

피로 및 진동에 의한 자동차 추진축의 내구성 연구

조재웅¹, 김세환¹, 김기선^{1*}
¹공주대학교 기계자동차공학부

A Study on Durability of Automotive Propeller Shaft by Fatigue and Vibration

Jae-Ung Cho¹, Sei-Hwan Kim¹ and Key-Sun Kim^{1*}

¹Division of Mechanical & Automotive Engineering, Kongju University

요 약 본 연구는 동력전달 장치인 추진축이 차량 주행중 상하운동에 따라 생기는 자재이음의 내구성에 대한 강도 해석을 하였다. 유니버설 조인트에서의 최대 등가 응력과 전변형량은 요크 부분에서 $1.3177 \times 10^3 \text{Pa}$ 및 $3.6148 \times 10^{-4} \text{m}$ 로 크게 나타났다. 'SAE bracket', 'SAE transmission' 및 'Sample history'의 불규칙 피로 하중들 중에서는 하중의 변화가 극심한 'SAE bracket'의 경우가 사용 가능 수명이 15951 Cycle 정도로 가장 짧은 것을 볼 수가 있고 하중의 변화가 가장 완만한 'Sample history'에서 사용가능 수명이 2×10^7 Cycle 정도로 가장 긴 것을 알 수 있었다. 피로 하중의 빈도수로서는 'SAE Bracket history'가 80% 정도로서 가장 높게 나타나 파손의 가능성이 큼을 알 수 있었고 'Sample history'가 5%로서 가장 낮게 나타났다. 그리고 구속 조건을 가하여 한 Harmonic response 해석에서의 최대 변위는 58Hz에서 일어났다. 이러한 진동수에서의 최대 변위는 0.00261m가 되었다. 본 연구의 결과를 종합하여 동력전달 장치인 추진축에 응용한다면 그 파손 방지 및 내구성을 예측하는데 활용이 클 것으로 사료된다.

Abstract Fatigue life and vibration can be analyzed at automotive propeller shaft during driving in this study. The yoke part is shown with the maximum equivalent stress and displacement of $1.3177 \times 10^3 \text{Pa}$ and $3.6148 \times 10^{-4} \text{m}$. The possible life in use in case of 'SAE bracket' is the shortest among the fatigue loading lives of 'SAE bracket', 'SAE transmission' and 'Sample history'. There are the most frequency as 80% in case of 'SAE bracket' and the least frequency as 5% in case of 'Sample history'. Maximum amplitude displacement is 0.00261m at 58 Hz at forced vibration. As the result of this study is applied by the propeller shaft, the prevention on fatigue damage and the durability are predicted..

Key Words : Fatigue life, Vibration, Propeller shaft, Total deformation, Equivalent stress, Durability

1. 서론

SUV(Sport utility vehicle)나 CUV (Crossover utility vehicle), 화물차와 같은 차량은 주로 4WD(4륜 구동)방식으로 되어 있고 스포츠카와 같은 차량은 주로 FR(후륜 구동) 방식으로 되어있다. FR방식의 차량들은 앞쪽에 있는 엔진으로부터 차륜까지 구동력을 전달하기 위해서 추진축이라는 동력 전달 장치가 필요하다. 추진축이란 변속에서 나온 구동력을 종감속기어까지 각의 변화와 길이의

변화를 주어 구동력을 전달해주는 역할을 하며 추진축은 변속기와 종감속기어 사이에 설치된다. 변속기는 기관과 클러치와 함께 일체로 되어 자동차의 프레임에 장착되어 있으나, 구동바퀴는 차축과 함께 스프링을 거쳐 프레임에 연결되어 있으므로 주행 중 노면으로부터의 충격이나 적재물의 변화 등에 따라 추진축의 운동형태가 바뀐다. 또한 동력의 전달 과정에서 공진 및 회전 불평형 등의 원인으로 비틀림 및 굽힘을 일으킨다. 구동력이 토크의 형태로 전달되며 각 구성 부품이 회전운동을 하고 있으므로

본 연구는 지식경제부 지정 공주대학교 자동차 의장 및 편의부품 지역혁신센터의 지원에 의한 것입니다.

