

차동 기어 장치에 관한 구조 해석

조재웅*, 한문식⁺

(논문접수일 2009. 1. 19, 심사완료일 2009. 4. 3)

Structural Analysis on the System of Differential Gear

Jae-Ung Cho*, Moon-Sik Han⁺

Abstract

This study investigates the stress at gear by modelling differential gear and using FEM. When gear is driven under power, high equivalent stress of 1596.2MPa is occurred at the stationary shaft. Maximum equivalent stress of 1596.2MPa is also occurred at the bottom and root of tooth and its fatigue life becomes 12.4 as the shortest cycle. As much as it becomes away from the center of gear, the maximum deformation becomes occurred. As exact power is delivered with the precise design of gear, the loss of power energy can be decreased.

Key Words : differential gear(차동기어), stationary shaft(고정축), equivalent stress(등가응력), fatigue life(피로 수명), deformation(변형)

1. 서론

오늘날 기어는 기계의 구동에서 절대 빠질 수 없는 부품 중에 하나이다. 기어는 많은 기계요소들 중 가장 기본적인 동력전달 장치로서 자동차, 산업용 기계, 항공기, 선박 등을 비롯하여 대부분의 산업부분에서 널리 사용되고 있으며, 근래에 들어서는 로봇을 포함한 여러 가지 자동화 장비에도 응용되고 있다. 기어는 현재 가장 평범하면서도 많이 쓰이는 스퍼기어로부터, 운동을 수직 방향으로 바꾸어 주는 베벨기어, 회전운동을 직선운동으로 바꾸어주는 헬리컬기어, 그 외에도 크라운 기어, 스쿠기어, 나사기어, 하이포 드기어, 워기어

등 많은 종류의 기어가 있다⁽¹⁻³⁾. 이런 기어들은 독립적으로 구동되기 보다는 두 개 이상의 기어들이 복합적으로 구성되어 있다. 또한 운동의 방향을 바꾸거나 회전력을 조절하여 운동량을 조절하여 필요한 곳에 동력을 전달하기도 한다. 그 중에서도 차동기어는 스퍼기어와 같이 회전하는 4개의 베벨기어로서 자동차의 구동축에 연결되어 자동차가 회전할 때 양쪽 바퀴의 회전을 제어하는 역할을 하는 복합적인 기어 구조의 대표적인 예라 할 수 있다^(4,5). 기어에 대해서는 과거에서부터 현재까지 많은 연구가 이루어지고 있다. 그 방법에도 많은 종류가 있는데 성형기어에 대한 연구, 피로강도나 진동 특성에 관한 연구 및 치형 설계에 대한 연구가 가장

* 공주대학교 기계자동차공학부

+ 교신저자, 계명대학교 기계자동차공학부 (sheffhan@kmu.ac.kr)

주소: 704-701 대구광역시 달서구 달구벌대로 2800번지

대표적이라 할 수 있다. 이러한 연구들의 목적은 효과적으로 기어를 생산 하는 것도 있지만, 기어를 효과적으로 설계하고 연구하여 더 효율적으로 동력을 전달하는 것이라 할 수 있다. 그러나 기어의 종류는 상당히 다양하고, 설계시에 적용되는 변수도 매우 많고 복잡하여 정밀한 설계가 상당히 어렵다. 요즘에는 컴퓨터와 프로그램이 발달함에 따라 미리 설계를 해 보고 해석을 하여 봄으로써 더 효율적인 기어를 설계 할 수 있다. 본 연구에서는 차동기어를 CATIA를 이용하여 모델링하고, ANSYS 프로그램으로서 베벨기어의 구조 해석 및 피로 해석을 수행하였다^(6,7). 또한 자동차의 운행 중에 모멘트 (moment) 뿐만 아니라 실제 하중을 받는 경우에 있어, 회전하고 있는 베벨기어가 받는 응력에 대하여 고찰하여 보았다.

