원형 고무 세그먼트를 갖는 탄성커플링의 동특성과 적응성

Dynamic Characteristics and Adaptation of Elastic Coupling with Rubber Type Circular Segments

이 돈 출†·로날드 디. 바로*. 김 진 경**. 남 택 근*. 유 정 대***

D. C. Lee, Ronald D Barro, J. K. Kim, T. K. Nam and J. D. Yu

(2011년 1월 27일 접수 ; 2011년 3월 3일 심사완료)

Key Words : Elastic Coupling(탄성 커플링), Marine Diesel Engine(선박용 디젤엔진), Reduction Gear(감속 기어)

ABSTRACT

Medium and high speed marine diesel engines with reduction gear have been widely used as prime mover in small car ferries and fishing vessels. The elastic coupling should be installed and complemented the propulsion shafting system to isolate the vibratory torque between engine and reduction gear. In this paper, the dynamic characteristics of elastic coupling with rubber type circular segments is confirmed by theoretical analysis using the FEM and the hydraulic excitation test at shop. Further adaptation was investigated with the torsional vibration test at diesel engine factory shop.

1. 서 론

중·고속 디젤엔진을 추진용으로 사용하는 선박은 프로펠러 효율을 증대시키기 위하여 대부분 감속기어를 사용하고 있다⁽¹⁻³⁾. 이때 엔진에서 발생하는 진동토크가 감속기어에 전달되는 것을 방지하기 위하여 탄성커플링이 이용된다. 또한 이 커플링은 디젤엔진과 발전기 또는 전기모터를 이용한 일반 동력기계에도 비틀림진동에 의해서 유기되는 진동토크와 기동·정지 시 과도한 토크 변동을 완화시키고 기계의 수명을 연장하기 위하여 자주 이용된다⁽⁴⁻⁶⁾. 이때 탄성커플링은 비틀림진동의 고유진동수를 낮추어 공진을 피하는 동시에 주 공진점에서 히스테

리시스(hysteresis) 감쇠에 의해서 진동 진폭을 줄여주는 역할을 한다^(7,8). 따라서 구동계 전체의 안정성과 관련 부품 설계의 성패는 탄성커플링의 비틀림 동특성에 의해 좌우되게 된다⁽⁹⁾.

이 연구에서는 제작이 비교적 쉬운 여러 개의 원형 고무 세그먼트를 조립하여 제작한 국산 탄성커플링의 동특성을 분석하기 위해 FEM(finite element method) 툴인 ANSYS를 이용하여 이론적 해석을 수행하였고, 커플링 제작사에서 유압장치를 이용한 실험을 수행하였다. 또한 탄성커플링의 적응성을 확인하기 위하여 디젤엔진 제작사에서 동력계와 함께 디젤엔진과 감속기 사이에 탄성커플링을 설치하여 비틀림진동 실험을 수행하였다.

2. 탄성커플링의 동특성 해석 및 실험

2.1 FEM에 의한 이론해석

고무의 고유한 동특성을 알아내기란 쉽지 않으며 고무의 물리적인 특성이 FEM해석의 열쇠이다. 일

† 교신저자; 정회원, 목포해양대학교 기관시스템공학부
E-mail : ldcvib@mmu.ac.kr

Tel : (061)240-7219, Fax : (061)240-7201

* 목포해양대학교 기관시스템공학부

** 동이공업(주) 기술연구소

*** 현대중공업 엔진·기계사업본부

반적으로 고무제작사는 비선형적으로 변형하는 고무의 고유특성을 알아내기 위하여 탄성커플링에 적용되는 세그먼트에 스트레인 게이지를 부착하고 가해진 토크를 가하여 응력과 변위를 측정하고 있다. 그러나 고무 제작사가 아닌 감속기 제작사 또는 엔진 제작사의 입장에서 보면 이 실험은 복잡하고 고난도의 숙련이 필요하여 수행하기가 어렵다. 이러한 점을 감안하여 유사한 제품의 탄성커플링 제작사의⁽¹⁾ 10 Hz를 전후한 물리적 특성 자료를 바탕으로 탄성

커플링의 FEM해석을 통해서 전달토크를 변경하면서 비틀림강성을 구했다.

