

<응용논문>

DOI <http://dx.doi.org/10.3795/KSME-A.2014.38.1.089>

ISSN 1226-4873(Print)
2288-5226(Online)

스플라인 백래시에 의한 유도탄 해치시스템의 토크 외란 분석

변영철* · 강이석**†

* 국방과학연구소, ** 충남대학교 기계설계공학과

Torque Disturbance Analysis of Missile Hatch System by Spline Backlash

Young Chul Byun* and E Sok Kang**†

* Agency for Defense Development,

** Dept. of Mechanical Design Engineering, Chungnam Nat'l Univ.

(Received September 6, 2013 ; Revised November 7, 2013 ; Accepted November 12, 2013)

Key Words: Torque Disturbance(토크 외란), Backlash(백래시), Spline(스플라인), Gear Train(기어열), Missile Hatch System(유도탄 해치 시스템), Jerk(저크)

초록: 본 논문에서는 유도탄 해치시스템의 스플라인 백래시에 의한 토크 외란에 대하여 실험을 통한 분석을 다룬다. 유도탄 해치시스템은 무거운 해치를 수직으로 상승시키기 위하여 스플라인과 기어열을 사용하고 있다. 해치의 회전축에 적용된 스플라인은 일반적으로 큰 동력전달을 위한 자동차의 구동 부품으로 사용된다. 스플라인은 각도 백래시를 갖고 있으며, 저크를 발생시킨다. 또한 해치 스플라인의 백래시는 해치의 흔들림 발생에 영향을 준다. 스플라인 백래시와 해치의 흔들림은 해치 회전각 및 해치의 가속도를 측정함으로써 실험적으로 분석된다. 해치의 흔들림은 짧은 시간동안 육안으로 관찰되며, 회전각의 변화 및 해치 가속도에 의해 측정된다. 해치의 각 변화에 대한 변동형태 및 지속시간은 토크와 유사하며, 백래시에 의한 해치의 흔들림은 토크 외란을 발생시킴을 보여준다.

Abstract: This paper presents the experimental torque disturbance analysis of a missile hatch system by spline backlash. The missile hatch system uses a spline and gear train for vertical elevation of the heavy hatch. The spline used for the rotation shaft of the hatch is generally used for automotive driving parts that transmit high amounts of power. It has an angular backlash, which results in jerks. Backlash of the hatch spline influences hatch swinging. The spline backlash and hatch swing are experimentally analyzed by measuring the hatch's rotation angle and acceleration. Hatch swing is visually observable for a short period, and it is measured by measuring the rotation angle variation and hatch acceleration. The shape of fluctuation and duration time of hatch angle variation are similar to those of torque. This shows that the hatch swing due to spline backlash generates torque disturbances.

1. 서론

유도탄 해치시스템(Missile hatch system)은 적재된 유도탄을 발사하기 위한 유도탄 발사체계의 주요 구성 요소로써 유도탄을 외부에 노출시키지 않으며 기밀(Air-tight), 방수(Water-tight) 및 방탄(Ballistic-protection) 등 여러 가지 외부 환경으로부터 유도탄을 보호하기 위한 해치 구조물이다. 해치 시스템은 평상시 닫혀 있는 상태로 운용되지만, 유도탄을 발사하기 위해서는 신속하게 해치가 개방되

어야 한다. 특히, 해치는 충격 및 포탄의 파편 등에 의해 해치가 뚫리지 않는 견고한 구조로 만들어져 크기에 비해 큰 부하특성을 갖는다. 또한 유도탄 해치시스템은 해치를 수직으로 상승시켜 개방한 후 내부에 적재된 유도탄을 발사해야 하므로 해치의 한쪽 끝단이 해치를 회전시키기 위한 힌지(Hinge) 축으로 만들어져 있으며, 큰 해치 부하를 끝단에서 회전시켜야 하므로 상당한 크기의 부하 토크가 회전축에 작용하게 된다. 따라서 해치시스템은 해치 개방에 따른 큰 부하 토크를 전달하기 위하여 자동차에서 널리 사용되는 동력 전달용 인벌루트 스플라인(Involute spline)을 회전축으로 사용하고 있다.

† Corresponding Author, eskang@cnu.ac.kr

© 2014 The Korean Society of Mechanical Engineers

인벌루트 스플라인은 인벌루트 기어와 마찬가지로 치형을 인벌루트 치형으로 만든 것으로 각형 스플라인(Straight-sided spline)에 비해 이뿌리의 강도가 크므로 큰 동력 전달이 가능하다.⁽¹⁾ 특히 인벌루트 스플라인 샤프트(Shaft)와 허브(Hub)는 동력 전달시 자동동심(Self-centering)이 보장되며, 일반 기어제작에 필요한 동일한 장비에서 쉽게 가공되고 측정될 수 있어 생산성이 우수하다. 그러나 스플라인은 기어와 마찬가지로 회전시 발생하는 백래시(Backlash)가 존재하며 그에 따른 비선형 특성을 나타낸다. 백래시는 한 쌍의 기어가 서로 부드럽게 맞물려 무리 없이 회전하기 위한 기어의 치면 사이의 틈새를 말한다. 백래시를 만드는 틈새는 이론적으로 기어의 기본 치수, 가공 공차 및 조립 공차 등에 의해 생기며 해치시스템에 사용된 자동차용 인벌루트 스플라인에 대한 허용 공차는 KS(Korean standards) 규격에 명시되어 있다. 그러나 스플라인의 가공 및 측정 오차와 베어링, 샤프트간의 거리 등 각종 조립 부품의 누적 오차 등에 의해서 발생하는 백래시의 크기는 예측하기가 어렵다.⁽²⁾ 일반적으로 기어를 사용하는 기계시스템에서 백래시는 기어간 비접촉 틈인 데드 존(Dead zone)이 발생하는 비선형 특성이 있으며 백래시가 있는 제어시스템의 위치제어 또는 속도제어를 위하여 회전방향을 변경하는 경우 백래시에 의한 정상상태 오차가 발생한다.⁽³⁻⁴⁾ 또한 기어의 백래시만큼 서로 맞물린 기어의 순간적인 접촉에 의한 충격 또는 진동 현상 등이 발생하므로 기어 이의 손상이 발생할 수 있어 기계시스템의 수명에 영향을 준다.⁽⁴⁻⁶⁾ 유도탄 해치시스템은 해치를 수직으로 상승시켜 개방시키기 위하여 전동기를 사용하여 회전력을 발생시키며, 기어열(Gear train)과 링크를 통하여 해치의 스플라인 회전축에 회전력을 전달하도록 구성되어 있다. 해치는 수직으로 상승하면서 스플라인 회전축의 각도 백래시에 의한 흔들림(Swing)이 발생한다. 해치의 흔들림은 부하 토크의 변동으로 해치의 회전축에 가해지며, 결국 해치시스템을 구동시키기 위한 전동기의 토크 외란으로 작용한다. 본 논문에서는 유도탄 해치시스템의 모델링을 통하여 부하 토크를 시뮬레이션하고 실험 결과와 비교하였다. 또한 해치의 흔들림, 회전축에 대한 회전각 및 해치시스템의 전동기에 전달되는 토크를 측정하여 해치시스템의 백래시 및 부하 토크 외란을 분석하였다. 이 실험을 통하여 토크 외란은 스플라인 백래시에 의한 해치의 흔들림에 의

해서 발생됨을 확인하였고, 이 토크 외란으로 인하여 해치시스템의 속도 추종 오차가 발생함을 확인하였다.

