 본 논문에서 제시한 최적화 알고리즘을 바탕으로 최적 불평형 위치 및 베어링 위치를 계산해 내며, 후자의 경우에는 수동으로 불평형 위치 및 베어링 위치를 변화시켜가면서 각각의 경우에 따른 베어링 반력 및 회전 시 예상되는 로터의 처

짐량 등을 계산 값 및 그래프로 보여준다. Figure 11은 3기통의 최적화 과정의 계산 결과 화면이다.

6. 결론

본 연구에서는 밸런스 샤프트의 설계 과정 중 가장 핵심이 되는 밸런스 샤프트의 최적화 설계에 관해 연구를 수행하기 위해 밸런스 샤프트를 통해 회전 자유력 및 불평형 우력을 발생시키는 대표 모델인 4기통 및 3기통에 장착되는 밸런스 샤프트를 선정하여 연구를 수행하였다. 설계 파라미터인 베어링 반력과 회전 처짐의 계산 공식을 정리하였으며, 이를 바탕으로 최적화 설계를 수행할 수 있는 핵심 알고리즘인 가격함수를 구성하였다. 각각의 최적화 가격함수는 밸런스 샤프트 길이 변수의 변화에 대한 최적의 설계 조건이 성립함을 보임으로써 효율성을 증명하였다. 또한 효율적인 밸런스 샤프트의 요소설계의 활용 방안으로 밸런스 샤프트의 자동화 설계 프로그램을 고안하여, 엔진 제원으로부터 최적화 설계까지의 전체 설계 과정을 자동적으로 계산할 수 있도록 하였다. 본 논문에서 제시한 밸런스 샤프트 최적화 전략을 통해 설계된 밸런스 샤프트는 하우징 및 주변 요소를 설계하는데 어려움으로 작용하는 제한 요소들을 최소화하였기 때문에 밸런스 샤프트 모듈 전체의 설계 과정에서 핵심적인 기여를 할 것으로 판단된다.

후 기

본 논문은 산업자원부가 주관하는 자동차기반기술개발사업("저진동 친환경 차량을 위한 밸런싱 샤프트 개발")의 성과물로서 관계자분들에게 감사드립니다.

참 고 문 헌

- (1) 김찬중, 이병현, 김동철, 정인오, 2005, "엔진진동 저감을 위한 밸런싱샤프트의 요소설계 기법 연구", 한국소음진동공학회논문집, 제 15권 11호, pp 1268-1275
- (2) 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.
- (3) David Meek, Martyn Roberts, 1998, "Balance Shaft Conversion of a Four Cylinder Engine", SAE 981084.
- (4) 역자 김운생 외 5인, 1994, "재료역학", 청문각
- (5) St. Huegen, G. Warren, R. Menne, 1997, "A New 2.3L DOHC Engine with Balance Shaft Housing", SAE 970921.