

엔진 커넥팅 로드 볼트의 유한요소 피로 평가

조 성 산^{*1)} · 장 훈²⁾ · 이 경 우²⁾

홍익대학교 기계시스템디자인공학과¹⁾ · 현대자동차²⁾

Finite Element-Based Fatigue Assessment of Engine Connecting-Rod Bolts

Sung-San Cho^{*1)} · Hoon Chang²⁾ · Kyungwoo Lee²⁾

¹⁾Department of Mechanical & System Design Engineering, Hongik University, Seoul 121-791, Korea

²⁾Hyundai Motor Company, 772-1 Jangdeok-dong, Hwaseong-si, Gyeonggi 445-706, Korea

(Received 18 July 2007 / Accepted 4 March 2008)

Abstract : Fatigue fracture of engine connecting-rod bolts is encountered frequently during the development of high-speed engines. Only the engine dyno test is a currently reliable fatigue durability assessment method. It is because the available rig tests cannot mimic the engine running condition completely, and because the finite element analysis cannot provide realistic stresses near the bolt thread that is modeled as a cylinder. This paper introduces a methodology to assess the fatigue durability of the connecting-rod bolts using the finite element analysis. The methods to construct the bolt model, to extract the critical bolt stresses for the fatigue analysis, and to obtain the bolt fatigue endurance limit experimentally are discussed. Reliability of the method is verified indirectly.

Key words : Engine connecting-rod bolt(엔진 커넥팅 로드 볼트), Finite element analysis(유한요소해석), Fatigue(피로), Endurance limit(내구한계), Bolt preload(볼트 초기축력)

1. 서 론

엔진 커넥팅 로드(이하 콘로드) 대단부는 볼트로 조립된 로드와 베어링 캡 그리고 한 쌍의 베어링으로 구성된다. 엔진 운전 중에 콘로드의 고속 왕복운동에 의해 발생하는 동적 하중은 대단부 체결면을 분리시키려는 외력으로 작용하므로, 콘로드 대단부는 볼트로 강건하게 조립되어야 한다. 만일 체결 강성을 결정짓는 볼트 체결 축력이 부족하면, 체결면이 분리되면서 볼트의 외력 분담률이 증가하여 볼트가 피로에 의해 파손될 수 있다. 반대로 볼트 체결 축력이 과대하면, 볼트에 큰 평균 축력이 작용하므로 또한 피로에 의해 파손될 수 있다.^{1,2)} 최근 고출력(고회전) 경량화 엔진을 개발하는 과정에서, 가혹한

운전 조건에 의한 과대 작동 하중에 의해 콘로드 볼트의 피로 파손이 빈번히 발생하고 있다. 콘로드 볼트가 파손되면 엔진 전체가 파손되어 안전에 치명적인 결과를 초래하므로, 정확한 평가법에 의한 사전 예방이 매우 중요하다.

현재 콘로드 볼트의 피로내구성을 시험으로 평가하는 방법에는 콘로드를 대상으로 수행되는 단순한 리그(rig) 시험법과 엔진 전체 대상(DYNO) 시험법이 있다. 리그 피로시험은 인장 피로시험기에 콘로드를 장착한 후, 대단부 베어링 간극에 윤활유를 공급하면서 엔진 운전 중에 대단부에 작용하는 최대 인장하중을 반복적으로 가하는 방법으로 수행된다. 리그 시험이 엔진 전체 대상 내구시험을 상사하도록 설계되었지만, 콘로드 전체에 분포하중으로 작용하는 관성력과 대단부 베어링 유막에 의해 형성

*Corresponding author, E-mail: sscho@wow.hongik.ac.kr

되는 압력 분포를 재현하지 못하고, 장비의 특성 때문에 인장과 압축을 반복하는 하중을 가할 수 없어 신뢰성이 결여되어 있다. 따라서, 리그 시험은 비정규적으로 수행하고, 대신 콘로드 볼트의 피로평가는 엔진 전체 대상 내구시험에 전적으로 의존하고 있다. 엔진 전체 대상 내구평가법은 엔진 개발에 막대한 시간, 비용 및 어려움을 초래하는 문제점을 갖고 있다.