2. 시스템 모델링 및 부하토크 분석

2.1 시스템 구성 및 모델링

Fig. 1은 해치시스템의 주요 구성 부품과 실험을 위하여 제작된 시험장치이다. 해치시스템은 해치, 샤프트 덮개 내부의 스플라인 축, 크랭크 축, 기어박스, 전동기, 잠금장치 등으로 구성된다. 해치를 수직으로 상승시키기 위한 회전력은 전동기로부터 발생되며 전동기의 회전축은 기어박스의 입력기어와 연결되며, 기어박스의 출력은 Fig. 1과 같이 해치의 잠금장치 작동을 위한 1차 출력단과 해치를 회전시키기 위한 2차 출력단으로 구성된다. 1차 출력단은 전동기의 회전과 동시에 회전을 시작하여 구속하고 있는 해치의 잠금장치를 푼다. 2차 출력단은 잠금장치 작동 후 회전을 시작하여 해치를 상승시키기 위하여 크랭크축을 회전시킨다. Fig. 2는 스플라인으로 가공된 해치의 회전축, 연결 브래킷과 크랭크 암을 보여준다.

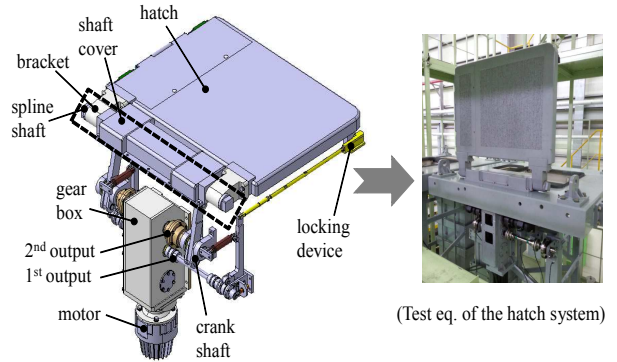


Fig. 1 Main hardware elements of the hatch system and test equipment

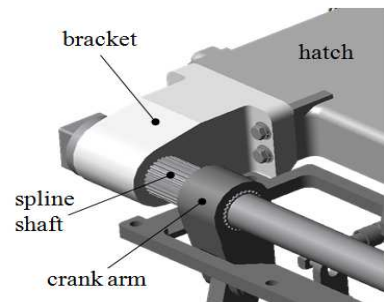


Fig. 2 Spline shaft assembly configuration of the hatch rotation shaft

Fig. 3과 Fig. 4는 각각 해치 및 크랭크축의 아암 및 링크에 대한 모델 변수들을 나타낸다. Fig. 3의 해치 모델에서 해치 상승에 따른 스플라인 축에 작용하는 해치의 부하 토크 T_h 는 식 (1)과 같이 나타낼 수 있다.

$$T_h = F_h \cos(\theta_h) L_h + I_h \alpha_h \quad (1)$$

여기서, F_h 는 해치 무게, θ_h 는 해치의 상승 각도, L_h 는 무게 중심까지의 길이, I_h 는 회전축에서의 해치에 대한 관성모멘트, α_h 는 해치의 각속도를 나타낸다. 해치모델에 대한 변수들은 Table 1에 나타냈다.

Fig. 4는 크랭크축에 대한 모델로써 크랭크2는

Table 1 Specifications of the hatch model

Parameters		Values
Weight of hatch	F_h	105 kg
Moment of inertia	I_h	156.38×103 kgm ²
Angle of hatch elevation	θ_h	0° ~ 90°
Length(from pivot to CG)	L_h	434.5 mm
Length of crank1	L_{c1}	61 mm
Length of crank2	L_{c2}	90.6 mm

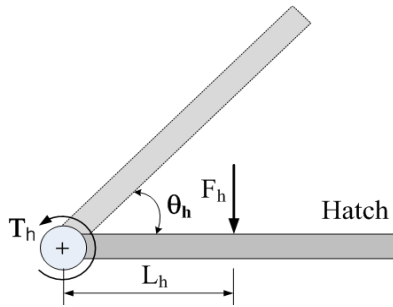


Fig. 3 Model parameters of the hatch

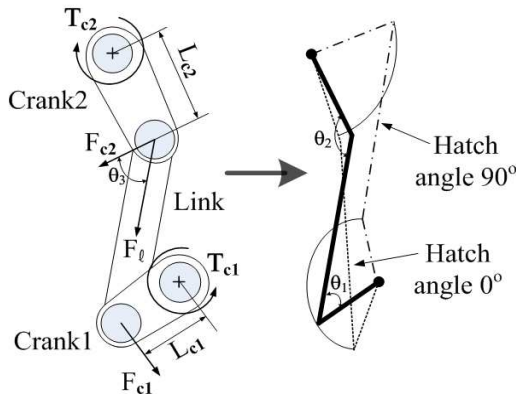


Fig. 4 Model parameters of the crank shaft

해치의 회전축과 연결되어 있으며 기어박스의 2차 출력단과 연결된 크랭크1로부터 회전력을 전달받아 스플라인 회전축을 회전시킨다. Fig. 5는 크랭크1과 링크가 이루는 회전각 θ_1 의 회전에 따른 크랭크2와 링크가 이루는 회전각 θ_2 와 해치의 회전각에 대한 관계를 보여준다. 크랭크1의 회전각 θ_1 이 7°~172°로 회전함에 따라 크랭크2의 회전각 θ_2 는 157°~58°의 범위로 회전하며 이때 해치의 회전각은 0°~90°까지 회전하도록 조립되어 있다. Fig. 5로부터 해치의 상승각 θ_h 와 링크가 이루는 각도 θ_1 과 θ_2 와의 기구적인 관계식은 각각 식 (2)와 식 (3)으로 나타낼 수 있다.

$$\theta_1 = 1.3 \times 10^{-7} (\theta_h)^5 - 2.6 \times 10^{-5} (\theta_h)^4 + 0.002 (\theta_h)^3 - 0.067 (\theta_h)^2 + 2.37 \theta_h + 7.22 \quad (2)$$

$$\theta_2 = 9.3 \times 10^{-7} (\theta_h)^4 - 1.74 \times 10^{-4} (\theta_h)^3 + 0.02 (\theta_h)^2 - 2.16 \theta_h + 157.45 \quad (3)$$

식 (4)와 같이 크랭크2의 회전력 토크 T_{c2} 는 해치의 부하 토크 T_h 와 같다고 나타낼 수 있으며, 크랭크1의 회전축에 대한 토크 T_{c1} 은 식 (5)와 같이 나타낼 수 있다.