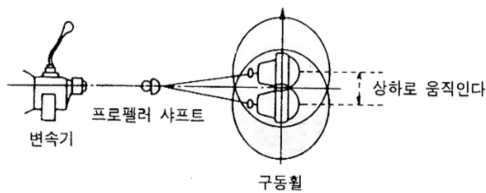
*교신저자 : 김기선(keysun@kongju.ac.kr)

접수일 11년 02월 09일

수정일 11년 02월 18일

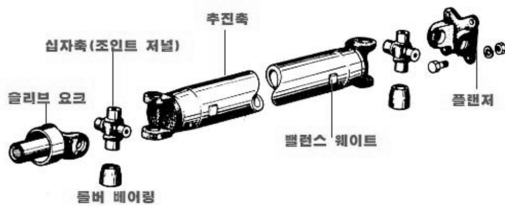
게재확정일 11년 04월 07일

동력 전달계에서의 진동, 소음 발생현상은 비틀림의 지배를 받는다고 볼 수 있다. 추진축은 이런 강한 비틀림을 받으며 고속회전 하기 때문에 두께가 얇은 강관의 원형 파이프가 되어 있으며 휠링의 방지를 위하여 밸런스 웨이트가 설치 되어있다. 또한 연결부분은 길이의 변화를 주기 위하여 스플라인을 설치하여 길이의 변화에 대응하고 있다. 하지만 길이와의 관계에서, 회전방향으로 무게의 불균형이 조금이라도 있으면 고속으로 인한 원심력(遠心力) 때문에 휘어져서 이음부에서 빠져나와 위험하게 된다. 위에서 말했듯이 일체 차축식인 후륜을 구동하는 차량의 추진축은 그림 1과 같이 상하로만 움직인다[1].



[그림 1] 드라이브 라인

이때 추진축은 일직선상에 있지 않은 2개의 축이 임의의 각도를 이루어 있는데 자유로이 동력을 전달하기 위해 속도변화를 상쇄시키기 위하여 2개의 자재이음(Universal Joint)을 추진축 앞뒤에 설치한다. 추진축 구조는 그림 2와 같다.



[그림 2] 추진축

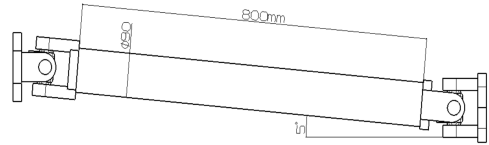
추진축은 구동 중 불균형 편심회전이 증가하게 되면 이음과 크로스킥트 조립체의 파손 및 설비의 손상이 발생하게 된다[2,3]. 최근 차량용 프로펠러 샤프트의 경우 동력전달하는 프로펠러 샤프트의 내구성을 해석 프로그램인 ANSYS를 사용하여 해석하고자 한다[4-6].

2. 모델 및 해석

2.1 해석모델

본 연구에 사용되는 모델은 CATIA로 모델링 작업을

하였으며, 해석시간의 손실을 줄이고 ANSYS로 원활한 해석 진행을 위해 구조를 단순화하여 각 부분을 모델링하여 어셈블리를 하였다[7-10].

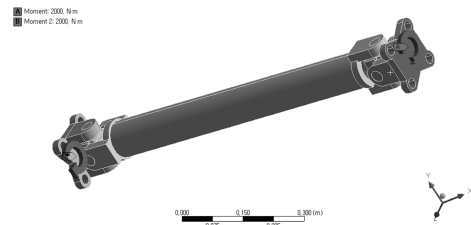


[그림 3] 모델의 형상

그림 3과 같이 추진축의 길이는 800mm로 하였으며 외경이 90mm이고 내경이 70mm인 중공축으로 설계가 되었다.