Fig. 1은 고무 타입의 원형 세그먼트들이 조립된 탄성커플링의 FEM 모델을 보이며 Fig. 2는 세그먼트 하나의 메시(mesh)된 모델을 보인다. 여기서 일정한 동력을 전달하기 위하여 토크를 가하면 가하는 방향에서 금속 케이싱은 거의 변형이 되지 않고 접촉하는 고무 세그먼트가 점차로 변형 된다. 전달 토크가 적으면 접촉면이 적어 강성이 떨어져서 유연

Fig. 1 FEM model for elastic coupling with rubber type circular segments

Fig. 2 Mesh for FEM on the elastic coupling with rubber type circular segments

Fig. 3 Stress by 100 % nominal torque on the elastic coupling with rubber type circular segments

Fig. 4 Torsional stiffness using FEM on the elastic coupling with rubber type circular segments

하고, 토크가 증가하면 접촉면이 커져서 전체적으로 토크가 전달되어 비틀림 강성이 증가하게 된다.

Fig. 3은 100 % 부하에서 탄성커플링의 고무형 원형 세그먼트와 지지 플레이트의 응력 값을 보인다. 10, 25, 50, 75, 100 % 부하에서 이러한 해석과정을 통해서 얻은 비틀림의 강성계수를 Fig. 4에 보인다.

2.2 제조사 공장실험

커플링의 동특성을 확인하기 위해서는 가진 토크 실험이 필요하다. 하지만 가진력이 큰 전문제작사의 제품이 고가인 관계로, 자체적으로 유압 가진 시스템을 개발하였다. Fig. 5는 자체 개발된 가진시스템의 개략도를 보이며 동특성 실험을 위한 계측 장비배치도를 Fig. 6에 보인다. 제작 후 단점을 개선하고 약간의 수정작업과 함께 로드 셀도 국산으로 대체하여 실험을

Fig. 5 Arrangement diagram for dynamic characteristic test on the elastic coupling

Fig. 6 Schematic diagram for dynamic characteristic test on the elastic coupling

수행하였으며 3.3 kN-m의 전달(nominal) 토크를 부가한 상태에서 14 Hz로 가진할 때 얻은 히스테리시스

Fig. 7 Torque-angular displacement curve converted from raw signal

Fig. 8 Torque-angular displacement curve converted from raw signal with moving filter

Fig. 9 Stiffness and relative damping curve to exciting frequencies

곡선을 Fig. 7에 보인다. 실험에서 유압시스템과 장비의 특성에 따라 토크방향으로 ‘Jumping’이 심하게 일어나며 이를 제거하기 위하여 ‘Moving filter’를 이용하여 신호를 재처리하였으며 동적인 토크 변동만을 고려하여 최종적으로 얻은 토크-각변위 선도는 Fig. 8에 보인다. 동일한 정적토크를 가하고 6 Hz~14 Hz까지 2 Hz간격으로 증가시키면서 얻은 동강성계수와 상대감쇠를 Fig. 9에 보인다. 가진 주파수가 높을수록 강성계수는 증가하는 반면 상대감쇠계수는 떨어지며 탄성커플링 제작사에서 제시하는 10 Hz를 기준으로 할 때 예상보다는 강성계수가 낮았다.

3. 디젤엔진 설치 후 진동 실험 및 적응성 검토

디젤엔진 제작사 공장에서 동력계를 이용하여 탄성 커플링을 디젤엔진과 감속기 사이에 설치하고 탄성커플링의 내·외륜에서 각속도와 상대각속도 변동을 측정하기 위하여 Fig. 10에 보인 바와 같이 두 대의 레이저 토션미터를 이들 주위에 설치하여 비틀림진동 실험을 수행하였다.