$$T_{c2} = T_h \quad (4)$$

$$F_{c2} = (T_{c2}/L_{c2})$$

$$F_l = F_{c2}/\cos(\theta_3) \quad (5)$$

$$F_{c1} = F_l \sin(\theta_1)$$

$$T_{c1} = F_{c1} L_{c1}$$

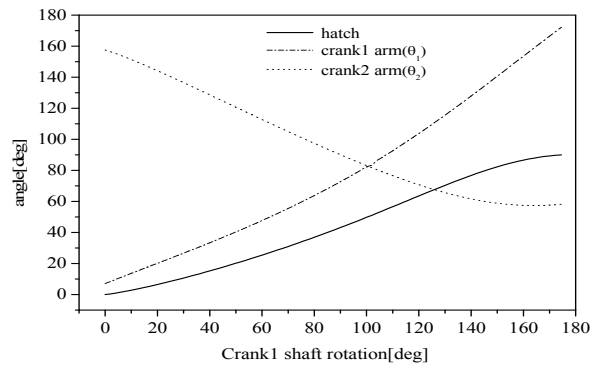


Fig. 5 θ_1 , θ_2 and elevation angle θ_h of the hatch as crank1 shaft rotates

식 (5)에서 F_{c2} 는 크랭크2의 끝단에 걸리는 수직 방향의 힘, F_l 은 링크 길이 방향의 힘, θ_3 은 F_{c2} 와 F_l 가 이루는 각으로 $\theta_2 - 90^\circ$ 로 나타낼 수 있으며, F_{c1} 은 크랭크1에 걸리는 수직방향의 힘을 나타낸다. Fig. 6은 4단 감속을 위한 크랭크축과 전동기 사이를 연결하는 기어박스내의 기어열을 나타내며, Table 2는 기어열을 구성하는 기어 및 축에 대한 잇수 및 관성모멘트를 나타낸다. 입력 기어 G1에 연결된 전동기에 작용하는 토크 T_m 은 식 (6)과 같이 가감속시 토크 T_a 와 정속시 토크 T_n 으로 나타낼 수 있다. 가감속시 토크는 관성모멘트와 각가속도에 의한 토크 T_i , 해치 부하토크 T_l , 마찰 등에 의한 토크 T_f 로 구성되며, 정속시 토크는 해치시스템의 부하토크와 마찰토크로 나타낼 수 있다. 정속시 토크 T_n 는 시스템의 정속 운전시 발생하는 토크로써 액추에이터에 전달되는 시스템의 순수한 부하 특성을 나타낸다.

$$T_a = T_i + T_l + T_f$$

$$T_n = T_l + T_f \quad (6)$$

$$T_i = J_t \alpha_m$$

여기서, 총 관성모멘트 J_t 는 식 (7)과 같이 나타낼 수 있으며, α_m 은 전동기의 각가속도이다. $r1, r2, r3, r4$ 는 Fig. 6에 있는 기어의 감속비로 각각 2, 40, 1.43, 1.33이다.

$$J_t = J_m + J_{G1} + \frac{1}{r1^2} \left\{ J_{G2} + J_{G3} + \frac{1}{r2^2} \left[J_{G4} + J_{G5} + J_{a3} + \frac{1}{r3^2} (J_{G6} + J_{G7} + J_{a4} + \frac{1}{r4^2} (J_{G8} + J_{G9} + J_{a5})) \right] \right\} \quad (7)$$

해치의 부하 토크 T_l 은 식 (8)과 같이 나타낼 수 있으며, 식에서 r_t 는 총 감속비로 152이고, η_t 는 기어 효율을 나타낸다. 스퍼어 기어의 경우 95% 이상이며, 워엄 기어의 효율은 속도에 따라 다르다. 또한 T_{a5} 는 Fig. 6의 2차 출력단의 토크로써 크랭크1의 회전축과 연결되어 있으므로 식 (5)의 토크 T_{c1} 과 동일하게 나타낼 수 있다. 따라서 식 (1), 식 (4), 식 (5)을 이용하여 식 (8)은 식 (9)로 나타낼 수 있으며, 해치의 상승각 θ_h 에 따른 부하 토크를 계산할 수 있다.

$$T_l = \frac{1}{r_t} \frac{T_{a5}}{\eta_t} \quad (8)$$

$$T_l = \frac{F_h L_h L_{c1} \cos(\theta_h) \sin(\theta_1)}{L_{c2} r_t \eta_t \cos(\theta_3)} \quad (9)$$

Table 2 Specifications of gear train

Components		No. of teeth	Moment of inertia (kgcm ²)	
Motor rotor/shaft	a1	-	J_m	4.7
Motor gear	G1	18	J_{G1}	0.302
Spur gear	G2	36	J_{G2}	4.276
Worm gear/shaft	G3/a2	1	J_{G3}	6.895
Worm wheel	G4	40	J_{G4}	80.661
Spur gear	G5	35	J_{G5}	29.140
Worm wheel shaft	a3	-	J_{a3}	1.014
Spur gear	G6	50	J_{G6}	106.096
Spur gear	G7	30	J_{G7}	22.821
Gear shaft4	a4	-	J_{a4}	1.124
Spur gear	G8	40	J_{G8}	16.496
Spur gear	G9	30	J_{G9}	33.618
Gear shaft5	a5	-	J_{a5}	4.998

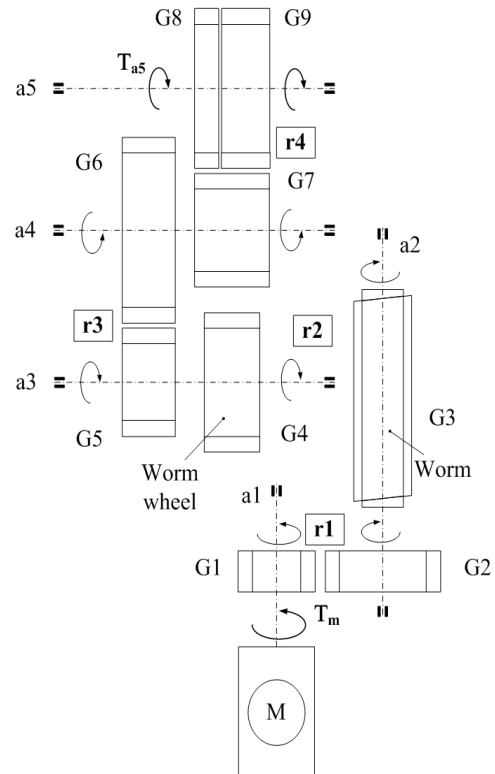


Fig. 6 Gear train assembly

2.2 부하토크 시뮬레이션 및 실험

Fig. 7은 해치시스템에 대한 부하 토크 실험을 위한 시험 장치를 보여주며, Fig. 8은 전동기의 구동부터 정지 후 브레이크 작동까지의 실험절차를 보여준다. 해치시스템의 전동기에 전달되는 해치의 부하 토크를 측정하기 위하여 Fig. 7과 같이 전동기와 기어박스 사이에 토크 미터를 부착하였다. 해치시스템은 전동기의 회전과 함께 1차 출력단의 회전에 의해 잠금장치가 해제된 후 해치를 작동시키며, 해치의 상승 위치가 80° 가 되면 전동기는 감속을 시작하고, 90° 가 되면 정지한 후 브레이크를 작동시킨다. 해치의 상승각 80° 와 90° 에 대한 위치는 시험 장치에 부착된 리미트 스위치 신호를 통하여 알 수 있다.