2. 본 론

본 연구 모델은 가로, 세로 및 높이가 각각 21cm, 21cm, 14.5cm인 크기이고, 체적 및 중량이 1,388cm³ 및 10.9kg인 차동기어를 모델링하였다. Fig. 1과 같이 4개의 베벨 기어들 및 차동기어와 2개의 핀들 및 축의 설계를 하였다. Fig. 2와 같이 기어 박스와 4개의 베벨기어가 서로 접촉을 하지 않도록 각각의 베벨기어를 기어 박스 안에 핀 및 축과 함께 조립 하였다. 각각의 베벨기어는 기어 박스와의 마찰을 줄이기 위해 축과 기어 사이에 베어링이 위치하여 있다. 베벨기어와 기어 박스는 마찰을 할 경우, 마찰에 의한 응력 때문에 발생하는 해석에 대한 오차 값을 줄일 수 있다. 또한 베벨기어는 차동 링 기어와 접촉 및 회전을 같이 할 수 있도록 구속 조건을 주었고, 차동 링 기어의 회전을 받을 수 있도록 하였다. 그리고 각각의 베벨기어는 서로 접촉하도록 설정하였는데, 이것은 한 개의 기어가 움직이면 모든 기어가 같이 움직이도록 하였다.

2.1 유한 요소 해석 절차

Fig. 2에 대한 메시의 그림은 Fig. 3이다. Fig. 3에서 볼 수 있듯이 설계한 차동 기어를 유한 요소로 해석하기 위하여 많은 절점으로 분리하였다. 전체의 바디를 선택하여, 형상이 같은 솔리드 모델로서 자동으로 Tetra 메시지를 하였다.⁽⁶⁾ 자동 스윙 메시지를 함으로서 차동기어를 많은 메시로 나눌 수 있음으로써 미세한 치형에서 받는 응력까지도 조사할 수 있었다. 하나의 메시 크기는 10mm로 하였고, 메시의 절점수는 131332 개이고, 요소수는 67649개이다.

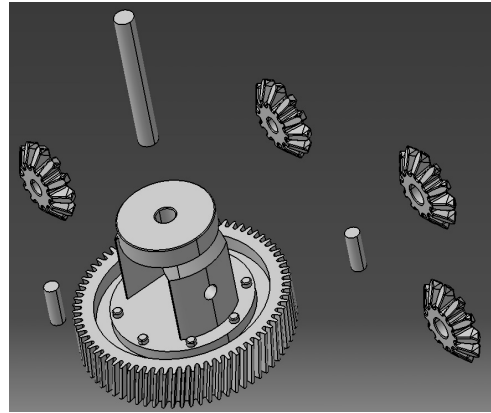


Fig. 1 Configuration before Assembly of Differential Gear

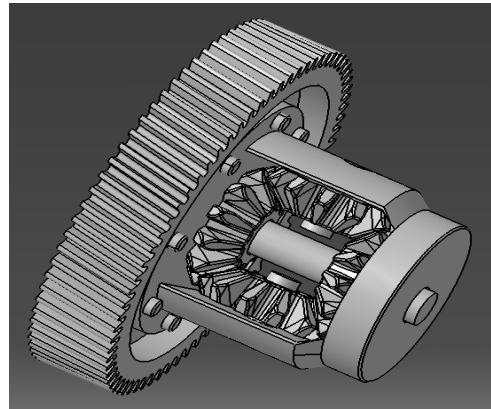


Fig. 2 Configuration after Assembly of Differential Gear

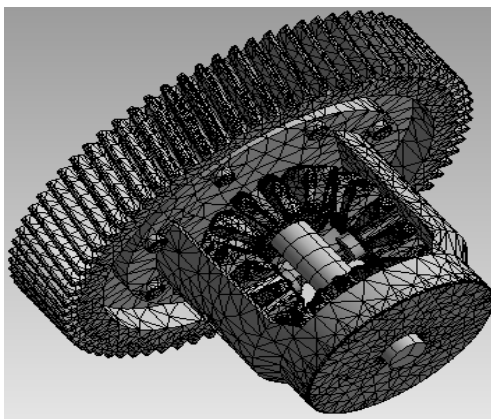


Fig. 3 Mesh Configuration of Differential Gear

Table 1 Material Properties

Structural Properties	
Young's Modulus	$2 \times 10^5 \text{MPa}$
Poisson's Ratio	0.3
Mass Density	$7.85 \times 10^{-6} \text{kg/mm}^3$
Stress Limits	
Yield Strength	250MPa
Ultimate Strength	460MPa

기어의 재료는 구조용 강으로 하였고, 그 일반적인 특성은 Table 1과 같다. 해석절차로서는 차동 링기어가 구동축으로부터 동력을 전달받아 다른 기어들에게 동력을 전달 할 때의 응력을 계산해 보았고, 이 때 베벨기어가 받는 영향에 대하여 고찰하였다.