한편, 유한요소해석을 활용하면 설계를 자유롭게 변경하면서 성능 및 내구 평가를 비교적 쉽게 할 수 있다. 현실적으로 유한요소해석을 활용한 평가법이 시험평가를 완전히 대체하지는 못한다 해도, 최소한 평가시험의 회수를 줄여줄 수 있다. 그 외에도 유한요소해석은 엔진 사이클 동안에 다양한 시점에서 다양한 정보를 제공하므로, 피로파손의 원인을 규명하고 설계를 개선하는데 효과적이다.

유한요소해석으로 볼트 체결 구조물을 해석할 때, 전체 구조물에 비해 크기가 매우 작은 볼트의 세밀한 나사산 형상을 실제와 동일하게 모델링하면 해석모델의 크기가 너무 커지고 해석을 수행하는데 많은 어려움이 수반되므로, 볼트의 나사 부분을 주로 단순한 원기둥 형상으로 모델링한다.^{3,4)} 한편, 볼트의 피로파손은 주로 나사골에서 발생하므로, 볼트 피로평가를 위해서는 나사골의 응력값이 필요하다. 그러나, 원기둥 형상의 볼트 모델로 수행된 해석은 볼트 나사골의 응력값을 제공하지 못한다. 따라서 볼트 체결 구조물의 유한요소해석에서 볼트 모델은 체결력을 공급하는 수단으로만 사용하고, 해석결과로 볼트의 피로내구성을 평가하지 않는다. 이러한 이유 때문에 국내외적으로 볼트 체결 구조물에서 볼트의 피로내구성을 유한요소해석으로 평가하는 방법에 대한 자료 또는 연구결과가 매우 미흡하다.

본 연구진은 볼트 체결 구조물의 유한요소해석으로 볼트의 피로내구성을 평가하는 방법을 정립하고, 현대자동차 양산 엔진 콘로드 볼트에 적용하여 방법의 신뢰성을 간접적으로 검증하였으며, 그 결과를 본 논문에서 정리하였다. 본 논문은 볼트와 피체결물의 유한요소모델을 작성하는 방법, 원기둥 형상의 볼트 모델로 수행된 볼트 체결 구조물의 해석

결과에서 볼트 피로평가에 사용될 취약부 응력값을 도출하는 방법, 볼트의 절대 피로평가에 사용될 피로내구한계를 구하는 시험법, 그리고 시험결과를 해석결과와 조합하여 볼트의 피로내구성을 절대 평가하는 방법 등을 소개한다. 본 논문에서 소개하는 콘로드 볼트의 CAE 피로해석기법과 이와 연관된 볼트 단품 피로시험법 및 결과물을 상호 연계한 볼트 피로내구 절대평가 기술은 향후 주요 엔진 볼트들의 선행 피로평가에 활용 가능하다.

2. 볼트 피로내구한계 시험법

실제 운전 조건에서 볼트의 피로내구성을 평가하려면 볼트의 피로내구한계자료가 필요하다. 볼트의 피로내구한계는 볼트의 재질 외에도 형상, 성형 및 열처리 조건 등의 영향을 크게 받는다.^{5,6)} 이러한 인자의 영향을 배제하고 표준시험에 의한 볼트 재료의 피로내구한계를 시험적으로 확보한 후, 다른 인자들의 영향을 이론적으로 고려하여 볼트 피로평가를 수행하는 것은 현실적으로 거의 불가능하다.⁷⁾

본 연구는 이러한 문제점을 극복하기 위해 실제 볼트를 대상으로 나사산의 응력집중효과를 배제하고 산출된 응력(이후 볼트 피로평가응력)으로 피로내구한계자료를 시험적으로 확보하고, 실제 운전조건 유한요소해석에서 볼트 피로평가응력을 산출하여, 볼트의 정량적 피로평가를 높은 신뢰도로 수행하는 방법을 개발하였다. 볼트 체결 구조물의 유한요소모델은 해석의 효율성을 위해 나사산이 없는 원기둥 형상의 볼트 모델을 사용하므로, 개발된 볼트 피로내구한계 구축방법은 현실적이며 타당한 방법이다.