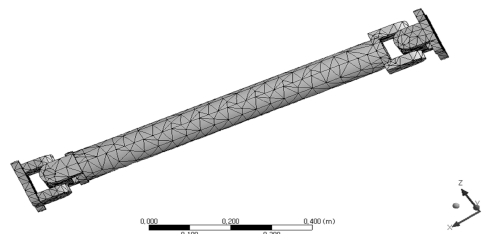
2.2 해석 조건

추진축은 동력을 전달하는 회전체로서 비틀림을 받게 된다. 멈춰 있는 차량이 출발하게 되면 동력전달과정에서 엔진 및 구동축에 의해 토크를 받게 되므로 추진축은 비틀림을 받게 되는데 이 비틀림을 재현하기 위해 추진축 각 끝부분에 방향이 서로 다른 모멘트를 주었다. 다음 그림 4에서 보듯이 모멘트 값은 2000N·m이다. 본 연구에서는 진동 및 충격의 영향, 스플라인의 백래시 등은 고려하지 않았다.



[그림 4] 추진축의 경계 조건

그림 5는 Mesh를 실행한 추진축의 그림이다. Mesh결과로 node 수와 element 수는 각각 10249, 4843개로 나타났다.



[그림 5] 추진축의 메시 형상

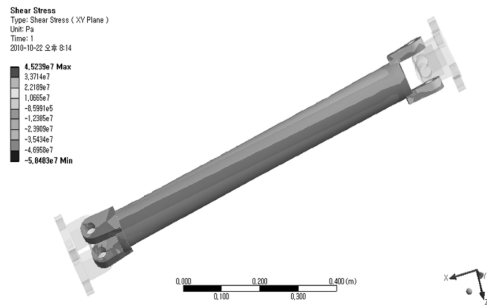
추진축의 중공축은 구조용 강으로서 물성치 값은 ANSYS기본 데이터에 있는 것으로 하였다. 물성치 값은 표 1과 같다.

[표 1] 재료 물성치

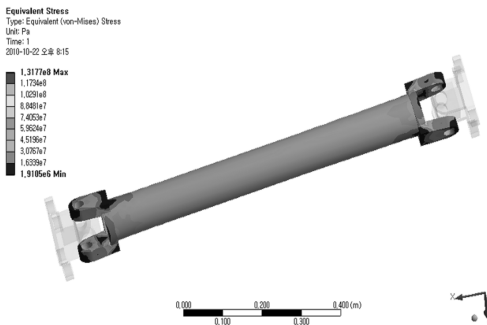
Young's Modulus	200000 MPa
Poisson's Ratio	0.3
Density	7.85e-6 Kg/mm ³
Tonsile Yield Strength	250 MPa
Compressive Yield Strength	250 MPa
Tensile Ultimate Strength	460 MPa
Compressive Ultimate Strength	0 MPa

2.3 모델링 해석

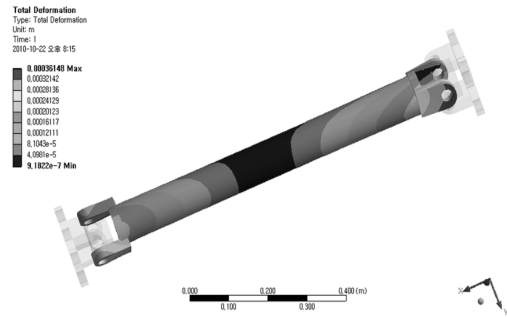
그림 6, 7 및 8은 Shear stress, Equivalent stress 및 Total deformation을 보여 주고 있다. Shear stress의 최대 값은 4.5239×10^7 Pa이다.