2.2 링 기어로부터 동력을 전달 받을 때 기어가 받는 응력

차동 기어는 구동축의 기어로부터 링 기어가 동력을 전달 받아서 구동을 하는 기어이다. 링 기어는 동력을 전달 받아 다른 베벨기어에게 동력을 전달 할 때 응력이 발생한다. Fig. 4에서 A는 링 기어가 동력을 전달 받아 회전을 하게 될 때, 링 기어의 반대편에 있는 구동축이 고정 된 것이고, B는 동력을 전달 받아 기어 박스와 같이 회전을 하게 되는 베벨기어에 100Nm의 회전 모멘트를 가하여 준 것이다. 차동 기어의 한 쪽 축은 고정되어 있고, 동력이 전달될 때 기어 박스 내의 베벨기어가 받는 응력을 고찰하여 보았다. Fig. 5는 기어와 축이 받는 등가 응력을 나타내고 있다. Fig. 5에서 볼 수 있듯이 상기의 조건에서 고정된 축은 1596.2MPa의 높은 응력을 받지만 그 밖의 다른 기어들은 크게 응력을 받지 않는다. 한 쪽 축이 고정되어 있더라도 다른 기어들은 다른 축 사이에서 회전을 할 수 있기 때문에 받은 동력을 그대로 다시 전달 할 수 있다는 것을 알 수 있다. Fig. 6에서 볼 수 있듯이 전변형량을 보면 구동축은 변형량이 없고, 기어의 변형량이 크다는 것을 알 수 있다. 그리고 차동 기어 박스와 함께 구동을 하는 베벨기어가 모멘트를 받으며 회전을 할 때 변형되며, 차동 링기어의 가장 밖의 부분에서 0.81707mm의 최대 변화량이 발생하였다. 또한 회전을 할 때 축으로부터 거리가 멀어 질수록 기어는 큰 변형량이 발생함을 알 수 있었다.

