

콘크리트 믹서 트럭용 믹서 감속기의 차동 유성 기어 트레인에 대한 위험속도 해석

The Critical Speed Analysis of the Differential Planetary Gear Train of a Concrete Mixer Truck Mixer Reducer

배명호¹ · 배태열^{2*} · 김당주³

Myung Ho Bae, Tae Yeol Bae and Dang Ju Kim

Received: 12 Dec. 2016, Accepted: 31 Jan. 2017

Key Words : Mixer Reducer(믹서 감속기), Differential Planetary Gear(차동 유성 기어), Critical Speed(위험 회전수), Resonance(공진), Natural Frequency(고유진동수), Gear Tooth Passing Frequency(치통과주파수), Gear Transmission Error(치합전달오차), Campbell Diagram(캠벨선도)

Abstract: The power train of a concrete truck mixer reducer includes differential planetary gears to get a large reduction ratio for operating the mixer drum in a compact structure. These differential planetary gears are a very important part of the mixer reducer where strength problems are the main concern. Gear bending stress, gear compressive stress and scoring failure are the main concerns. Many failures in differential planetary gears are due to the insufficient gear strength and resonance problems caused by major excitation forces such as gear mating failure in the transmission. In the present study, where the excitation frequencies are the gear tooth passing frequencies of the mating gears, a Campbell diagram is used to calculate differential planetary gear critical speeds. Mode shapes and natural frequencies of the differential planetary gears are calculated by CATIA V5. These are used to predict gear resonance failures by comparing the working speed range with the critical speeds due to the gear transmission errors of the differential planetary gears.

기호 설명

γ : reduction ratio
 Ω : gear tooth passing frequency
 ω : rotation speed
 N : number of rotation
 Z : number of teeth

1. 서 론

콘크리트 믹서 트럭용 믹서 감속기는 유압모터 구동에 의하여 믹서 드럼을 회전시키는데 필요한 토크로 변환시키는 핵심 장치로서 믹서 드럼의 관성모멘트에 기인한 초기 기동 토크의 대폭적인 증가에 대응하기 위하여 큰 감속비를 가진 고강도의 컴팩터한 구조의 차동유성기어류가 필요하다. 믹서 감속기용 차동유성기어 트레인은 선기어, 차동 피니언 기어, 링기어 및 캐리어 등으로 구성된다. 가혹한 작업 조건에 의하여 기어 치 파손현상이 현장에서 많이 발생하는데, 주요 원인들로는 차동유성기어류의 굽힘 및 면압강도의 부족에 의한 기어 치 손상에 의거한 파손과 공진에 의한 파손으로 예상된다. 콘크리트 믹서 트럭의 현장 작업시 믹서 감속기에 공진이 발생하면 핵심부품인 차동유성기어류의 파손현상이나 가

* Corresponding author: tybae@cmu.ac.kr

1. Dept. of Aviation Maintenance, Changwon Moonsung University, Changwon-city, 51410, Korea

2. Dept. of Mechatronics, Changwon Moonsung University, Changwon-city, 51410, Korea

3. Research Director, DAIHO HYDRAULIC Co., Ltd, Korea
 Copyright © 2017, KSFC

This is an Open-Access article distributed under the terms of the Creative Commons Attribution Non-Commercial License(<http://creativecommons.org/licenses/by-nc/3.0>) which permits unrestricted non-commercial use, distribution, and reproduction in any medium, provided the original work is properly cited.

진원인 차동유성기어류의 맞물린 기어쌍의 치합전달 오차에 의해 기어화인소음(Gear whine noise)이 발생하여 문제가 될 수 있다. Fig. 1에 드럼 용량, 6~8m³급 콘크리트 믹서 트럭 및 유압모터가 부착된 믹서 감속기를, Fig. 2에는 해석 대상 믹서 감속기 구조도를 각각 나타낸다.



(a) Photograph of mixer truck



(b) Gearbox

Fig. 1 Drum capacity, 6~8m³ grade concrete mixer truck and the mixer reducer with hydraulic motor

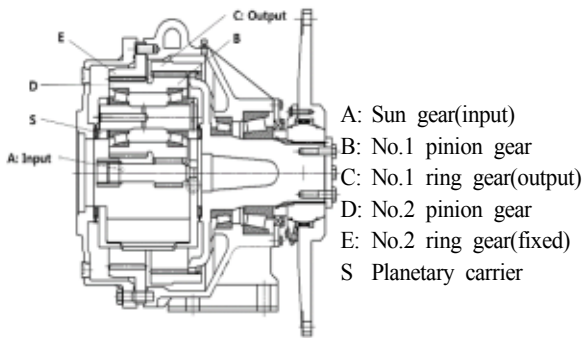


Fig. 2 Schematic diagram of analytical model

Table 1에는 믹서 감속기의 제원을 나타내고 있다.

