

소음/진동을 고려한 발전설비용 감속기 개발

Development of Reducer for Generating Facility of Electric Power for Low Noise/vibration

이형우¹, 박철우¹
Hyoung Woo Lee¹ and Chul Woo Park¹

¹ 부산대학교 기계공학부 (School of Mechanical Engineering, Pusan National Univ.)
✉ Corresponding author: p016535@pusan.ac.kr, Tel: 051-510-1013

Manuscript received: 2008.5.8 / Revised: 2008.6.12, 8.18 / Accepted: 2008.8.28

A dynamic model of reducer for generating facility of electric power having bevel gear pair and planetary gear train is developed by lumped method. The model accounts for the shaft and bearing flexibilities, gyroscopic effects and the force couplings among the transverse and torsion motions due to gearing. Vibration/noise analysis as well as strength of bevel gear pair and planetary gear train are considered. Exciting forces of high reducer for generating facility of electric power are considered as the mass unbalance of the rotors, misalignment and a function of gear transmission error. A Campbell diagram, in which the excitation sources caused by the mass unbalance of the rotors, misalignment and the transmitted errors of the gearing are considered, shows that, at the operating speed, there are not critical speed.

Key Words: Reducer for Generating Facility of Electric Power (발전설비용 감속기), Planetary Gear train (유성기어열), Bevel Gear (배벨기어), Critical Speed (위험속도)

1. 서론

최근의 회전기계는 기계의 고속화, 정밀화, 대형화, 경량화 추세로 설계되고 있으며, 이로 인해 진동/소음의 문제가 심각히 대두되고 있다. 회전기계는 직렬방식의 발전소용 터빈-제너레이터와 같이 단일 축으로 구성된 단순한 로터-베어링 시스템으로부터 다 축의 증.감속기어를 사용하는 차량, 선박, 가스터빈 및 터보압축기의 기어박스에 이르기까지 많은 종류의 회전기계가 존재하는데, 다단의 기어를 사용하는 다축의 로터-베어링 시스템은 매우 복잡한 진동이 야기된다. 따라서 복잡한 다단 차차계에 대한 진동해석기술이 요구된다.

연구 동향을 살펴 보면, Choi¹는 헬리컬 기어

쌍의 복합 치형계수를 단순화된 유한요소법을 이용하여 산출하였다. Mitchell and Mellen²은 축의 강성이 작은 경우, 기어 메쉬에서 굽힘진동과 비틀림 진동사이의 동적연성이 시스템 활동에 상당히 영향을 끼친다는 것을 실험적으로 관찰했다. Lida³는 평기어의 굽힘과 비틀림의 연성효과를 고려한 기어-축 시스템의 동력학 거동이 굽힘 및 비틀림을 비연성으로 단순화시킨 모델의 결과와 다르다는 것을 보였다. Schwibinger⁴는 평기어의 비틀림과 굽힘진동의 연성효과가 기어-축 시스템의 안정성에 영향을 끼친다는 것을 보였다. Choy⁵는 굽힘과 비틀림이 연성된 3 단 평기어-로터 시스템에 대하여 동역학 모델을 개발하여 질량 불평형을 가진 원으로하는 과도해와 정상상태 응답을 산출하

었다. 또한 Choy⁶는 1 단 펄기어를 가지는 감속기의 기어-로터-베어링 부분은 전달행렬법으로, 케이스 부분은 유한요소로 모델링하여 케이스로부터 방사되는 진동스펙트럼을 실험과 비교했다. 또한 Kahraman⁷은 맞물린 3 개의 헬리컬기어를 가지는 감속기에 대해 정적 치합전달오차를 가진 원으로 하는 응답을 구하였다. 또한 응답특성에 대한 파라미터 해석결과, 공회전 기어가 주파수 응답특성에 중요한 영향을 미친다는 것을 보였다. Honda⁸는 기어가 조립된 축의 진동영향을 조사하기 위하여, 얇은 1 단 펄기어를 제작하고 소음을 측정하여 이론과 비교했다. Neriya^{9,10}는 1 단 헬리컬 기어의 비틀림, 굽힘, 축방향의 연성효과를 고려하여 정적 치합전달오차를 가진 원으로 하는 응답을 구했고, 1 단 헬리컬기어-로터 시스템의 안정성을 조사하기 위하여 비틀림, 굽힘, 축방향이 연성된 힘의 효과를 고려하고 Floquet theory 를 이용해서 안정영역을 산출하였다. Lee¹¹는 자동차 변속기 진동모델에 대한 기초연구를 위하여, 굽힘, 비틀림, 축력이 서로 연성되어있는 헬리컬기어 쌍에 대한 일반화된 진동모델을 수립하였다. 또, 헬리컬기어 쌍에 대한 진동모델의 타당성을 보이기 위해, 치합전달오차로 발생하는 위험속도 해석 결과를 실험과 비교하였다. 또한 Lee¹²는 전달행렬법을 이용하여 베벨기어 쌍의 진동모델을 개발하고 베벨기어 시스템의 진동특성을 파악하였다.

