

엔진 밸런스 샤프트 하우징의 내구성 평가를 위한 CAE 절차 개발

최 항 집*

현대자동차

CAE Procedure of Engine Balance Shaft Housing for Prediction of Durability

Hangjip Choi*

Hyundai & Kia Corporate, Research & Development Division, 772-1 Jangduk-dong, Whaseong-si, Gyeonggi 445-706, Korea
(Received 1 June 2006 / Accepted 1 September 2006)

Abstract : The balance shaft housing in the recent engines tends to have the high cycle fatigue crack caused by increased engine power. In this paper, a CAE procedure is introduced to predict the durability of the balance shaft housing. The procedure is performed through two analysis steps. In the first step, the multibody dynamic simulation is used to obtain more accurate loading boundary conditions applied to the finite element model for the following step. Next, the finite element analysis is performed to predict the durability of the balance shaft housing through the calculation of the safety factor. Through this CAE procedure, the revised balance shaft housing was developed to improve the durability. And the durability of the housing was confirmed experimentally.

Key words : Balance shaft(밸런스 샤프트), High cycle fatigue(고주기 피로), Finite element analysis(유한 요소 해석), Multibody dynamic simulation(다물체 동역학 해석), Safety factor(피로 안전 계수)

1. 서 론

최근 자동차용 엔진이 고출력화 되면서, 엔진의 주요 부품들은 이전에 비하여 훨씬 가혹한 하중 조건 하에서 작동하게 되었다. 그럼에도 불구하고, 연비와 관련한 자동차 부품들의 경량화 추세에 따라, 엔진의 주요 부품들은 경량화 되고 있다. 따라서 엔진 주요 부품들의 내구성은 더 중요하게 부각되고 있고, 충분한 내구성 확보를 위하여 재질 및 구조적인 개선 방안들이 강구되고 있다. 이러한 내구성 확보를 위해서는 먼저 엔진 부품들의 내구성을 정확하게 평가하는 것이 중요하다. 시험을 통한 평가의 경우, 엔진 부품의 내구성 개선안들에 대한 반복적인 엔진 대상(DYNO) 내구 시험을 실시하여 내구성

을 평가하여야 하는데, 주어진 엔진의 개발 일정에 맞추어 각 부품들에 대한 반복적인 대상 내구 시험으로 개발한다는 것은 많은 어려움이 있다. 따라서 형상 최적화나 개발 중 발생하는 파손 문제 해결을 위한 반복적인 내구성 평가는, 기간 및 비용을 단축할 수 있는 CAE를 통하여 이루어져야 효율적이다.

본 연구는, 최근 엔진의 고출력화와 경량화에 의하여, 우수한 내구성이 요구되는 엔진의 주요 부품들 중 하나인 밸런스 샤프트 하우징의 내구성을 평가하는 CAE 절차에 대한 것이다.

밸런스 샤프트는, 회전 운동을 하는 크랭크 샤프트와 다르게 왕복 운동을 하는 피스톤에 의하여 발생하는 2차 관성력에 의한 진동을 소거하기 위하여 엔진에 장착하는 구동계 부품이다. 가장 널리 사용되는 직렬 4기통 엔진의 경우 크랭크 샤프트의 1회

*Corresponding author, E-mail: hjchoi@hyundai-motor.com

전마다 2회의 비율로 2차 관성력이 발생하며, 밸런스 샤프트는 크랭크 샤프트 회전 속도의 2배속으로 역방향으로 회전하여 진동을 소거하게 된다.

밸런스 샤프트 하우징의 내구성 평가 CAE 절차는 두 단계로 구분된다. 첫 번째 단계는 밸런스 샤프트 하우징에 작용하는 작동 하중을 정확하게 산출하기 위한 다물체 동역학 해석 단계이고, 두 번째 단계는 작동 하중이 밸런스 샤프트 하우징에 작용할 때의 내구성 평가를 위한 유한 요소 해석 단계이다.