콘로드 볼트를 포함한 인장 볼트의 피로내구한계는 일반적으로 동축하중조건에서 시험으로 취득한다. Fig. 1은 동축 인장하중조건에서 피로시험을 수행하기 위해 공진형 피로시험기에 볼트를 장착한 사진과 볼트의 전형적인 피로파손 형태, 즉 나사 체결부 초입의 나사골에서 파손이 발생한 사진을 보여준다. 볼트의 나사골은 일종의 노치에 해당된다. 노치가 있는 부품은 전반적인 변형이 탄성영역에 있어도 노치에서 국부적인 소성변형이 발생할 수 있으므로, 피로거동에 있어서 노치가 없는 부품과

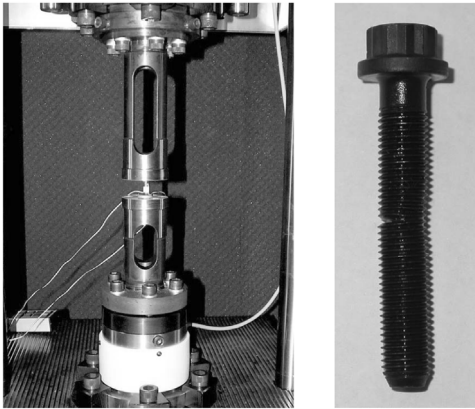


Fig. 1 Bolt fatigue test setup and typical fatigue-fractured bolt

큰 차이를 나타낸다. 이 이유 때문에 노치가 없을 때 피로내구한계에 대한 평균응력의 영향을 보상하는 기존의 이론(예를 들어 Goodman 식)을 볼트의 경우에 적용할 수 없다.⁸⁾ 따라서 볼트의 피로내구한계를 평균응력 별로 시험으로 확보한다.

볼트의 피로내구한계 시험은 아래 방식으로 진행하였다. 처음에는 비교적 큰 응력진폭으로 시험을 시작하고, 볼트가 파손되면 5MPa 단위로 응력진폭을 감소시키면서 시험을 반복하여, 반복응력 500만회에서 파손이 발생하지 않는 응력진폭을 찾는다. 볼트가 파손되지 않는 응력진폭을 찾으면, 그 값에서 2회 반복 확인시험을 수행하여 피로내구한계를 최종 결정하였다. 이 방법으로 시험을 진행하기 앞서서 반복응력 500만회의 합당성을 확인하기 위해, 반복응력 500만회로 얻어진 피로내구한계를 응력진폭으로 설정하고 반복응력 1000만회 시험을 별도로 4회 실시하여 볼트의 피로파손이 발생하지 않음을 확인하였다.

Fig. 2는 동축하중조건에서 평균응력과 피로내구한계의 관계를 보여준다. 시험에 사용된 M8과 M10 볼트의 소재는 JIS G 4105 기준 SCM435(주요 성분: C 0.33~0.38%, Mn 0.60~0.85%, Cr 0.90~1.20%, Mo 0.15~0.30%)이며, 담금질과 템퍼링을 시행한 후 각각의 인장강도는 1006MPa과 960MPa이다. 볼트 피로평가응력은 볼트의 인장응력단면적을 기준으로 산출하였다. 평균응력이 증가하면 피로내구한계가 감소함을 확인할 수 있다.

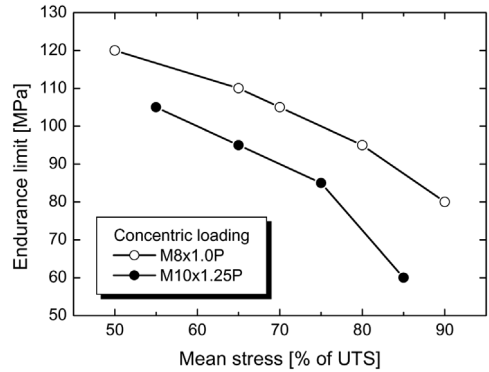


Fig. 2 Bolt fatigue endurance limit and mean stress effect

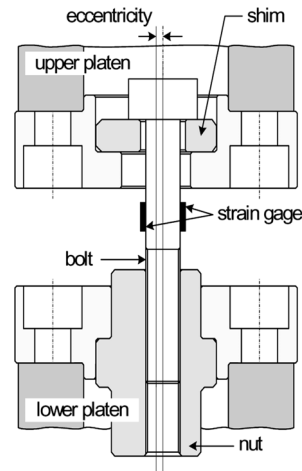


Fig. 3 Grip to apply eccentric load to bolt, and strain gages to measure bolt axial strain

