

대형 유성기어박스의 정역회전 내구성시험장치 개발에 관한 연구

이용범*, 김광민⁺

(논문접수일 2011. 11. 17, 수정일 2012. 01. 04, 심사완료일 2012. 01. 09)

Development of Normal-Opposite Rotational Durability Test Equipment for Large Sized Planetary Gear Box

Yong-Bum Lee*, Kwang-Min Kim⁺

Abstract

Planetary gear box is a power transmitter having very high gear ratio in compact volume. The planetary step-down gear box converts high speed and low torque into low speed and high torque, which is widely used in constructional and industrial machinery field. And, the planetary step-up gear box does vice versa working, which is used as main gear box of large sized wind mill system. The large sized planetary gear box must be performed the normal-opposite rotation test as a its durability test for achieving the reliability. The large sized planetary gear box is composed by triple gear trains of sun gear, carrier, and ring gear. If input power is supplied into one of them and the other is fixed, and then another becomes the output part. In this paper, we designed a new test equipment which can do rapid normal and opposite rotational change with only small displacement by supplying test power using the above rotation (driving) characteristics and hydraulic cylinder and link, and also compared and analyzed with existing method through various experiments.

Key Words : Planetary gear box(유성기어박스), Rotation and reverse rotation(정역회전), Hydraulic motor(유압모터), Durability tester(내구성시험장치), Mechanical shock(기계적 충격)

NOMENCLATURE

A : 유효단면적 [cm^2]

$A_{1,2,3}$: 1, 2, 3 단 선 기어 잇수

$B_{1,2,3}$: 1, 2, 3 단 링 기어 잇수

E : 충격에너지 량 [$J \cdot s$]

F_a : 시험 장치 입력 [N] (로드셀 계측 값)

F_{th} : 실린더 이론 출력 [N]

I : 기어 감속비

L : 토크 암의 중심 길이 [m]

T : 토크 [Nm]

T_{in} : 입력 토크 [Nm]

T_{out} : 출력 토크 [Nm]

T_{th} : 유압모터의 이론토크 [Nm]

V_{th} : 배제용적 [cc/rev]

η_m : 기계효율 [%]

* 한국기계연구원, 시스템엔지니어링연구본부, 시스템신뢰성연구실 (lyb662@kimm.re.kr)

주소: 305-343 대전광역시 유성구 장동 171번지

+ 우림기계(주) 기술연구소

1. 서론

유성기어박스는 콤팩트한 체적에서 매우 큰 기어 비를 갖는 동력전달기로서 고속 저 토크를 저속·고 토크로 변환하는 감속기와 저속·고 토크를 고속·저 토크로 변환하는 증속기가 있다⁽¹⁾. 대형유성기어감속기는 건설기계의 주행구동 및 선회유닛을 포함하여 크레인 등에 사용되며, 소형유성기어감속기는 자동화기에 널리 사용되고, 유성기어 증속기는 풍력발전기의 메인기어박스와 조류발전기 등에 사용 되고 있다. 이러한 대형 유성기어박스를 생산을 할 경우 신뢰성 확보를 위하여 반드시 정역충격내구성 시험을 실시하여야만 한다⁽²⁻⁴⁾.

기존의 정역충격내구성 시험 장치는 유압모터에 고압 고 유량의 유체에너지를 공급하여 급격하게 정회전과 역회전시켜 시험감속기를 구동하고, 시험감속기의 기계적 출력을 유압펌프를 사용하여 유체에너지로 변환하여 정역 내구성시험을 실시하였다. 그러나 유성기어박스가 대용량화됨으로서 시험장비 구축에 소요되는 유압 모터와 펌프의 대형화와 이를 구동하기 위한 유압동력발생 시험비용이 높아지는 문제가 있었다⁽⁵⁾.