본 논문에서는, 먼저 다물체 동역학 모델을 구성하고, 그 모델에 경계 조건을 적용하여 다물체 동역학 해석을 수행하는 방법을 기술하였다. 그리고 유한 요소 모델을 구성하여, 다물체 동역학 해석으로부터 얻어진 작동 하중 이력을 포함한 경계 조건들을 적용하여 유한 요소 해석을 수행하는 방법을 기술하였다. 또한 그 결과들로부터 하중이 순차적으로 작용할 때의 피로 안전 계수를 산출함으로써 밸런스 샤프트 하우징의 내구성을 평가하였다.

2. 본 론

Fig. 1과 같이 엔진 운동계 부품들의 관성 및 결합 상태, 엔진 연소압, 엔진 회전수 등을 이용하여 다물체 동역학 해석을 수행하게 되고, 이를 통하여 산출된 작동 하중 이력 및 볼트 체결력, 베어링 압입 하중 등을 이용하여 유한 요소 해석을 수행하게 된다. 최종적으로 유한 요소 해석의 결과와 재질의 피로 특성을 이용하여 내구성을 평가하게 된다.

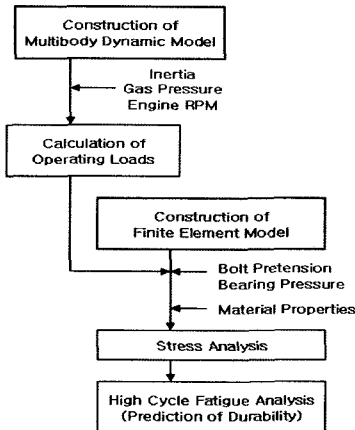


Fig. 1 Procedure of the prediction of durability

2.1 다물체 동역학 해석

본 연구에서는 다물체 동역학 해석을 수행하기 위하여 MSC사의 다물체 동역학 해석을 위한 상용 프로그램인 ADAMS를 이용하였다.

2.1.1 다물체 동역학 모델

엔진의 운동계 부품들과 밸런스 샤프트 모듈을 Fig. 2와 같이 다물체 동역학 모델로 구성하였다. 엔진의 연소에 따른 폭발압의 전달 과정을 모사하기 위하여, 피스톤, 커넥팅 로드, 크랭크축, 플라이휠 등의 엔진 운동계 부품을 모델화 하였고, 실린더 블록과 헤드는 자유도를 최소화 하고 대상 내구 시험 조건과 동일하게 하기 위하여 고정체로 설정하였다. 피스톤-실린더 블록, 피스톤-커넥팅 로드-크랭크축의 연결은 조인트를 이용하여 구현하였으며, 크랭크축의 저널 베어링은 부쉬를 이용하여 구현하였다. 무부하 상태에서 엔진의 회전 속도가 발산하는 것을 방지하고, 다이내모의 부하 토크를 구현하기 위하여 회전 관성부를 모델화 하였으며, 이 관성부는 엔진과 동일한 속도로 회전할 수 있도록 플라이휠과 조인트로 연결하였다. 밸런스 샤프트는 구동축과 종동축으로 구성되어 있는데, 구동축은 크랭크축과 1:2의 기어비로 연결되어 있고, 종동축은 구동축과 1:1의 기어비로 연결되어 있다. 밸런스 샤프트는 분포 질량의 효과를 고려할 수 있도록 유연체로 모델화 하였으며, 밸런스 샤프트 하우징과 연결되는 베어링부는 부쉬를 이용해 구현하였다. 유연체 모델을 사용함으로써 밸런스 샤프트의 불평형에 의한 변형이 베어링 지지부에 반영되도록 하였다.

