

맥동압을 고려한 냉각팬 오일 기어모터의 진동해석

Vibration Analysis for Oil Gear Motor considering Pulsation Pressure

신유인¹, 이중섭², 정웅기¹, 서정세², 송철기^{2,✉}
Yoo In Shin¹, Chung Seob Yi², Ung Gi Jeong¹, Jeong Se Suh², and Chul Ki Song^{2,✉}

¹ 경상대학교 대학원 기계설계학과 (Department of Mechanical Engineering, Gyeongsang National University)

² 경상대학교 기계공학부, 공학연구원 (Department of Mechanical Engineering, Engineering Research Institute, Gyeongsang National University)

✉ Corresponding author: cksong@gnu.ac.kr, Tel: 055-772-1633

Manuscript received: 2012.2.2 / Accepted: 2012.5.7

Oil gear pump is used for the cooling pump system of commercial vehicle. The hydraulic pulsation pressure of oil gear pump is one of the most important reasons for the vibration and noise of the pump. In this study, the several hydraulic factors acting on oil gear motor are analyzed by CFD in operation of cooling system. Forced vibration analysis due to hydraulic pulsation pressure is analyzed by FEA for predicting deformation and equivalent stress.

Key Words: Oil Gear Motor (오일기어모터), Pulsation Pressure (맥동압), CFD (전산유체역학), FEA (유한요소해석)

1. 서론

기계, 기초, 구조물, 엔진 등 시스템적인 요소로 동작하는 기계장치들은 서로의 연관 관계로 인하여 진동이 발생하며, 이러한 시스템적인 기계요소 설계 시 필연적으로 진동의 영향이 고려되어야 한다. 특히 진동은 기계요소에 반복적인 하중으로 작용하여 기계부품의 마모 및 소음발생의 주요인으로 작용하며, 또한 구조물의 고유진동수와 외부의 가진 주파수가 일치하는 공진현상이 발생하게 되면 구조물의 파괴를 초래할 수도 있다. 이러한 공진 영역을 피하고 공진 현상의 발생을 미연에 방지하기 위하여 자유진동 및 강제진동 해석은 시스템적인 기계장치의 설계 단계에서부터 고려되어야 할 필수적인 조건이다.^{1,2}

최근 들어 강화되는 환경규제 및 차량의 고성능화와 더불어 상용차량용 대형 디젤 터보엔진이 많이 출시되고 있으며, 이러한 추세에 따라 엔진의 효율을 높이는 냉각기능이 점차 중요시되고 있다. 기존 대형 상용차량의 냉각 팬(fan)의 경우 벨트(belt) 구동방식이 널리 적용되어 있으나 이러한

방식은 차량의 엔진과 평행한 위치에만 장착이 가능하며, 엔진 룸의 공간 분배에 취약한 단점을 가지고 있으며, 이러한 문제점을 해결하기 위하여 전기 모터 구동방식 또한 대형 냉각 팬의 크기 및 용량에 제한이 가해지므로 적용에 많은 어려움이 따른다. 따라서 최근 들어 자동차 메이커에서는 이러한 모든 문제점을 해결하기 위한 방안으로 Fig. 1 과 같은 시스템을 갖추고 오일(oil)을 동력원으로 사용하는 오일 기어모터 구동방식의 냉각 팬이 점차적으로 채택되는 추세이며, 오일 기어모터 구동방식의 경우 엔진 룸 내부에 위치한 냉각 팬의 장착위치가 자유롭고, 냉각 팬의 크기 및 용량에 제한을 거의 받지 않는 장점을 바탕으로 하여 현 자동차 산업 분야의 경향에 맞출 수 있는 최적의 방식으로 각광받고 있다.

본 연구에서는 이러한 냉각시스템 작동시 기어모터에 작용하는 여러 요소들이 모터에 어떠한 영향을 미치는지 분석하고자 구조해석, 강제진동해석 등을 수행하고자 한다. 기어모터 입·출구에서 발생하는 맥동압에 대한 영향을 고려하여 강제진동해석으로 인한 변형량과 응력 예측, 공진유무,

진동평가를 통한 설계의 안전성 및 구조적 타당성을 검토하고자 한다.