Table 1 Specifications of the mixer reducer

Drum capacity	Hydraulic motor max. input torque/speed	Gear ratio	Max. output torque	Installation angle of drum
6~8m ³	397N·m /1,320rpm	132:1	52,400 N·m	15~20°

주요 연구동향을 살펴보면 M. H. Bae 등은 콘크리트 믹서 트럭용 믹서 감속기의 차동유성기어의 굽힘 및 면압응력 해석하였고¹⁾, 또한 M. H. Bae 등은 다단 헬리컬 기어-로터시스템과 케이스로 구성되어 있는 차량변속기의 진동특성 해석을 위한 수학적 모델을 개발하여 실험결과와 이론해석치를 위험속도로써 비교하고 진동/소음원을 분석하였다.²⁾ A. Kahraman 등은 평기어의 비틀림과 굽힘진동의 연성효과를 고려하여 위험속도를 구했는데, 질량 불평형 및 치합전달오차에 대한 응답을 구하기 위해 유한요소법을 사용하였다.³⁾ 또한 A. Kahraman 등은 맞물린 3개의 헬리컬기어를 가지는 감속기에 대해 정적 치합전달오차를 가진원으로 하는 응답을 구하였다.⁴⁾ S. V. Neriya 등은 헬리컬기어의 비틀림, 굽힘, 축방향의 연성효과를 고려하여 정적 치합전달오차를 가진원으로 하는 응답을 구했다.⁵⁾ S. H. Joo 등은 평기어의 가공한계오차와 부하상태에서의 치탄성변형량을 고려한 치형수정곡선을 정식화하고 치형수정된 기어쌍에 대한 치합전달오차를 모델링하여 기어제원 및 치형수정량에 따른 치합전달오차를 계산하는 프로그램을 개발하였다.⁷⁾ M. H. Bae 등은 변속기용 헬리컬 기어의 기어화인소음의 주요 가진원인 치합전달오차에 의한 가진력을 모델링하고 응답특성을 해석한 뒤 실험 검증하였다.⁸⁾

본 연구에서는 6-8m³급 콘크리트 믹서 트럭의 작업 모드를 고려한 믹서 감속기의 차동유성기어류에 걸리는 실제 작동 회전수를 산출하고, 제시된 믹서 감속기용 차동유성기어류의 제원을 적용하여 CATIA V5로 고유진동수를 산출한다. 또한 주요 가진원인 차동유성기어류의 맞물린 기어쌍에서 발생하는 치합전달오차에 기인한 주요 가진주파수인 치통과주파수를 산출한 뒤^{2,8)} 고유진동수와 치통과주파수가 일치할 때 공진현상을 발생시키는 위험속도를 캠벨선도로 해석한다.^{7,8)} 콘크리트 믹서 트럭의 실제 작업시 믹서 감속기의 차동유성기어류에 걸리는 실제 작동 회전수 범위와 공진이 발생하는 위험속도를 비교 분석하여 제시된 믹서 감속기용 차동유성기어류의 제원에 대한 위험속도에 의한 공진 회피 여부를 예측하고자 하는데 D. W. Dudley의 Gear Handbook⁹⁾을 근거로 개발한 유성기어류 제원계산 프로그램¹⁾을 활용하여 산출한 해석 대상 믹서 감속기용 차동유성기어류의 제원을 Table 2에 나타내었다.