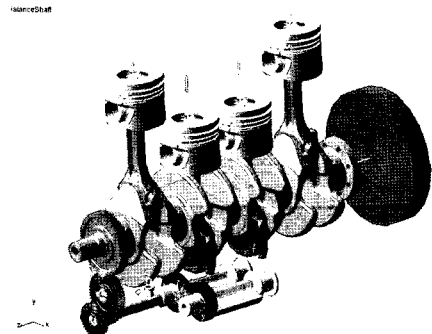


Fig. 2 Model for multibody dynamic simulation

2.1.2 다물체 동역학 모델에 대한 경계 조건

다물체 동역학 모델에 작용하는 하중은 엔진 폭발력을 모사하기 위한 엔진 연소압과 크랭크축 베어링의 마찰 토크, 회전 관성부에 작용하는 부하 토크 등이다. 실제 모델에 적용하기 위하여, 엔진 연소압은 Fig. 3과 같이 피스톤의 면적에 대한 폭발력으로 변환하여, 크랭크 회전각에 대하여 변하는 값을 압력의 형태로 적용하였다. 부하 토크는 Fig. 4와 같이 엔진의 회전 속도를 정격 회전 속도로 일정하게 유지시킬 수 있도록 설정하였다. 엔진 회전 속도는 다물체 동역학 계가 정상 상태에 도달할 수 있도록 안정화 구간을 설정하였다.³⁾

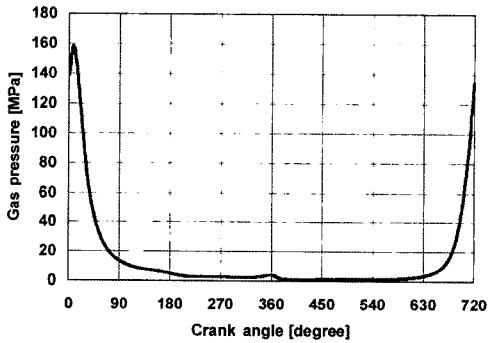


Fig. 3 Gas pressure variation for crank angle

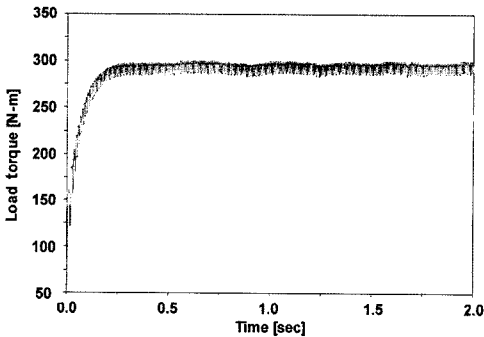


Fig. 4 Load torque variation

2.2 유한 요소 해석

본 연구에서는 유한 요소 모델을 구성하고 경계 조건을 적용하는데 Altair사의 Hyper Mesh를 사용하였으며, ABAQUS로 해석 결과를 산출하였다.

2.2.1 유한 요소 모델

밸런스 샤프트 하우징에 대한 유한 요소 모델은

Fig. 5와 같으며, 밸런스 샤프트 하우징, 밸런스 샤프트, 실린더 블록, 볼트 등으로 구성되어 있다. 밸런스 샤프트 하우징은 상부와 하부로 구성되어 있으며, 응력 집중이 예상되는 부위는 정확한 응력 산출을 위하여 요소 수를 증가시켜 주었다. 밸런스 샤프트는 하우징에 하중을 적용할 수 있도록 베어링 지지부와 맞닿는 부분만 모델링하여 모델의 크기를 최소화 하였다. 밸런스 샤프트 하우징의 변형 및 응력, 피로 특성을 정확하게 평가하기 위해서는 실린더 블록의 변형에 의한 구속 효과를 고려하여야 하나, 실제 실린더 블록의 변형 특성을 포함하기 위해서는 모델 크기가 매우 과대해지므로 가상의 등가 모델로 단순화해서 구성하였다. 하우징의 상부와 하부의 조립 및 밸런스 샤프트 모듈과 실린더 블록의 조립 시 나타나는 볼트의 초기 장력을 적용하기 위해서 각각의 볼트 모델을 포함하였다. 각 주요 구성 요소의 재질과 기계적 물성치는 Table 1과 같다.

