

# 큐프렌시 영역 해석을 통한 드라이브 트레인 결합 분석

박용희\*, 씨웨이, 박현철\*\*

## Fault Analysis of the Wind Turbine Drive Train in the Quefrequency Region

Yong-Hui Park\*, Wei Shi and Hyun-Chul Park\*\*

### Abstract

In the previous research, dynamic results have been analyzed in the time and frequency regions. Time and frequency region can be transformed by the Fourier transform. This transform is very useful about analyzing system behaviors. However, because of coupling, it cannot give clear results in the real system including lots of defects. In this paper, we introduced the analysis based on quefrequency region to represent physical means clearly from complicated results. We simulated the drive train system which has defects, and compared between frequency and quefrequency region to show its excellence. To do this process, We established mathematical model. The equation of motion was derived by the Lagrange equation and constraint equations. The constraint equation included relationships about gear mesh, flexibility of shaft. About numerical analysis, the Newmark beta method was used to get results. And FFT (Fast Fourier Transform) which converts results from time domain to frequency, quefrequency was used.

### Key words

Structural analysis(구조해석), Drive train(드라이브 트레인), Dynamics(동역학), Cepstrum(캡스트럼)

(접수일 2013. 2. 21, 수정일 2013. 6. 7, 게재확정일 2013. 8. 5)

\* 포항공과대학교 기계공학과 (Mechanical Engineering, Pohang University of Science & Technology)

■ E-mail : yonghuipark@postech.ac.kr ■ Tel : (054)279-2837 ■ Fax : (054)279-2837

\*\* 포항공과대학교 엔지니어링대학원 (Graduate School of Engineering Mastership, Pohang University of Science & Technology)

■ E-mail : hcpark@postech.ac.kr ■ Tel : (054)279-2167 ■ Fax : (054)279-2167

## Nomenclature

$F$  : fourier transformation

$S$  : spectrum

$x$  : signal

$c$  : cepstrum

$T$  : total time

$L$  : lagrange equation

$\varphi$  : angular displacement

$\delta$  : relative displacement

$q$  : generalized coordinates

$[J]$  : mass matrix

[K] : stiffness matrix  
 [Q] : generalized force  
 a, β : parameters of newmark beta method  
 Δt : step size

## 1. 서론

국제적 에너지 대란에 많은 국가에서 다양한 대체 에너지 개발에 연구를 투자하고 있다. 우리나라의 경우 해안가를 중심으로 풍력발전기의 설치에 투자가 진행되고 있으며 다양한 연구 방법이 진행되고 있다. 풍력 발전기는 외관적으로 크게 블레이드, 나셀, 허브, 타워로 이루어져 설치를 하는데 상당히 많은 노력이 필요하다. 풍력 발전기에는 다양한 하중으로 인해 복잡한 거동을 보이는 것이 특징이다. 그 중 공기역학적 토크가 발전기에 회전력으로 전달되어 전력을 생산하는 중간 역할을 수행하는 드라이브 트레인은 가장 중요한 특징이다. 안전성과 내구성을 갖춘 풍력 발전기를 생산하기 위해서는 경량화, 효율적인 제어 방식도 중요하지만 드라이브 트레인의 회전 운동에 대한 거동 분석 또한 중요한 사실이다.

하지만 단순 시뮬레이션과는 달리 실제 드라이브 트레인의 진동 데이터는 각 부품들의 결합 및 상관관계로 인해 특이한 거동이 발생되곤 한다. 만약 거동의 발생 크기가 육안으로 쉽게 판단할 수 있으면 큰 문제가 되지 않지만 미세하고 주기성을 가지고 있다면 시간이력과 주파수 영역의 해석만으로 물리적 의미를 파악하는데 어려움이 있다.

이에 따라 결합 발견을 위해 다양한 이론들이 제시되어지고 있으며 신호처리를 통해 얻어진 실험적 데이터가 주를 이루고 있다. 현재까지 이루어진 연구를 살펴보면 시스템을 표현한 수학적 모델에서 얻어지는 해를 실제 실험 데이터와 비교해서 남은 잔류 신호를 처리하여 결합을 해석하는 방법<sup>(1)</sup>, 실험적으로 측정된 베어링, 축을 교체하면서 얻어지는 결과를 비교하는 방법<sup>(2)</sup>, 진동 자료를 Sideband Power Factor 알고리즘으로 처리하여 결합을 감지하는 방법<sup>(3)</sup>을 들 수 있다. 본 연구와 가장 비슷한 개념의 연구로는 Shiroishi가 베어링 결합에 제안한 포락선 처리 방법을 이용하여 AE 신호를 시켜 결과적으로 시간 영역 분석, 주파수 영역 분석, 시간 주파수 분석법, 포락선 처리법을 통해 결합을 추출하는 방법<sup>(4)</sup>

이 되겠다.

본 연구에서 제시한 큐프렌시 영역에서의 해석은 기존의 방법에 비해 수학적으로 이해하기 쉽고 시간 영역에서의 진동 데이터를 변환시켜 얻는다는 특징을 가지고 있다.

이러한 수학적 사실을 바탕으로 기어 관계 및 맞물림, 축 변형을 포함하는 드라이브 트레인의 수학적 모델을 이용하여 시간에 대한 결과를 얻어 주파수 영역과 큐프렌시 영역으로 확장하여 비교 분석을 수행하였다. 또한 나타나는 현상을 물리적 의미로 재해석하였으며 결합 측정 시에 나타는 현상을 분석하였다.