Table 2 Specifications of the differential planetary gear system

Items	Sun gear	No.1 pinion gear	No. 1 ring gear	No. 2 pinion gear	No. 2 ring gear
Module	4	4	4	4	4
Pressure angle(°)	27	27	27	27	27
Helix angle(°)	0	0	0	0	0
No. gear teeth	10	35	80	31	76
Tooth mod. factor	0	0	0	+0.5220	+0.5220
Pitch dia.	40	140	320	124	304
Outside dia.	48	148	312	136.176	300.176
Over pin measurement	52.501 ^{+0.087} _{-0.163} (ø3)	151.338 ^{+0.104} _{-0.198} (ø7.5)	309.651 ^{+0.416} _{-0.251} (ø7)	140.320 ^{+0.094} _{-0.177} (ø3)	296.051 ^{+0.385} _{-0.244} (ø7)
Face width	56	70	72.5	71	68
Backlash	0.117 ~ 0.220		0.184 ~ 0.314		0.184 ~ 0.314
Center distance	90		90		90

2. 모델링 및 해석

2.1 작동 회전수 산출

6-8m³급 콘크리트 믹서 트럭의 작업 조건 및 요구 수명¹⁾을 Table 3에 나타내었는데, 콘크리트 믹서 트럭용 믹서 감속기의 요구 수명은 차량 수명 15년, 차량 가동율 70%, 운행시간은 하루 12시간을 적용하여 작업 조건별 총 28,400시간을 기준으로 하여 설정하였다.

Table 3. Operating mode

Operating conditions	Frequency of use(%)	Working time(hrs)	Input	
			Torque (N-m)	Speed (rpm)
Input concrete	4	1,136	189.9	1320
Driving	41	11,644	189.9	264
Normal working	12	3,408	241.7	660
Maximum working	1	284	284.8	132
Driving	38	10,792	52.4	264
Washing	4	1,136	52.4	1980
Total	100	28,400	-	-

Fig. 2의 믹서 감속기 구조도에서 감속비, γ 는 다음과 같다.

$$\gamma = \left\{ \frac{1 - Z_B Z_E / Z_A Z_D}{1 + Z_B Z_E / Z_C Z_D} \right\} \quad (1)$$

상대속도선도법¹⁾으로 산출한 각 유성기어류의 회전수를 구하는 계산식은 다음과 같다.

$$N_B = N_D = \left\{ \frac{Z_A Z_C (N_A - N_C)}{Z_B (Z_A + Z_C)} \right\} \quad (2)$$

$$N_C = N_A / \gamma \quad (3)$$

$$N_S = \left\{ \frac{Z_A Z_D N_A}{(Z_B Z_B + Z_A Z_D)} \right\} \quad (4)$$

여기에서, N_A : number of rotation of sun gear, N_B : number of rotation of No.1 pinion gear, N_C : number of rotation of No.1 ring gear, N_D : number of rotation of No.2 pinion gear, N_E : number of rotation of No.2 ring gear, N_S : number of rotation of planetary carrier, Z_A : number of teeth of sun gear(10), Z_B : number of teeth of No.1 pinion gear(35), Z_C : number of teeth of No.1 ring gear(80), Z_D : number of teeth of No.2 pinion gear(31), Z_E : number of teeth of No.2 ring gear(76)를 각각 나타낸다.

2.2 고유진동수 및 치통과주파수 산출

차동유성기어류의 고유진동수는 Table 2의 믹서 감속기용 차동유성기어류의 제원을 적용하여 CATIA V5로 산출한다. Fig. 3에 믹서 감속기 및 차동유성기어류의 모델링 결과를 나타내었다.

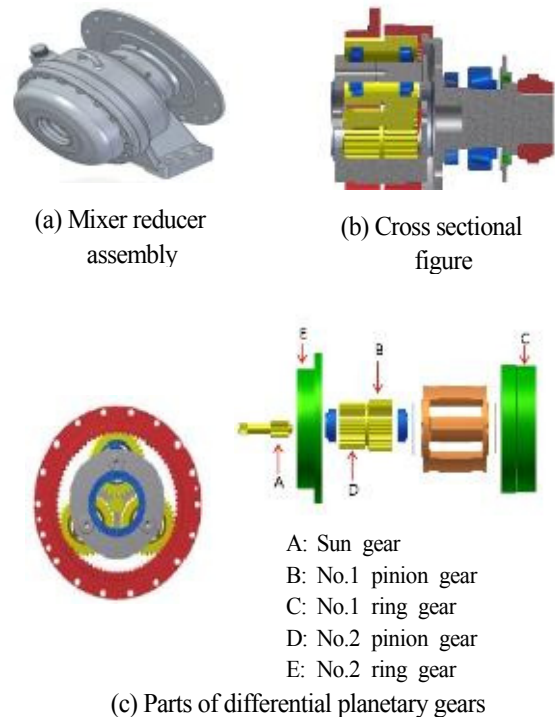


Fig. 3 Modeling results

차동유성기어류의 기어 물림에서 발생하는 치통과 주파수는“기어의 회전수 × 기어의 잇수”로 산출되는데 믹서 감속기의 입력 속도인 No.1 sun gear(A)회전수, ω_1 을 “1X”로 하고 식(2), (3)을 적용한 치통과 주파수 계산 결과를 Table 4에 나타내었다.