본 연구에서는 베벨기어 쌍, 유성기어 시스템, 스퍼기어 쌍으로 구성되어 있는 발전설비용 고 감속기의 진동모델을 개발하였다. 진동 특성해석을 위하여, 유성기어-링기어 및 선기어-유성기어 쌍에 대한 물림강성계수를 구하고, 기어접촉위치에 따라 변화하는 강성계수 값의 계산을 위해 기어 접촉 위치해석을 수행하였다. 범용유한요소해석 소프트웨어인 ANSYS-Workbench 를 이용해서 감속기의 기어 구조응력해석을 하였다. 또, 기어 쌍, 유성기어 요소, 축 요소, 베어링 요소, 로터 요소에 대한 진동해석 모델을 수립하고 진동특성 해석을 수행하였다. 또, 위험속도선도(Campbell diagram)을 이용한 위험속도평가를 통해 운전속도 범위 내에, 위험속도가 존재하지 않도록 설계하였다.

2. 발전설비용 감속기의 강도 해석 및 진동 모델

2.1 발전설비용 감속기의 작동원리

발전설비용 감속기인 터닝기어시스템은 원자력/화력발전소의 메인 터빈용 감속기로서, 구동축의 동력이 30HP, 구동축의 회전속도가 900rpm 이고 감속비가 1/73.4 이다. 터닝기어시스템은 터빈을 저속으로 회전시키기 위한 감속장치로 정상운전 중에는 정지 상태로 있다가 터빈의 기동 및 정지 시에 12rpm 정도로 구동시키는 역할을 하고 있고 Rotor Position Tool 로도 사용될 수 있다.

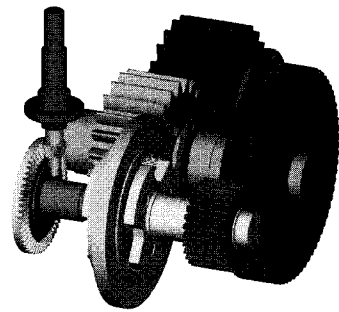


Fig. 1 The structure of turning gear system

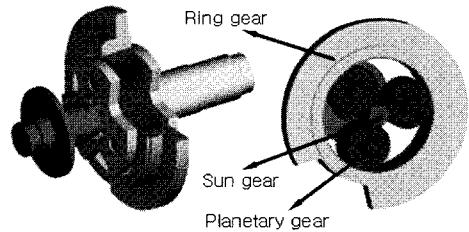


Fig. 2 A planetary gear train of turning gear system

가) 터빈 기동 시 : 터빈 내부로 초기 동기 유입 시에 버켓(Bucket)에 걸릴 수 있는 과부하를 피할 수 있도록 하고 로터(Rotor)의 워밍업(Warming-up) 수행 및 용이한 제어가 가능하게 한다.

나) 터빈 정지 시 : 로터가 가열된 상태이므로 자중에 의해 비틀림 현상이 발생하는데 이를 방지하기 위하여 로터의 온도가 일정 수준까지 하강할 때까지 터빈을 12rpm 정도로 회전시킨다.

다) 로터의 장기간 정지 상태 시 : 자중으로 인한 로터의 비틀림 현상 방지를 위해 한 주에 4~6 시간 터닝기어를 운전한다.

라) 로터의 위치 선정 시 : 터닝기어를 Rotor Position Tool 로 사용한다.

Fig. 1 은 발전설비용 터닝기어시스템의 감속기 구조를 나타낸다. Fig. 1 에서, 모터로부터 전달된 동력이 베벨기어를 통하여 감속이 되고, 감속된 축은 유성기어(Planetary gear) 트레인(Fig. 2)과 연결되어 있다. 유성기어트레인은 링기어가 고정이고 선기어 축이 입력축이 되고 캐리어가 출력축이 되어 동력을 전달한다. 캐리어에 연결된 축은 3 단 스퍼기어 쌍으로 동력을 전달한다. 또, 3 단 스퍼기어 쌍의 중동기어와 연결된 축은 4 단 스퍼기어 쌍에 동력을 전달하여 터닝기어를 구동시키게 된다.

2.2 발전설비용 감속기의 강도 해석

본 연구에 사용한 기어의 재료는 KSD 규격의 SCM420 을 사용하였으며, 기계적 성질은 Table 2 에 나타내었다. 감속기의 토크는 3183 N · mm 이며, 반지름은 35mm 이다. 유성기어장치의 외부를 Fixed 로 하며, 선기어에 토크를 입력축으로 한다. 선기어, 링기어, 유성기어의 접촉은 No Separation 의 조건을 이용해서 해석을 수행하였다. No Separation 은 완전접촉과 유사하지만, 접촉방향으로 약간의 Sliding 를 허용한다. (Nodes : 226,273 개, Element : 111,121 개) Fig. 3 은 유성기어장치의 상당응력분포를 나타내고 있다. 유성기어의 최대상당응력이 5.12 [MPa] 발생하고 있다. 유성기어는 재료의 항복강도와 인장강도보다 작게 발생하고 있다. 유성기어의 구조응력은 안전한 것으로 판명이 되었다.