## 2. 이론

### 2.1 켈스트럼

일반적으로 스펙트럼의 수평축이 진동수를 나타내는 것처럼 큐프렌시(quefrensy)는 켈스트럼<sup>(5)</sup>이라고 알려진 매개변수에 대해 수평축 역할을 한다. 켈스트럼(cepstrum)이라는 용어는 여러 가지로 정의할 수 있다. 켈스트럼의 정의는 파워스펙트럼에 로그를 취한 값의 파워스펙트럼이다. 예를 들어 x(t)가 시간 신호를 나타내면 스펙트럼 S<sub>x</sub>(ω)는 식 (1)과 같다.

$$S_x(\omega) = |F\{x(t)\}|^2 \quad (1)$$

여기서 F{ }는 식 (2)의 Fourier 변환을 의미한다.

$$F\{x(t)\} = \frac{1}{T} \int_{-\frac{T}{2}}^{\frac{T}{2}} x(t)e^{i\omega t} dt \quad (2)$$

이에 따라 켈스트럼 c(τ)은 식 (3)과 같이 표현된다.

$$c(\tau) = |F\{\log S_x(\omega)\}|^2 \quad (3)$$

또한 켈스트럼은 파워스펙트럼에 로그를 취한 값의 역 Fourier 변환으로 정의되어 식 (4)와 같이 표현될 수 있다.

$$c(\tau) = F^{-1}\{\log S_X(\omega)\} \quad (4)$$

캡스트럼은 스펙트럼과 동일한 방식으로 정리할 수 있다.

큐프렌시(quefrensy) - 진동수(frequency)

라모닉(rhamonics) - 조화항(harmonics)

갠니튜드(gamnitude) - 크기(magnitude)

세이프(saphe) - 위상(phase)

이러한 관계로부터 큐프렌시가 캡스트럼의 수평축 역할을 하는 이유를 논리적으로 알 수 있다.

현실적으로 캡스트럼의 두 가지 정의 중에서 어느 하나를 고집할 필요는 없다. 그 이유는 식 (3)과 (4)의 서로 다른 정의는 (로그)스펙트럼에서 강한 주기성이 있으면 둘 다 동일한 위치에서 뚜렷한 피크를 보이기 때문이다. 캡스트럼은 터빈의 날개나 기어박스에서 기어의 이와 같은 요소의 결함으로 인해 스펙트럼의 주기성을 감지할 수 있기 때문에, 기계 상태 감시와 진단에 유용하게 사용된다. 그 예로 트럭의 기어박스에 대한 스펙트럼과 캡스트럼을 살펴보면, Fig. 1<sup>(5)</sup>과 같다.

두 개의 기어박스 중 하나는 좋은 상태이고 나머지는 나쁜 상태이며 이 두 경우에 동일하게 일단 기어를 걸어놓고 실험을 행하여 얻은 결과가 그림 Fig. 1의 (a)에서 (d)까지와 같다. 기어 박스의 상태는 구성하는 베어링, 축, 기어 등과 같은 요소들에 질량 불평형 문제, 기어 이 간의 관계를 통해 평가된다. 즉 위의 문제로 인해 발생하는 주기적인 진동현상이 나타나게 되면 결함을 내포한다고 판단되어 나쁜 기어로 분류된다. 그림 Fig. 1(b)에서와 같이 좋은 기어박스의 경우에는 스펙트럼에서 주기성이 현저하게 나타나지 않지만, Fig. 1(a)에서와 같이 나쁜 기어박스의 경우에는 거의 10Hz 간격으로 다수의 피크(sideband)가 그 스펙트럼에서 나타난다. 이때 Fig. 1(b)로부터 이 간격을 정확하게 검토할 수 없다. 이에 따라 주파수 영역이 아닌 큐프렌시 영역에서의 시스템 관찰이 필요한데, Fig. 1(d)에서 좋은 기어박스의 경우 두드러진 큐프렌시를 발견하기가 어렵다. 그러나 나쁜 기어박스의 캡스트럼에서는 세 개의 뚜렷한 큐프렌시가 28.1ms(35.6Hz), 95.9ms(10.4Hz), 191.0ms(5.2Hz)에서 나타난다. 이때 35.6Hz는 기어 박스의 입력속도로 출력 속도의 경우 5.4Hz로 계산되어진다. 이를 통해 5.2Hz와 10.4Hz는 출력 속도와 이의 2

배수 값이 아님을 확인할 수 있으며 이에 해당하는 라모닉 급수는 결함으로 판단할 수 있다. 실제로 참고문헌<sup>(5)</sup>의 실험에 따르면 10.4Hz에 해당하는 라모닉은 두 번째 기어의 속도와 일치하는 것으로 판명되었다. 즉 비록 첫째 기어가 맞물려 있지만 두 번째 기어의 결함을 발견할 수 있다는 사실을 얻을 수 있다.

이와 같이 캡스트럼은 동일한 시스템 결과를 스펙트럼과 다른 형태로 변환한 방법으로 특히 시스템의 결함을 파악하는데 유용하게 쓰일 수 있는 방법으로 유용성을 알 수 있다.