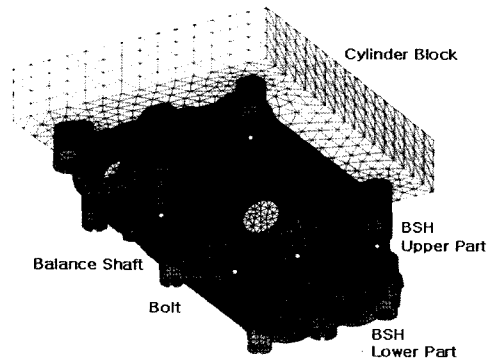


Fig. 5 Finite element model

Table 1 Mechanical properties

Part	Material	E[GPa]	ν	α[10 ⁻⁶ /K]
Balance shaft housing	ADC10	72	0.33	23.5
Balance shaft	Steel	210	0.3	11
Cylinder block	FC25	114	0.25	11.1
Bolt	Steel	210	0.3	11

2.2.2 유한 요소 모델에 대한 경계 조건

밸런스 샤프트 하우징에 작용하는 하중은 크게 조립 하중과 작동 하중으로 나눌 수 있다. 조립 하중은 밸런스 샤프트 모듈의 조립 및 장착 과정에서 발생하는 하중으로서, 볼트 체결력과 베어링 압입 하

중이 해당된다. 볼트 체결력은 하우징의 상부와 하부를 조립할 때와 밸런스 샤프트 모듈을 실린더 블록에 조립할 때 작용하는 볼트의 초기 장력으로서, ABAQUS의 pretension을 이용하여 구현하였고, 크기는 하우징 가운데의 M10 볼트는 39.2kN, 나머지 볼트는 24.5kN이다. 베어링 압입 하중은 하우징의 상부와 하부를 조립할 때, 베어링 압입에 의하여 가해지는 압력으로, 하우징의 베어링 장착부에 베어링 압입력에 상응하는 28MPa의 압력을 직접 가함으로써 구현하였다.

작동 하중은 엔진 작동 시에 회전하는 밸런스 샤프트에 의하여 하우징의 베어링 지지부에 가해지는 하중으로서, 앞서 수행한 다물체 동역학 해석으로부터 산출된 작동 하중 이력을 밸런스 샤프트에 적용하여, 밸런스 샤프트를 통하여 하우징에 전달되도록 구현하였다. 작동 하중은 한 사이클에 해당하는 크랭크축의 회전각 720도를 기준으로 15도 간격으로 적용하였다.

2.3 고주기 피로 평가

밸런스 샤프트 하우징의 내구성을 평가하기 위해 고주기 피로 평가가 수행되었다.⁴⁾ 고주기 피로 평가는 상용 프로그램인 Styre사의 FEMFAT을 이용하였다. 유한 요소 해석을 통하여 얻어진 응력 결과와 재질의 기본적인 피로 특성 및 표면 상태를 기본 조건으로 적용하였다. 3차원 응력 상태에 대한 계산에서 일반적으로 적용되며, 복합 하중에 의한 다축 피로 강도를 계산하는데 유용한 Critical plane 개념이 적용되었다.⁵⁾ 등가 응력은 다음의 식으로 계산되었다.

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_{an}^2 + \left(\frac{\sigma_{A,TC}}{\tau_A}\right)^2 \cdot \tau_a^2}$$

σ_{eq} : Equivalent stress in the critical plane

σ_{an} : Amplitude normal stress in the critical plane

τ_a : Amplitude shear stress in the critical plane

$\sigma_{A,TC}$: Tension/compression alternating endurance stress

τ_A : Torsion alternating endurance stress

또한, Haigh-Diagram을 이용하여 다음의 식으로 피로 안전 계수는 계산되었다.⁶⁾

$$SF = \frac{\sigma_{A,all}}{\sigma_a}$$

$\sigma_{A,all}$: Allowable amplitude

σ_a : Actually occurring amplitude

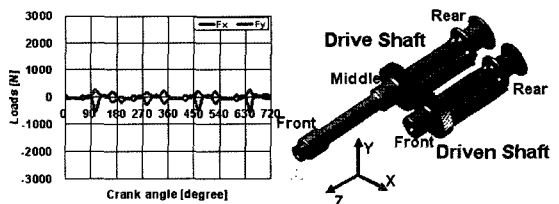
최종적으로 FEMFAT을 이용하여 순차적으로 작용하는 하중 이력에 대한 피로 안전 계수를 산출함으로써 고주기 피로 평가를 수행하였다.