Table 1 Dimension of test gear

	Teeth	module
Sun gear	20	3
Ring gear	106	3
Planetary gear	43	3

Table 2 Mechanical properties of SCM420

Material	SCM420
Heat Treatment [hr]	930+1hr
Yield Strength [MPa]	40
Tensile Strength [MPa]	7
Fracture Strength [MPa]	11.9
Elongation [%]	18.2
Hardness [Hb]	175

Fig 4 는 베벨기어에 대한 상당응력분포를 보여주고 있다. 베벨기어의 입력축에서 13KN 의 힘이 치형에 작용하고 있다. 베벨기어의 뒷단을 Fixed 로하며, 치형에 하중을 분포하게 하였다. 베벨기어의 잇수는 13, 모듈 5.714, 압력각 20°, 축각 90° 이다. Nodes : 35,842 개, Element : 23,254 개) 베벨기어의 치형부분에서 최대상당응력이 10.437 [MPa] 발생하고 있다. 베벨기어의 구조응력은 안전한 것으로 판명이 되었다. Fig. 5 는 베벨기어에 대한 Total deformation 를 보여주고 있다. 베벨기어의 최대 변형량이 0.689 [mm]로 나타나고 있다.

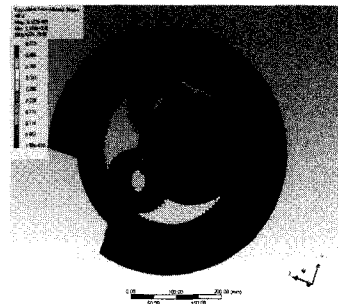


Fig. 3 Equivalent stress of planetary gear system

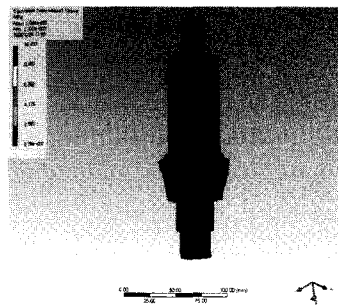


Fig. 4 Equivalent stress of bevel gear system

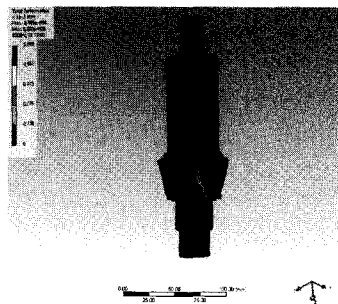


Fig. 5 Total deformation of bevel gear

2.3 발전설비용 감속기의 동력학적 모델

Table 3 A vibration model of turning gear system

Element	Description
Rotor	<ul style="list-style-type: none"> gyroscopic effect mass unbalance skew unbalance
Shaft	<ul style="list-style-type: none"> shaft mass, stiffness gyroscopic effect
Bearing	<ul style="list-style-type: none"> bearing stiffness
Gear part	<ul style="list-style-type: none"> mesh stiffness mass unbalance skew unbalance gear profile error

복잡한 기어 연쇄기구(베벨기어 쌍, 유성기어 트레인, 스퍼기어 쌍), 동력축, 베어링, 로터 및 케이스 등으로 구성된 터닝기어 시스템을 기어 연쇄부, 축부, 로터부 그리고 베어링부로 나누어 집중 질량계법으로, 각 절점에 대해서는 축방향 및 축방향 변위, 굽힘 및 비틀림 회전, 자이로 효과를 모두 고려한 6 자유도로 모델링 하였는데 케이스류는 시스템 복잡성 문제로 강체 지지벽으로 가정하였다. 한 쌍의 기어는 회전하는 두 개의 강체와 탄성변형하는 치접축부, 즉 두 기초원에 연결된 한 개의 스프링 요소로 가정하고 감쇄는 무시한다. 동력축은 질량을 고려한 운동에너지 및 탄성에너지 저장 유한요소 모델로 가정하였고, 로터는 강체운동을 하는 운동에너지 저장요소로, 베어링은 모두 선형 스프링으로 가정하였다.

2.3.1 유한요소법에 의한 기어 치 강성 해석

Fig. 6 은 유성기어 시스템의 제시된 진동모델이다. 이때 유성기어 시스템의 진동해석에 있어 선결되어야 할 것은 치 접촉 쌍에서의 복합 치형 강성계수를 정확히 구하는 것이다. Fig. 6 에서 θ_s , θ_p , θ_c 는 축과 선기어, 유성기어, 캐리어의 회전 진동운동을 나타낸다. k_{sx} , k_{sy} 는 축과 선기어사이의 강성을 나타내며 k_{cp} 는 캐리어와 유성기어사이를 연결하는 베어링부분에 대한 등가 강성계수를 나타내는데, 이들 k_{sx} , k_{sy} , k_{cp} 는 베어링에 대한 특성을 고려한 일정 강성계수로 가정한다. 선기어-유성기어 쌍과 유성기어-링기어 쌍의 치형강성

계수, k_{sp} , k_{pr} 은 각각 기어쌍이 맞물려 돌아가는 동안 시간에 따라서 변화하므로 각 위치에 대한 값을 정확히 구하여야 한다.

본 연구에서는 각 기어쌍의 시변화 치형강성 계수 k_{sp} , k_{pr} 을 기어의 기구학적 적합성과 영향 계수법에 의한 방법으로 구하고자 한다. 유연영향 계수행렬의 각 요소는 유한요소법으로 계산한다. 유한요소법에 의해 기어 강성을 구하는 방법은 Fig. 7 과 같다.