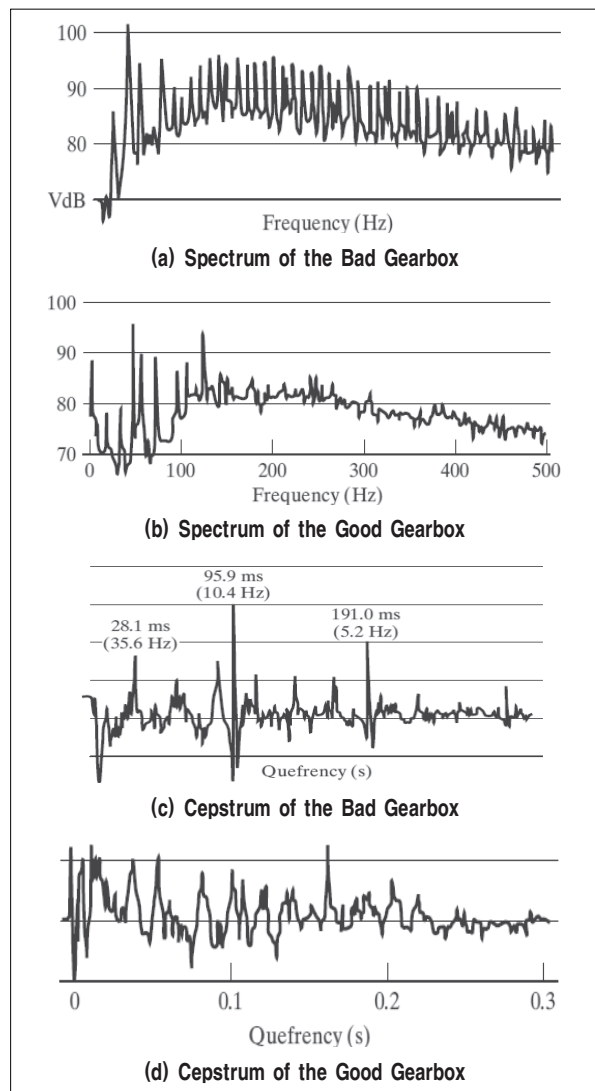


Fig. 1 Spectrum and Cepstrum of The Gearbox

## 2.2 드라이브 트레인의 운동방정식

운동 방정식은 Fig. 2의 모델을 참고하여 로터, 케리어, 플레닛, 선, 기어, 발전기를 각각 강체로 취급하였고 이를 연결해주는 축과 기어 간의 맞물림을 고려하였다.<sup>(6-10)</sup> 이에 따라 각 강체들의 관성 모멘트와 질량을 이용하여 질량 행렬을 구하고 축과 기어 간의 맞물림으로 강성 행렬을 표현하였다. 축의 경우 두 강체 사이의 회전에 대한 상관관계를 나타내는 스프링 요소로 정의되었다.

기어는 상호 간 외접해서 만나는 것이 아니라 두 기어의 이간 상호 작용에 의해 만나게 되어 병진 운동이 회전 운동 개념으로 바뀌면서 작용한다. 이 때 만나게 되는 점들 간에 탄성에너지를 표현하는데 이 역시 강성 행렬에 포함된다. 식 (5)-(11)에서는 정의된 상대 변화량을 의미한다.

$$\phi_{LSS} = \phi_{rotor} - \phi_{carrier} \quad (5)$$

$$\delta_{planet-sun} = -r_{carrier}\phi_{carrier} + r_{planet}\phi_{planet} + r_{sun}\phi_{sun} \quad (6)$$

$$\delta_{planet-ring} = r_{carrier}\phi_{carrier} + r_{planet}\phi_{planet} \quad (7)$$

$$\phi_{IS} = \phi_{sun} - \phi_{G1} \quad (8)$$

$$\delta_{G1-G2} = r_{G1}\phi_{G1} + r_{G2}\phi_{G2} \quad (9)$$

$$\delta_{G2-G3} = r_{G2}\phi_{G2} + r_{G3}\phi_{G3} \quad (10)$$

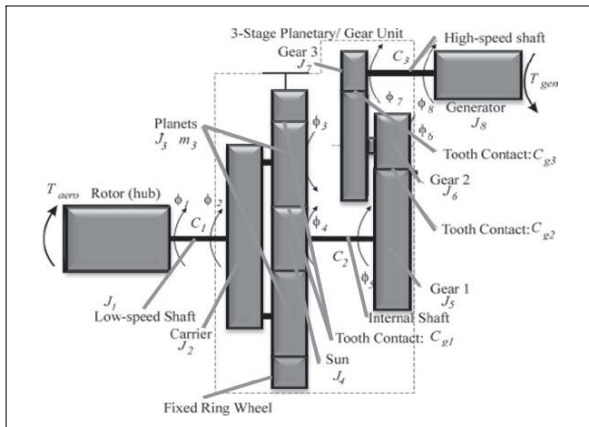


Fig. 2 Dynamical model of wind turbine drive-train

$$\phi_{HSS} = \phi_{G3} - \phi_{GN} \quad (11)$$

앞서 말한 다자유도계의 질량, 강성 행렬을 포함한 운동방정식을 구성하는데 라그랑지 방정식을 이용하여 정의하였다. 라그랑지 방정식은 운동 에너지와 포텐셜 에너지의 상호 관계를 이용하여 각 자유도에 관해 정리해줌으로 운동 방정식을 수립하게 된다. 식 (12)는 간단 기호로 표현한 본 시스템의 라그랑지 방정식이다.