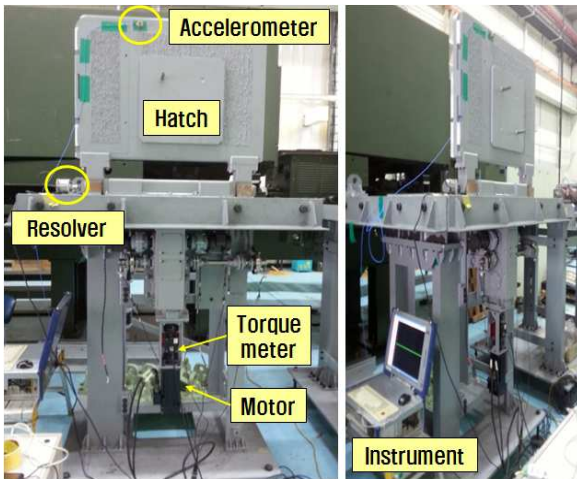


Fig. 7 Load test setup for the hatch system

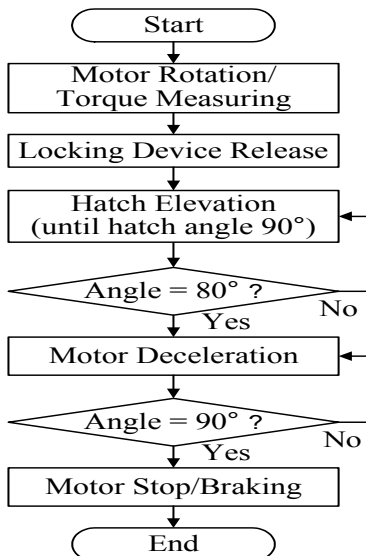


Fig. 8 Load torque experiment procedure

Fig. 9는 기어박스에 있는 기어열의 속도에 따른 측정된 토크 및 워엄 기어의 효율을 보여준다. 기어열의 토크는 $0.1 \text{ Nm} \sim 0.2 \text{ Nm}$ 로 나타났으며, 기어 효율은 제작사가 제공한 데이터를 사용하였다. Fig. 10은 부하 토크 식 (9)을 사용하여 해치의 각도 및 속도에 따른 전동기에 전달되는 토크 T_n 에 대한 시뮬레이션 결과를 보여준다. 식 (6)의 기어열의 마찰 토크 T_f 는 Fig. 9에서 측정된 토크를 사용하였으며, 속도에 따른 워엄 기어의 효율은 $42\% \sim 63\%$ 를 적용하였다. Fig. 11과 Fig. 12는 Fig. 8의 절차에 따라 전동기를 구동시켜 해치를 수직으로 $0^\circ \sim 90^\circ$ 까지 상승시키면서 전동기에 전달되는 해치의 부하 토크를 측정할 실험 결과를 보여준다. Fig. 11은 전동기의 회전 속도를 100 rpm 으로 하여 해치를 저속으로 상승시키면서 측정한 결과를 보여준다. 실험 결과에서 전동기에 전달되는 해치의 부하 토크는 정속 구간에서 평균 4.3 Nm 로 나타났으며, 해치시스템의 부하 토크에 대한 시뮬레이션 결과인 Fig. 10의 100 rpm 정속 조건에서의 해치 상승 각도에 따른 최대 부하 토크 크기를 초과하지 않는 것을 확인했다. Fig. 12는 전동기의 회전 속도를 3000 rpm 으로 하여 해치의 상승 속도를 최대로 증가시켜 구동시킨 후 전동기에 전달되는 부하 토크를 측정한 결과이다. 실험결과에서 해치시스템의 부하 토크는 정속 구간에서 평균 2.75 Nm 임을 보여주며, Fig. 10의 동일 속도 조건에서의 부하 토크에 대한 시뮬레이션 결과인 최대 부하 토크 크기와 유사하게 나타남을 알 수 있다. 그러나 저속 조건인 100 rpm 에서의 실험 결과와는 다른 특성으로 해치의 상승 속도가 증가하면서 전동기에 전달되는 부하 토크 변동 특성이 크게 나타남을 보여준다. 따라서 시뮬레이션 결과인 Fig. 10의 전동기에 작용하는 부하 토크 외에 해치시

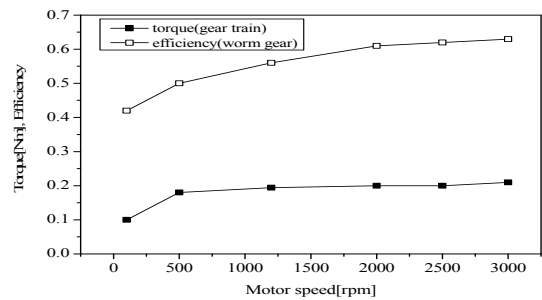


Fig. 9 Gear train torque and worm gear efficiency

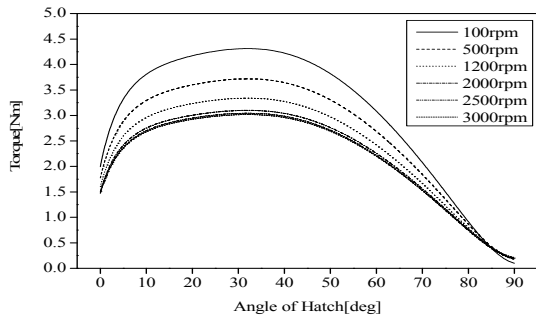


Fig. 10 Hatch load torque simulation for angle θ_h

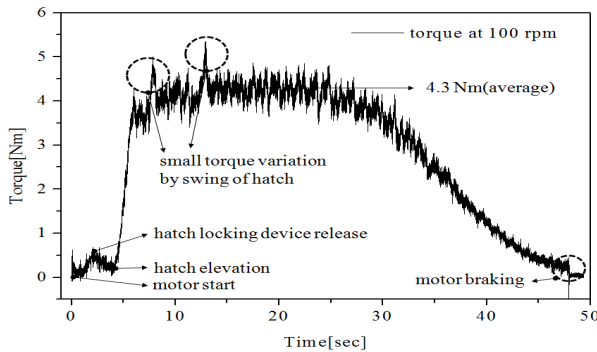


Fig. 11 Load torque variation at 100 rpm speed

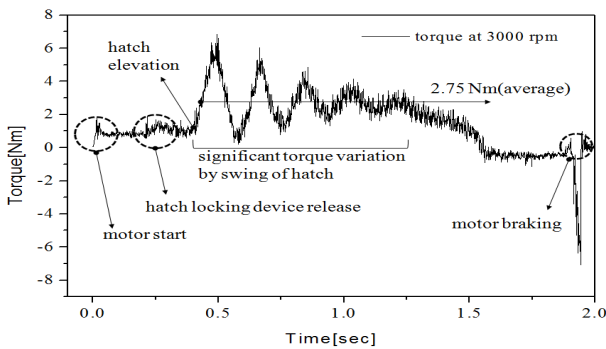


Fig. 12 Load torque variation at 3000 rpm speed

스텝의 속도 증가에 따른 토크 외란이 발생하고 있음을 실험을 통하여 확인할 수 있었으며, 속도 증가에 따른 전동기에 작용하는 해치시스템의 부하 토크 외란에 대한 분석이 필요하다.