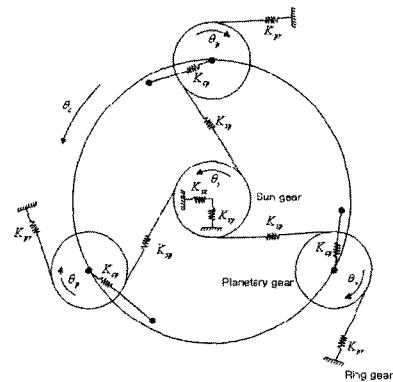


Fig. 6 A schematic of a planetary gear

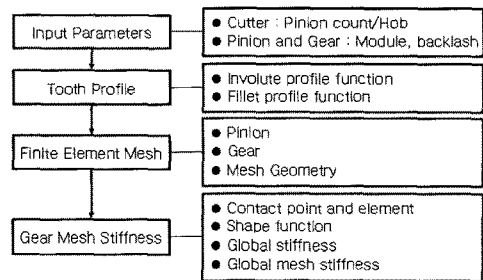


Fig. 7 Flow chart of gear system design

2.3.2 맞물리는 기어 쌍의 접촉위치 해석

Fig. 8 은 두 기어 치의 접촉관계와 작용선 상에서의 이동관계를 나타낸다. Fig. 8 에서, 기어 1 이 반시계 방향으로 회전하면 기어 2 는 시계방향으로 회전하게 되며, 두 기어의 접촉은 그림의 화살표 방향으로 계속하여 진행된다. 두 기어의 접촉은 기어 1 의 이끝원과 작용선의 만나는 점, S₁ 에서 시작하여 기어 2 의 이끝원과 작용선이 만나는 점 S₀ 에서 끝이 나며, S₁ S₀ 는 물림 길이가 된

다. 기어 1 의 치 K 가 S₁ 점에 위치하면 기어 1 의 치 L 은 점 S₁ 에서 작용선상의 1 법선피치 만큼 떨어진 점 S₂ 에서 동시에 접촉을 하게 된다. 결국 다점접촉상태에 이르게 되어 주어진 전달력에 대한 접촉력 계산은 부정정 문제가 된다. 기어치 L 이 S₂ 에 도달하면 그 다음 기어치가 S₁ 에서 접촉하며, 이런 과정을 되풀이하게 된다. 물림울의 소수부분을 제외한 정수 값을 N_c 라 할 때, 기어 쌍의 최대 접촉점의 개수는 N_c + 1 개가 된다.

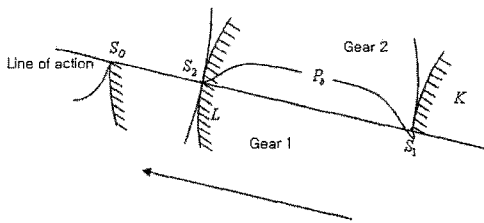


Fig. 8 The contact of gear teeth

유한요소법으로 기어 쌍의 유연영향계수를 산출하기 위해서, 맞물리는 기어쌍의 접촉점의 위치를, 치형에 고정된 좌표계로 나타낼 필요가 있다.

(1) 유성기어와 링기어

유성기어-링기어 쌍의 접촉은 외접기어와 내접기어의 접촉상태이다. 일반적으로 유성기어-링기어 쌍의 접촉은 선기어-유성기어 쌍의 접촉 보다 물림울이 크다. 유성기어-링기어 쌍의 접촉에서 각 물체 고정좌표계에 대한 접촉점의 위치와 접촉각을 구한다. 유성기어-링기어 쌍의 접촉은 Fig. 9 에 도시 하였다. 각도 ψ_2 는 물체 고정좌표축 Y₂ 와 Y 기준좌표축 사이에 이루는 각도를 나타내며, 각도 β_2 는 접촉점과 물체 고정좌표축 Y₂ 가 이루는 각이다. 링기어가 임의의 점 x 에서 접촉을 하고 있는 경우, 접촉점의 반경 R_{x2}, 접촉력의 방향과 물체 고정좌표계의 수직 방향이 이루는 각 α_2 는 다음과 같다.

$$R_{x2} = \sqrt{(R_c - xc \cos r_2)^2 + (xc \sin r_2)^2} \tag{1}$$

즉, 식(1)을 다시 정리하면 아래와 같다.

$$R_{x2} = (R_c^2 + xc^2 - 2R_c xc \cos r_2)^{1/2} \tag{2}$$

$$\alpha_2 = \phi - \psi_2 \tag{3}$$

여기서,

$$r_2 = \sin^{-1} \left(\frac{R_{b2}}{R_c} \right)$$

$$\psi_2 = \sin^{-1} \left(\frac{xc - PC}{R_{x2} \cos \phi} \right) - \beta_2$$

식 (2)로부터 유성기어-링기어 쌍의 접촉에서 물체 고정좌표계에 대한 링기어의 접촉점의 위치, X_{2x}, Y_{2x} 를 구하면 다음과 같다.