Table 4 The results of gear tooth passing frequency

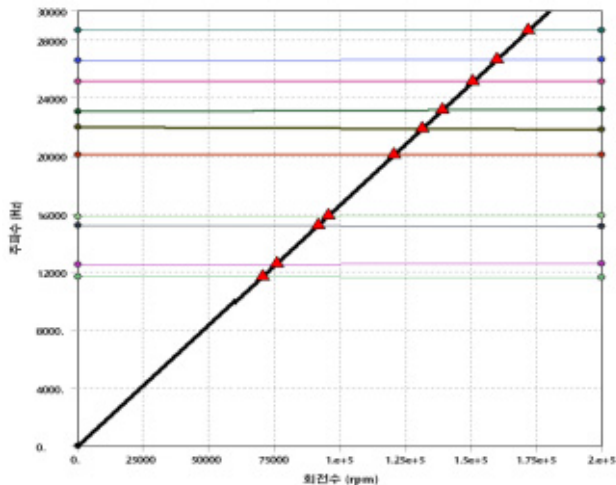
Gear tooth passing frequency	Ω_1	Ω_2	Ω_3
Order	10X	8.82155X	7.81337X

여기에서, Ω_1 ; gear tooth passing frequency between sun gear(A) and No.1 pinion gear(B), Ω_2 ; gear tooth

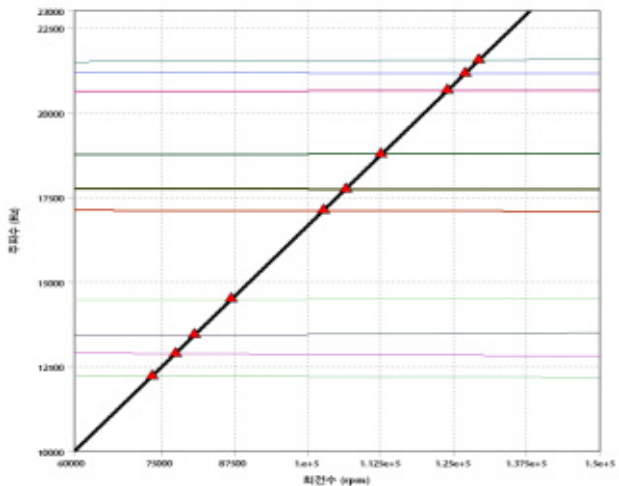
passing frequency between No.1 Pinion gear(B) and No.1 ring gear(C), Ω_3 ; gear tooth passing frequency between No.2 pinion gear(D) and No.2 ring gear(E), ω_1 ; rotation speed of No.1 sun gear(A)(= 1X), ω_2 ; rotation speed of No.1 pinion gear(B) and No.2 pinion gear(D)(= 0.25204X), ω_3 ; rotation speed of No.1 ring gear(C)(= 0.00757X)를 각각 나타낸다.

2.3 위험속도 및 모드 형상 해석

차동유성기어류의 가진원인 Sun gear(A)와 No.1 pinion gear(B)의 치통과 주파수, Ω_1 에 의한 캠벨선도를 Fig 4에, CATIA V5로 산출한 모드 형상을 Fig. 5에 각각 나타내었다.

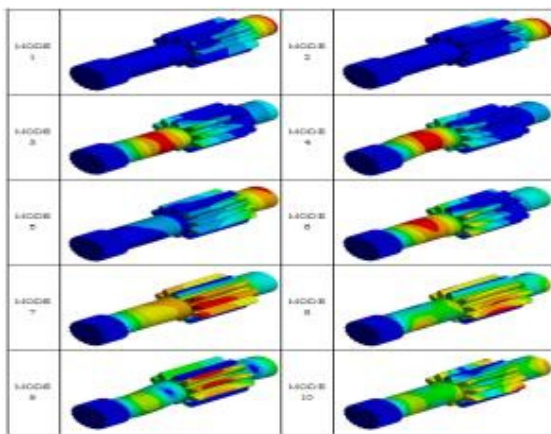


(a) Sun gear(A)