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial L}{\partial \dot{q}_j} \right) - \frac{\partial L}{\partial q_j} = Q_j \quad j=1,2 \dots 8 \quad (12)$$

$$L=T-V$$

$$Q_j = \text{unconservative and external force}$$

위에 얻어진 식은 결과적으로 식 (13)의 일반 좌표로 정리하여 결과적으로 질량, 강성, 외력 항으로 이루어진 식 (14)의 운동방정식으로 표현된다.

$$\vec{\phi} = [\phi_{rotor} \ \phi_{carrier} \ \phi_{planet} \ \phi_{sun} \ \phi_{G1} \ \phi_{G2} \ \phi_{G3} \ \phi_{GN}]^T \quad (13)$$

$$[J]\ddot{q} + [K]q = [Q] \quad (14)$$

$$[Q] = [Q_{aero} \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ Q_{GN}]^T$$

## 2.3 수치해석

진동 문제의 해를 구하기 위해서 여러 가지 수치적 방법들이 이용될 수 있다.<sup>(5)</sup> 그 중 수치적분법은 두 가지 기본 특성을 가진다.<sup>(11)-(13)</sup> 첫째, 수치적분법은 그 해가 지배 미분 방정식을 모든 시간 t에서 만족시키도록 만드는 것이 아니라 Δt 시간 간격으로 분할된 시점들에서만 만족시키도록 한다. 둘째, 각 시간 간격 Δt안에서의 변위, 속도, 가속도 변화에 대해서는 적절하게 가정을 한다. 이 시간 간격 Δt안에서의 변위, 속도, 가속도의 변화에 대한 가정에 따라 유한차분법, Runge-Kutta법, Houbolt법, Wilson법 그리고 Newmark법로 나뉘어진다. 본 논문에서는 Newmark법을 이용하여 t<sub>i-1</sub>=(i-1)Δt 시점의 알려진 해로부터 t<sub>i</sub>=iΔt 시점에서의 해를 구하였다.

Newmark법의 두 순간 사이 가속도를 선형화하는 가정에

서 시작된다. 이를 통해 다자유도에서의 변위와 속도 벡터는 식 (15), (16)으로 표현된다.

$$\vec{x}_{i+1} = \vec{x}_i + [(1-\beta)\vec{\dot{x}} + \beta\vec{\ddot{x}}_{i+1}]\Delta t \quad (15)$$

$$\vec{x}_{i+1} = \vec{x}_i + \Delta t\vec{\dot{x}}_i + [(\frac{1}{2}-\alpha)\vec{\ddot{x}}_i + \alpha\vec{\ddot{x}}_{i+1}](\Delta t)^2 \quad (16)$$

위 변위, 속도 벡터의 경우  $\alpha, \beta$ 의 계수에 따라 안정성과 정확성을 선정하게 된다. 본 논문에서는  $\alpha=1/4, \beta=1/2$ 를 택하여 시간 간격 사이에 등가속도를 가정하게 하였다. 이 방식으로 초기 조건을 대입하여 변위, 속도, 가속도 벡터와 외력 항 벡터를 얻게 되고 이를 운동방정식에 대입하여  $\Delta t$ 가 지난 새로운 변위, 속도, 가속도, 외력을 순차적으로 얻어 최종 값에 도달하는 루프를 통해 수치 해를 얻게 된다.

Table 1. Drive Train DATA

$J_{rotor}$ -inertia of the rotor ( $kg \cdot m^2$ )	$4.18 \times 10^6$
$J_{carrier}$ -inertia of the carrier ( $kg \cdot m^2$ )	57.72
$m_{planet}$ -mass of the planet (kg)	57.79
$J_{planet}$ -inertia of the planet ( $kg \cdot m^2$ )	1.12
$J_{sun}$ -inertia of the sun ( $kg \cdot m^2$ )	0.86
$J_{gear1}$ -inertia of the gear1 ( $kg \cdot m^2$ )	14.32
$J_{gear2}$ -inertia of the gear2 ( $kg \cdot m^2$ )	1.62
$J_{gear3}$ -inertia of the gear3 ( $kg \cdot m^2$ )	0.20
$J_{generator}$ -inertia of the generator ( $kg \cdot m^2$ )	93.22
$k_1$ -stiffness of the LSS (Nm/rad)	$7.19 \times 10^7$
$k_2$ -stiffness of the IS (Nm/rad)	$1.40 \times 10^7$
$k_3$ -stiffness of the HSS (Nm/rad)	$0.15 \times 10^7$
$k_{g1}$ -stiffness of the engaging tooth pairs in the low speed planetary gear stage (N/m)	$0.73 \times 10^8$
$k_{g2}$ -stiffness of the engaging tooth pairs in the 1st high-speed parallel gear stage (N/m)	$2.02 \times 10^9$
$k_{g3}$ -stiffness of the engaging tooth pairs in the 2nd high-speed parallel gear stage (N/m)	$0.11 \times 10^8$
$r_c$ -radius of carrier (mm)	270
$r_p$ -radius of planet (mm)	160
$r_s$ -radius of sun (mm)	110
$r_{gear1}$ -radius of gear1 (mm)	290
$r_{gear2_1}$ -radius of gear2_1 (mm)	95
$r_{gear2_2}$ -radius of gear2_2 (mm)	185
$r_{gear3}$ -radius of gear3 (mm)	80
$\alpha$ -pressure angle ( $^\circ$ )	20
gear ratio	34.654

## 2.4 시뮬레이션

드라이브 트레인 계산에 필요로 한 관성 모멘트, 강성과 관련된하여 Table 1<sup>(14)</sup>의 자료를 이용하였으며 외력 항 Q의 경우에 참고문헌<sup>(14)</sup>의 값을 이용하였다.