$$X_{2x} = R_{x2} \sin \beta_2 \tag{4}$$

$$Y_{2x} = R_{x2} \cos \beta_2$$

마찬가지로, 유성기어가 임의의 점 x 에서 접촉을 하고 있는 경우 접촉점의 반경을 R_{x1}, 접촉력의 방향과 물체 고정좌표축의 수직방향이 이루는 각을 α_1 라 하면 식은 다음과 같다.

$$R_{x1} = (R_{a1}^2 + xc^2 - 2R_{a1} xc \cos \eta_1)^{1/2} \tag{5}$$

$$\alpha_1 = \phi - \psi_1 \tag{6}$$

여기서,

$$r_1 = \sin^{-1} \left(\frac{R_{b1}}{R_{a1}} \right)$$

$$\psi_1 = \sin^{-1} \left(\frac{xc - PC}{R_{x1} \cos \phi} \right) - \beta_1$$

식 (5)로부터 유성기어-링기어 쌍의 접촉에서 물체 고정좌표계에 대한 유성기어의 접촉점의 위치, X_{1x}, Y_{1x} 을 구하면 다음과 같다.

$$X_{1x} = R_{x1} \sin \beta_1 \tag{7}$$

$$Y_{1x} = R_{x1} \cos \beta_1$$

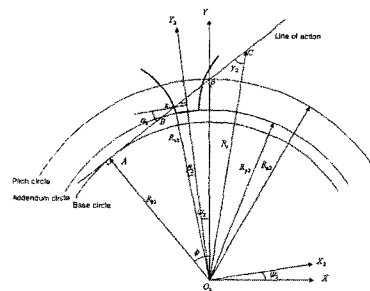


Fig. 9 Contact of an internal gear pair

(2) 선기어와 유성기어

선기어-유성기어 쌍의 접촉은 외접기어와 외접기어의 접촉이 되며, 각물체 좌표계에 대한 접촉점의 위치와 접촉각은 Fig. 10 에 도시하였다. 선기어와 유성기어의 접촉점의 반경, R_{x1} , R_{x2} 는 각각 다음과 같다.

$$R_{x1} = \sqrt{R_{a1}^2 + xB^2 - 2R_{a1}xB \cos \leq NBO_1} \tag{8}$$

$$R_{x2} = \frac{\overline{Mx}}{\cos < MxO_2}$$

여기서,

$$< NBO_1 = \sin^{-1} \left(\frac{R_{b1}}{R_{a1}} \right)$$

$$< MxO_2 = \tan^{-1} \left(\frac{R_{b2}}{Mx} \right)$$

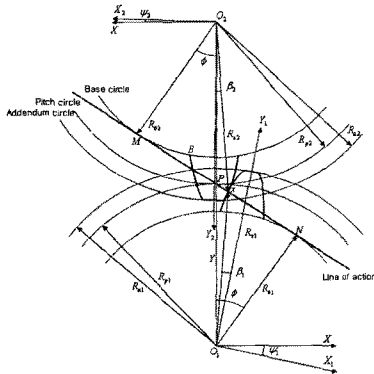


Fig. 10 Contact of an external gear pair

그리고 AX 는 물림길이에서 일정한 양 만큼 빼준 값이다. 접촉력의 방향과 각각의 물체 공정좌표계, Y_1 , Y_2 의 법선 방향이 이루는 각 α_1 , α_2 는 각각 다음과 같다.

$$\alpha_1 = \phi - \varphi_1 \tag{9}$$

$$\alpha_2 = \phi + \varphi_2$$

여기서,

$$\varphi_1 = \sin^{-1} \left(\frac{\overline{Bx} - \overline{BP}}{R_{x1} \cos \phi} \right) + \beta_1$$

$$\varphi_2 = \sin^{-1} \left(\frac{\overline{Mx}}{R_{x2}} \right) - \phi - \beta_2$$

여기서, β 는 접촉점과 물체 고정좌표계가 이루는

각이다. 식 (9)로부터 물체 고정좌표계에 대한 접촉점, X 의 위치는 다음과 같다.

$$X_x = R_x \sin \beta \tag{10}$$

$$Y_x = R_x \cos \beta$$

2.3.3 치형강성계수의 계산 이론

기어쌍이 동력을 전달 할 때, 접촉점이 두 개 이상이면 부정정 문제가 되므로 힘의 관계, 기어쌍의 적합조건(Compatibility Condition), 그리고 힘과 평형의 관계를 고려하여야만 이 부정정 문제를 풀 수 있다. 힘의 평형관계를 살펴보자. Fig. 11 은 기어 쌍이 작용선 상에서 1, 2, 3 점에서 접촉을 하면서 회전 동력을 화살표 방향으로 전달하고 있는 경우이다. Fig. 11 에서 기어 쌍의 총 전달력은 F_T 가 되고, 접촉점 1, 2, 3 에서의 접촉력은 각각 F_1 , F_2 , F_3 가 된다. 힘의 평형관계에 의해 다음식이 성립한다.