본 연구에서는 대형 유성기어박스의 선 기어(sun gear), 캐리어(carrier) 및 링 기어(ring gear)로 나눌 때 1개의 입력과 1개가 고정인 경우 다른 하나가 출력이 되는 회전(구동) 특성을 이용하여 유압실린더와 링크를 이용하여 시험동력을 가함으로써 높은 기어 비에 의해 작은 변위로 급격한 정역회전이 가능한 시험 장치를 설계하고, 실험을 통하여 기존방식과 비교 분석하였다.

2. 유성기어박스의 거동과 정역충격내구성 시험 장치의 특징

유성기어 박스는 선 기어, 유성기어, 링 기어 그리고 캐리어로 구성되는데, 이를 이용한 유성기어 열에서는 선 기어, 링 기어 및 캐리어의 구성에 따라 기어비나 동력전달 방법이 효율적으로 바뀌게 된다.

시험대상의 유성기어 감속기는 국내 최대형인 차량의 무게가 85ton인 초대형 유압식 굴삭기의 주행구동유닛(track drive unit) 용으로서, Fig. 1과 같이 3단 유성기어 열로 구성되어 있다. 유압모터로부터 고속, 저 토크의 동력을 선 기어(A1)가 입력받아서 1단 유성기어(a1)에 동력을 전달하게 되고, 1단 링 기어(B1)의 구속으로 1단 캐리어(U1)가 회전하여 2단 선 기어(A2)의 입력이 된다. 이러한 방식으로 순차적인 동력 전달이 이루어져 최종적으로 3단 링 기어(B3)가 저속, 고 토크의 출력을 하게 된다. 유성기어감속기의 속도 감소에 따른 토크의 증대 량은 감속비 I 로 표현되는데, 이는 식 (1)과 같다⁽⁶⁾.

$$I = [(k_1 + 1)(k_3 + k_2(k_3 + k_2)) + k_1] \tag{1}$$

$$\text{여기서, } k_1 = \frac{B_1}{A_1}, k_2 = \frac{B_2}{A_2}, k_3 = \frac{B_3}{A_3}$$

따라서 유성기어박스의 최대출력토크($T_{outmax.}$)는 최대입력 토크($T_{inmax.}$)에 감속비(I)와 기계효율(η_m)을 곱한 값으로 계산되며 식 (2)과 같다.

$$T_{outmax.} = I \times T_{inmax.} \times \eta_m \tag{2}$$

기존의 유성기어박스 정역충격 내구성 시험 장치는 시험용 유성기어 감속기와 동일한 부하증속기를 설치하고 유압모터로 구동하고 유압펌프로 부하를 가하는 방식을 Fig. 2와 같이 사용하였다. 이는 고압 고 유량의 유체에너지를 이용하여 급격하게 정회전과 역회전이 용의한 유압모터가 시험 체의 기계적 구동(입력)을 하고, 빠른 응답성으로 높은 시험 체의 기계적 에너지를 유체에너지로 변환할 수 있는 유압펌프를 사용하여 정역 내구성시험을 실시하였으나, 유성기어박스가 대용량화됨으로서 시험장비에 소요되는 유압모터와 유압펌프의 대형화와 이를 구동하기 위한 시험장비가 커져야 하는 문제점을 갖고 있다.

