

헬리컬기어 가진에 의한 원통형 기어박스 모델의 진동음향 특성

Vibro-acoustic Characteristics of a Cylindrical Shell Type Gearbox Models by Helical Gear Excitation

박 찬 일[†]
Chan IL Park

(Received October 13, 2016 ; Revised January 12, 2017 ; Accepted January 12, 2017)

Key Words : Gearbox(기어박스), Helical Gears(헬리컬기어), Shell(셸), Vibration(진동), Acoustics(음향)

ABSTRACT

Helical gear excitation is transmitted to a gearbox through the shafts and bearings and the vibration of the gearbox radiates the noise in the air. Therefore gearbox modeling is essential to evaluate the gear noise. This work deals with vibration and acoustic analysis of a cylindrical shell-type gearbox with/without holes excited by helical gears and focuses on the development of the simple gearbox model. To do so, helical gears and bearing forces are calculated. Gearbox with/without holes is modeled by the aluminum end plates and PMMA cylindrical shell body. The vibration mode and the forced harmonic response were calculated by the commercial FE software and the end plate of the gearbox is more contributed to vibration than the body. Acoustic analysis was also conducted by the commercial acoustic software and a cylindrical shell type gearbox with/without holes has the similar vibro-acoustic characteristics.

1. 서 론

헬리컬기어는 스피기어보다 적은 소음이 요구되는 대부분의 동력 전달 장치에 사용된다. 헬리컬기어의 소음은 전달오차로 인한 가진으로 축과 베어링을 거쳐 하우징을 진동시켜 공기중으로 방사된다. 그러므로 최종적인 기어 소음의 평가는 기어박스의 모델링이 필요하다.

기어박스 소음과 관련된 선행 연구로 Jacobson 등은 기어박스의 한 면만을 사각 플레이트로 모델링하여 방사 효율을 계산하였다⁽¹⁾. Tanaka 등은 헬리컬기어 시스템을 가진 기어박스의 음향 파워를 유한

요소/경계요소법(FEM/BEM) 상용해석 프로그램으로 저주파수 구역의 예측을 시도하였다⁽²⁾. Abbes 등은 기어의 강성 변동에 의해 가진된 하나의 사각 플레이트를 가진 단순 기어박스의 음향 방사를 평가하기 위해 음향-구조 상호 영향 모델을 개발하였다⁽³⁾. Lin과 Pan은 상자 구조물의 음향 방사 특성을 유한요소/경계요소법으로 조사하였다⁽⁴⁾. Guo 등은 기어 맞물림과 기어-베어링-하우징 계의 진동 가진을 집중 파라미터 모델과 유한요소법으로 해석하고, 경계요소법으로 방사 소음을 해석하였다⁽⁵⁾. Park은 스피기어와 헬리컬기어의 동적 특성을 유한요소법으로 비교하였고⁽⁶⁾ 기어계를 축-베어링-원형플레이트로 모델링하여 진동 특성과 소음 특성을 해석하였고^(7,8), 헬

[†] Corresponding Author; Member, Dept. of Precision Mechanical Eng., Gangneung-Wonju National University
E-mail : pci@gwnu.ac.kr

A part of this paper was presented at the KSNVE 2016 Annual Spring Conference

‡ Recommended by Editor Gi-Woo Kim

© The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

리컬 기어를 포함한 원통형 기어박스의 진동과 음압을 유한요소법과 경계요소법으로 해석하였다⁹⁾.

그러나 지금까지 연구는 대부분 하나의 플레이트로 하우징 특성을 해석하거나, 실제 복잡한 모델로 하우징을 해석하여 기어박스의 일반적인 진동음향 특성을 조사하기 어려웠다. 일반적인 동적 특성을 조사하기 위해서 기어박스는 내부에 있는 여러 요소에 의해 복잡한 형상을 이루나 그 형상을 원통형 셀형 기어박스로 단순화할 수 있다. 셀형 기어박스는 베어링부가 포함되어 베어링부 모델링에 따라 모델링 노력이 달라지므로, 기어박스 베어링 구멍 유무에 따른 진동 음향 특성을 조사하는 것이 필요하다. 따라서 이 연구에서는 진동 음향 해석에 유효한 기어박스의 단순 모델을 개발하기 위해, 헬리컬기어의 가진에 의해 베어링부 구멍이 있는 것과 없는 원통형 셀형 기어박스로부터 방사되는 진동 음향 특성을 상용 유한요소법 소프트웨어로 해석한다.