$$F_T = F_1 + F_2 + F_3 \tag{11}$$

기어쌍의 적합조건을 살펴보자. 접촉력 F_2 에 의한 접촉점 2 에서의 구동기어의 탄성변형량은 $D_1^{(2)}$, 피동기어의 탄성변형량은 $D_2^{(2)}$ 가 된다. 마찬가지로 접촉점 F_1 에 의한 접촉점 1 에서의 구동기어의 탄성변형량은 $D_1^{(1)}$, 피동기어의 탄성변형량은 $D_2^{(1)}$ 가 되며, 접촉력 F_3 에 의한 접촉점 3 에서의 구동기어의 탄성변형량은 $D_1^{(3)}$, 피동기어의 탄성변형량은 $D_2^{(3)}$ 이다. 기어쌍이 일정한 회전속도를 유지 하기 위한 적합조건은 다음과 같다.

$$D^{(1)} = D^{(2)} = D^{(3)} = D_0 \tag{12}$$

여기서,

$$D^{(1)} = D_1^{(1)} + D_2^{(1)}$$

$$D^{(2)} = D_1^{(2)} + D_2^{(2)}$$

$$D^{(3)} = D_1^{(3)} + D_2^{(3)}$$

기어쌍의 힘과 변형의 관계를 살펴보자. 기어 치는 탄성 변형을 한다고 가정할 수 있으므로 다음의 식이 성립한다.

$$D^{(1)} = D_{11}F_1 + D_{12}F_2 + D_{13}F_3 \tag{13}$$

$$D^{(2)} = D_{21}F_1 + D_{22}F_2 + D_{23}F_3$$

$$D^{(3)} = D_{31}F_1 + D_{32}F_2 + D_{33}F_3$$

여기서 C_{ij} 는 j 점 에 단위 힘, 이 $F_j = 1$ 작용할 때, 이 힘으로 인하여 임의의 점 i 의 탄성변형을 의미 하며, 이 C_{ij} 를 유연영향계수(Flexibility Influence Coefficients)라 한다. C_{ij} 는 점 j 에 단위힘 F_j 를 가 하고 다른 힘의 성분을 영으로 하였을 때, 임의의 점 i 의 탄성변형량 D^i 가 된다. 이때, 각 유연영향 계수는 유한요소법으로 구한다. 식 (12)과 식 (13) 로부터 다음 식이 유도 된다.

$$\begin{bmatrix} \frac{F_1}{D_0} \\ \frac{F_2}{D_0} \\ \frac{F_3}{D_0} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} C_{11} & C_{12} & C_{13} \\ C_{21} & C_{22} & C_{23} \\ C_{31} & C_{32} & C_{33} \end{bmatrix}^{-1} \begin{bmatrix} 1 \\ 1 \\ 1 \end{bmatrix} \quad (14)$$

식 (14)에서, C_{ij} 는 유한요소법으로 구할 수 있고,

따라서 $\frac{F_1}{D_0}, \frac{F_2}{D_0}, \frac{F_3}{D_0}$ 이 구해진다.

전달력 F_T 는 $F_1 + F_2 + F_3$ 이므로 다음 식이 유도 된 다.

$$F_T = D_0 \left(\frac{F_1}{D_0} + \frac{F_2}{D_0} + \frac{F_3}{D_0} \right) \quad (15)$$

정의에 의해 복합 치형강성계수는 다음과 같다.

$$F_T = \frac{F_T}{D_0} = \left(\frac{F_1}{D_0} + \frac{F_2}{D_0} + \frac{F_3}{D_0} \right) \quad (16)$$

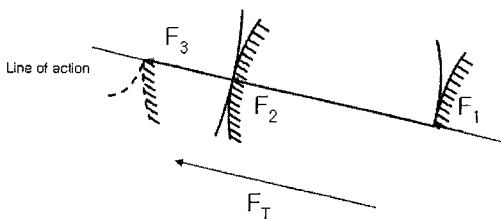
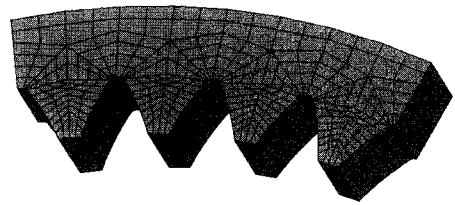
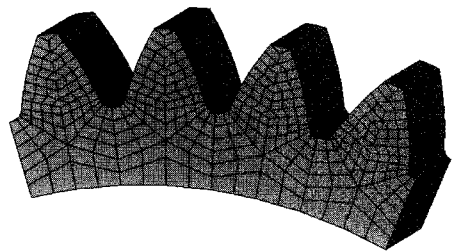


Fig. 11 The transmission strength of multi-spot contact

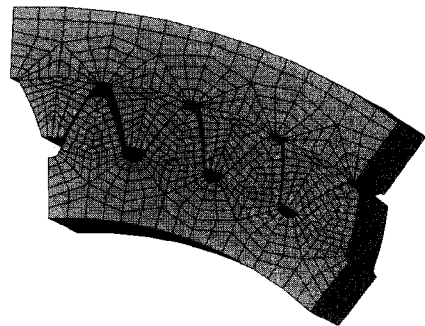
Fig. 12 는 FORTRAN 프로그램에 의해 작성된 입력 화일을 유한요소해석 S/W 인 ANSYS 를 이용하여 유한요소망을 생성한 그림이다. Fig. 13, Fig. 14 는 유한요소법에 의해 작용선상의 기어 법선파 치(기준파치)에 대한 접촉위치에 대한 기어 강성을 구한 결과이다.