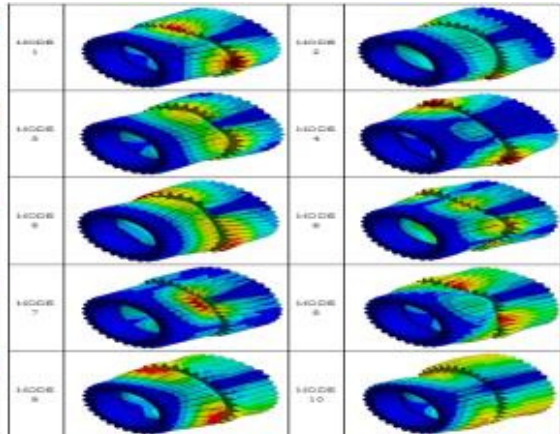


(b) No.1 pinion gear(B)

Fig. 4 Campbell diagrams of gear tooth passing frequency, Ω_1



(a) Sun gear(A)

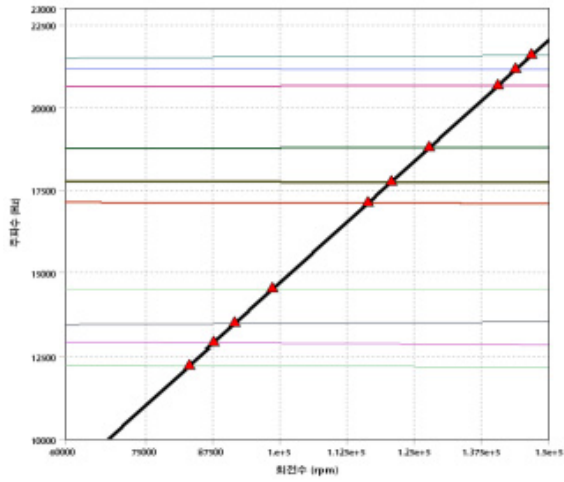


(b) No.1 pinion gear(B)

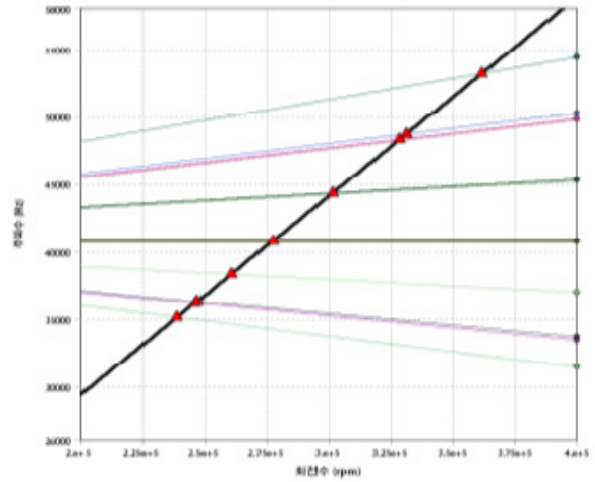
Fig. 5 Mode shapes of sun gear and No.1 pinion gear

차동유성기어류의 가진원인 No.1 pinion gear(B)와 No.1 ring gear(C)의 치통과주파수, Ω_2 에 의한 캠벨선

도를 Fig. 6에, 모드 형상 결과를 Fig. 7에 각각 나타내었다.

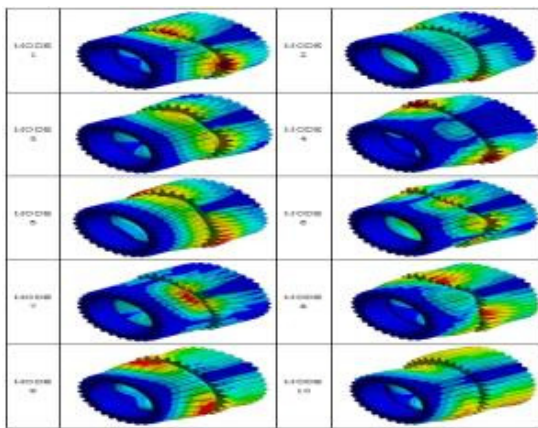


(a) No.1 pinion gear(B)