2. 기어모터 유동해석 (CFD)

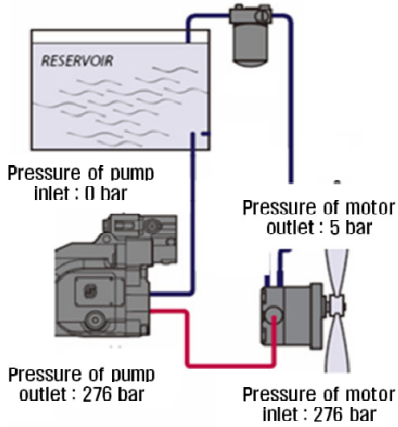


Fig. 1 Gear motor system

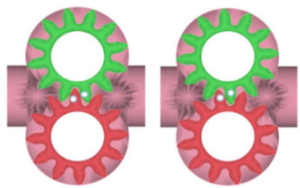


Fig. 2 Rotation for gear motor

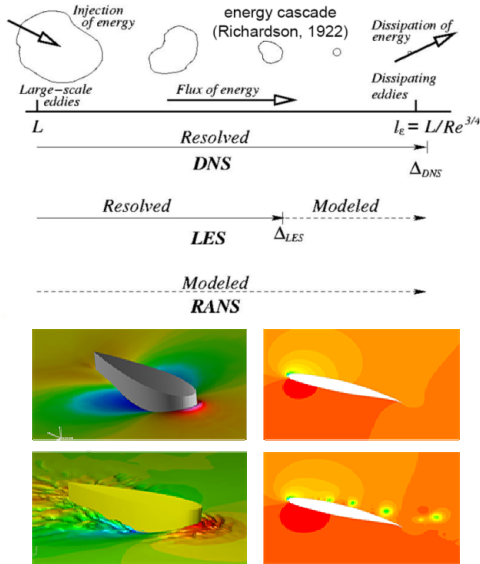


Fig. 3 Turbulent flow model

기어모터에 대한 유동해석시 시간영역의 과도 해석(transient analysis)을 수행하고, 기어회전은 3,400 rpm 으로 제한하며, Fig. 2 에서와 같이 강제운동으로 가정하여 적용하였다. 기어모터에 대한 난류모델은 Fig. 3 과 같이 와류성분을 비교적 잘 묘사할 수 있는 LES(Large Eddy Simulation)을 적용한다. 본 연구 대상인 기어모터의 유동해석 경계조건은 Fig. 4 와 같이 나타낼 수 있으며, 작동유체의 밀도는 836 kg/m³, 점성계수 0.014 Pa-s, 정압비열 2,250 J/kg-K 이다.

기어모터에 대한 맥동유동 수치해석을 수행한 결과 Fig. 5 에서와 같이 속도와 압력에 대하여 나타내고 있다. Fig. 5 에서의 속도와 압력에 대한 분포는 정상상태 해석 결과가 아니라 비정상상태 해석

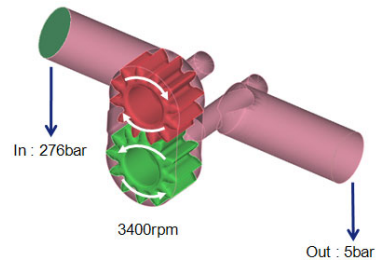
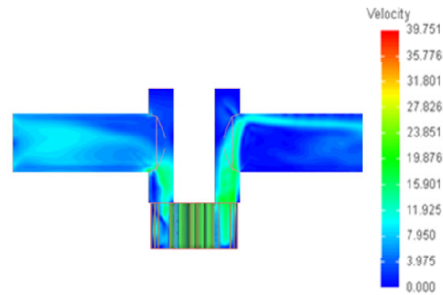
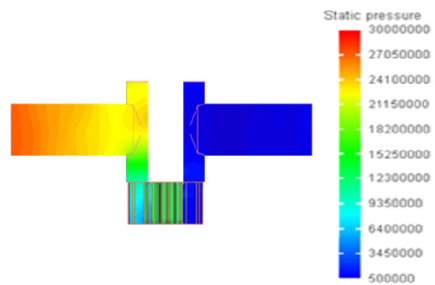