[그림 6] 전단응력

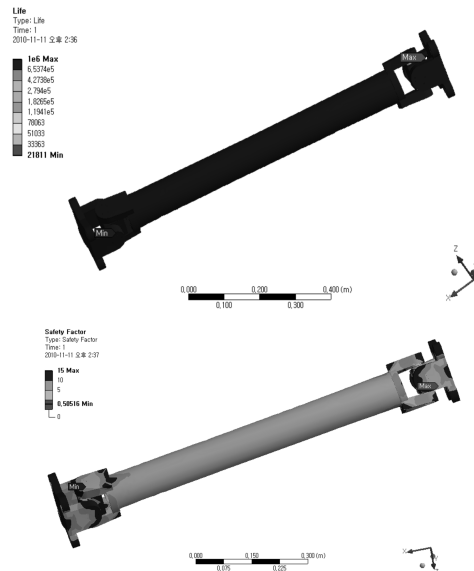


[그림 7] 등가 응력



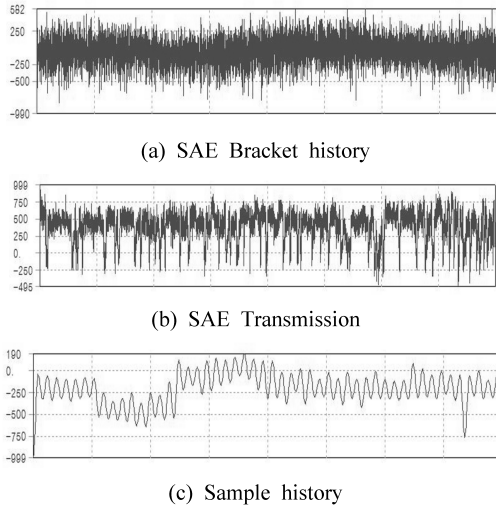
[그림 8] 전변형량 등고선

그림 6에서 보듯이 자재이음을 제외하고 중공축만 했을 때 요크부분에서 최대 값이 나왔으며 축 부분에는 등고선에서 봤을 시 노란색부분으로 최대값으로 2.2189×10^7 Pa이 나온 것을 볼 수 있다. 그림 7에서 Equivalent stress의 최대 값은 1.3177×10^8 Pa으로 Shear stress에서와 같이 요크부분에서 최대값이 나타난다. 그림 8에서 보면 축 부분에는 8.8481×10^7 Pa이 나오고, Total deformation은 등고선을 보듯이 최소값이 축 중앙 부분에 대부분 분포되어 있고 요크끝부분에 3.6148×10^{-4} m으로 최대값이 나왔다. 피로해석을 통하여 그림 9와 같은 결과를 보았으며 위쪽 그림은 수명을 본 것으로 모델 중 가장 얇은 자재이음 쪽에서 최소값이 되었으며 최대 10^6 Cycle 까지 버티는 것으로 나왔다. 아래쪽 그림은 안전 계수에 관해 등고선으로 나타낸 것으로서 수명과 마찬가지로 자재이음 쪽에서 큰 안전계수를 요하는 것으로 나타났다.

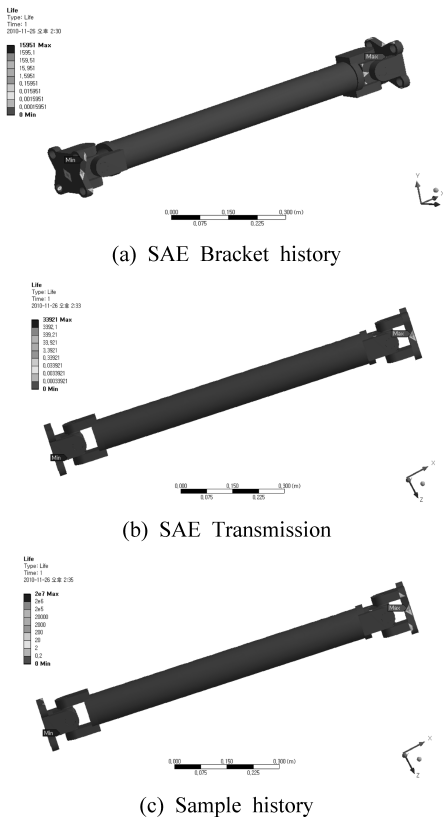


[그림 9] 피로 수명과 안전계수

그림 10에서와 같이 불규칙적인 파형을 통하여 각각 불규칙파형에 나타나는 수명을 보았다. 결과는 그림 11과 같이 나왔다.