또한 양방향 회전하는 부하를 가하기 위해서 입출구가 고압 포트로 Table 1과 같은 동일한 유압모터를 사용한다. 따라서

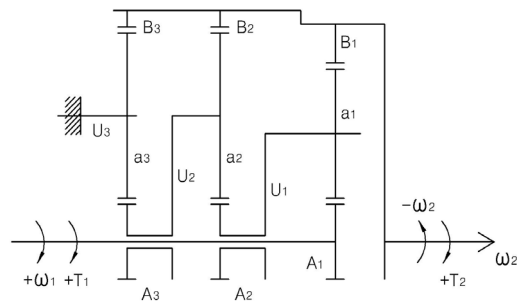


Fig. 1 Power Flow Diagram of Triple Planetary Gear Trains

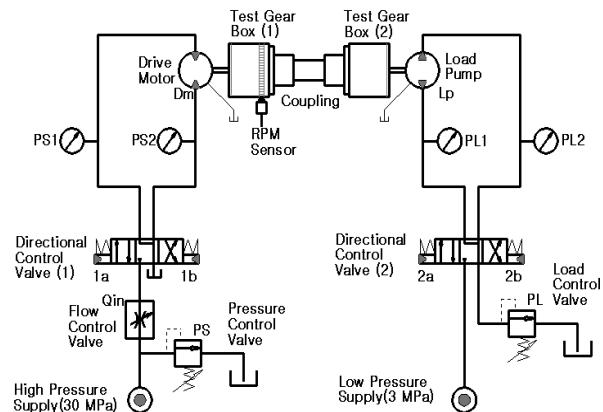


Fig. 2 Hydraulic Circuit for Existing Test Equipment of Planetary Gear Box (Case I)

부하펌프의 캐비테이션(cavitation) 방지와 제어의 안정성확보를 하기 위하여 저압(3MPa) 대 유량(400ℓ/min)을 공급한다.

따라서 이러한 문제점을 보완하기 위하여, 유성기어박스의 선기어, 캐리어 및 링 기어로 나눌 때 1개의 입력과 1개가 고정될 경우 다른 하나가 출력이 되는 회전 특성을 이용하여 Table 2와 같은 유압실린더와 링크를 이용하여 ±α 각도의 시험동력을 가함으로서 높은 기어 비에 의해 작은 각도의 변위로 급격한 정역회전이 가능 한 시험 장치를 Fig. 3과 같이 설계하였다.

유압실린더에 의한 구동은 유압모터에 비해 낮은 압력으로 고 토크를 발생할 수 있고, 내부 및 외부누유(internal & external leakage)에 따른 용적 손실이 없어 효율이 높고, 응답성이 빠른

Table 1 Specification of Drive Motor & Load Pump

Item	Specification
Volumetric Displacement	320 [cc/rev]
Max. Pressure	35 [MPa]
Max. Speed	2500 [rpm]
Max. Output Torque	1748 [Nm]

Table 2 Specification of Torque Generation System

Item	Specification
Piston Diameter	135 [mm]
Rod Diameter	60 [mm]
Stroke	100 [mm]
Radius of Torque Arm	650 [mm]
Max. Pressure	35 [MPa]
Max. Torque	256350 [Nm]
Tilting Angle	5.3 [Deg]

특징을 갖고 있으며, 별도의 부하부에 저압 대용량의 유압을 공급하지 않아도 됨으로 약 30%의 동력 손실을 저감할 수 있다.

새롭게 제안된 유성기어박스 시험동력 입력장치는 유성기어박스 3단 캐리어 고정 단의 중심높이에 토크 암을 장착하고, 좌우 대칭 양쪽에 링크와 동일한 사양의 유압실린더 2개를 장착하고 하단에 핀 형 로드셀로 고정을 하였다.

토크 암의 반경 L의 위치에서 두 개의 유압실린더가 직선운동을 하여 시험에 필요한 입력을 가하는데 이때 이론적인 유압실린더의 출력(F_{th})은 식 (3)과 같다. 그러나 실제적으로는 이론적인 유압실린더출력에서 유압실린더의 실 마찰손실과 링크의 마찰 손실을 제외한 힘(F_a)이 시험 장치에 입력이 되며, 이때 입력토크 T_{in}는 로드셀(pin type load cell)에서 측정되는 F_a와 토크 암의 반경 L의 곱으로 식 (5)과 같다.

$$F_{th} = \Delta P \times A [N] = \Delta P \times \left(\frac{\pi D^2 - d^2}{4} \right) [N] \quad (3)$$

$$F_a = F_{th} \times \eta_{mc} \times \eta_{ml} [N] \quad (4)$$

$$T_{in} = \pm \cos\left(\frac{\alpha}{2}\right) \times F_a \times L [Nm] \quad (5)$$

3. 대형 유성기어박스 정역충격내구성 시험 장치의 설계 및 구현

시험대상 유성기어박스는 차체 중량 85ton 초대형 굴삭기의 주행구동유닛용으로서 3단의 유성기어 트레인으로 구성되어 기어 비는 120.4575, 최대 출력 회전속도는 12rpm이고, 출력 토크는 179,340Nm에 달한다.