Fig. 4 Boundary condition of CFD



(a) velocity



(b) static pressure

Fig. 5 Analysis results of CFD

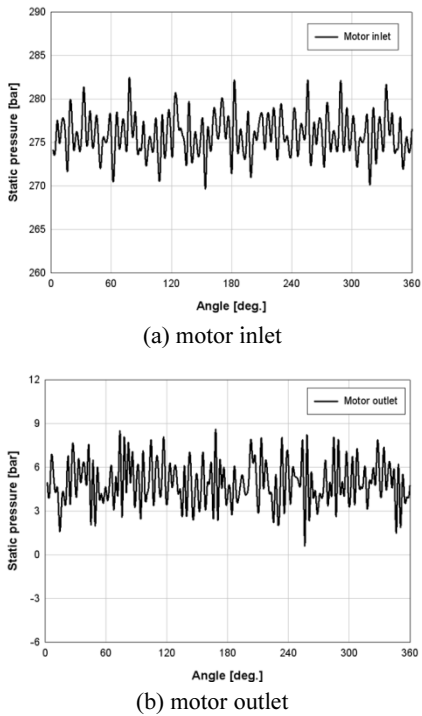


Fig. 6 Pulsation pressure of gear motor

결과 중 임의의 회전각도에서의 결과 값이며, 전반적으로 경계조건 설정에 맞게 입-출구에서의 압력 값 범위에 있는 것을 확인할 수 있다.

또한 Fig. 6 은 기어모터 입-출구에서 발생하는 맥동압력을 나타낸 것으로 입구의 경우 대기 276 bar 를 기준으로 대략 5 bar 정도 맥동이 발생됨을 확인할 수 있으며, 출구의 경우 5 bar 를 기준으로 약 3 bar 정도 맥동이 발생하였음을 알 수 있다. 해석결과 실제 기어모터 입-출구에서 발생하는 맥동파형은 유사하였고, 해석의 경우 약 11% 범위 내에서 실제 맥동압력과 유사하였다.

3. 유한요소해석 (FEA)

Fig. 7 에서와 같이 모터에 대한 정적해석 경계 조건으로는 모터의 회전 수 3,400 rpm, 전달 토크 98.2 N · m 이며, 구속조건은 차량에 고정되는 모터의 전면부를 선정하고, 또한 모터내부에 형성되어 있는 두 개의 축을 지지하는 4 곳의 지점에 베어링 하중을 각각 부여한다. 모터를 구성하는 재질은 FC300 으로 이는 일반 기계요소에 적용되는 주철이며, 위의 Table 1 에서 물성치를 나타내고 있다.

Table 1 Material properties for FC300

Material	FC300
Density (g/cm ²)	7.3
Thermal conductivity (W/m · K)	44.8
Allowable tensile stress (MPa)	330
Allowable comp. stress (MPa)	800

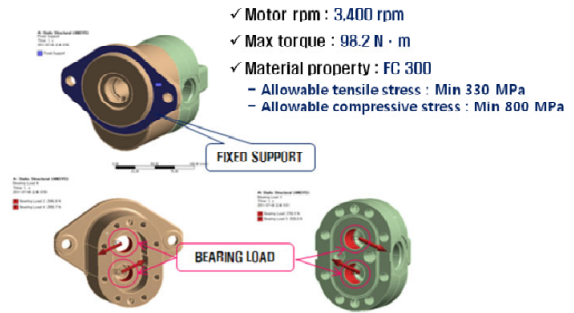


Fig. 7 Boundary condition for static structure

베어링 정적 하중에 따른 해석결과를 Fig. 8 에 나타내었다. 전체 변형량은 0.001 mm 로 구조적 변형이 거의 없으며, 또한 최대 응력은 19.4 MPa 로써 모터의 재질인 FC300 의 최대 허용응력을 토대로 보았을 때 상당히 높은 안전율을 가지는 것을 확인할 수 있다.