3. 스플라인 백래시 분석

해치시스템은 해치 회전축의 스플라인과 기어 박스의 기어열에 대한 백래시가 존재한다. 백래시는 기어가 맞물려 회전하기 위하여 필요한 틈새이며 기어의 가공 및 조립 공차 등에 의해서 커질 수 있다. 따라서 기어를 사용하는 제어시스

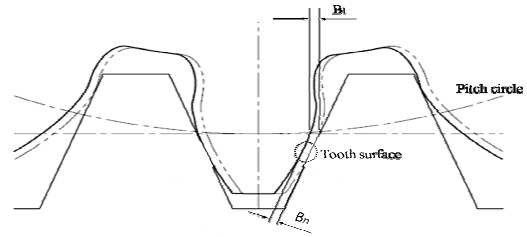


Fig. 13 Circular direction backlash and normal direction backlash

템에서는 조립 상태에서의 시스템의 백래시 크기를 확인할 필요가 있다. 일반적으로 기어에 대한 백래시는 원주방향 백래시, 법선방향 백래시 및 각도방향 백래시 등으로 나타낸다. Fig. 13은 서로 맞물리는 기어의 원주방향 및 법선방향의 백래시를 나타낸다. 원주방향 백래시 B_t 는 상대기어를 고정하고 맞물리는 기어가 상대기어의 치면(Tooth surface)에 접촉할 때까지 최대로 회전시킬 수 있는 피치원상의 호의 길이로 나타내며, 법선방향 백래시 B_n 는 한쪽 치면(Tooth surface)이 접촉한 상태에서 다른 쪽의 치면 사이의 틈으로 치면의 법선방향의 최단거리로 나타내며 원주방향 백래시와 법선방향 백래시와의 관계는 식 (10)과 같이 나타낸다.^(7~9) 또한 각도 백래시 B_θ 는 상대기어가 일정한 위치에서 고정되었을 때 다른 한쪽의 기어가 움직일 수 있는 최대의 회전각이며, 식 (11)과 같이 원주방향 백래시로 B_t 로부터 계산할 수 있다.^(7~9)

$$B_n = B_t \cos \alpha_n \cos \beta_n \quad (10)$$

$$B_\theta = \frac{360^\circ B_t}{\pi D} \quad (11)$$

여기서, α_n 은 피치원에서의 기어 이의 압력각, β_n 는 기어의 비틀림 각으로 스플라인과 평기어의 경우 0° 이며, D 는 기어의 기준원 지름으로 Table 3에 변수를 나타냈다. Fig. 14는 다이얼 게이지를 사용하여 스플라인의 원주방향에 대한 백래시 측정을 보여준다. 스플라인 축을 고정한 상태에서 축에 조립되어 있는 아암을 최대로 회전시킨 후 측정된 원주방향의 이동 거리는 $0.41 \sim 0.45 \text{ mm}$ 이며, 식 (8)에 대입하여 계산된 스플라인의 각도 백래시는 $1.12^\circ \sim 1.22^\circ$ 로 나타났다. 또한 해치시스템의 백래시는 스플라인과 기어열을 포함하는 백래시의 합으로 나타나며, Fig. 15와 같이 해치 회전축에 리졸버(Resolver)를 부착하여 측정할 수 있다.

Table 3 Specifications of spline

Parameters		Values
Pressure angle of gear	α_n	20°
Diameter of pitch circle	D	42 mm ($m \times Z_i$)
No. of teeth	Z_i	28
Module of gear	m	1.5

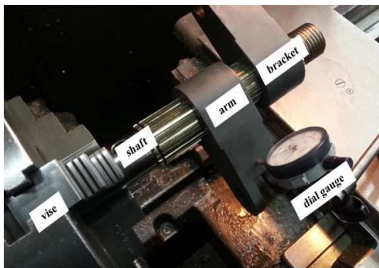


Fig. 14 Circular direction backlash measurement of hatch spline



Fig. 15 Backlash measurement of the hatch rotational shaft

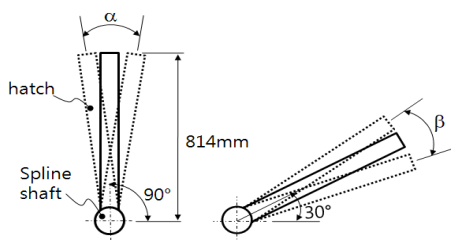


Fig. 16 Backlash measurement configuration for 90° and 30° of the hatch system

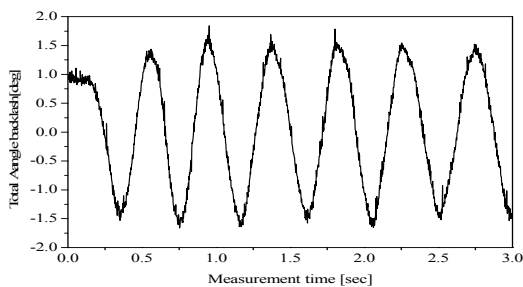


Fig. 17 The result of total angular backlash measurement of the hatch system

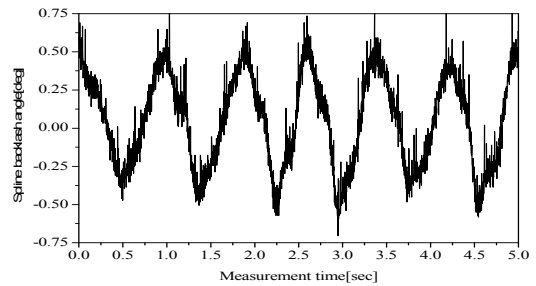


Fig. 18 The result of hatch rotation angle measurement by the spline backlash

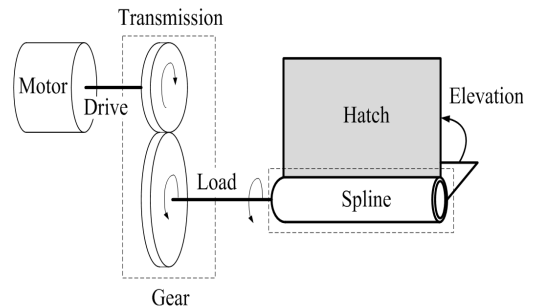


Fig. 19 The schematic of the driving system for the hatch elevation

Fig. 16과 같이 해치를 수직으로 세운 상태에서 전동기가 회전하지 않도록 정지 상태에서 브레이크를 작동시킨 후 해치가 최대로 움직이는 각도 백래시 α 을 측정하고, 해치가 0° ~ 90° 사이에서 상승하는 경우를 고려한 30°에서 기어열을 고정시킨 후 스플라인 백래시만큼 움직이는 해치의 스플라인 각도 백래시 β 을 측정할 수 있다. Fig. 17의 측정결과에서 해치시스템의 총 각도 백래시는 최대 3.4°이며, Fig. 14의 스플라인 측정결과로부터 기어열에 대한 각도 백래시는 2.18° ~ 2.28°임을 알 수 있다. Fig. 18은 해치를 30° 정도 상승시킨 후 스플라인 백래시만큼 해치가 흔들리는 경우 회전각을 측정한 결과로써 최대 1.2°로 측정되었으며 리졸버의 최대 정밀도가 0.1°임을 고려하면 Fig. 14의 다이얼 게이지 측정 결과와 오차 범위 내에 있음을 알 수 있다.