콘로드 볼트에는 편심하중이 작용한다. 편심하중은 볼트에 순수 인장응력과 굽힘응력을 동시에 생성시키므로, 동축하중의 경우에 비해 피로내구한계가 감소한다.⁹⁾ 볼트의 나사골 처럼 노치가 있는 경우에 순수 인장하중조건에서의 피로내구한계는 순수 굽힘모멘트 조건의 피로내구한계의 약 85% 수준이라는 보고가 있다.¹⁰⁾ 한편 인장응력과 굽힘응력이 동시에 작용할 때 굽힘응력의 영향에 대한 연구결과는 미미하므로, 이를 확인하기 위해 편심하중 피로시험을 별도로 수행하였다. Fig. 3은 Fig. 1의 공진형 피로시험기에 장착할 편심하중 피로시험용 고정구의 구성을 보여준다. 볼트 중심 축선이 피로시험기의 하중 작용선에 대해 편심이 되도록 설계하여 편심하중을 발생시킨다.

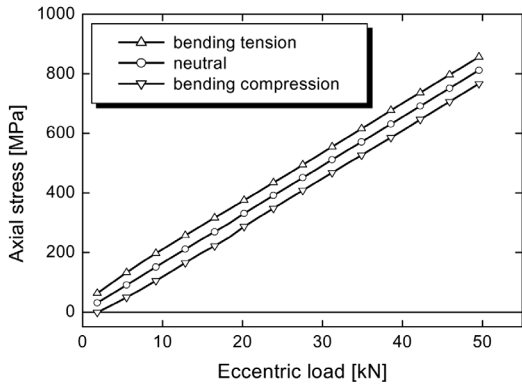


Fig. 4 Axial stresses of M10 bolt under eccentric load

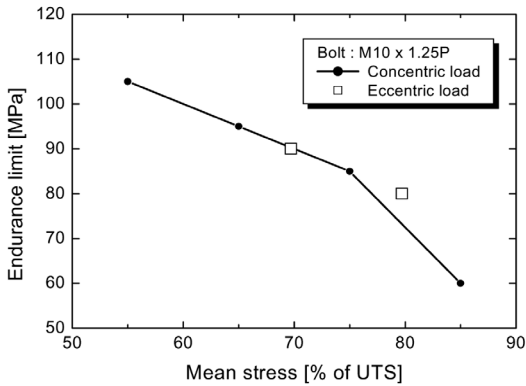


Fig. 5 Eccentric Load effect on endurance limit of bolts

Fig. 4는 편심 3mm 인장하중이 작용할 때 M10 볼트 샙크 표면 세 지점(인장과 압축 굽힘응력이 작용하는 지점과 중립면)의 축방향 수직응력의 변화를 보여준다. 인장과 압축 굽힘응력이 작용하는 지점의 응력은 볼트 샙크의 각 지점에 스트레인 게이지(Fig. 3)를 부착하여 측정하였으며, 중립면 응력은 측정된 두 응력값의 평균으로 산출하였다. 하중이 증가하면, 세 지점의 응력은 일정한 차이(약 45MPa)를 유지하면서 선형적으로 증가한다. 따라서 설계된 편심하중 고정구로 피로시험을 수행하면, 응력진폭은 동일하면서 평균값의 구배가 존재하는 응력상태가 볼트 내에 형성된다. 일반적으로 피로내구한계에 대한 하중조건에의 영향은 응력구배에 의해 발생하는 피로내구한계의 차이를 나타내는 것이므로, 고안된 장치로 응력구배에 의한 피로내구한계의 차이를 고찰할 수 있다.