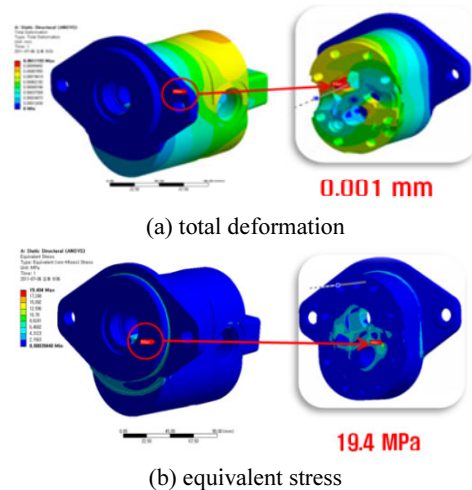


Fig. 8 Static analysis of the gear motor

4. 진동해석

ANSYS 를 활용한 자유진동해석에서 경계조건

은 고정지지를 제외한 모터의 유한요소해석의 경계조건과 자동적으로 연동하여 선정되어 진다.⁵

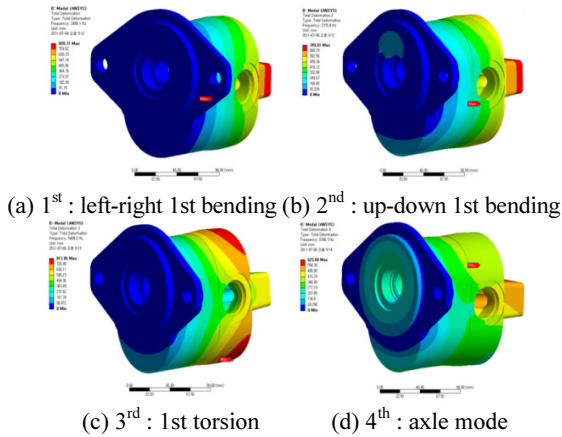


Fig. 9 Analysis results of free vibration

Table 2 Natural frequencies for gear motor

Mode	Natural frequency (Hz)
1st	2499.1
2nd	2775.8
3rd	5499.2
4th	6746.7

Fig. 9 는 자유진동해석에 결과에 따라 4 개의 고유모드를 나타내고 있으며, Table 2 에 결과를 정리하여 나타내었다. 본 기어식 유압모터의 작동영역은 3400 rpm 이며, 맥동가진 주파수가 680 Hz 이므로 고유진동 수와는 충분히 떨어져 있어 공진의 우려는 발생되지 않음을 예상할 수 있다.

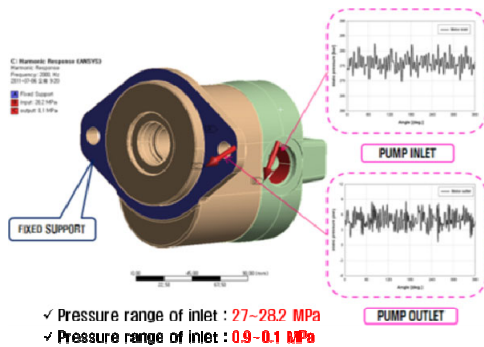


Fig. 10 Boundary condition of the forced vibration

기어 모터의 회전에 따라 맥동압은 Fig. 10 에서

와 같이 모터의 입·출구에서 작용된다. 모터 입구에서 발생하는 압력은 27~28.2 MPa 이고, 출구에서 발생하는 압력은 0.1~0.9 MPa 이다.

이러한 맥동압에 따른 강제진동해석결과는 Fig. 11 ~ Fig. 13 에서와 같이 각각 X, Y, Z 방향으로 나타내었다.

Table 3 에서 보는 바와 같이, X 축 방향의 가장 큰 응력은 2499.1 Hz, Y 축 방향의 가장 큰 응력은 6746.1 Hz, Z 축 방향의 가장 큰 응력은 2775.6 Hz 에서 발생하였다. Y 축 방향의 등가응력(491.7 MPa) 이 재료의 허용응력을 초과하므로 구조적 결함이 발생할 수 있음을 예견할 수 있다. 이 부위의 안전율 약 0.67 이다. 이러한 문제점을 예방하기 위하여 구조보강과 함께 조립 체결되는 부위에 개스킷이 추가될 필요성이 있다고 판단된다.