Fig. 19는 해치를 수직으로 상승시키기 위한 해치시스템의 구동 개념을 보여준다. 큰 중량의 해치를 수직으로 상승시키기 위한 전동기의 회전력은 기어를 통하여 해치의 회전축인 스플라인으로 전달된다. 일반적으로 기어를 사용하는 동력 전달 시스템은 기어 백래시에 의한 데드존(Dead zone)이 존재한다. 데드존은 순간적인 비접촉 구

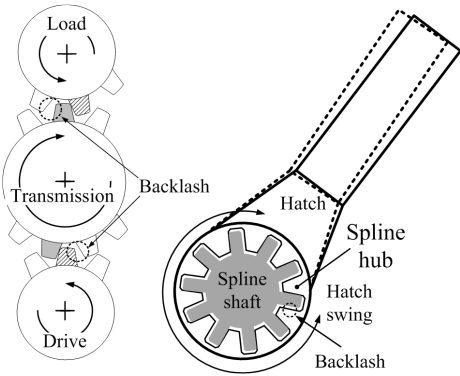


Fig. 20 The schematic of the gear assembly and spline dead zone by backlash

간으로 전동기의 회전 방향이 변경되는 경우 발생하나, 본 논문의 해치시스템은 해치를 상승시키기 위하여 전동기의 회전 방향을 변경하지 않는다. 따라서 Fig. 20의 좌측의 기어열에서 보여주듯이 기어는 연속적인 한쪽 방향으로만 회전을 하는 경우 데드존 영역을 경험하지 않으므로 백래시는 크게 영향을 미치지 않는다.^(10,11) 그러나 해치시스템은 Fig. 20의 우측의 스플라인과 해치의 개념도에서 알 수 있듯이 해치의 회전축으로 사용하는 스플라인 축과 허브의 맞물리는 이간 백래시에 의해 스플라인 허브를 중심으로 Fig. 18에서 측정된 각도 백래시만큼 해치가 상하로 자유롭게 흔들릴 수 있는 틈이 있음을 보여준다.

4. 토크 외란 분석

기어, 커플링 등과 같은 부품을 사용하는 대부분의 제어시스템은 백래시에 의한 제어시스템의 시간지연, 정상상태 오차, 기계적인 진동 및 충격 등이 발생된다.⁽¹²⁻¹⁷⁾ 본 논문의 해치시스템은 Fig. 20과 같이 해치의 회전축으로 사용하는 스플라인 백래시에 의한 데드존이 존재하며, 측정된 백래시 크기만큼 해치의 흔들림에 의한 스플라인 이의 부딪침에 의한 토크 외란이 발생된다. 스플라인 이가 백래시 구간을 지나 서로 접촉하는 단순한 모델을 Fig. 21에 나타냈다. 스플라인 축과 허브는 동심으로 회전을 하며, 이가 백래시 구간을 지나 식 (12)의 조건에서 접촉이 발생된다. 이때 피치원상의 접촉점에서의 힘 F_t 와 피치원 반경 R 에 의해 전달되는 토크는 식 (13)과 같이 간단히 나타낼 수 있다.⁽¹⁸⁾

$$|x_1 - x_2| \geq \beta \quad (12)$$

$$T = F_t \times R \quad (13)$$

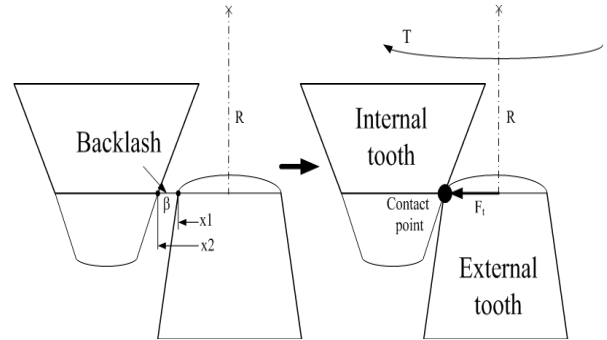


Fig. 21 The simplified tooth model of spline

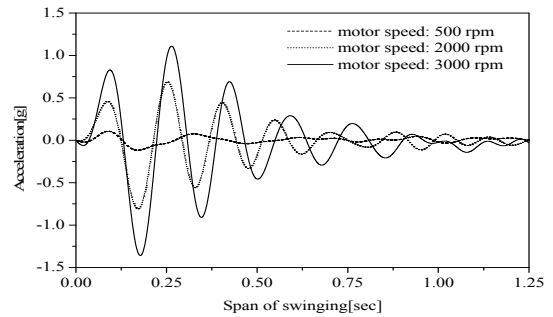


Fig. 22 Comparison of the hatch acceleration for increase of hatch rotation speed

식 (12)에서 x_1 과 x_2 는 이의 이동거리이며, β 는 백래시 크기를 나타낸다. 식 (13)에서 힘 F_t 는 기어가 정상적으로 맞물려 회전하는 힘이며, Fig. 20과 같이 본 논문의 해치시스템 스플라인 백래시 구간에서 해치의 상승시 흔들림이 발생하므로 역으로 이의 부딪침에 의한 임펄스(Impulse) 형태의 힘이 발생한다. 기어에서 백래시에 의한 임펄스 형태의 힘은 탄성복원력(Elastic restoring force)과 점성감쇠력(Viscous damping force)의 합으로 비선형 특성을 나타낸다.^(19,20) 해치시스템의 토크 외란을 분석하기 위한 실험 장치는 Fig. 7과 같고, 측정을 위하여 가속도계, 리졸버, 토크미터를 실험 장치에 부착하였다. 해치 상승시 해치의 흔들림 크기를 알 수 있도록 해치의 가속도와 스플라인 축의 회전 각도를 측정하고, 구동 속도에 따른 전동기에 전달되는 부하 토크 변동을 측정하였다. Fig. 22는 전동기의 속도에 따른 해치의 상승 속도가 증가함에 따라 해치의 흔들림 크기를 나타내는 가속도 측정 결과를 보여준다. 구동 속도별로 해치의 흔들림 가속도 크기를 비교하였으며, 해치시스템의 상승 속도가 증가함에 따라

해치의 흔들림이 커짐을 알 수 있다. 따라서 식 (13)에 나타낸 접촉하는 힘 F_t 는 해치의 흔들림에 의해 반복적인 임펄스 부하로 작용하여 변동하는 토크를 발생시킬 수 있음을 예측할 수 있다.