2. 기어박스의 모델링

2.1 기어 가진과 기어박스 유한요소 모델링

이 연구의 기어박스는 Table 1의 제원을 가진 구동과 피동기어가 같은 잇수를 가진 일단의 헬리컬기어로 가진 된다.

Table 1 Helical gear data

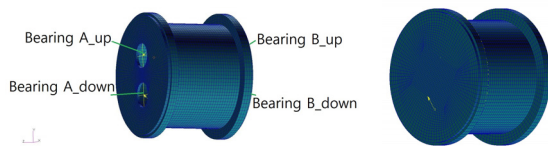
	Pinion	Gear
Normal module	1.25	
Normal pressure angle (deg)	14.5°	
Center distance (mm)	74.9	
Helix angle (deg)	25°	
Number of teeth	54	54
Pitch diameter (mm)	74.478	74.478
Addendum mod. co.	0.2642	0.2642

Table 2 Bearing forces

Bearing	Up (N)	Down (N)
A	F _x = 561, F _y = -276, F _z = 523	F _x = -561, F _y = 276, F _z = 0.
B	F _x = 561, F _y = -45, F _z = 0	F _x = -561, F _y = 45, F _z = -523

Table 3 Natural frequencies of the gearbox

	With holes	Without holes
1	1079(p)	1044.1(p)
2	1080.8(p)	1045.4(p)
3	1736.3(b)	1736.3(b)
4	1780.4(b)	1780.4(b)
5	1795.8(p)	1810.8(p)
6	1796.8(p)	1810.9(p)
7	1868.6(p)	1812.2(p)
8	1870.2(p)	1812.3(p)
9	1945.7(b)	1945.7(b)



(a) Gearbox with holes (b) Gearbox without holes

Fig. 1 FE modeling of the gearbox

기어박스는 양끝의 플레이트(plate)와 몸체(body)로 되어 있다. 양끝의 플레이트는 반지름 115 mm, 두께 5 mm으로, 몸체는 반지름 100 mm, 길이 140 mm, 두께 5 mm, 몸체 플랜지부는 반지름 120 mm, 길이 15 mm의 치수를 가진 기어박스를 사용한다. 기어 상자의 재질은 양끝의 플레이트부는 알루미늄($E=71 \text{ GA}$, $\nu=0.33$, $\rho=2700 \text{ kg/m}^3$)과 몸체는 PMMA(poly methyl methacrylate) ($E=3.3 \text{ GPa}$, $\nu=0.37$, $\rho=800 \text{ kg/m}^3$)의 복합 재질에 대해 해석하였다. 구멍이 있는 기어박스에서 축과 하우징 연결부는 RBE2 요소, 기어박스는 육면체 솔리드 요소로 몸체와 플랜지가 만나는 부위를 고정하여 Fig. 1과 같이 모델링 한다.

헬리컬기어가 500 r/min, 2.2 kW의 동력을 전달한다고 할 때, 기어는 접선방향 1122.7 N, 반경방향 320.4 N, 축 방향 523.5 N의 힘이 작용하고, 이 힘은 각 베어링에 전달되어 Table 2와 같은 베어링 조화력이 작용한다고 모델링 한다.

3. 해석 및 토의

3.1 모드 해석

(1) 구멍이 있는 기어박스

Table 3은 구멍 유무에 따라 기어박스의 모드해석

으로 구한 고유진동수를 요약한 것으로 p 는 플레이트, b 는 몸체부의 변형이 있는 모드를 나타내며, Fig. 2는 구멍이 있는 기어박스의 주요 모드 형상이다. Fig. 2와 같이 1079 Hz에서 양끝 플레이트부에서 모드 변형이 일어나고, 1736.3 Hz에서는 몸체에서 모드 변형이 일어난다. 알루미늄-PMMA 복합재질에서 모드 1과 2, 5와 6, 7과 8에서 기어박스의 대칭 모드가 존재한다. 처음 9개 모드까지는 플레이트부 모드와 몸체부 모드보다 많은 것을 알 수 있다.