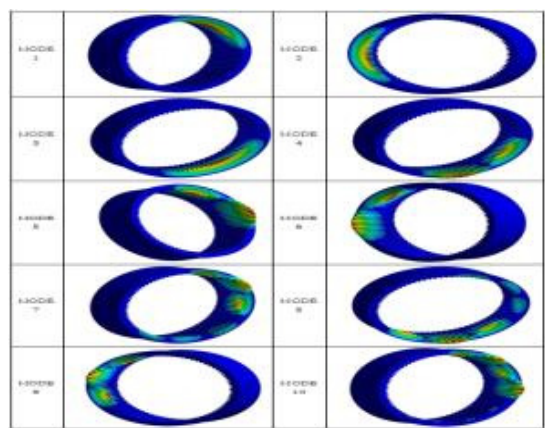


(b) No.1 ring gear(C)

Fig. 6 Campbell diagrams of gear tooth passing frequency, Ω_2

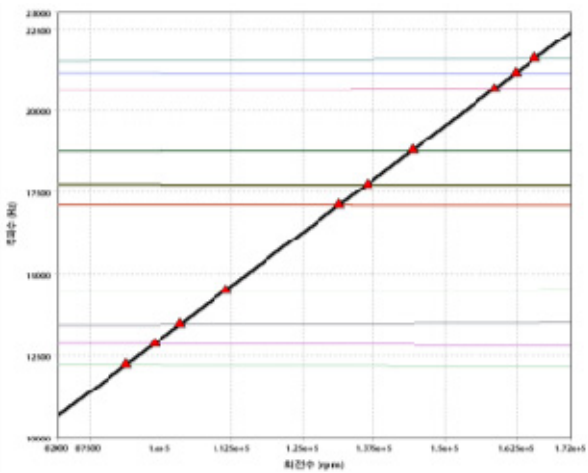


(a) No.1 pinion gear(B)

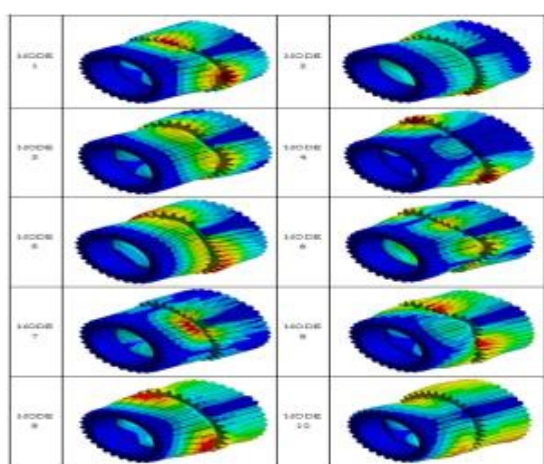


(b) No.1 ring gear(C)

Fig. 7 Mode shapes of No.1 pinion gear and No.1 ring gear



(a) Campbell diagram



(b) Mode shapes

Fig. 8 Campbell diagram of No.2 pinion gear and mode shapes of gear tooth passing frequency, Ω_3

차동유성기어류의 가진원인 No.2 pinion gear(D)와 No.2 ring gear(E)의 치통과주과수, Ω_3 에 의한 캠벨선도와 모드 형상 결과를 Fig. 8에 각각 나타내었는데, No.2 ring gear(E)는 믹서감속기의 구조상 고정 조건이므로 위험속도는 없다.

3. 위험속도 해석 결과

콘크리트 믹서 트럭의 작업모드별로 차동유성기어류에 걸리는 실제 작동 회전수는 Table 3과 식 (2) 및 (3)를 사용하여 계산하였다. 공진현상을 발생시키는 위험 속도를 캠벨선도로 해석하고 콘크리트 믹서 트럭의 작업모드별로 차동유성기어류에 걸리는 실제 작동 회전수 범위와 비교 분석 결과 모든 모드구간에서의 위험속도가 Table 5에 나타난 바와 같이 실제 사용 회전수 범위보다 높게 형성되어 있어 제시된 믹서 감속기용 차동유성기어류의 제원에 대한 위험속도에 의한 공진문제는 없어 안전하다고 판단된다.