Fig. 23 ~ Fig. 26은 Fig. 22와 같은 해치의 흔들림에 의하여 역으로 전동기에 전달되는 토크 외란을 측정된 결과들이다. Fig. 23은 해치의 상승 속도를 높이기 위하여 전동기의 구동 속도를 각각 2000, 2500, 3000 rpm으로 회전시키면서 해치를 수직으로 상승시키면서 부하 토크를 측정된 결과이다. Fig. 24는 Fig. 23의 결과로 부터 시간 영역을 0.25 sec ~ 1.5 sec로 확대하여 토크를 비교한 결과이다. Fig. 23에서의 초기 작동 구간에서는 기어박스 및 잠금장치 작동을 위한 토크가 발생하며, 잠금장치 작동이 완료된 후 0.3 sec이 후에 해치가 작동되면서 토크 외란이 크게 발생하고 있음을 알 수 있다. Fig. 24에서는 속도가 높을수록 해치의 흔들림이 커져 토크 외란의 크기도 커짐을 알 수 있으며, 시간이 지나면서 토크 외란은 감소되어 1.37 sec에서 임펄스 형태의 토크 변동은 나타나지 않음을 알 수 있다. Fig. 25는 전동기 속도를 각각 500, 1000, 1500 rpm으로 회전하면서 토크를 측정된 결과로써 Fig. 26은 Fig. 25의 결과에 대한 시간 영역을 0.5 sec ~ 1.5 sec로 확대하여 토크 외란을 비교한 결과이다. Fig. 26에서 속도가 500 rpm인 경우 임펄스 형태의 토크 외란은 발생하지 않는 것을 알 수 있다. 또한 속도가 1000, 1500 rpm인 경우 토크 외란의 크기는 Fig. 23의 결과와 비교하여 현저히 작아졌으며, 토크 외란의 주기는 Fig. 22의 해치 흔들림의 주기를 따라가고 있음을 알 수 있다.

Fig. 27은 해치시스템에 대하여 최대 속도 3000 rpm인 사다리꼴 형태의 속도 프로파일을 추종하

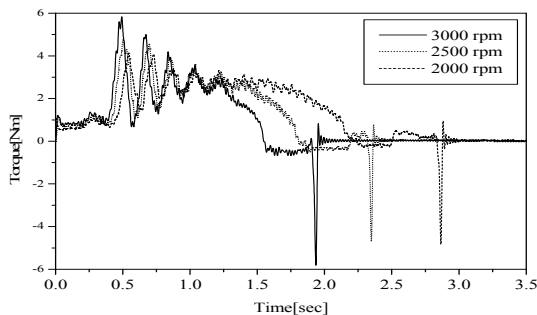


Fig. 23 Torque disturbance for 2000, 2500 and 3000 rpm

는 전동기의 PI 속도 응답과 해치의 스플라인 회전각에 대한 변화를 보여준다. 해치가 상승하면서 전동기의 속도 오차가 발생하고 있음을 알 수 있으며, 스플라인 회전축의 각도 변동은 가속구간 0.5 sec와 정지구간 1.9 sec인 Jerk에서 주로 크게 나타남을 알 수 있다. Fig. 28은 해치가 상승 및 정지하면서 발생하는 해치의 스플라인 회전축에 대한 각도 변화를 측정하고, 전동기의 속도 추종 결과를 비교한 결과를 보여준다. 해치가

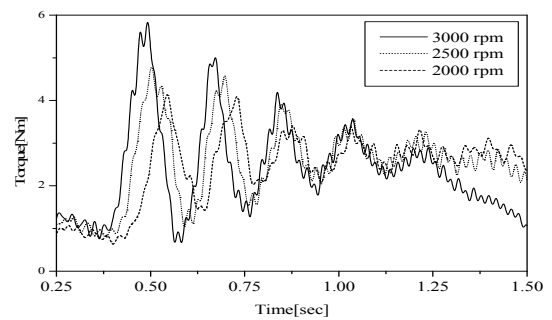


Fig. 24 Comparison of the torque disturbance for 2000, 2500 and 3000 rpm

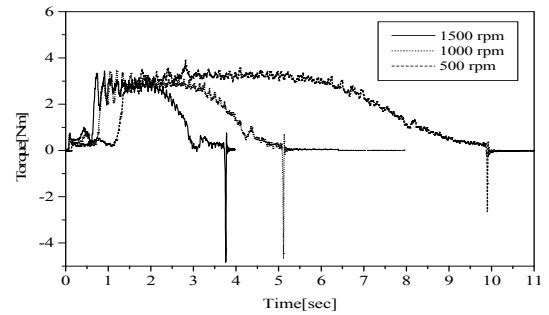


Fig. 25 Torque disturbance for 500, 1000 and 1500 rpm

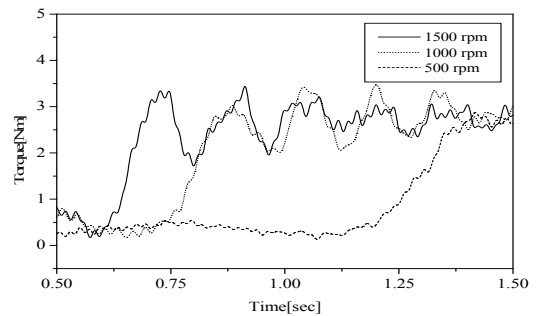


Fig. 26 Comparison of the torque disturbance for 500, 1000 and 1500 rpm

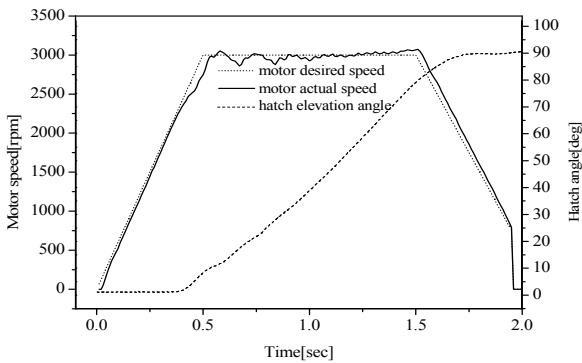


Fig. 27 Speed response and hatch angle variation for 3000 rpm

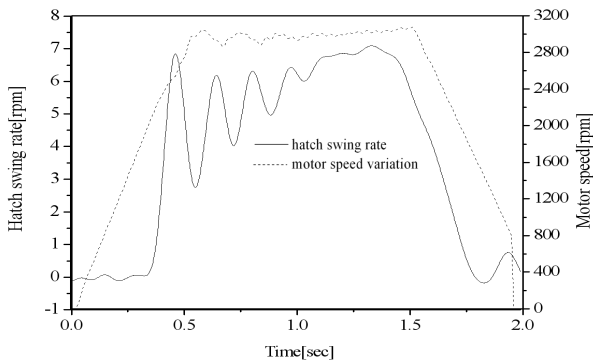


Fig. 28 Comparison of the hatch swing rate and the motor speed response for 3000 rpm