(2) 구멍이 없는 기어박스

Fig. 3은 Table 3의 구멍이 없는 기어박스의 고유진동수에 대응하는 모드를 표시한다. 구멍이 있는 기어박스와 비교할 때 양끝 플레이트 모드의 고유진동수는 낮아졌으나, 몸체부 모드는 고유진동수가 같다. 구멍이 있는 기어박스는 RBE2 요소가 있기 때

문에 구멍이 있더라도 구멍이 없는 경우보다 플레이트 모드의 고유진동수가 크다. 또한 구멍이 있는 모드와 마찬가지로 1과 2, 5와 6, 7과 8에서 대칭 모드가 존재하며 주파수 차이가 구멍이 있을 때 보다 작아졌다.

3.2 강제진동 해석

기어박스가 유한요소로 모델링 된 다자유도계가 조화력으로 가진 된다고 하여 힘의 항을 복소수로 표현하면 다음의 운동방정식으로 된다.

$$[M]\{\ddot{u}(t)\} + [C]\{\dot{u}(t)\} + [K]\{u(t)\} = \{\bar{F}\}e^{i\omega t}. \quad (1)$$

변위를 $\{u(t)\} = \{\bar{U}\}e^{i\omega t}$ 의 조화해로 가정하여 위 식에 대입하면 식 (2)로 변환되고, 강제 진동의 직접법은 식 (3)과 같이 동적 강성, 변위, 하중의 식에서 각 가진주파수에 대한 정상상태 응답을 구한다.

$$(-\omega^2[M] + i\omega[C] + [K])\{\bar{U}(\omega)\} = \{\bar{F}(\omega)\}. \quad (2)$$

$$[\tilde{K}(\omega)]\{\bar{U}(\omega)\} = \{\bar{F}(\omega)\}, \quad (3)$$

여기서, $[\tilde{K}(\omega)] = (-\omega^2[M] + i\omega[C] + [K])$.

강제 진동해석은 MSC Nastran 상용 유한요소해석 프로그램으로 하고, 연성질량(coupled mass)의 가정과 구조 감쇠 계수는 0.06으로 직접법의 강제 진동해석을 한다. 이 강제 진동해석으로 구멍이 있는

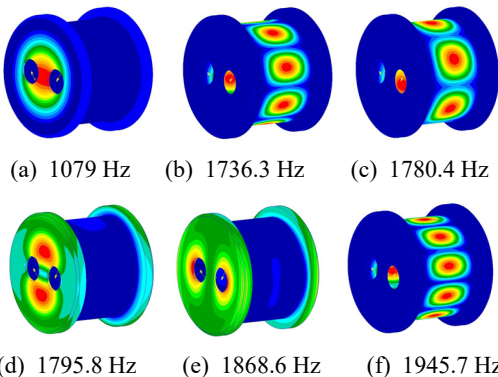


Fig. 2 Mode shapes of the PMMA and Al gearbox with holes

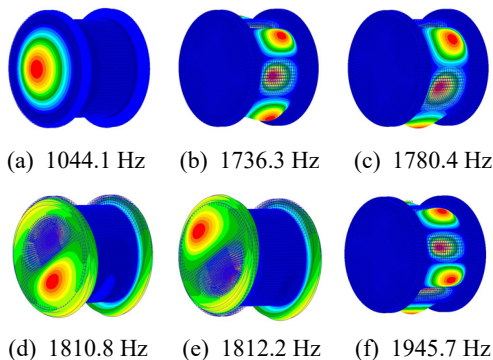


Fig. 3 Mode shapes of the PMMA and Al gearbox without holes

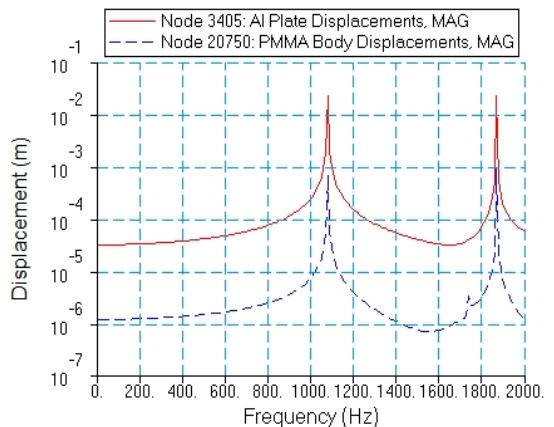


Fig. 4 Harmonic frequency responses of the gearbox with holes

기어박스와 없는 기어박스에 대해 양끝 플레이트와 몸체부의 변위를 관찰한다.