Fig. 7은 피로 해석 모델에 대한 데이터를 보여 주는 그림으로서 x축상에서는 사이클 수이고 y축상에서는 진폭응력 값을

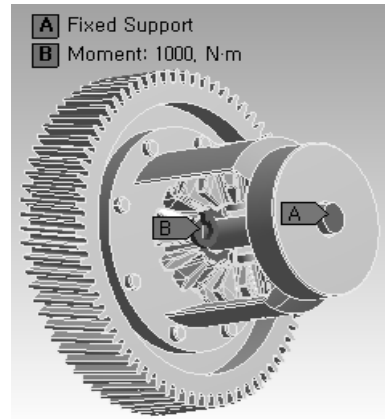


Fig. 4 Fixed Support & Applied Moment at Gear and Axis

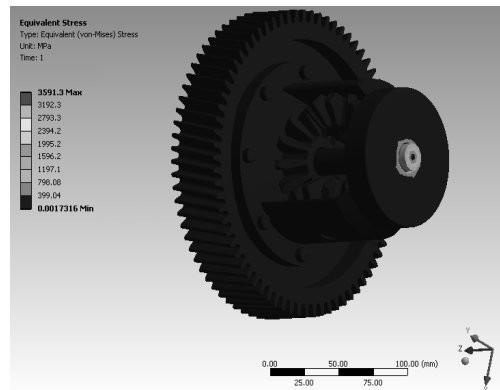


Fig. 5 Equivalent Stress at Gear and Axis

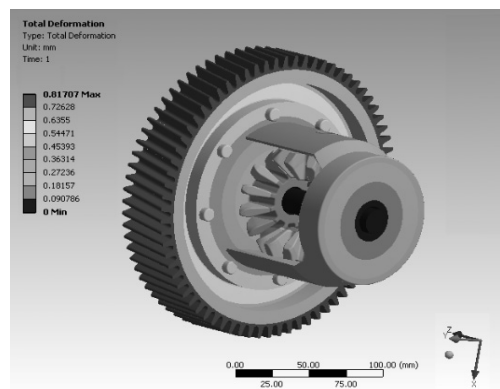


Fig. 6 Total Deformation at Gear and Axis

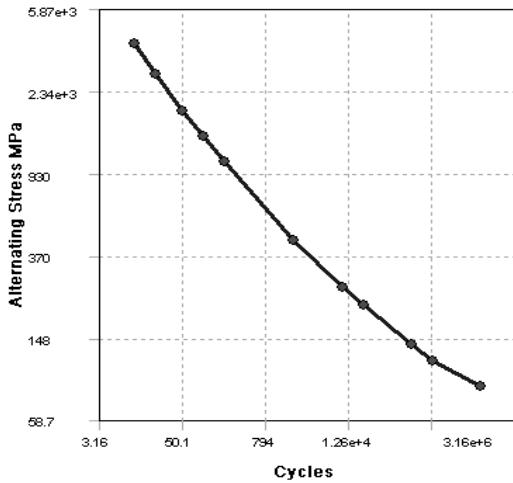


Fig. 7 S-N Curves in Fatigue

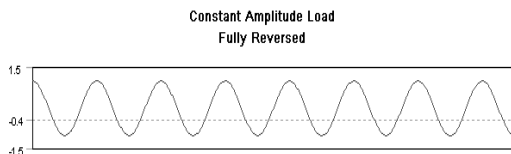


Fig. 8 Loading History

나타낸 그림들이다⁸⁾. 또한 평균 응력과 여러 가지 하중의 형태들을 정의하여 그 하중 조건들을 설명할 수 있다. 하중 조건 으로서는 시간에 따라 임의의 한 부분에 대하여 하중을 변화시킬 수 있는데, Fig. 8과 같이 규칙 진폭하중으로서의 사인 곡선으로 된 진폭하중에 대한 배율의 목록을 나타내고 있다. 본 해석은 하나의 축방향 응력에 대하여 정적 응력의 안전성을 구하는 것과는 달리, 어떤 한 점에서 응력이 시간에 따라 변하는 경우에 대하여 한 것이다. 또한 본 연구에 있어서는 불규칙 진폭하중의 방법을 채택하고 기본 하중에 대하여는 배율을 적용할 수 있다. 진폭 응력이 S-N 곡선의 범위를 벗어난다면 무한 수명 값이 사용되어지는데, 본 연구에 있어서는 설계 수명인 무한 수명으로서 10^9 사이클로 정하였다.

그리고 Fig. 9는 모멘트가 기어에 가하여졌을 때 기어의 피로 수명에 관한 것이다. 그림에서 볼 수 있듯이 고정되어 있는 축의 중심으로부터 가까워질수록 짧은 수명을 가지게 된다. 고정된 축이므로 당연한 결과라 할 수 있다. 하지만 확대하여 보면 기어와 기어 박스 역시 영향을 받는다는 것을 알 수 있다. Fig. 10은 기어가 받는 영향을 확대한 것이다. Fig. 11은 Fig. 9의 기어의 축 부분을 확대한 것이다. 그림의

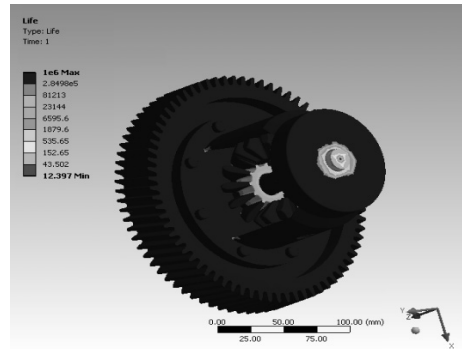


Fig. 9 Fatigue Life at Gear and Axis

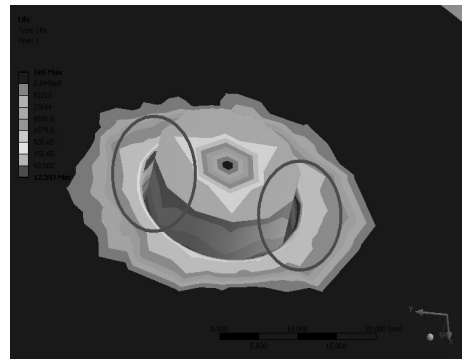


Fig. 10 Fatigue Life at Gear Box



Fig. 11 Fatigue Life at Gear

표시 된 부분을 보면 기어에서 가장 짧은 피로 수명은 기어의 축보다는 축을 잡아주는 기어 박스의 홀(Hall)에서 나타났다. 즉, 기어가 구동 시 기어와 축 사이의 베어링의 역할도 매우 중요하다는 것을 알 수 있다.