정적 가진에서는 기어모터의 모든 부분이 구조적으로 안정하였으나, 맥동압에 의한 강제진동해석에서는 취약한 부위가 발생됨을 확인되었다.

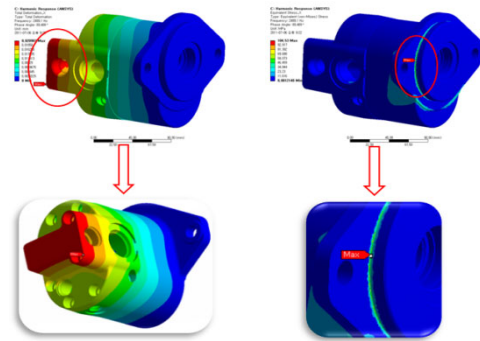


Fig. 11 Forced vibration analysis results of the X-Axis

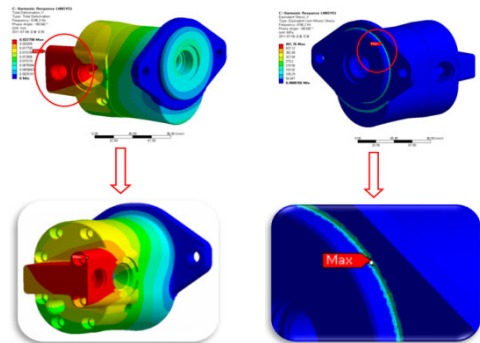
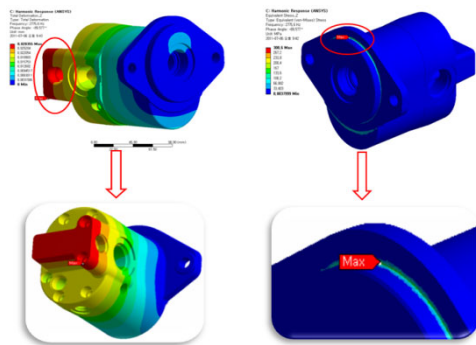


Fig. 12 Forced vibration analysis results of the Y-Axis



(a) Total deformation (b) Equivalent stress

Fig. 13 Forced vibration analysis results of the Z-Axis

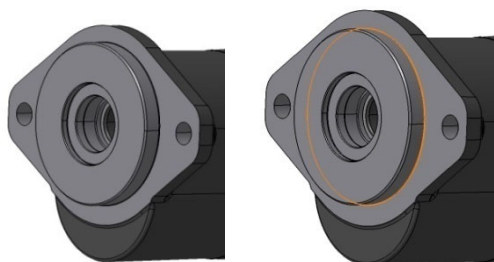
Table 3 Forced vibration analysis results

Axle	Natural frequency (Hz)	Total deformation (mm)	Equivalent stress (MPa)
X	2499.1	0.02	104.5
Y	6746.2	0.02	491.7
Z	2775.6	0.03	300.6

5. 구조보강

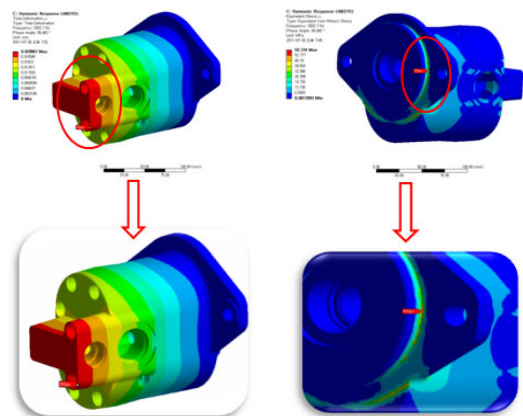
구조적 취약점을 보완하기 위하여 아래 Fig. 14 와 같이 취약부분의 곡률 반경을 현재 0.3 mm 에서 1 mm 로 모델링을 변경하여 진동해석을 수행하고자 한다. 이렇게 구조 보강된 모델에 대한 강제진동해석결과를 Fig. 15 ~ Fig. 17 에 나타내었다.