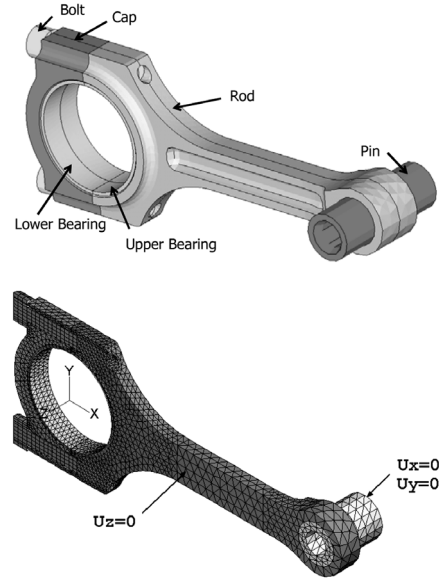


Fig. 6 Schematic representation and finite element model of connecting-rod

Fig. 5는 편심하중과 동축하중이 작용할 때 M10 볼트 피로내구한계의 차이를 보여준다. 편심하중조건에의 피로내구한계는 볼트에서 최대 굽힘응력이 작용하는 지점의 변동응력으로 산출하였다. 편심하중조건에의 피로내구한계는 동축하중조건에 비해 약간 크거나 또는 거의 동일한 수준이다. 따라서 본 연구에서는 유한요소해석으로 콘로드 볼트에 작용하는 응력이 최대인 지점의 응력진폭과 평균응력을 산출한 후, 동축하중조건에의 피로내구한계와 비교하여 볼트의 피로내구성을 평가하는 방법을 채택하였다. 이 방법을 적용하면, 응력구배의 영향 만큼 더 안전한 평가가 이루어지며, 또한 하중의 편심량 별로 볼트의 피로내구한계 자료를 구축할 필요가 없으므로 볼트의 피로내구한계 자료 구축이 더 용이해지는 장점이 있다.

3. 유한요소해석

콘로드 유한요소해석은 범용 유한요소해석코드 ABAQUS로 수행하였다. 콘로드의 형상 및 변형은 중립면에 대해 대칭이므로, 해석모델(Fig. 6)은 1/2 모델로 작성하고 절단면에 대칭 구속조건을 부여하였다. 볼트 조립 구조물에서 접촉면의 압축, 분리 및

미끄럼은 접촉면을 통해 전달되는 하중에 영향을 미치므로, 엔진 운전 중에 콘로드 볼트에 작용하는 하중을 실제와 동일하게 재현하기 위해, 콘로드 구성 부품(로드, 베어링 캡, 한 쌍의 베어링, 2개의 M8 볼트, 피스톤 핀) 각각을 독립적인 모델로 작성한 후, 실제와 동일한 방법으로 조립하여 해석모델을 완성하였다. 즉, 로드 대단부에 베어링 캡을 2개의 볼트로 고정하고, 대단부와 소단부 보어에 한쌍의 베어링과 피스톤 핀을 각각 억지끼움하며, 모든 접촉면에서 분리 및 미끄럼(마찰계수 0.2)을 허용하였다. 그러나 볼트와 로드의 나사부는 볼트 피로내구 한계 시험에서 사용된 인장응력단면적과 지름이 동일한 원기둥 형상으로 모델을 작성하고, 나사 체결면에 완전 집합(tie) 조건을 적용하였다. 볼트의 초기 체결 축력은 볼트 생크 길이를 줄이는 방법으로 재현하였다. 억지끼움은 접촉면에 억지끼움량에 해당하는 인위적 간극을 삽입하는 방법으로 재현하였다. 모델의 강제운동을 방지하기 위해 피스톤 핀의 끝 면을 구속하였다.

해석은 엔진 운전 중에 콘로드에 작용하는 동적 작동하중인 관성력과 양단 반발력을 외력으로 처리하는 준동적 해석으로 수행하였다. 이를 위해, 별도의 콘로드 동력학 해석으로 관성력과 대단부 반발력을 산출한 후, 해석모델에서 관성력을 유한요소 각각에 대해 외력으로 입력하여 콘로드 전체에 불균일 분포하중으로 작용하도록 하고, 대단부 반발력은 등가의 저널 베어링 유막 압력으로 변환하여 외력으로 입력하였다. 소단부 반발력은 구속조건에 의해 해석과정에서 자동으로 생성되므로, 별도의 외력으로 입력하지 않았다. 콘로드 외력은 엔진 사이클 동안에 변화하므로, 크랭크 각도를 기준으로 증분방식으로 적용하였다. 해석은 볼트 체결에 의한 조립을 재현한 후, 엔진 사이클 동안의 콘로드 거동을 준동적 증분방식으로 모사하는 순서로 수행하였다. 해석모델에 관한 상세한 내용과 신뢰성 검증은 본 연구진의 다른 논문¹⁾에 기술하였다.