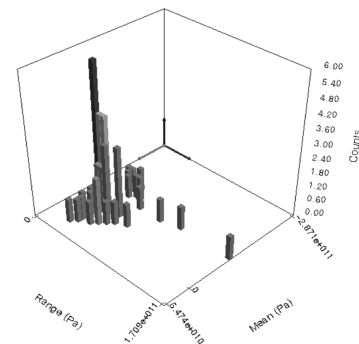
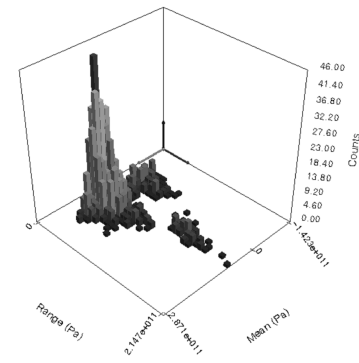
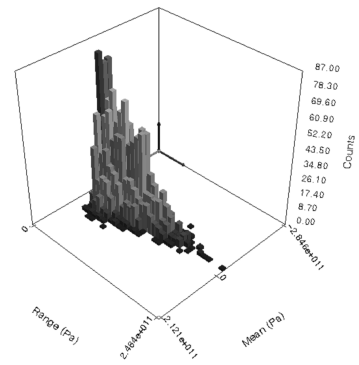


[그림 10] 불규칙 진폭 하중 이력



[그림 11] 피로 수명

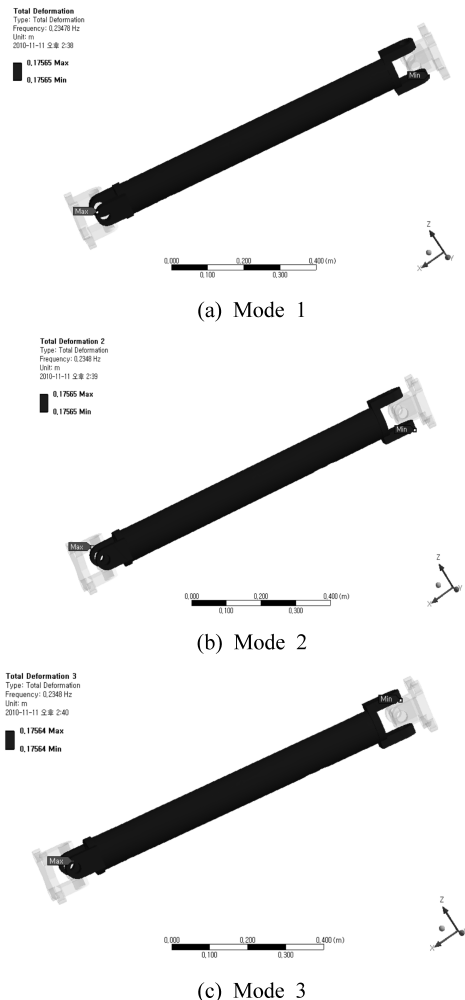
그림 11에서는 파형변화가 가장 극심한 ‘SAE Bracket history’에서 사용가능 수명이 15951 Cycle 정도로 가장 짧은 것을 볼 수가 있고, 변화가 가장 완만한 ‘Sample history’에서 사용가능 수명이 2×10^7 Cycle 정도로 가장 긴 것을 알 수 있었다. ‘SAE Transmission’ 파형에서는 33921 Cycle이 나왔다.