구조보강에 따른 해석결과, Table 4 에서 보는 바와 같이, Y 축 방향의 가장 큰 응력이 241.6 MPa 로 많이 낮아져 재료의 허용 응력 내에 있음을 확인하였다.



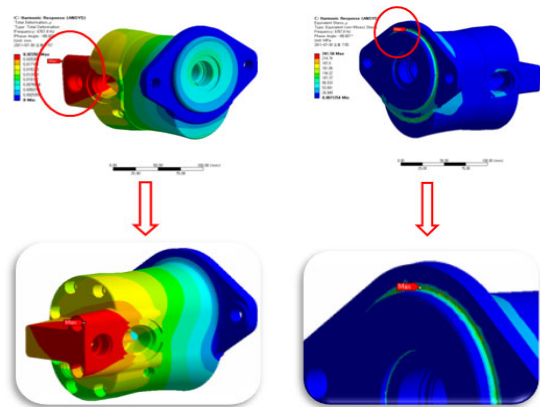
(a) Standard model (b) Modified model

Fig. 14 The modified gear motor



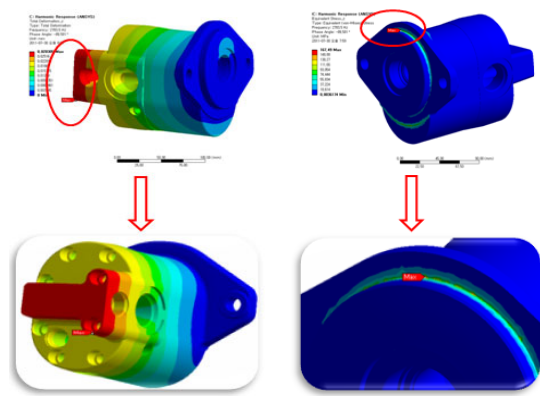
(a) Total deformation (b) Equivalent stress

Fig. 15 Forced vibration analysis results of the X-Axis



(a) Total deformation (b) Equivalent stress

Fig. 16 Forced vibration analysis results of the Y-Axis



(a) Total deformation (b) Equivalent stress

Fig. 17 Forced vibration analysis results of the Z-Axis

Table 4 Analysis results for forced vibration

Axle	Model	Peak frequency (Hz)	Total deformation (mm)	Equivalent stress (MPa)
X	Original	2499.1	0.02	104.5
	Modified	2503.7	0.02	59.4
Y	Original	6746.2	0.02	491.7
	Modified	6767.8	0.02	241.6
Z	Original	2775.6	0.03	300.6
	Modified	2783.5	0.03	167.5

5. Tae Sung S&E, ANSYS Workbench, Sigma Press, pp. 219-223, 2008.

6. 결론

본 논문은 기어식 유압모터에 대한 유동해석을 실시하여 맥동압의 특성을 파악한 후, 그 맥동압에 의한 강제진동에 따른 구조물의 취약 부위를 예측하는 데 초점을 두었다. 또한 취약 부위가 발견됨에 따라 그 취약 부위를 구조적으로 보강하여 안정성을 확보하는 과정을 수행하였다.

후 기

본 연구는 2 단계 지역대학 육성사업(BK21)과, 교육과학기술부와 한국산업기술진흥원의 지역혁신 인력양성사업으로 수행된 연구결과이다.

참고문헌

1. Choi, N., Kim, C., and Kim, T., "A study of performance elevation of engine mounting system based on natural frequency harmonic analysis of solenoid valve plate spring," Proc. of KSAE Annual Conference, pp. 1405-1411, 2009.
2. Song, Y. J., Min, S. J., and Kikuchi, N., "Finite element analysis and optimization design CAE," Sungandang, 2005.
3. Chung, J. P. and Lee, K. W., "Optimal Topology Design of Structures and Ribs Using Density Distribution," Journal of the KSPE, Vol. 13, No. 7, pp. 66-77, 1996.
4. Shin, Y. I., Lee, J.-Y., Song, C. K., Park, J.-W., and Jeong, J. K., "Lightning Design for Transmission Gears," Proceeding of the KSME Fall Annual Meeting, pp. 292-294, 2010.