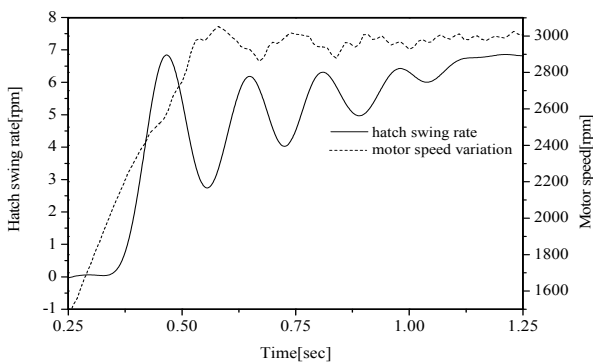


Fig. 29 The hatch swing rate and motor speed response between 0.25 ~ 1.25 sec

초기에 상승하면서 크게 흔들리다가 서서히 감소하는 것을 알 수 있으며, 해치의 주기적인 흔들림에 따라 전동기의 추종 속도 응답에 영향을 주어 속도 오차를 발생시킴을 알 수 있다. 따라서 해치의 흔들림에 따른 부하 변동 토크가 역으로 전동기의 토크 외란으로 작용하여 추종 오차를 발생시키는 것을 알 수 있다. Fig. 29는 Fig. 28의 결과에 대한 시간 영역을 0.25 ~ 1.25 sec로 확대

하여 나타난 결과로써 해치가 흔들림을 시작하여 끝날 때까지의 주기 및 지속시간(Duration time)이 Fig. 23에서의 구동 속도 3000 rpm에 대한 토크 외란의 형상과 유사함을 알 수 있으며, 이는 해치의 흔들림이 토크 외란 발생과 밀접한 관계가 있음을 보여준다. 따라서 본 논문에서 다른 해치 시스템의 토크 외란은 스플라인 회전축의 백래시 구간에서 해치가 흔들리면서 맞물리는 이의 반복적인 부딪침으로 인하여 임펄스 형태로 나타나며, 해치의 흔들림이 감소한 후 크기가 잦아드는 것을 알 수 있다. 또한 스플라인 백래시에 의한 해치의 흔들림은 기계적인 감쇠 진동 시스템과 유사한 응답 특성을 나타냄을 알 수 있다.

5. 결론

본 논문에서는 큰 중량의 해치를 구동시키기 위한 유도탄 해치시스템에 대한 부하 토크를 시뮬레이션하고, 토크 미터를 사용하여 측정된 결과와 비교하였다. 또한 해치의 흔들림 가속도, 회전축에 대한 백래시 및 회전 변화를 측정하여 해치가 상승하면서 Jerk에서 흔들림이 발생함을 알 수 있으며, 이러한 해치의 흔들림은 스플라인 백래시에 의해서 발생되어 해치시스템의 토크 외란으로 작용하고 있음을 실험을 통하여 분석하였다. 본 논문에서 해치시스템의 백래시에 의한 해치의 흔들림은 일반적인 감쇠 시스템의 특성과 유사한 형태로 나타남을 알 수 있으며, 전동기의 임펄스 형태의 토크 외란으로 작용하여 해치시스템에서 요구하는 속도 프로파일에 대한 속도 추종 오차를 발생시킴을 보여준다.

향후에는 본 연구 결과를 바탕으로 Jerk에서의 해치의 흔들림을 최소화하는 속도 프로파일에 대한 연구를 수행할 예정이다.

참고문헌

- (1) Krocak, J. and Dudziak, M., 2011, "Tolerance Analysis of Involute Spline," *Proceedings of the World Congress on Engineering*, Vol. 3.
- (2) Lee, J. Y., 2010, "Tolerance Analysis of Spline Shaft Assembly," *J. of the Korean Society for Precision Engineering*, Vol. 27, No. 12, pp. 75~83.
- (3) Nordin, M., Galic, J. and Gutman, P. O., 1997,

- "New Models for Backlash and Gear Play," *International Journal of Adaptive Control and Signal Processing*, Vol. 11, pp. 49~63.
- (4) Hsu, Y. L. and Wang, S. G., 2002, "Minimizing Angular Backlash of a Multistage Gear Train," *Proc. Instn. Mech. Engrs.*, Vol. 216, Part B, pp. 565~569.
- (5) Thomsen, S. and Fuchs, F. W., 2009, "Speed Control of Torsional Drive Systems with Backlash," EPE ISBN: 9789075815009.
- (6) Lagerberg, A., 2001, "A Literature Survey on Control of Automotive Power Trains with Backlash," Chalmers University of Technology.
- (7) Kohara Gear Industry Co. Ltd., "Gear Technical Reference," pp. 648~650.
- (8) QTC, "Q420 Catalog - Elements of Metric Gear Technology," pp. 387~390.
- (9) Wikihelp.autodesk.com, "Engineer's Handbook - Backlash of Gears," Autodesk Inc.
- (10) Wittenstein Inc., 2006, "Backlash vs. Lost Motion,"
- (11) Marton, L., 2009, "Adaptive Friction Compensation in the Presence of Backlash," *CEAI*, Vol. 11, No. 1, pp. 3~9.
- (12) Kalantari, R. and Foomani, M. S., 2009, "Backlash Nonlinearity Modeling and Adaptive Controller Design for an Electromechanical Power Transmission System," *Transaction B: Mechanical Engineering*, Vol. 16, No. 6, pp. 463~469.
- (13) Nordin, M. and Gutman, P. O., 2002, "Controlling Mechanical Systems with Backlash - a Survey," *Automatica*, Vol. 38, pp. 1633~1649.
- (14) Corradini, M. L. and Parlangeli, G., 2002, "Robust Stabilization of Nonlinear Uncertain Plants with Hysteresis in the Actuator: a Sliding Mode Approach," *IEEE Trans. Control System Technology*, Vol. 10, No. 1, pp. 158~166.
- (15) Kolnik, I. and Agronovich, G., 2012, "Backlash Compensation for Motion System with Elastic Transmission," IEEE 27th Convention of Electrical and Electronics Engineers in Israel.
- (16) Julian Andrew de Marchi, 1998, "Modeling of Dynamic Friction, Impact Backlash and Elastic Compliance Nonlinearities in Machine Tools, with Applications to Asymmetric Viscous and Kinetic Friction Identification," Rensselaer Polytechnic Institute, New York.
- (17) Baek, J. H., Hong, S. M., Kwak, Y. K. and Kim, S. H., 2002, "Backlash Estimation of a Seeker Gimbal with Two-Stage Gear Reducers," *Trans. Korean Soc. Mech. Eng. A*, Vol. 26, No. 10, pp. 2130~2142.
- (18) Robins, R. R., 2008, "Tooth Engagement Evaluation of Involute Spline Coupling," Brigham Young University.
- (19) Gerdes, J. C. and Kumar, V., 1995, "An Impact Model Mechanical Backlash for Control System Analysis," *Proceedings of the American Control Conferences*, pp. 3311~3315.
- (20) Sarkar, N., Ellis, R. E., and Moore, T. N., 1997, "Backlash Detection in Geared Mechanisms: Modelling, Simulation, and Experimentation," *Mechanical Systems Control Signal Processing*, Vol. 11, No. 3, pp. 391~408.