## 3. 해석 결과 및 토의

### 3.1 일정 기어 맞물림 모델

드라이브 트레인은 기어 비를 통하여 발전기에 높은 회전 속도를 전달하는 역할을 한다. 이를 수행하기 위해 기어의 존재가 필수적인데 본 모델에서는 1개의 유성 기어와 2개의 평

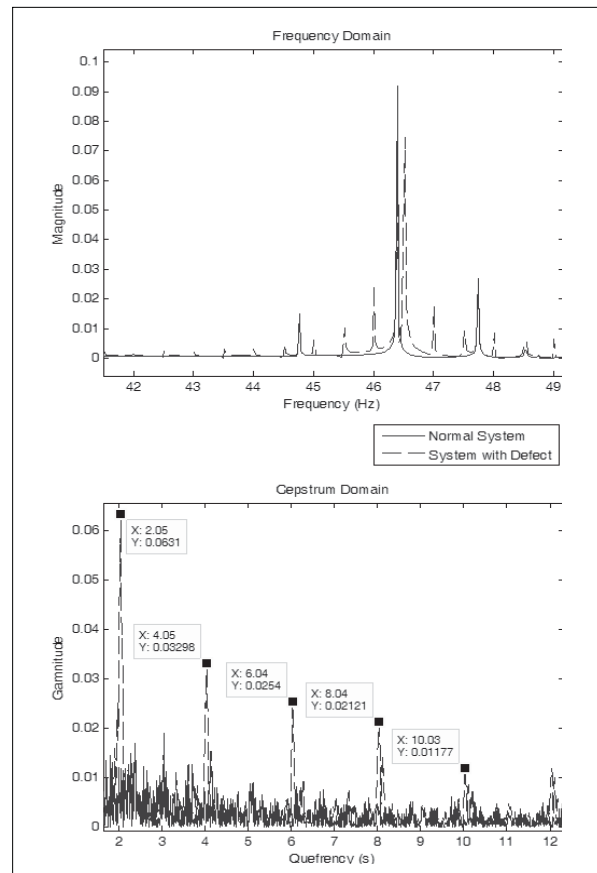


Fig. 3 1st Comparison planet gear's acceleration in the frequency and queffrequency

형 기어로 구성되어있다. 본 장에서는 기어 사이에 존재하는 맞물림을 단순 평균값(Table 1)으로 정의하여 수치해석을 수행하였다. 이때 발전기에서 걸리는 반력은 풍력 발전기의 효율 30% 값을 고려하여 입력토크의 30%에 해당하는 값을 주었으며 플레넷 기어에 2초에 1번씩 작용하는 결함을 가정하였다. 그 결과 Fig. 3과 같이 주파수 영역과 큐프렌시 영역의 플레넷 기어 가속도 결과를 얻을 수 있었다. 본 그림은 정상 시스템과 결함시스템을 포함한 시스템의 비교를 나타내며 일부분을 확대한 결과이다. 나머지 부분에서는 동일한 선도를 나타내고 있다. 그림에서 확인할 수 있듯이 결함을 주파수 영역과 큐프렌시 영역에서 동일하게 확인할 수 있다. 주파수 영역에서는 결함 주파수 0.5Hz에 해당하는 급수들을 확인할 수 있으나 그 크기에 규칙성이 없을 뿐 아니라 본래선도의 특성과 함께 표현되어 구별하는데 어려움이 있다. 이에 반해 큐프렌시 영역에서는 2초 간격의 결함이 일정한 진동 형태와 줄어드는 양상을 확인할 수 있어 유용하게 활용될 수 있다.

### 3.2 가변 기어 맞물림 모델

앞 장에서 제시한 모델은 일정하게 반복되는 기어 맞물림 모델, 즉 일정한 강성행렬로 시스템을 구성하였다. 하지만 실

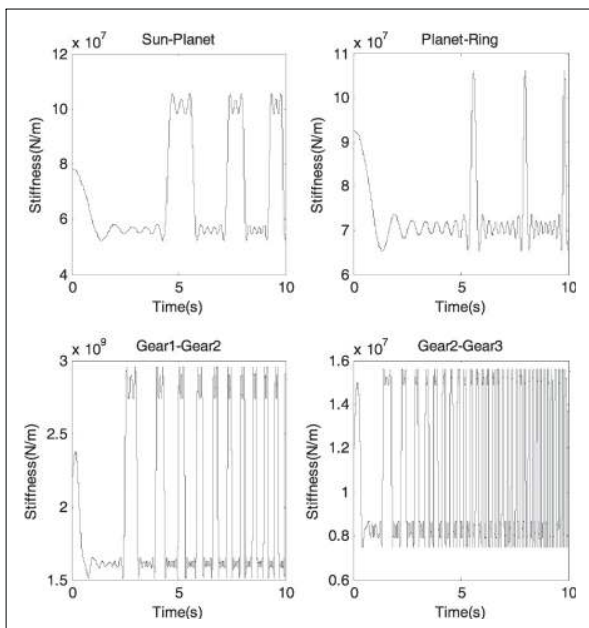


Fig. 4 Variable gear mesh model

제 모델에서는 기어 상호 간의 위치와 침투각 등에 따라 달라져 매 간격마다 강성행렬이 변화한다. 따라서 본 연구에서는 푸리에 급수와 데이터 함수화 이론을 이용하여 가변적 기어 맞물림 모델을 제시하였다. Fig. 4에서 이를 나타내었다.