3. 해석 결과

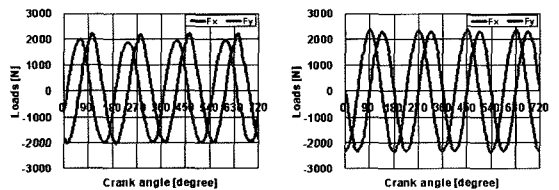
3.1 다물체 동역학 해석 결과

다물체 동역학 해석을 통하여 산출된 밸런스 샤프트 하우징의 작동 하중 이력은 Fig. 6과 같다. (a)~(c)는 구동축, (d)~(e)는 종동축에 작용하는 하중 이력이다.

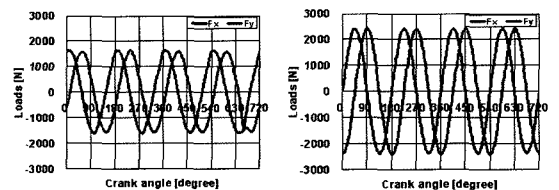
한 사이클 당 크랭크축은 2회전 하게 되고, 크랭크축과 2:1의 기어비로 구동하는 밸런스 샤프트는 4회전 하게 되므로, 전반적으로 하중은 한 사이클 당



(a) At front part of the drive shaft



(b) At middle part of the drive shaft (d) At front part of the driven shaft



(c) At rear part of the drive shaft (e) At rear part of the driven shaft
Fig. 6 Loads by the balance shaft

동일 패턴이 4회 반복 된다. (a)는 구동축 앞쪽에 작용하는 하중으로 뒤쪽에 비하여 작는데, 이는 구동축 앞쪽에 불평형 질량이 존재하지 않기 때문이다. 또한 구동축 앞쪽은 크랭크축과 맞물려 있어서 폭발압에 의한 힘을 그대로 전달 받기 때문에, 폭발이 일어나는 순간에 힘이 순간적으로 최대가 되는 폭발압의 영향이 나타나고 있다. (b)와 (c)는 구동축의 중간과 뒤쪽에 작용하는 하중을 도시한 것으로, 불평형 질량에 의한 원심력의 효과가 지배적이어서 앞쪽에 작용하는 하중보다 크고, 앞쪽과는 달리 폭발압에 의한 영향이 거의 나타나지 않는다. 이것은 (d)와 (e)에 도시한 종동축에 대한 결과에서도 동일하게 나타난다. 따라서 해석 결과는 불평형 질량에 의한 원심력의 영향이 충분히 반영되었음을 알 수 있다. 구동축의 중간에 작용하는 하중인 (b)가, 대응되는 종동축의 앞쪽에 작용하는 하중인 (d)보다 크게 나타났고, 구동축의 뒤쪽에 작용하는 하중인 (c)가, 대응되는 종동축의 뒤쪽에 작용하는 하중인 (e)보다 작게 나타났다. 이는 본 연구의 대상이 된 밸런스 샤프트가 full-shaft의 구동축과 half-shaft의 종동축으로 구성되어 있어서, 구동축의 무게 중심이 종동축보다 앞쪽에 위치하게 되는 구조적 특성이 반영된 결과이다.

3.2 유한 요소 해석 결과

유한 요소 해석을 통하여 얻어진 밸런스 샤프트 하우징의 변형 결과는 Fig. 7과 같다.