이와 같은 대용량인 유성기어박스의 정역충격 내구성 시험을 하기 위하여 두 개의 유압실린더로 입력을 가하고 유압펌프로

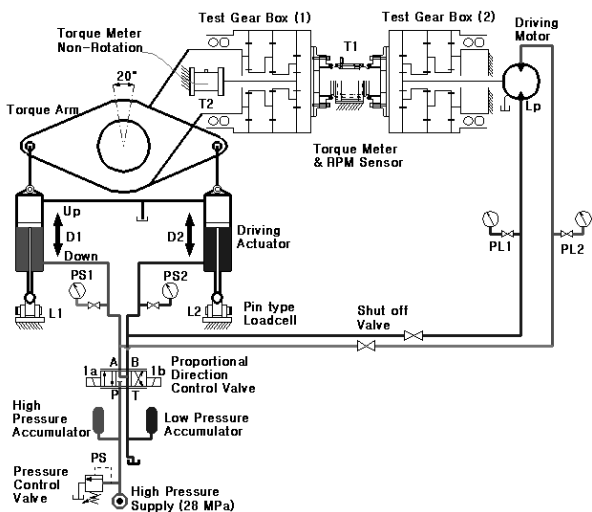


Fig. 3 Hydraulic Circuit of Newly Developed Test Equipment for Planetary Gear Box (Case II)

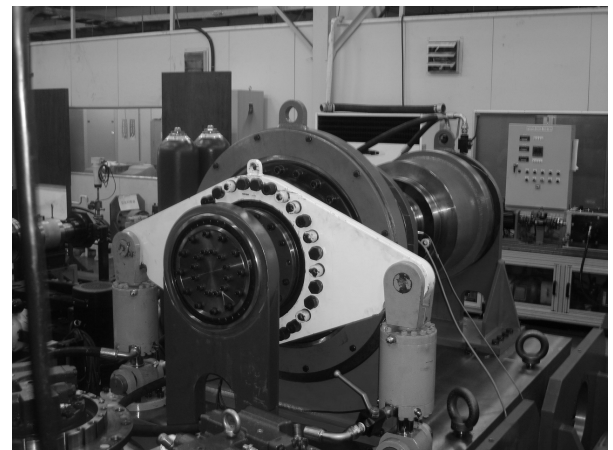


Fig. 4 Test Equipment of Planetary Gear Box

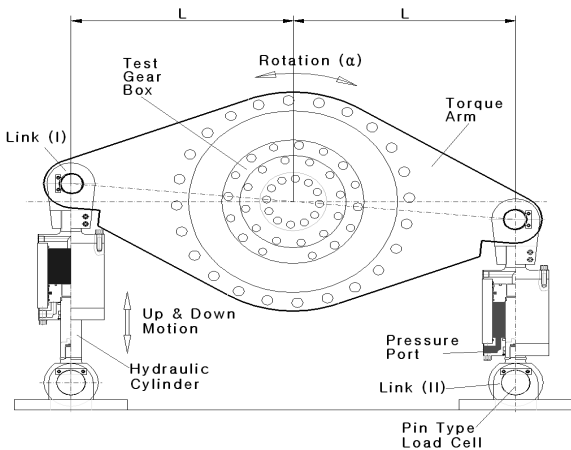
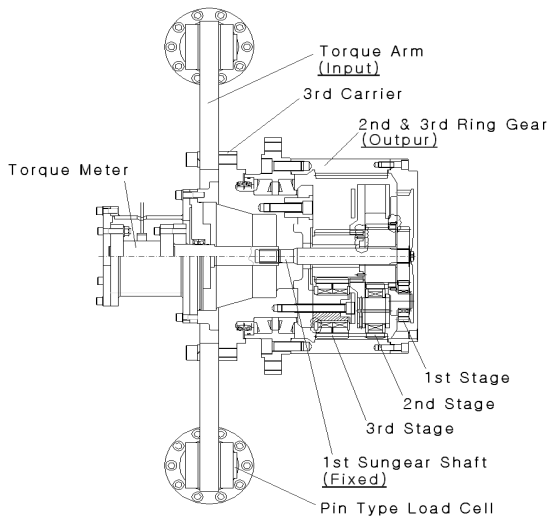