2.3 맞닿은 베벨 기어 사이의 응력

차동 기어는 베벨 기어 사이의 동력 전달이 기본 구동인 기어이다. 기어가 구동 될 때 바퀴로 연결 되는 축이나 베벨 기어가 회전을 하지 않는다면, 링 기어로부터 동력을 전달 받는 베벨 기어와 맞닿아 회전해야 하는 기어 사이에는 많은 응력이 발생하기 때문에 기어 사이에 발생하는 응력은 중요하다. Fig. 12에서 A는 축을 중심으로 하나의 베벨 기어를 회전시킨 것이고, B는 맞닿은 베벨 기어의 한 쪽 면을 고정시킨 것이다. 이 때에 발생하는 등가 응력은 Fig. 13과 같이 나타난다. Fig. 13에서도 볼 수 있듯이 하나의 베벨 기어가 다른 베벨 기어와 맞물려 구동하려 할 때, 맞물려 있는 베벨 기어가 구동을 하지 않는다면 많은 응력이 발생한다는 것을 알

수 있다. 그리고 표시된 부분에서 알 수 있듯이, 가장 큰 응력을 받는 곳은 기어가 맞닿아 직접적으로 힘을 받는 곳이 아닌 기어의 이 뿌리 부분이라는 것을 알 수 있다. 이것은 기어 사이에 서로 선 접촉을 하도록 설계할 때에 원활한 선 접촉을 하도록 하기 위하여 기어의 이 뿌리 부분이 피치 부분보다 얇게 설계되기 때문이라 판단된다. 따라서 Fig. 13에서와 같이 5767MPa로서 가장 많은 응력을 받고 있으며, 이러한 기어의 이 뿌리 부분이 수명도 가장 짧게 나타난다. 그리고 모멘트를 가해 준 베벨 기어의 맞은편 기어와 기어 박스에도 응력이 발생 한다는 것을 알 수 있다. Fig. 14는 2.2절과 같은 조건에서의 기어의 피로 수명을 나타낸 것이고, Fig. 15는 간접적으로 동력을 전달 받는 베벨 기어와 기어 박스가 받는