4. 콘로드 볼트의 피로평가

콘로드 볼트의 피로파손은 주로 체결부 초입의 나사골에서 발생한다. 한편, 해석모델에서 볼트를

원기둥 형상으로 모델링하고 체결면을 완전 집합조건으로 처리하기 때문에, 체결부 초입에서 해석모델과 실제 볼트의 응력집중계수는 큰 차이를 나타낸다. 이 문제점을 극복하기 위해 본 연구에서는 볼트의 피로내구한계를 볼트 피로평가응력으로 나타내고, 해석에서도 나사 체결부 초입의 볼트 피로평가응력을 산출한 후 피로내구한계와 비교하여 평가하는 방법을 고안해 적용한다.

엔진 운전 중 콘로드 볼트에는 편심하중에 의해 인장응력과 굽힘응력이 동시에 작용하므로, 볼트 생크부의 축방향 수직 변형률은 생크 길이 방향으로 선형적으로 변화한다. 따라서 볼트 생크부 변형률 변화의 선형 추세선을 사용하여 나사 체결부 초입의 변형률을 계산한 후, 볼트의 응력-변형률 곡선을 사용하여 나사 체결부 초입의 볼트 피로평가응력을 산출하는 방법을 적용한다. 볼트 생크부에서 응력 대신 변형률 추세선을 사용하는 이유는 항복 체결(yield tightening)된 볼트의 경우 응력은 항복점 부근에서 비선형적이지만 변형률은 선형성을 유지하기 때문이다.

Fig. 7은 볼트가 초기 체결된 상태와 베어링에 최대 인장 작동하중이 작용할 때, 볼트 대칭 단면에 형성된 축방향 수직 변형률 분포를 보여준다. 볼트 머리와 나사 체결부 근처의 변형률은 응력집중에 의해 복잡하게 변화하지만, 볼트 중간부에서는 비교적 균일하게 변화한다. 따라서 볼트 생크 중간부 변형률의 선형 추세선을 이용하여 나사 체결부 초입의 변형률 산출이 가능하다.

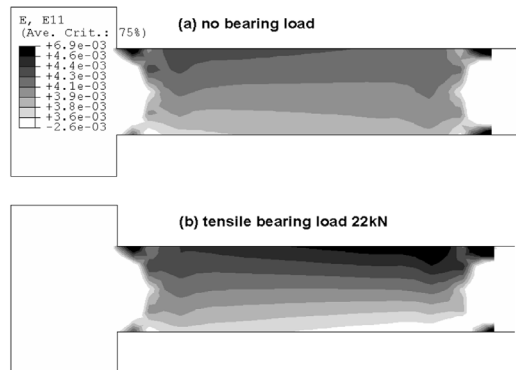


Fig. 7 Distribution of axial normal strain in the symmetric cross-section of M8 connecting-rod bolt