(1) 구멍이 있는 기어박스

Fig. 4는 구멍이 있는 기어박스의 양끝 알루미늄 플레이트부와 PMMA 몸체부 각 노드의 2 kHz까지 주파수에 따른 강제진동 변위 해석 결과이다. 이 결과에서 실선의 플레이트부 변위는 두 개의 피크가 있고 점선으로 된 몸체부는 세 개의 피크가 있으나 플레이트부의 진동 크기가 더 큰 것을 알 수 있다. 따라서 플레이트부가 방사소음에 더 기여할 것으로 사료된다.

(2) 구멍이 없는 기어박스

Fig. 5는 구멍이 없는 기어박스의 주파수에 따른 플레이트부와 몸체부의 변위를 나타낸다. 강제 진동 변위는 감쇠의 영향을 받아 구멍이 있는 기어박스보다 작아졌고, 플레이트부의 변위는 구멍이 있는 경우와 같이 몸체부 변위가 크다.

초기 모드가 플레이트부 모드가 많고 강제 진동에서 플레이트부 변위가 몸체부 보다 크므로 기어박스를 포함한 기어 동적해석에서 저주파 영역만을 해석하기 위해 기어박스의 플레이트부만을 고려하는 것도 좋을 것으로 사료된다.

3.3 음향해석

음향해석은 유한요소해석 상용 프로그램의 강제

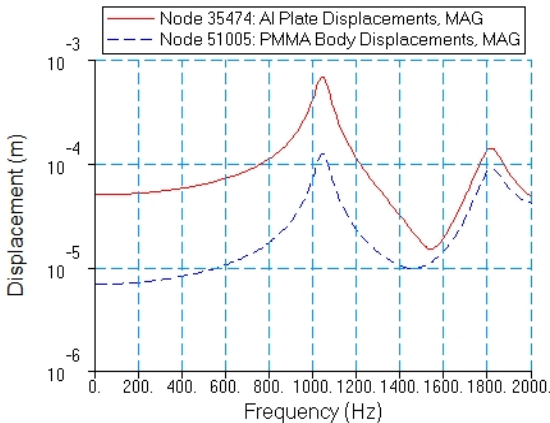


Fig. 5 Harmonic frequency responses of the gearbox without hole

진동 해석결과를 사용하여 상용 음향해석 프로그램 Virtual Lab.의 유한요소법으로 해석하였다. 유한요소법으로 음향을 해석하면 경계요소법 보다 해석 시간을 크게 단축 할 수 있다. 각 위치에 따라 주파수에 대한 음압레벨, 음압레벨과 음향과위레벨, 방사 효율(radiation efficiency)을 계산하였다. Fig. 6은 음향해석을 위해 기어박스를 둘러싼 음향 모델이다. 방사효율은 물체가 같은 면적을 가진 피스톤보다 효과적으로 음향 파워를 방사하는가를 나타낸다. 즉 방사효율은 구조 진동과 음향 파워와의 관계를 나타내는데 사용되며, 다음으로 정의된다^(10,11).

$$\sigma = \frac{W}{\rho_o c_o S <\bar{v}_n^2>} \tag{4}$$

여기서, W : 음향파워, S : 방사면적, ρ_o : 밀도, c_o : 공기속도, $<\bar{v}_n^2>$: 공간 평균한 평균제곱 진동 속도.