(a) Mesh of ring gear



(b) Mesh of planetary gear



(c) Finite element of internal gear pair

Fig. 12 Mesh of internal gear

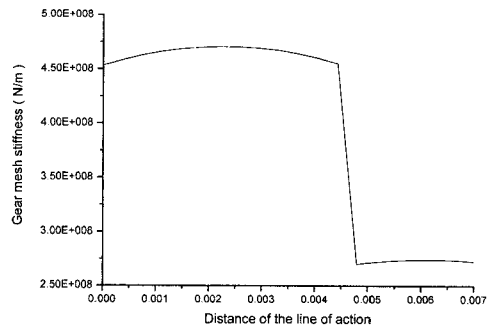


Fig. 13 Sun/planetary gear mesh stiffness($Z_1=43, Z_2=20, \phi=20^\circ$)

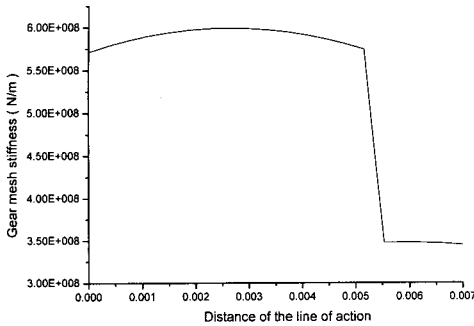


Fig. 14 Planetary gear/ring gear mesh stiffness($Z_1=20$, $Z_2=106$, $\phi=20^\circ$)

2.4 발전설비용 감속기의 운동방정식

발전설비용 감속기의 기어연쇄부, 동력축부, 로터부 및 베어링부에 대한 질량행렬, 강성행렬, 자이로효과를 집중질량계를 이용하여, 각각의 절점에 대한 운동방정식을 구하고 부분구조합성법으로 조합하여 전체 운동방정식을 구한다. 따라서 일반화된 변위벡터, q 로 표현된 터닝기어 시스템의 운동방정식은 다음과 같다.

$$M\ddot{q} + G\dot{q} + Kq = 0 \tag{17}$$

여기서,

$$q = [q_1, q_2, \dots, q_i, \dots]^T$$

M: 시스템 질량행렬

G: 자이로효과

K: 시스템 강성행렬

3. 발전설비용 감속기의 진동특성 해석

발전설비용 감속기의 가진원은 회전 불평형에 의한 가진, 기어접촉부의 치형오차에 의한 가진, 치형 피치오차로 인한 가진, 베어링과 회전축의 설치오차로 인한 가진 등이 있으며 그 밖에 치형 강성계수의 시간적 변화로 인한 자려가진과 구름 베어링 부에서의 유격 및 비선형 변형으로 인한 가진 등이 있다. 회전불평형에 의한 가진진동수는 회전속도(ω)와 같다. 베어링과 회전축의 설치오차로 인한 가진은 회전속도의 정수배(2ω , 3ω etc)로 나타난다. 기어접촉부에서 치형가공오차, 피치오차와 구동시의 부하에 의한 치접촉부의 변형으로 인

해 치합전달오차를 발생시킨다. 이것으로 인해 기어 화인소음을 발생시킨다. 이 때의 가진진동수는 축의 회전각속도에 기어 잇수를 곱한 소위 치통과 주파수(Ω)가 된다. 또, 치접촉부의 강성계수는 접촉위치에 따라 주기적으로 변하므로 이에 대한 자려가진력은 회전축 진동수와 치통과 주파수 및 그 정수배의 side bands($k \Omega \pm \omega$, $k=1, 2, 3$ etc)주파수가 된다. 자려가진진동수 및 외부 가진진동수를 통틀어서 라 $\gamma_{i,j}=1,2,3,\dots$ 하고 터닝기어시스템의 고유진동수를 $\lambda_{i,j}=1,2,3,\dots,N$ 이라 할 때, 공진 떨림이란 어느 한 가진진동수가 어느 한 고유진동수와 일치하는 것을 의미한다.

$$\gamma_i = \lambda_j \tag{18}$$

일 때 공진 떨림이 일어나는데 가진진동수는 각각 독립적이지 않고 모두 입력축 회전속도의 몇 배로 정의되므로 공진 떨림이 발생하는 위험속도가 얻어지게 된다. 즉, $\gamma_i = C_i \omega$ 라 한다면, 위험속도는

$$\omega_{cr} = \lambda_j / C_i \tag{19}$$

가 된다. 발전설비용 감속기의 운전속도 범위가 주어질 때 이 범위 안에 위험속도가 존재하지 않도록 설계하는 것이 바람직하다. Fig. 15는 시뮬레이션에 의한 발전설비용 감속기의 위험속도 선도이다. Table 2에 나타난 1차 가진원에 대해 Fig. 16과 같이 입력축 기준속도 100rpm~1,500rpm에 대한 고유진동수와 가진 진동수의 변화를 살펴볼 수 있다. 운전속도(900rpm)범위 내에서 위험속도가 존재하지 않음을 알 수 있다.