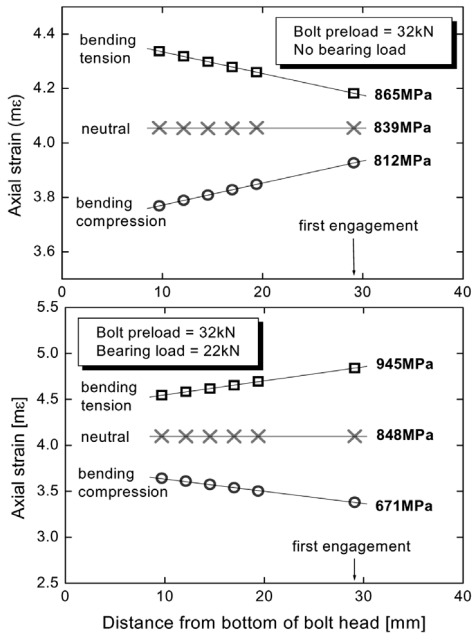


Fig. 8 Estimation of axial stress at the first engagement of M8 bolt thread

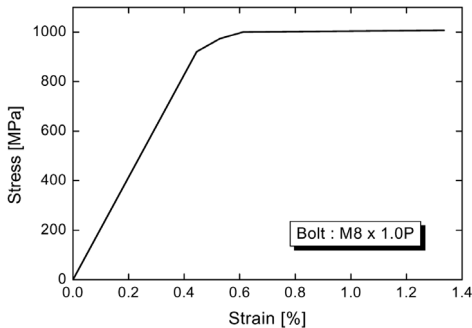


Fig. 9 Stress-strain curve of M8 high tension bolt

Fig. 8은 해석결과로부터 체결부 초입의 볼트 피로평가응력을 산출하는 과정을 보여준다. 볼트 머리 밑면으로부터 거리 9~20mm 범위에 있는 축방향 수직 변형을 값은 Fig. 7에서 볼트 중심선과 상하 가장자리(인장과 압축 굽힘응력이 최대인 표면)의 변형을 값이며, 이 값들의 선형 추세선으로 체결부 초입(거리 29.1mm)의 변형을 값을 산출한다. 체결부 초입의 변형을 옆에 표시된 응력값은 볼트의 응력-변형률 곡선(Fig. 9)을 사용하여 산출된 볼트 피로평가응력 값이다.

한편 Fig. 8에 의하면, 볼트가 초기 체결된 상태에

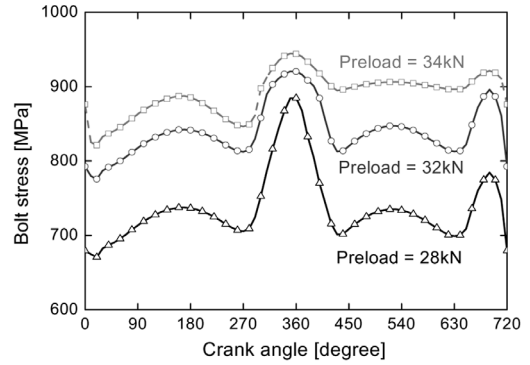


Fig. 10 Variation of M8 bolt axial stress during engine cycle

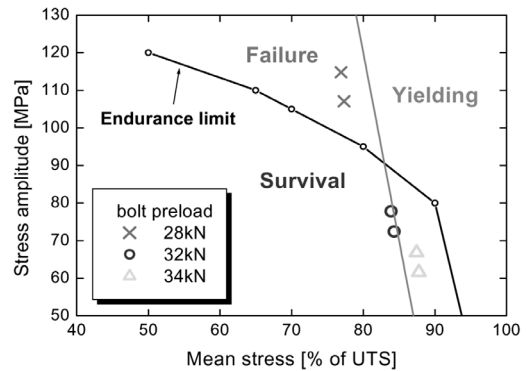


Fig. 11 Assessment of M8 bolt fatigue durability

서 베어링 억지끼움에 의해 발생하는 하중은 볼트 머리 쪽에 더 큰 굽힘응력을 발생시키지만, 엔진 운전 중에 베어링 캡 중앙에 작용하는 베어링 최대 인장하중은 체결부 초입에 더 큰 굽힘응력을 발생시킨다. 이 결과는 콘로드 볼트의 피로파손이 주로 체결부 초입에서 발생하는 이유를 설명해준다.

Fig. 10은 볼트 초기 체결축력이 28, 32, 34kN인 각각의 경우에 대해 엔진 사이클 동안에 볼트 체결부 초입의 피로평가응력의 변화를 해석한 결과를 보여준다. 볼트 피로평가응력은 베어링 최대 인장하중이 작용하는 크랭크 각 360° 부근에서 최대가 되고, 연소압이 최대인 20° 부근에서 최소가 된다. 볼트 피로평가응력의 평균값은 볼트를 체결한 상태의 응력(체결축력 28, 32, 34kN에서 각각 700, 800, 850MPa)보다 항상 크다. 콘로드 볼트의 초기 체결축력이 증가하면 평균응력은 증가하지만, 최대 응력의 상승량이 상대적으로 둔화되면서 응력진폭이 감소한다. 엔진 사이클 동안의 응력 변화는 4개의 크고 작은

사이클로 구성되어 있다. 콘로드 볼트는 무한수명이 보장되도록 설계하므로, 4개의 사이클 중에서 최대와 최소 응력을 포함하는 가장 큰 사이클의 응력 진폭과 평균응력만으로 볼트 피로를 평가하면 된다.