실험을 하기 위한 장비 배치도는 Fig. 11과 같고 모든 진동신호는 미국의 NI사 A/D 변환기를 이용하여 PC에 저장하고 자체적으로 개발한 진동분석 소프트웨어를 이용하여 분석하였다. 고유진동수 확인을 위하여 부하가 없는 상태에서 디젤엔진의 회전수를 천천히 올리면서 측정한 결과를 Figs. 12~13에 보인다.

Fig. 12는 탄성커플링의 외륜에서 측정한 각속도 변동으로 1절 1차 비틀림진동은 1950 rpm(고유진동수 32.5 Hz)에서 일어나는 것을 확인할 수 있었지만, 2절 진동의 고유진동수 확인은 어려웠다.

Fig. 13은 탄성커플링 내·외륜에서 측정한 3차 성분을 보이며 내륜에서 3차 공진은 1850 rpm(5,550 cpm)에서 일어남을 알 수 있다.

Fig. 14는 강성계수를 확인하기 위하여 실험 모델의 비틀림진동을 이론적 해석과 측정한 결과를 비교한 것으로 1절 진동(가진주파수 : 약 30 Hz)은 동강성계수가 대략 0.1 MN-m/rad 내외, 그리고 2절 진동(가진주파수 : 약 100 Hz)은 0.25~0.3 MN-m/rad로 예측되어 유사제품의 회사가 제공한 부하 종속 동

강성 계수보다는 주파수 종속 동강성 계수의 특성을 갖는 것을 확인하였다.

실제로 디젤엔진을 선박에 적용하면 고정익 프로펠러 부하곡선에 따라 운전을 하기 때문에 부하를 10~100 %까지 10 % 씩 올라가면서 비틀림진동 테스트를 수행하였다. 그리고 이때 측정한 탄성커플링의 내·외륜의 각속도 진폭을 Figs. 15~16에 보인다. 그리고 3차 공진이 가장 크게 일어나는 60 % 부하에서 탄성커플링의 내·외륜의 각속도 진폭과 위상을 고려한 상대 각속도 진폭을 Fig. 17에 보인다. 여기서 진동 위상이 달라 상대진폭은 6.7 mrad으로 비교적 크며 Fig. 14의 동강성계수를 이용하여 탄성커플링에 걸리는 진동토크를 계산하면 1.78 kN·m로 추정할 수 있다. 실험결과를 종합하면 진동계는 해상 조건과 차이가 있어 공진점의 위치는 약간 다르지만 탄성커플링의 동특성을 확인하기 위하여 반드시 두 점에서 비틀림 진동을 동시에 측정해야 함을 확인할 수 있다. 또한 수입된 유사제품도 동일한 조건

Fig. 10 Laser torsion meters for torsional vibration and adoption test of elastic coupling

Fig. 11 Schematic diagram for vibration test

Fig. 12 The angular velocity amplitude at the outer during sweep-up and no load condition

Fig. 13 The 3rd order angular velocity amplitude at the outer and inner during sweepup and no load condition

Fig. 14 Natural frequencies for torsional vibration

에서 서로 교체하여 디젤엔진에 장착하고 실험한 결과 이 제품과 유사한 동특성을 나타내었다. 그리고 실제 엔진 설치 조건과 차이가 있어 공진점의 위치는 약간 다르지만 탄성커플링의 동특성을 확인

Fig. 15 The angular velocity at the outer of elastic coupling during load test by fixed pitch propeller curve

Fig. 16 The angular velocity at the inner of elastic coupling during load test by fixed pitch propeller curve

Fig. 17 Angular velocity spectrum of outer and inner of elastic coupling at 60 % load of full power

하기 위하여 반드시 두 점에서 비틀림 진동을 동시에 계측해야 함을 확인할 수 있다.

4. 결 론

후 기

이 연구를 통해서 국산화를 추진하고 있는 원형 고무 세그먼트를 갖는 탄성커플링에 대한 동특성과 적응성을 확인하기 위하여 FEM해석, 감속기 제작사에서 가진 실험을 수행하였다. 그리고 디젤엔진 제작사에서 동력계와 탄성커플링을 디젤엔진과 감속기 사이에 직접 설치하여 비틀림진동 실험을 한 결과 유사 제품의 수입품과 동특성이 유사하였고, 기술적으로 문제가 없어 수입대신에 국산화 제품으로 대체할 수 있었으며 이들을 정리요약하면 다음과 같다.