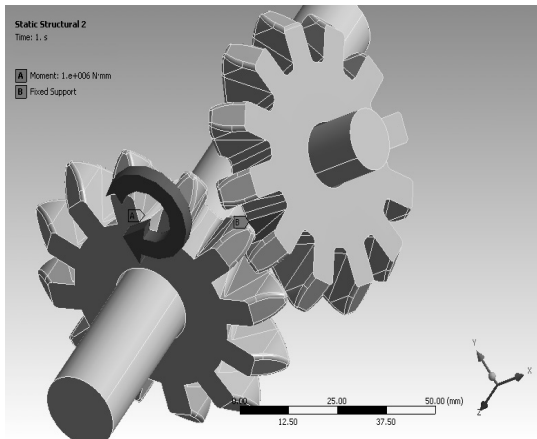


Fig. 12 Fixed Support & Applied Moment at Bevel Gears

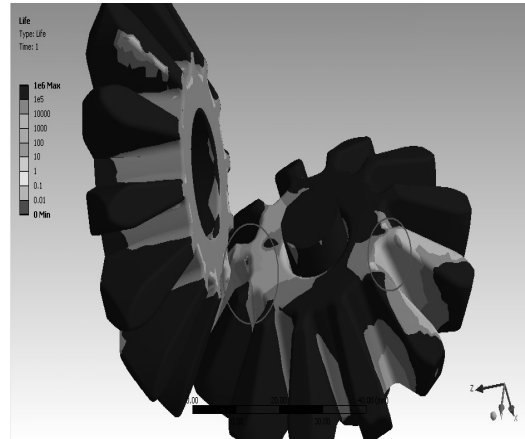


Fig. 14 Fatigue Life at Bevel Gears

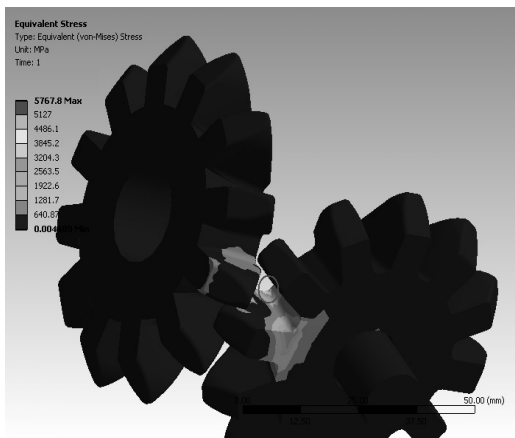


Fig. 13 Equivalent Stress at Bevel Gears

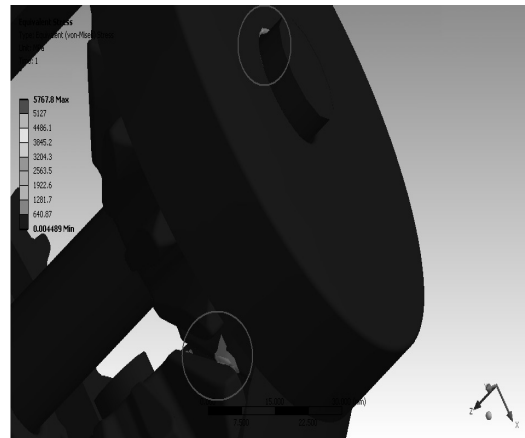


Fig. 15 Equivalent Stress at Bevel Gear and Gear Box

등가 응력을 나타낸 것이다.

3. 결론

본 연구에서는 가로, 세로 및 높이가 각각 21cm, 21cm, 14.5cm인 크기이고, 체적 및 중량이 1,388cm³ 및 10.9kg인 차동 기어를 모델링하고, 해석 프로그램을 이용하여 기어가 받는 응력을 다음과 같이 고찰하여 보았다.

- (1) 기어가 동력을 전달 받아 구동 할 때에 고정된 축에서는 1596.2MPa의 높은 응력을 받는다는 것을 알 수 있었다.
- (2) 이 바닥과 이 뿌리 부근에서 5767MPa로서 가장 큰 응력이 발생하고, 기어의 피로 수명이 12.4 사이클로서 가장 짧아진다는 것을 알 수 있었다.
- (3) 기어의 중심부로부터 멀어질수록 0.81707mm로서 최대의 변형량이 발생하였음을 알 수 있었다.
- (4) 가장 큰 응력이 발생하거나 변형량이 큰 부위를 고려하여 강도상 충분히 견딜 수 있는 기어의 정밀한 형상 설계를 함으로서 정밀한 동력 전달을 할 수 있을 것이다.

참고 문헌

- (1) Son, Y. S., Hwang, G. S., Tak, S. H., and Lyu, S. G., 2007, "A Study on the Optimism Design of the Gear Tooth Profile," 2007 Spring Conference Proceeding, *The Korean Society of Mechanical Engineers*, pp. 2711~2716.
- (2) Cho, S. C., 2003, "A Study on Technology for Involute Bevel Gear Design," *J. of the Korean Institute of Industrial Safety*, Vol. 18, No. 4, pp. 44~50.
- (3) Park, C. I. and Jeon, D. H., 2007, "An Experimental Study of Tridirectional Vibration of Helical Gears with Different Contact Ratios," *Transaction of the Korean Society for Noise and vibration Engineering*, Vol. 17, No. 2, pp. 177~184.
- (4) Choi, E. and Kim, H. S., 1997, "A Study on the Noise•Vibration Characteristics of Differential Gear according to the Materials," *Journal of the Korean Society of Machine Tool Engineers*, Vol. 6, No. 2, pp. 67~75.
- (5) Lee, C. G., Lee, S. J., and Yi, K. S., 1999, "Differential Gear Model Its Influence on Vehicle Dynamics," 1999 Autumn conference Proceedings, *The Korean Society of Automotive Engineers*, Vol. 2, pp. 446~451.
- (6) Swanson, John., 2008, *Ansys 11.0*, Ansys. Inc., U.S.A.
- (7) Cho, J. U., Lee, O. S., and Kim, S. C., 1992, "Fatigue Crack Propagation between Holes and Particles," *International Journal of Fracture*, Vol. 56, pp. 299~316.
- (8) Park, Y. C. and Lee, D. W., 2005, "Shape Optimization of the Lower Control Arm using the Characteristic Function and the Fatigue Analysis," *Transactions of KSAE*, Vol. 13, No. 1, pp. 119~125.