Fig. 11은 Fig. 10에 제시된 변동응력의 주 사이클에서 산출된 평균응력과 응력진폭을 볼트의 피로내구한계선도(Fig. 2)에 적용한 결과를 보여준다. 볼트 초기 축력이 28kN일 때, 응력진폭은 파손영역 내에 위치하므로 볼트의 유한수명이 예상된다. 한편, 볼트 초기 축력이 32kN과 34kN일 때, 응력진폭은 모두 생존영역에 위치하므로 볼트의 무한피로수명이 보장될 것으로 예상된다. 그러나, 초기 축력이 34kN일 때, 볼트의 국부적 소성변형이 예상되므로, 엔진 사이클이 반복되면 볼트 길이가 증가하면서 볼트의 외력 분담률이 증가하여 결국에는 피로에 의해 파손된다는 것을 의미한다. 따라서 체결축력이 32kN일 때만 볼트의 무한피로수명이 보장된다. 체결축력 32kN은 내구성이 입증된 현대자동차 양산 엔진 콘로드 볼트의 정규 체결축력 값이다. 따라서 해석 결과는 본 논문에서 제시하는 볼트 피로평가법의 신뢰성을 간접적으로 입증한다.

5. 결론

유한요소해석을 활용한 엔진 콘로드 볼트의 피로 평가방법을 개발하고, 내구성이 입증된 현대자동차 양산 엔진 콘로드 볼트에 적용하여 신뢰성을 검증하였다. 개발된 방법을 적용하는데 필요한 볼트 피로내구한계 시험법과 볼트 해석모델 작성법 그리고 해석결과에서 볼트 취약부 피로평가응력 산출법을 제시하였다.

개발된 방법은 볼트 체결 구조물 유한요소해석에서 주로 사용되는 원기둥 형상의 볼트모델을 보완하여 사용하므로 해석의 난이도를 증가시키지 않는다. 또한, 편심하중이 작용하는 볼트의 피로내구성도 안전하게 평가할 수 있음을 입증하였으므로, 인장하중을 받는 다른 종류의 체결부 볼트에도 적용할 수 있다.

개발된 방법의 신뢰성을 향상시키기 위해서는 나사산 경사에 의한 반경방향 하중과 비틀림 하중을 볼트모델에 추가해야 한다. 또한 볼트 피로내구한

계 자료를 효율적으로 구축하는 방법이 필요하다. 이를 위한 노력이 현재 진행 중이며 결과를 추후 발표할 예정이다.

References

- 1) S.-S. Cho, H. Chang and K. W. Lee, "Procedure for Computer-Aided Preload Selection of Engine Connecting-Rod Bolts," Int. J. Automotive Technology, Vol.8, No.3, pp.319-325, 2007.
- 2) H. Tsuzuku and N. Tsuchida, "An Experimental Study of Connecting Rod Big Ends," SAE 950202, 1995.
- 3) D. Wang, T. G. Keith, Q. Yang and K. Vaidyanathan, "Lubrication Analysis of a Connecting-Rod Bearing in a High-Speed Engine. Part I: Rod and Bearing Deformation," Tribology Transaction, Vol.47, pp.290-289, 2004.
- 4) T. Frees and P. Dalhoff, "Fatigue Analysis of Bolted and Welded Joints," NAFEMS Seminar: Fatigue Analysis, pp.1-18, 2000.
- 5) R. Cioto and A. R. Collares, "Reduction of Fatigue Resistance on Bolts with Thread Rolled after Heat Treatment, as a Result of Superficial Treatment," SAE 2003-01-3657, 2003.
- 6) G. H. Majzoobi, G. H. Farrahi and N. Habibi, "Experimental Evaluation of the Effect of Thread Pitch on Fatigue Life of Bolts," Int. J. Fatigue, Vol.27, pp.189-196, 2005.
- 7) Z. Q. Hu and M. Sadowski, "Fatigue Analysis for Isolated Rocker Cover Capscrew," SAE 2002-01-0664, 2002.
- 8) R. L. Burguete and E. A. Patterson, "The Effect of Mean Stress on the Fatigue Limit of High Tension Bolts," Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Vol.209, pp.257-262, 1995.
- 9) J. W. Hobbs, R. L. Burguete, P. F. Heyes and E. A. Patterson, "The Effect of Eccentric Loading on the Fatigue Performance of High-Tensile Bolts," Int. J. Fatigue, Vol.22, pp.531-538, 2000.
- 10) J. H. Bickford, An Introduction to the Design and Behavior of Bolted Joints, Marcel Decker, Inc., pp.595-596, 1995.