[그림 12] 레인플로우 매트릭스

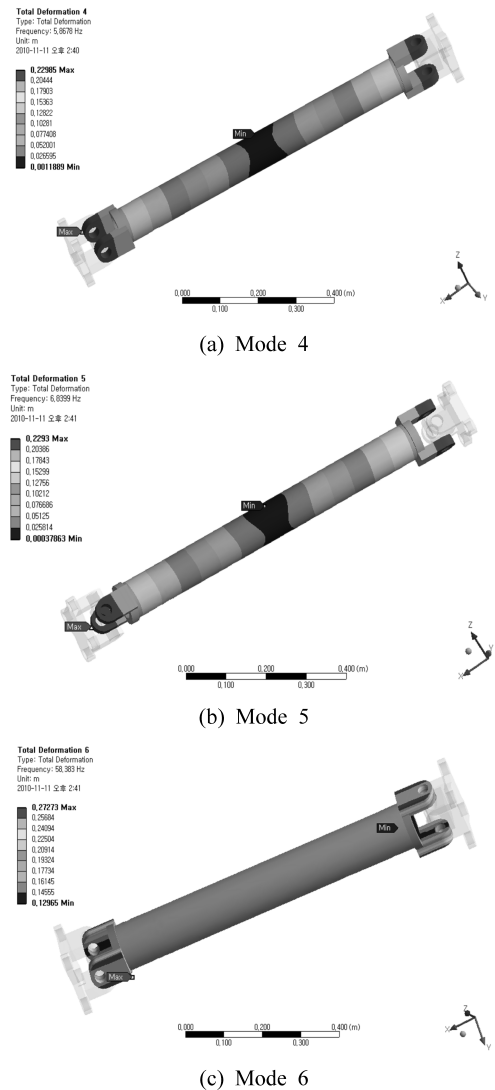
그림 12는 피로 하중의 빈도수에 대한 Rainflow Matrices의 해석 결과이다. 그림에서와 같이 ‘SAE Bracket history’가 80% 정도로서 가장 높게 나타나 파손의 가능성이 큼을 알 수 있었고 ‘Sample history’가 5%로서 가장 낮게 나타났다.

그리고 강성이 취약한 프로펠러 샤프트는 공진으로 인한 진동이 문제가 되는 경우가 많기 때문에 modal해석을 통해 6가지 모드에 대한 고유진동수에 따른 변형량의 등고선을 그림 13 및 14와 같이 나타내었다. 그림 13은 진동 모드 중 1, 2, 3모드로서 변형량 거의 비슷한 것을 알 수 있다. 해석상 모델링을 고정하지 않고 x축 y축 z축으로 직선운동에 관한 변형량을 나타 낸 것이다. 모드 1과 2에서는 변형량이 0.17565m로 나타났고, 모드 3에서는 변형량이 0.17564m로 나타났다.



[그림 13] 모드 1, 2 및 3에서의 전변형량

그림 14는 진동 모드 중 4, 5, 6모드로서 변형량의 분포가 모드 1, 2, 3 보다 많은 것을 볼 수 있다. 모드 4에서 변형량의 최대값은 0.22985m이고 최소값은 0.0011889m이다. 요크부분이 변형량이 가장 높았으며, 축 중앙 부분이 가장 낮은 값으로 결과가 나왔다. 모드 5에서는 변형량 최대값은 0.2293m 이고 최소값은 0.00037863m이다. 최대값과 최소값의 분포는 모드 4와 비슷하다. 또한 모드 6에서는 변형량 최대값이 0.27273m가 나왔으며, 최소값은 0.12965m와 나왔다. 모드 6에서 변형량이 가장 높은 것을 볼 수 있었으며, 최대값과 최소값의 분포는 모드 4, 5와 비슷하게 나왔다.



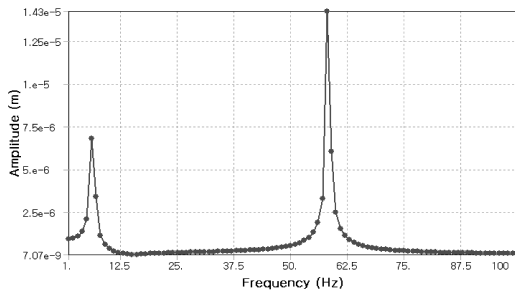
[그림 14] 모드 4, 5 및 6에서의 전변형량

[표 2] 추진축의 고유 진동수와 전변형량

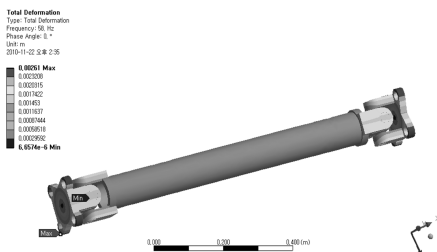
Mode	Frequency [Hz]	Total Deformation	
		(Max.) [m]	(Min.) [m]
1	0.23478	0.17565	0.17565
2	0.2348	0.17565	0.17565
3	0.2348	0.17564	0.17564
4	5.8678	0.22985	0.0011889
5	6.8399	0.2293	0.00037863
6	58.383	0.27273	0.12965

위 변형량들은 각각의 모드에서의 고유진동수에 따라 변형된 값으로 각 모드에서의 고유진동수는 표 2와 같이 나왔다.