(1) 일반적으로 원형 고무 세그먼트를 갖는 탄성커플링의 강성은 이 연구를 통해서 수행한 FEM해석결과와 유사제품과 유사하였고, 모두 형상에 따른 부하 종속 동강성 계수를 갖는 것으로 확인되어 지금까지 이를 추진축계 설계에 이용하였다. 그러나 실제 실험을 한 결과 부하종속보다는 주파수종속 경향의 비선형 동강성을 갖는 것으로 확인되었다. 따라서 추진시스템의 설계자는 이러한 동특성을 고려하여 탄성커플링을 선정하고 설계하여야 한다.

(2) 디젤엔진에 적용된 탄성커플링의 동특성을 확인하기 위해서는 내·외륜에서 각속도 진폭과 위상을 동시에 계측하고 상대진폭에 따른 진동토크를 정확하게 추정할 수 있었다. 그리고 실험에서 확인한 바와 같이 한 점 계측에 의존할 경우에는 위치에 따라 고유진동수와 진동 모드가 미확인될 수 있으므로 두 점 계측을 추천한다.

(3) 탄성커플링의 가진 실험에 의한 동강성 계수의 실험설비와 실험은 주로 실린더 내 착화실패에 대비하여 10 Hz 전후로 설계하여 측정하였으나 주파수가 높아질수록 커플링 자체의 관성력으로 인해 가진실험을 수행하기 곤란하다. 아울러 디젤엔진에서 발생하는 가진주파수는 10~150 Hz로 광범위하므로 공장에서 가진 실험 장치만으로는 성능 확인이 어렵다. 이러한 단점을 극복하고 추진 시스템의 안전성을 확보하기 위해서는 반드시 디젤엔진에 부착하여 실험을 수행하여야 한다. 또한 여기서 얻은 동특성자료는 설계자에게 제공되어야 하며 최적 설계 및 설계 결함을 방지하는데 유용한 자료로 활용될 수 있을 것으로 판단된다.

이 논문은 한국산업기술진흥원의 녹색해양기자재 RIS사업에 의하여 지원되었음.

참 고 문 헌

- (1) Renold Power Transmission Ltd., 2004, Renold Hi-Tec Couplings General Catalogue
- (2) Vulkan Kupplungs. und Getriebekbau, 2006, RATO Highly Flexible Couplings
- (3) Sasaki, S. and Takagi, M., 1995, Some Consideration for Behaviour of Propulsion Diesel Engine in Transient Condition, Journal of the M.E.S.J. Vol. 30 No. 9, pp. 651~660.
- (4) Keller, H., 1996, Simulation of Transient Torsional Vibrations in Marine Diesel Propulsion Plants, New Sulzer Diesel.
- (5) Sasaki, S., 2005, Recent Vibration Problems and Its Trend, Journal of the Japan Institution of Marine Engineering, Vol. 40, No. 5, pp. 37~41.
- (6) Lee, D. C., Yu, J. D. and Jeon, H. J., 2002, A Study on the Transient Torsional Vibrations of Four Stroke Marine Diesel Engines, Proceedings of the KSNVE Annual Autumn Conference, pp. 44~50.
- (7) Lee, D. C., Kim, J. G., Kim, T. U. and Kim, S. H., 2003, Design and Its Influence Evaluation of Gear System Considering Vibratory Torque, Proceedings of the KSNVE Annual Autumn Conference, pp. 316~323.
- (8) Lee, D. C., 1999, Unstable Torsional Vibration on the Propulsion Shafting System with Diesel Engine Driven Generator, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 21 No. 5, pp. 936~942.
- (9) Korea Register, 2010, Rule and Guidance, Part 5(Machinery Installation), Chapter 4(Torsional Vibration of Shaftings).
- (10) Jeon, H. J., 1986, Marine Power Transmission Equipments, Taehwa Publishing Co., Ltd.