이를 통해 기어 맞물림을 회전 속도에 관해 정리할 수 있음에 따라 앞장에서 사용한 임의의 결함 정의가 아닌 특정 기어의 회전속도를 직접 입력함으로써 결함을 표현하였다. 본 시뮬레이션에서는 플레넷 기어에 결함이 있다고 가정하여 회전 속도 2.774rad/s를 사용하였다. Fig. 5는 플레넷 기어의 결과를 주파수 영역과 큐프렌시 영역에 대해 정리한 그림이다. 그림에서도 확인할 수 있듯이 두 영역에서 결함을 발견할 수 없다. 그 원인으로 가변적 강성으로 인해 시스템에 많은 진동이 발생함과 동시에 정의한 결함의 크기인 0.1N·m를 들 수 있다. 실제로 기계시스템의 운동은 본 장에서와 같이 많은 연성 작용으로 인해 다양한 진동이 발생하게 된다. 이를 해결하기 위해서는 진동 측정 시에 시스템을 구동시키는 외력 크기를 낮춤으로써 결과를 확인할 수 있다. Fig. 6에서는 외력의

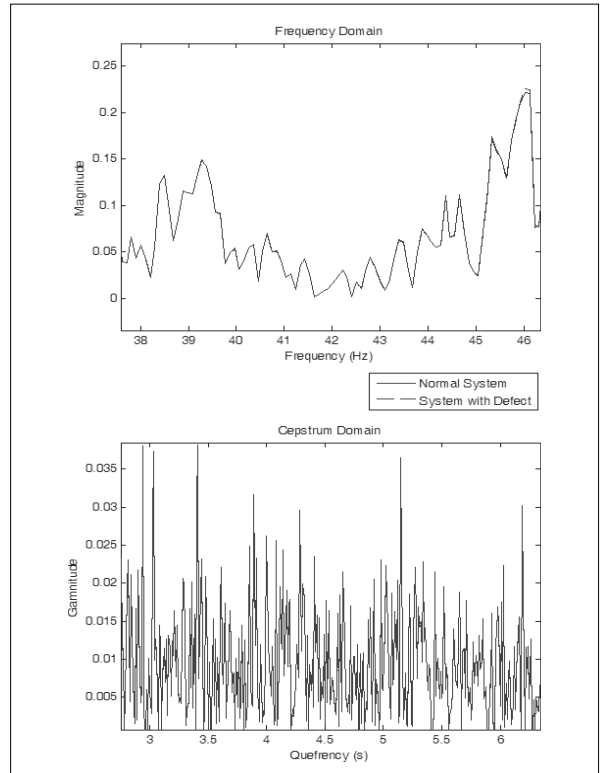


Fig. 5 2nd Comparison planet gear's acceleration in the frequency and queffency



크기를 0.001의 비율로 줄이면서 얻은 결과로 다른 조건은 동일하다. 이때 얻어지는 차이를 보게 되면 결함이 포함된 시스템에서의 큐프렌시는 앞장의 일정 기어 맞물림 모델과 비슷한 양상의 결과를 얻을 수 있다. 간격 크기 2.26s를 역수와 라디안 단위로 바꿔주면 앞서 정의한 플레넷 기어의 회전 속도를 얻을 수 있다. 그에 반해 주파수 영역에서는 어느 정도 차이는 존재하나 중간에 다른 주파수의 존재로 인해 그 간격에 규칙성이 깨져 물리적 의미를 내리는데 어려움이 있다.

위의 결과를 통해 실험적 드라이브 트레인 진동 측정 시에 외력 조건 또한 측정에 상당한 영향을 줄 수 있다는 결론을 내릴 수 있다. 특히 장비의 한계로 인해 제한된 간격 설정과 측정 시간제한 등으로 인해 사용자가 확인할 수 있는 영역의 크기가 달라질 수 있다. 하지만 외력의 크기를 무조건적으로 작게 잡는 것은 결함 측정에 항상 긍정적으로 작용하지 않는다.

용하지 않는다.

본 논문에서 다른 결함의 크기가 상당히 작아 외력의 크기가 작을수록 결과가 명확히 나타났을 뿐 실제의 결함 크기는 더욱 크게 작용하기 때문이다. 이에 따라 실험자의 경우, 결함이 예측되는 부분에 대한 사전 인지와 그 정도를 판단하여 실험 측정 간격 설정 및 외력 크기를 결정하는 방식을 채택할 필요가 있다.

추가적으로 플레넷 기어에서 발생한 결함이 다른 부품에 미치는 영향을 살펴보는 연구를 수행하였으며 Fig. 7의 선기어에 대한 결과를 얻을 수 있었다. 앞서 Fig. 6의 플레넷 기어에 결함이 존재하는 것과 비슷한 형태의 주파수, 큐프렌시 영역 결과를 나타내고 있다. 4.54Hz 부근에서 정상 시스템에 피크가 나타난 이유로는 자체 회전 진동 혹은 축으로 연결된 기어 1에서의 연성 작용으로 생긴 피크임을 알 수 있