Table 5 The results of critical speed analysis

Items	Gear tooth passing frequency	Critical speeds(rpm)	Working speeds(rpm)
Sun gear	Ω_1	72434 ~ 210160	132 ~ 1980
No.1 pinion gear	(10X)	73363 ~ 129330	33 ~ 499
No.1 pinion gear	Ω_2	83131 ~ 146700	33 ~ 499
No.1 ring gear	(8.82155X)	238660 ~ 361760	1 ~ 15
No.2 pinion gear	Ω_3	93817 ~ 165750	33 ~ 499
No.2 ring gear(fixed)	(7.81337X)	0	0

4. 결 론

본 연구에서는 Table 2에 제시된 믹서 감속기용 차동유성기어류의 제원을 적용하여 CATIA V5로 고유진동수를 산출하고 믹서 감속기용 차동유성기어류의 고유진동수와 가진원인 맞물린 기어쌍의 치합전달오차에 의해 발생하는 치통과주과수를 산출하여 공진현상을 발생시키는 위험속도를 캠벨선도로 산출한 뒤, Table 3에 제시된 6-8^m급 콘크리트 믹서 트럭의 작업 모드를 고려한 콘크리트 믹서 트럭의 실제 작업 시 믹서 감속기의 차동유성기어류에 걸리는 실제 작동 회전수 범위와 비교 분석하여 공진여부를 예측하였다.

믹서 감속기용 차동유성기어류의 위험속도 해석 결과 실제 작동 회전수 범위보다 높게 형성되어 있어 제시된 믹서 감속기용 차동유성기어류의 제원에

대한 위험속도에 의한 공진문제는 없어 안전하다고 판단된다.

향후 본 연구에서 제시된 콘크리트 믹서 트럭용 감속기의 핵심 구성부품인 유성기어류에 대한 위험속도 해석결과는 콘크리트믹서 트럭 생산업체인 국내 D사에서 양산 도입 중인 독일 Z사의 믹서 감속기 대체 국산화 개발에 적용되어 2019년 초에 양산적용 예정이며 타 건설기계용 동력전달장치에의 활용도가 많을 것으로 기대된다.

후 기

본 연구는 산업통상자원부, 시스템산업 거점기관 지원사업 지원과제(과제번호: A010600035, 과제명: 6~8루베급 믹서트럭용 드럼 구동 유닛 개발)와 관련하여 작성되었으며 지원에 감사드립니다.

References

- 1) M. H. Bae, T. Y. Bae, Y. S. Cho, H. Y. Son and D. J. Kim, "The Stress Analysis of Planetary Gear System of Mixer Reducer for Concrete Mixer Truck", Journal of Drive and Control, Vol. 12, No.4, pp. 77-81, 2015.
- 2) M. H. Bae, H. W. Lee and N. G. Park, "An Investigation on Vibration Characteristics of Vehicle Transmission", Transactions of the Korean Society Noise and Vibration Engineering, Vol. 10, No.1, pp. 107-116, 2000.
- 3) A. Kahraman, H. N. Ozguven, D. R. Houser, and J. J. Zakrajsek, "Dynamic Analysis of Geared Rotors by Finite Elements", Journal of Mechanical Design, Transactions of the American Society of Mechanical Engineers, Vol. 114, pp. 507-514, 1992.
- 4) A. Kahraman, "Dynamic Analysis of a Multi-Mesh Helical Gear Train", Journal of Mechanical Design, Transaction of the ASME, Vol. 116, pp. 706-712, 1994.
- 5) S. V. Neriya, R. B. Bhat and T. S. Sankar, "On the Dynamic Response of a Helical Geared System Subjected to a Static Transmission Error in the Form of Deterministic and Filtered White Noise Input", ASME Journal of Vibration, Acoustics, Stress, and Reliability in Design, Vol. 110, pp. 501-506, 1988.

- 6) P. Schwibinger and R. Nordmann, "The Influence of Torsional-Lateral Coupling on the Stability Behavior of Geared Rotor System", *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, Vol. 110, pp. 563-571, 1988.
- 7) S. H. Joo, O. H. Roh, D. H. Chung, M. H. Bae, and N. G. Park, "Modeling of Transmission Error of A Gear Pair with Modified Teeth", *Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering*, Vol. 8, No. 5, pp. 841-848, 1998.
- 8) M. H. Bae, and N. G. Park, "A Study on Vibration Characteristics by Gear Transmission Error of Vehicle Transmission", *Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering*, Vol. 11, No.8, pp. 364-373, 2001.
- 9) D. W. Dudley, *The Handbook of Practical Gear Design*, 2nd Edition, McGraw-Hill, San Diego, pp. 1.27-1.32, 2.1-2.12, 3.1-3.45, 3.78-3.112, 1984.