(1) 구멍이 있는 기어박스

음압 계산은 Fig. 7과 같이 기어박스의 위 top($x = 0, y = 500 \text{ mm}, z = 0$), 앞 FR($x = 0, y = 0, z = 500 \text{ mm}$), 뒤 RR($x = 0, y = 0, z = -500 \text{ mm}$)의 세 위치에서 하였고, Fig. 8(a)은 구멍이 있는 알루미늄-PMMA 복합재질 기어박스의 세 위치에서 음압레벨을 나타낸다. 기어박스의 앞뒤인 FR, RR에서의 음압레벨은 같고, top에서는 피크 주파수의 음압레벨은 FR, RR과 같지만 300 Hz~700 Hz까지는 top의 음압이 더 크고 700 Hz이상에서는 FR, RR의 음압이 크다. 이는 전 주파수 대역에서 양끝 플레이트부의 변위가 몸체부의 변위 보다 큰 강제진동해석에서의 결과와 일반적으로 일치한다. 음압레벨은 한 개의 현저한 피크만을 가졌고, 플레이트부와 몸체부에 각각 다른 주파수에서 또 다른 작은 피크를 가진다. Fig. 9는 구멍이 있는 기어박스와 없는 기어박스의 음향해석 결과를 비교하기 쉽도록 같이 표시하였다. Fig. 9(a)는 top부의 음압을 비교하였고, Fig. 9(b)의 파랑색 실선은 출력 음향파워이며 음압레벨과 달리 몸체가 PMMA인 기어박스는 크기가 비슷한 두 개의 현저한 피크를 가진다. Fig. 9(c)의 파랑 색 실선은 방사 효율이며 방사효율은 주파수에 따라 상승하다 1900 Hz에서 떨어지는 특성을 보인다.

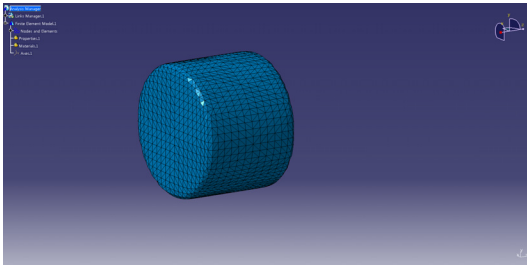


Fig. 6 Acoustic model of gearbox

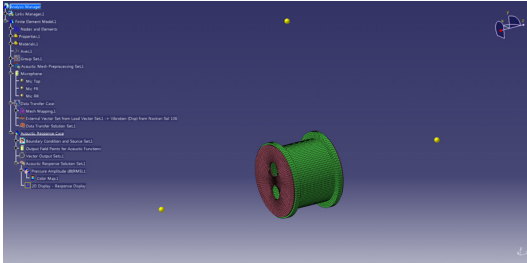
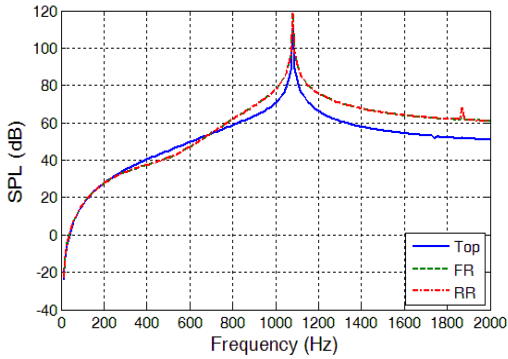


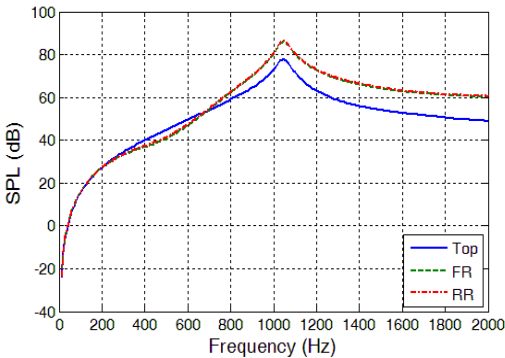
Fig. 7 Acoustic calculation positions of the gearbox

(2) 구멍이 없는 기어박스

구멍이 없는 기어박스의 각 위치에서의 음압레벨은 Fig. 8(b)와 같이 구멍이 있는 기어박스와 같은 경향을 가지나 고유진동수에서 피크가 작아지며, FR, RR은 같고 top은 다소 크기가 작은 피크를 나타낸다. Fig. 9(b)의 녹색 점선은 각각 top에서 계산된 구멍이 없는 기어박스의 출력음향과위이다. 구멍이 있는 기어박스에 비해 피크가 작아졌으나 그 경