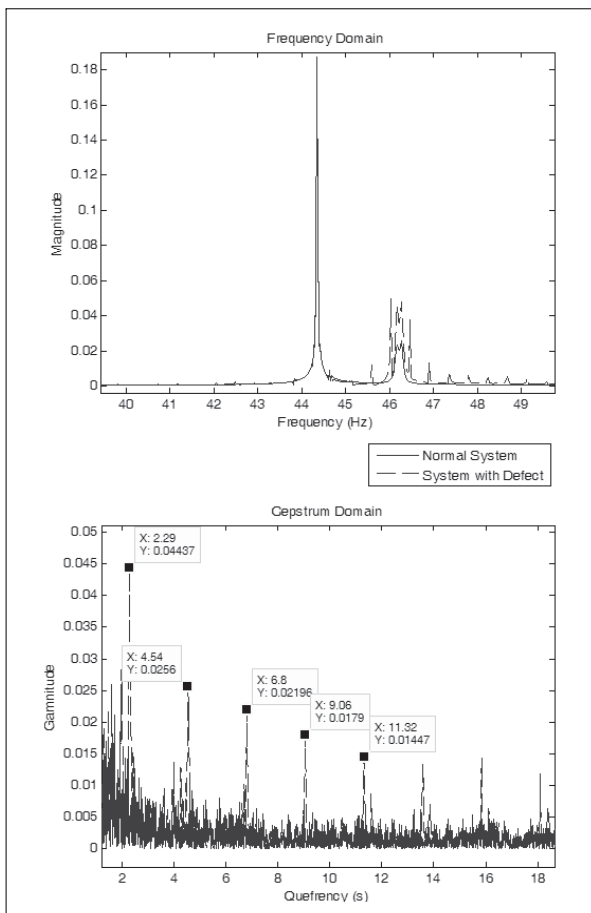


Fig. 6 3rd Comparison planet gear's acceleration in the frequency and queffency

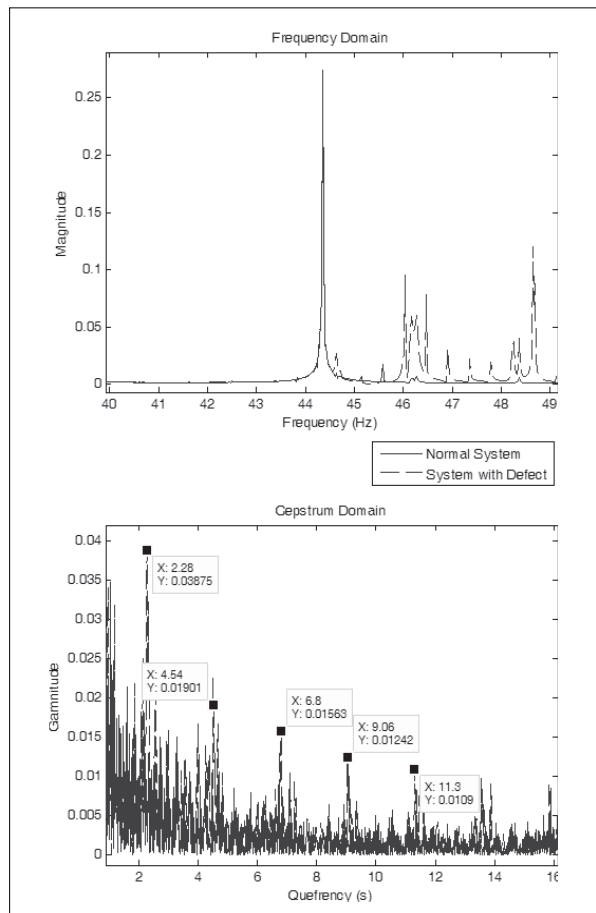


Fig. 7 4th Comparison sun gear's acceleration in the frequency and queffency

다. 이를 통해 기어를 포함한 시스템의 경우, 한 부품의 영향이 그 자체가 아닌 인접 부품에 영향을 미친다는 사실을 확인할 수 있다.

## 4. 결론

본 논문은 기존의 시간 이력, 주파수 영역에서의 시스템 해석을 큐프렌시 영역으로 해석을 확장하여 시스템의 특성을 파악하는 방법에 대한 내용을 포함하였다. 일반적인 시스템과 달리 회전 자유도를 포함하고 있고 있는 시스템의 경우 진동 현상이 상대적으로 복잡하다. 단순히 자유도가 많고 적다는 개념이 아닌 시스템을 구성하는 각각의 부품들의 특성뿐만 아니라 결합으로 발생하는 주기적 신호가 시스템에 영향을 주기 때문이다.

시간 이력에 따른 응답 선도에서는 결과를 얻어 의미를 부여하는데 어려움이 있다. 즉 외력이 작용하였을 때 그에 상응하여 나타나는 변위, 속도, 가속도 정보를 다루기 때문에 연성된 시스템의 경우 예측이 불가능하다. 이를 주파수 영역으로 확장하게 되면 시스템의 특징을 매우 쉽게 파악할 수 있다. 주파수 분석은 시스템이 가지는 고유한 특성인 가진 혹은 고유 주파수를 빈도가 높은 순에 따라 표현이 가능하기 때문에 단순화할 수 있는 좋은 방법이 될 수 있다.

하지만 실제 시스템의 경우 이론적 모델과 달리 마모, 부스러기, 온도, 작동 변수 등으로 인해 발생하는 결합이 발생되는데 이 결합으로 인해 발생하는 주파수는 매우 미세하고 주파수 영역에서는 판별하기 어려워 놓치는 경우가 빈번하다.