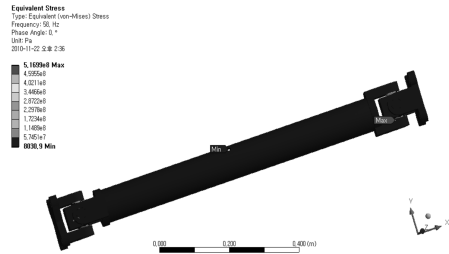
마지막으로 그림 4와 같이 구속 조건을 부여한 하모닉 응답 해석을 통하여 최대변형이 일어나는 주파수를 찾고 그 주파수에서 나타나는 응력분포와 변형량 분포를 확인한다. 0~100Hz까지 주파수를 1씩 증가시켜 가며 해석을 수행하였다. 그림 15에서와 같이 58Hz에서 최고치를 나타냈다. 그 결과를 보아 진동수가 58Hz일 때 해석을 진행하였다. 그리고 그림 16에서와 같이 해석결과 최대 변형량은 0.00261m로 나타났으며, 등가응력값은 $5.1699 \times 10^8 \text{Pa}$, 전단응력값은 $5.7526 \times 10^7 \text{Pa}$ 이 최대값으로 나타났다. 따라서 본 연구의 결과를 종합하여 동력전달 장치인 추진축에 응용한다면 그 파손 방지 및 내구성을 검토, 예측하는데 활용이 클 것으로 사료된다.



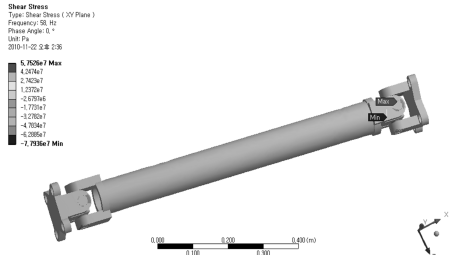
[그림 15] 주파수 응답



(a) Contour of Total deformation



(b) Contour of Equivalent stress



(c) Contour of Shear stress

[그림 16] 하모닉 응답에 대한 58Hz에서의 응력 해석

3. 결론

본 연구는 동력전달 장치인 추진축이 차량 주행중 상하운동에 따라 생기는 자재이음의 내구성에 대한 강도 해석을 하여 다음과 같은 결론을 도출하였다.

- 1) 유니버설 조인트에서의 최대 등가 응력과 전변형량은 요크 부분에서 $1.3177 \times 10^3 \text{Pa}$ 및 $3.6148 \times 10^{-4} \text{m}$ 로 크게 나타났다.
- 2) 'SAE bracket', 'SAE transmission' 및 'Sample history'의 불규칙 피로 하중들 중에서는 하중의 변화가 극심한 'SAE bracket'의 경우가 사용 가능 수명이 15951 Cycle 정도로 가장 짧은 것을 볼 수가 있고 하중의 변화가 가장 완만한 'Sample history'에서 사용가능 수명이 2×10^7 Cycle 정도로 가장 긴 것을 알 수 있었다.
- 3) 피로 하중의 빈도수로서는 'SAE Bracket history'가 80% 정도로서 가장 높게 나타나 파손의 가능성이 큼을 알 수 있었고 'Sample history'가 5%로서 가장 낮게 나타났다.
- 4) 구속 조건을 가하여 한 Harmonic response 해석에서의 최대 변위는 58Hz에서 일어났다. 이러한 진동수에서의 최대 변위는 0.00261m가 되었다.
- 5) 본 연구의 결과를 종합하여 동력전달 장치인 추진

축에 응용한다면 그 파손 방지 및 내구성을 검토 및 예측하는데 활용이 클 것으로 사료된다.