실린더 블록에 의해 지지되는 상부에 비해, 상대적으로 지지 강성이 낮은 하부의 변형이 크다. 정면을 기준으로 본 변형은 볼트 체결력에 의하여 좌우 방향으로 굽힘 현상이 발생하는데, 이는 최종 내구성 평가 단계에서 취약부로 판정된 체결 볼트 주변에 지속적인 인장을 가하여 내구성을 저하시키는 변형 모드이다(Fig. 7(a)). 측면을 기준으로 본 변형

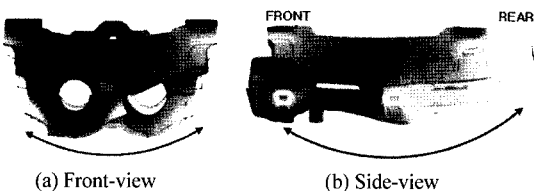


Fig. 7 Deformed shape of the housing

은 앞뒤 방향으로 굽힘 변형이 발생하는데, 하우징 체결 볼트와 실린더 블록 체결 볼트의 위치가 동일 선 상에 있는 앞쪽보다, 두 볼트의 위치가 편심되어 있는 뒤쪽의 변형이 크다(Fig. 7(b)). 하우징 뒤쪽의 내구성이 더 취약한 것은 이 변형 모드에 의한 영향이다. 이 변형 모드는 하우징이 실린더 블록과 체결되는 지지점 설계하는 데 중요하게 이용될 수 있다.

유한 요소 해석을 통하여 얻어진 응력 결과는 Fig. 8과 같다. 응력이 집중되는 부위는 앞서 언급한 변형이 큰 부위로서, 각 하우징 체결 볼트 주변이다. 그 중에서도 변형이 컸던 뒤쪽 볼트 주변에서의 응력 집중이 더 심하고, 가장 응력 집중이 큰 곳은 뒤쪽 가운데 체결 볼트 주변이다. 이 부위에서 한 사이클 당 크랭크 각에 따른 응력 변화는 Fig. 9와 같다.

#1~#4 부위는 Fig. 8에 도시된 바와 같다. 한 사이클 당 4회전하게 되는 밸런스 샤프트의 특성에 따라, 응력 변화는 한 사이클에 동일 패턴이 4회 반복 된다. 전반적으로 #1 부위와 #2 부위가 #3과 #4부위에 비해 응력이 더 크다. #1 부위와 #2 부위의 평균 응력은 비슷한 수준이나, #2 부위의 응력 변화량이 #1 부위 보다 크기 때문에 #2 부위가 더 취약할 것으로 예상된다. 이는 고주기 피로 평가 결과에 잘 반영되어 있다. 이 부위들에 대한 상세 응력 결과를 Table 2에 정리하였다.

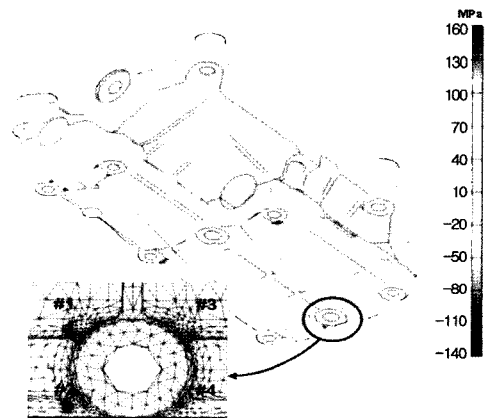


Fig. 8 Stress distribution on the housing

3.3 고주기 피로 평가 결과

고주기 피로 평가에 의한 밸런스 샤프트 하우징의 피로 안전 계수 분포를 Fig. 10에 나타내었다. 하

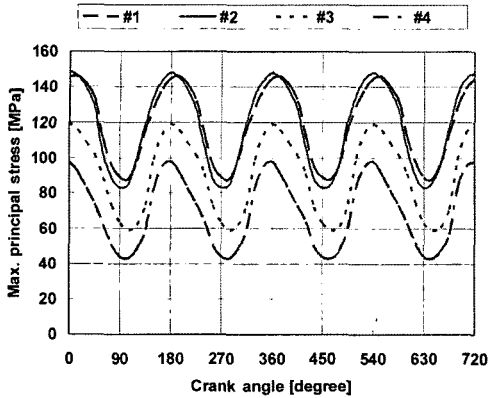


Fig. 9 Stress variation for crank angle

Table 2 Stresses at each peak point [MPa]