하지만 큐프렌시 영역으로 데이터를 정리하게 되면 사용자가 놓칠 수 있는 결합 등을 주기와 상관없이 주파수 영역에서 가지는 주기성에 따라 정리해주어 시스템에 영향을 줄 수 있는 주파수를 찾는 데 매우 효과적이다. 본 논문에서 가정한 결합의 크기는 로터에 외력으로 작용시킨 토크 크기의  $6 \times 10^{-6}$  수준으로 상당히 작은 값임에 불구하고 손쉽게 찾을 수 있었다.

큐프렌시 영역의 해석은 주파수 영역과 시간 이력의 조합이라고 볼 수 있다. 즉, 어떤 시간에 대해 시스템에 작용하는 외력의 크기와 그 주기성을 표현해 사용자에게 좀 더 효율적인 정보를 제공해 줄 수 있다. 실제로 시간 이력 결과에서 어

려있던 시스템에 작용하는 힘의 형태와 그 빈번도를 손쉽게 정리해줌으로써 사용자에게 해석의 용이성을 가져다 줄 수 있다.

하지만 앞서 결과에서 말한 것과 같이 다양한 결합 혹은 외력에 대한 상대적 크기 차이가 클수록 작은 결합의 경우 찾아내는데 어려움이 있다는 단점을 가지고 있다. 이를 해결하기 위해서는 추후에 위상과 상응하는 세이프(Saphe)를 이용한 연구를 통하여 개선된 측정법 연구의 필요성이 있다. 또한 이를 실제 회전 시스템에 적용하여 안정성과 견고성을 확보, 경제적으로 시스템을 오래 유지하는 시스템 구축이 필요하다.

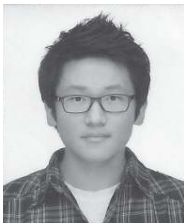
## References

- [1] M. shahab, M. Moavenian, 2012, "Fault Detection and Isolation of Vehicle Driveline system", International Journal of Automotive Engineering, Vol. 2, Number 2, pp. 84-94.
- [2] Dinisa Djurovic, Chris Crabtree, 2011, "Fault detection and Drive Train Condition Monitoring", SUPERGEN Wind 2011 General Assembly, Oral.
- [3] Donatella Zappala, Christopher J.Crabtree, 2013, "Sideband Algorithm for Automatic Wind Turbine Gearbox Fault Detection and Diagnosis", NREL/CP-5000-57395 Conference paper.
- [4] 이재정, 임채욱, 박영준, 이근호, 2009, "포락선 처리를 이용한 드라이브-트레인의 축 결합 진단에 관한 실험적 연구", 대한 기계학회 2009년도 춘계 학술 대회, pp. 487-488.
- [5] Singiresu S. Rao, 2004, "Mechanical Vibrations 4th Edition", Prentice Hall, pp. 767-928.
- [6] Shlecht, B., Shulze, T., and Rosenlocher, T., 2006, "Simulation of heavy drive trains with multimegawatt transmission power in SimPACK", SIMPACK Users Meeting.
- [7] Michael Todorov, Georgi Vukov, 2011, "Modal Properties of Drive Train in Horizontal-Axis Wind Turbine", Proceedings of International Conference on Innovations, Recent Trends And Challenges In Mechastionics, Mechanical Engineering And New High-Tech Products Development-MECAHITECH 11, vol. 3.
- [8] Donghoon Lee, Dewey H.Hodges and Mayuresh J. Patil, 2002, "Multi-flexible-body Dynamic Analysis of Horizontal Axis Wind Turbines", Wind Energy, Vol. 5, pp. 281-300.



- [9] Robert C. Juvinall, Kurt M. Marshek, 2006, "Fundamentals of Machine Component Design, 4th Edition", Wiley, pp. 521-566.
- [10] F.L.J. vander Linden, P.H. Vazques de Souza Silva, 2009, "Modelling and Simulating the Efficiency and Elasticity of Gearboxes", Proceedings 7th Modelica Conference, pp. 270-277.
- [11] Youngdeuk Kim, Chang-Wan Kim, Sungjin Lee, and Hyunchul Park, 2013, "Dynamic Modeling and Numerical Analysis of a Cold Rolling Mill", International journal of precision engineering and manufacturing, Vol. 14, No. 3, pp. 407-413.
- [12] STEVEN C.CHARPRA, RAYMOND P.CANALE, 1985, "Numerical methods for engineers with personal computer applications", McGraw-Hill.
- [13] Bathe, K. J., 1996, "Finite element procedures", Prentice Hall.
- [14] Michael Todorov, Georgi Vukov, 2010, "Parametric torsional vibrations of a drive train in horizontal axis wind turbine", 1st conference Franco-Syrian about renewable energy, Damas, Oct. 24-28.

### 박 용 희



2012년 아주대학교 기계공학과 공학사

현재 포항공과대학교 기계공학과 공학석사과정  
(E-mail : yonghuiPark@postech.ac.kr)

### Shi Wei



2006년 Yanbian대학교 기계공학과 공학사  
2013년 포항공과대학교 기계공학과 공학박사

현재 건국대학교 기계설계학과 조교수  
(E-mail : shiwei210@hotmail.com)

### 박 현 철



1974년 서울대학교 기계공학과 공학사  
1981년 Iowa 주립대학교 기계공학과 공학석사  
1985년 Iowa 주립대학교 기계공학과 공학박사

현재 포항공과대학교 엔지니어링대학원 교수  
(E-mail : hcPark@postech.ac.kr)