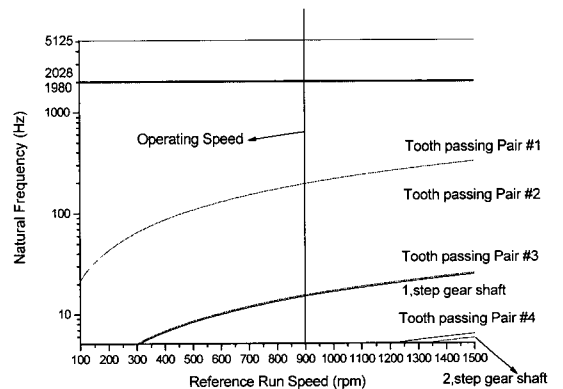


Fig. 15 Campbell diagram of turning gear system

Table 4 Forcing frequency of run speed

Description	Excitation Source	Forcing Frequency (rpm)
1'step gear shaft (input shaft)	Rotor Mass Unbalance	900
2'step gear shaft	"	208.9
3'step gear shaft	"	33.13
4'step gear shaft	"	12.72
Output shaft	"	12.19
Tooth Passing Pair #1	Gear Profile Error	11700
Tooth Passing Pair #2	"	4178.6
Tooth Passing Pair #3	"	928.56
Tooth Passing Pair #4	"	292.56

4. 결론

본 논문에서는 H사에서 개발한 발전설비용 고감속비를 가지는 감속기(감속비: 1/73.4)인 터닝기어 시스템의 진동 모델을 개발하고 진동특성을 분석하였다.

(1) 유성기어-링기어 및 선기어-유성기어 쌍에 대한 복잡한 치형강성계수를 유한요소법에 의해 구하였다. 링기어-유성기어 및 선-유성기어 쌍의 접촉위치를 물체 고정좌표로 나타내는 식을 유도하였고 유한요소법을 이용하여 각 기어쌍의 기하학적 적합성과 힘의 평형 관계 및 물림관계를 고려하여 산출하였다.

(2) 유성기어와 베벨기어는 재료의 항복응력보다 작은 구조응력이 발생하고 있기에 안전한 것으로 판명이 되었다.

(3) 발전설비용 고 감속을 가지는 감속기시스템의 기어연쇄(베벨기어 쌍, 유성기어, 스피기어 쌍), 축부, 로터부, 베어링부로 구성되는 진동모델을 설계하였다.

(4) 발전설비용 감속기 시스템에서 발생 할 수 있는 진동/소음 가진 원에 대해 위험속도 해석을 수행함으로써, 운전속도 범위에서 진동/소음이 발생하지 않음을 확인하였다.

참고문헌

1. Choi, M. G., "The Combined Mesh Stiffness Characteristics of Spur and Helical Gears," M. S., Mechanical engineering, North Carolina State University, 1987.
2. Mitchell, L. D. and Mellen, D. M., "Torsional-Lateral Coupling in a Geared High-Speed Rotor System," ASME Paper, DET-75, 1975.
3. Lida, H., Tamura, A. and Oonishi, M., "Coupled Torsional-Flexural Vibration of a Shaft in a Geared System," Bull. of JSME, Vol. 28, No. 2, pp. 2694-2698, 1985.
4. Schwibinger, P. and Nordmann, R., "The Influence of Torsional-Lateral Coupling on the Stability Behavior of Geared Rotor System," Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 110, No. 1, pp. 563-571, 1988.
5. Choy, F. K., Tu, Y. K., Savage, M. and Townsend, D. P., "Vibration Signature and Modal Analysis of Multi-stage Gear Transmission," Journal of the Franklin Institute, Vol. 328, No. 2/3, pp. 281-298, 1991.
6. Choy, F. K. and Ruan, Y. F., "Modal Simulation of Gear Box Vibration with Experimental Correlation," Journal of Propulsion and Power, Vol. 9, No. 2, pp. 301-306, 1993.
7. Kahraman, A., "Dynamic Analysis of a Multi-Mesh Helical Gear Train," Journal of Mechanical Design, Transaction of the ASME, Vol. 116, Issue 3, pp. 706-712, 1994.
8. Honda, Y., Hira, S., Matsuhisa, H. and Sato, S., "A Method of Analysis for Coupled Vibration in an Axial Direction of a Rotating Gear Pair," J. of JSME(C), Vol. 5, No. 527, pp. 1659-1664, 1990.
9. Neriya, S. V., Bhat, R. B. and Sankar, T. S., "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, No. 4, pp. 501-506, 1988.
10. Neriya, S. V., Bhat, R. B. and Sankar, T. S., "Stability Analysis of Force Coupled in Helical Geared Rotor Systems," Proceedings of the Twelfth Biennial

ASME Conference on Mechanical Vibration and Noise, pp. 225-229, 1989.

11. Ko, W. S, Lee, H. W and Park, N. G., "Development of a Vibration Model of a Helical Gear Pair for Vehicle Transmission," International Journal of Automotive Technology, Vol. 7, No. 4, pp. 477-483, 2006.
12. Lee, H. W. and Bae, M. H., "Vibration Characteristic Study of Bevel Geared system Using Transfer Matrix Method," Journal of the Korean Society of Precision Engineering, Vol. 25, No. 4, pp. 118-126, 2008.