참고문헌

- [1] 김병삼, 장일도, 이봉구, 문상도, “엔진과 추진축의 비틀림가진력에 관한 해석적 연구” 한국공학기계학회 논문집, 제16권, 제3호, pp. 1-7, 2007.
- [2] 한동섭, 김용, 이성욱, 한근조, “스플라인의 중공부 깊이가 프로펠러 샤프트의 처짐에 미치는 영향”, 한국자동차공학회 2007년 춘계학술대회논문집, pp. 1480-1483, 2007.
- [3] 유영선, 임흥재, 이상범, 강영춘, 강문모, “2축 분할식 추진축 굽힘진동 저감을 위한 진동흡진기 최적설계” 한국자동차공학회 추계학술대회논문집, 제2권, pp. 1108-1113, 11월, 2005.
- [4] 한동섭, 이수홍, 한근조, “교차각이 프로펠러 샤프트의 상도에 미치는 영향”, 한국정밀공학회 추계학술대회 논문집, pp. 237-238, 11월, 2008.
- [5] 정 원, “자동차 추진축 부품의 생산성향상을 위한 설계개선” Journal of the Society of Korea Industrial and System Engineering, Vol. 32, No. 1, pp. 157-163, 2009
- [6] 최은오, 안병민, 홍동표, 정태진, “비틀림진동 저감을 위한 추진축 설계에 관한 연구” 한국자동차학회논문집 제 7권 제 7호, pp. 221-228, 1999.
- [7] 이철희, 박천우, 서기출, 유영일, “프로펠러 샤프트의 진동특성이 구동계 NVH에 미치는 영향 연구” 한국자동차공학회 추계학술대회, pp. 567-574, 1999.
- [8] 이돈출, 김의간, 전효중, “디젤기관 추진축계의 연성 진동에 관한 연구”, 한국박용기관학회 춘계학술대회 논문집, pp. 60-71, 2000.
- [9] 조재웅, 민병상, 김기선, “ 자동차 도어의 충돌시 파손에 대한 안전성 연구,” 한국산학기술학회논문지, 제 11권, 제 12호, pp. 4677-4684, 2010.
- [10] Swanson, J., 2009, Ansys 12.0, Ansys Inc., USA.

조 재 웅(Jae-Ung Cho)

[정회원]



- 1980년 2월 : 인하대학교 기계공학과(공학사)
- 1982년 2월 : 인하대학교 기계공학과(공학석사)
- 1986년 8월 : 인하대학교 기계공학과(공학박사)
- 1988년 3월 ~ 현재 : 공주대학교 기계·자동차공학부 교수

<관심분야>

기계 및 자동차 부품 설계 및 내구성 평가, 피로 또는 충돌 시 동적 해석

김 세 환(Sei-Hwan Kim)

[종신회원]



- 1971년 2월 : 수도권공과대학 기계공학과 (공학사)
- 1986년 2월 : 국민대학교 대학원 기계설계학과 (공학석사)
- 1997년 2월 : 국민대학교 대학원 기계설계학과 (공학박사)
- 1979년 2월 : (주) 삼아 공장장
- 1982년 3월 : 천안공업대학 금형설계과 교수

- 2010년 2월 : 공주대학교 기계자동차공학부 교수

<관심분야>

프레스 금형, 단조가공, 금형열처리

김 기 선(Key-Sun Kim)

[종신회원]



- 1980년 2월 : 인하대학교 기계공학과(공학사)
- 1983년 2월 : 인하대학교 기계공학과(공학석사)
- 1994년 2월 : 인하대학교 기계공학과(공학박사)
- 1989년 7월 : 기계제작 기술사
- 1994년 3월 ~ 현재 : 공주대학교 기계·자동차공학부 교수

<관심분야>

자동차 내장 및 시트 부품, 자동차 내외장부품 제조공정