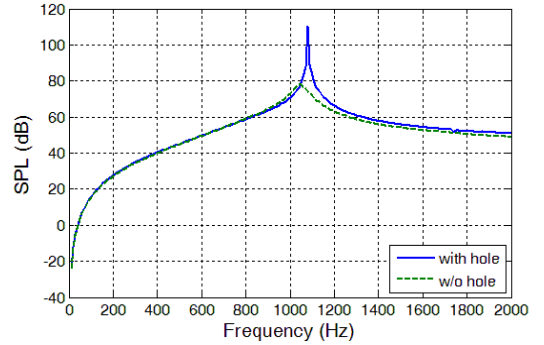


(a) Gearbox with hole

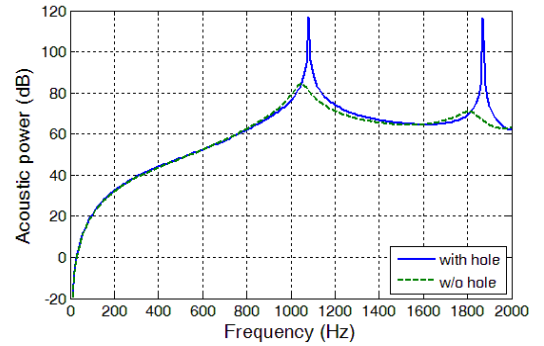


(b) Gearbox without hole

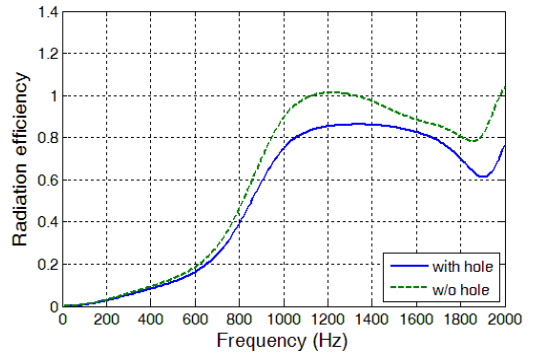
Fig. 8 Sound pressure level by positions



(a) Sound pressure level



(b) Sound power



(c) Radiation efficiency

Fig. 9 Acoustic analysis of the gearbox

향은 일치한다. Fig. 9(c)의 녹색 점선은 방사 효율을 해석한 것으로, 그 경향은 구멍이 있는 기어박스 와 비슷하나 효율은 다소 높아졌다.

기어박스의 베어링을 모델링 할 때 베어링 강성만을 고려하여 스프링 요소나 bush 요소를 사용하여 기어박스의 구멍이 있는 베어링부와 연결시켜 동적해석을 한다. 구멍이 있는 기어박스와 베어링을 스프링 요소 등으로 모델링 하여 구멍부위와 연결하면 진동 음향적으로 과장되어 해석되는 경우가 많을 것을 추정된다. 따라서 구멍이 없는 기어박스는 감쇠의 영향이 충분히 반영되며 구멍이 있는 기어박스와 비슷한 진동음향 특성을 가지므로 기어박스의 단순 모델로 사용할 수 있을 것으로 사료된다. 베어링을 포함한 기어박스의 동적 해석과 탄성 원통셸⁽¹²⁾과 원형 플레이트를 포함한 기어박스의 이론적인 접근은 차후 연구과제로 남긴다.

4. 결 론

이 연구에서는 기어박스를 원통셸형으로 단순화하여 베어링부 구멍이 있는 기어박스와 구멍이 없는 기어박스에 대해 모드해석, 강제진동해석 및 음향해석을 하였다. 음향해석으로 음압레벨, 음향파워, 방사효율을 계산하였으며, 그 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 구멍이 있는 기어박스를 RBE2 요소로 모델링한경우가 구멍이 없는 기어박스보다 플레이트 모드에서 높은 고유진동수를 얻었고, 몸체부 모드는 두 경우 같았다.