	#1	#2	#3	#4
Max. stress	146	149	120	98
Min. stress	88	83	59	43
Mean stress	117	116	90	71
Stress amplitude	29	33	31	28

우징 체결 볼트 주변에서 낮은 피로 안전 계수가 나타나는데, 이 부위들은 작동 하중뿐만 아니라 조립 하중의 영향을 크게 받기 때문이다. 그 중 최소 피로 안전 계수는 하우징 하부의 뒤쪽 가운데 체결 볼트 주변에서 나타나며 그 값은 1.16이다. 이 부위는 실제 개발 단계에서 고주기 피로에 의한 크랙이 발생하였으며, 파손의 기점으로 작용하기도 하였다. 이 부위의 내구성을 높이는 방법으로는 직접적으로 살 두께를 늘리는 것뿐만 아니라, 뒤쪽의 변형을 줄여 줄 수 있는 실린더 블록 측 지지점 변경이나 응력 집중을 줄여줄 수 있는 형상 완만화 등이 있을 것으로 판단된다.

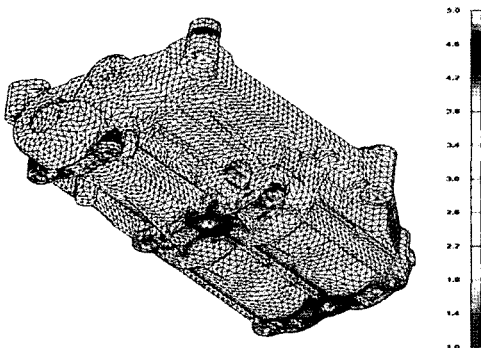


Fig. 10 Safety factor of the housing

4. 결론

본 연구는, 엔진의 운동계 부품들을 통하여 전달된 하중을 반복적으로 받게 되는 밸런스 샤프트 하우징의 정확한 내구성 평가를 위한 해석에 대한 것으로, 다음의 결론을 얻었다.

- 1) 엔진 작동 시 순차적으로 가해지는 하중에 따른 밸런스 샤프트 하우징의 내구성을 평가하기 위하여, 다물체 동역학 해석 및 유한 요소 해석을 결합한 해석 절차를 정립하였다.
- 2) 정립된 해석 절차를 이용하여 밸런스 샤프트 하우징의 내구성을 평가한 결과, 최소 피로 안전 계수를 갖는 취약부가 판정되었다.
- 3) 판정된 취약부는 실제 내구 시험에서 고주기 피로 크랙이 발생하였고, 크랙 개선안 역시 본 해석 절차에 의한 내구성 평가를 통하여 마련되었다.
- 4) 엔진 작동 중에 발생하는 단품에 대한 내구 문제는 반복적인 엔진 대상(DYNO) 내구 시험으로는 해결하기 어렵기 때문에, 본 연구를 통하여 정립된 절차를 이용한 해석 결과는 내구성 개선에 유용할 것으로 판단된다.

References

- 1) St. Huegen, G. Warren, R. Menne, J. Wolschendorf, M. Schwarderlapp and C. Schoenherr, "A New 2.3L DOHC Engine with Balance Shaft Housing Steps of Refinement and Optimization," SAE 970921, 1997.
- 2) D. Meek and M. Roberts, "Balance Shaft Conversion of a Four Cylinder Engine The Challenges of Packaging and Mechanical Integration," SAE 981084, 1998.
- 3) M. Prandstotter, H. Reiner and M. Steinbatz, "Simulation of an Engine Speed-Up Run: Integration of MBS-FE-EHD-Fatigue," ADAMS User Conference, London, 2002.
- 4) G. Steinwender, C. Gaiger and B. Unger, "Improving the Life Time of Dynamically Loaded Components by Fatigue Simulation," SAE 982220, 1998.
- 5) A. Carpinteri and A. Spagnoli, "Multiaxial High-cycle Fatigue Criterion for Hard Metals," Int'l J. Fatigue, Vol.23, pp.135-145, 2001.
- 6) W. Eichseder and B. Unger, "Prediction of the Fatigue Life with the Finite Element Method," SAE 940245, 1994.