(2) 초기 모드가 플레이트부 모드가 많고 강제 진동에서 플레이트부 변위가 몸체부 보다 크므로 기어박스를 포함한 기어 동적해석에서 저주파 영역만을 해석하기 위해 기어박스의 양끝 플레이트만 모델링 하여도 좋을 것으로 사료된다.

(3) 구멍이 없는 기어박스의 진동 및 음향 해석은 있는 기어박스 보다 감쇠의 효과가 크게 나타났으나 진동음향 특성은 비슷하다.

(4) 음압레벨은 고유진동수에서 선택적으로 피크를 지나 음향파워는 모든 고유진동수에서 현저한 피크를 가졌다.

(5) 구멍이 없는 기어박스는 구멍이 있는 기어박스와 비슷한 진동음향 특성을 가지므로 기어박스의

단순모델로 사용할 수 있을 것이다.

References

- (1) Jacobson, M. F., Singh R. and Oswald, F. B., 1996, Acoustic Radiation Efficiency Models of a Simple Gear Box, NASA TM-107226.
- (2) Tanaka, E., Houjoh, H., Mutoh, D., Motoshiromizu, H., Ohno, K. and Tanaka, N., 2003, Vibration and Sound-radiation Analysis for Designing a Low-noise Gearbox with a Multi-stage Helical Gear System, JSME International Journal, Series C, Vol. 46, No. 3, pp. 1178~1185.
- (3) Abbes, M. S., Bouaziz, S. S., Chaari, F., Maatar, M. and Haddar, M., 2008, An Acoustic-structural Interaction Modeling for the Evaluation of a Gearbox-radiated Noise, International Journal Mechanical Sciences, Vol. 50, No. 3, pp. 569~577.
- (4) Lin, T. R. and Pan, J., 2009, Sound Radiation Characteristics of a Box-type Structure, Journal of Sound and Vibration, Vol. 325, pp. 835~851.
- (5) Guo, Y., Eritenel T., Ericson, T. M. and Parker, R. G., 2014, Vibro-acoustic Propagation of Gear Dynamics in a Gear-bearing-housing System, Journal of Sound and Vibration, Vol. 333, pp. 5762~5785.
- (6) Park, C. I. and Cho, D. H., 2012, Comparison of Dynamic Characteristics of Spur Gears and Helical Gears, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 22, No. 4, pp. 358~364.
- (7) Park, C. I., 2006, Vibration From a Shaft-bearing-plate System due to an Axial Excitation of Helical Gears, Journal of Mechanical Science and Technology, Vol. 20, No. 12, pp. 2105~2114.
- (8) Park, C. I., 2015, Characteristics of Noise Generated by Axial Excitation of Helical Gears in Shaft-bearing-plate System, Journal of Mechanical Science and Technology, Vol. 29, No. 4, pp. 1571~1579.
- (9) Park, C. I. and Rong, L., 2013, Vibro-acoustic Analysis of a Simple Gear Box, Proceedings of ASME IDETC/CIE 2013, DETC2013-12284.
- (10) Cremer, L., Heckl, M. and Petersson, B. A. T., 2005, Structure-borne Sound, 3rd ed. Springer, Berlin.
- (11) Fahy, F. and Gardonio, P., 2007, Sound and

Structural Vibration, 2nd ed. Elsevier, Amsterdam.

(12) Park, C. I., 2008, Vibroacoustics of Axisymmetric Cylindrical Elastic Shells: Wall Impedance of the Plane Mode, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 18, No. 9, pp. 930~936.

(13) Park, C. I., 2016, Vibration Analysis of a Cylindrical Shell Type Gearbox, Proceedings of KSNVE Annual Spring Conference, pp. 123~124.

Michigan in Ann Arbor, a visiting scholar at the Georgia Tech. and Ohio State University, and a dean of the College of Engineering at Kangnung National University. He was the vice-president of KSME and a professor in the precision mechanical engineering at Gangneung-Wonju National University. His research interests are gear dynamics, plate, shell, optimal design, and acoustics.



Chan IL Park, who received a B.S., an M.S. and a Ph.D. in mechanical engineering at Seoul National University, worked at Hyundai Motor Company for eight years. He has held positions as a post-doc. at the University of