Fig. 5 Structural Drawing for Torque Measurement System

부하를 가하는 시험 장치를 Fig. 4와 같이 설계하였다.

시험용 유성기어박스와 부하용 유성기어박스를 원통형 드럼 형태의 커넥터(connector)로 각각 연결하고 중간에는 대용량 토크미터를 설치하였으며, 시험 부 커넥터의 외주에 베어링으로 지지해줌으로서 시험부와 부하부의 동심도 확보와 회전가능하도록 하였다. 부하용 유성기어 캐리어(carrier)에 연결된 지지플랜지를 고정브래킷(bracket)으로 견고하게 베이스에 고정하고, 시험용 유성기어 3단 캐리어에 연결된 지지플랜지에 토크 암을 부착하고 중심높이에 링크를 만들고 좌우 대칭이 되는 곳에 시험입력 동력 발생용 유압실린더와 로드셀이 부착하여 시험용 유성기어박스에서 가하는 힘(F_a)이 로드셀에 나타나도록 Fig. 5와 같이 구축하였다.

4. 정역 충격시험 결과 및 분석

기존의 유압모터와 펌프를 이용한 대용량 유성기어박스의 정역 충격시험 장치(Case I)와 유압실린더를 사용한 대용량 유

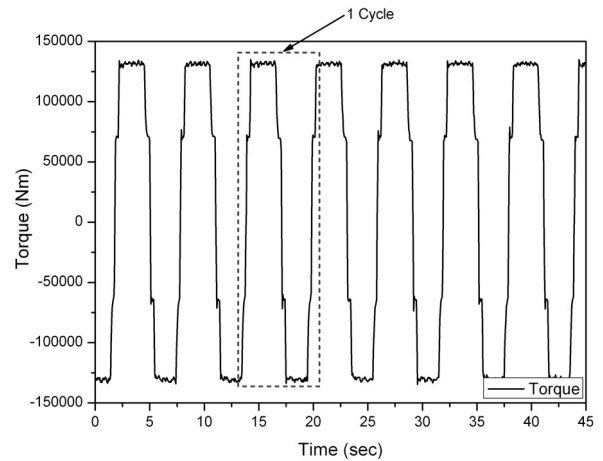


Fig. 6 Test Results of Output Torque Using Existing Test Equipment at Case I

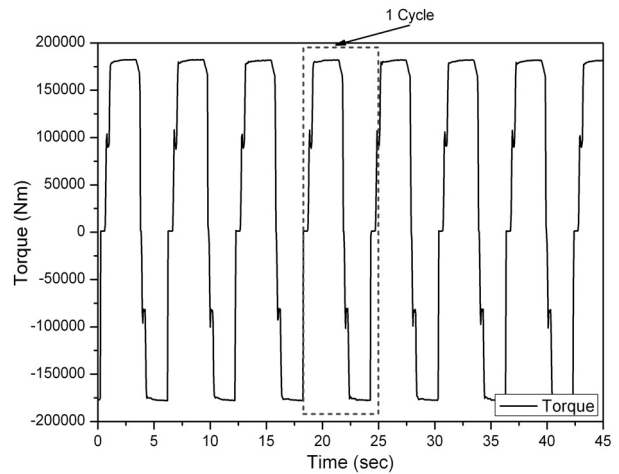


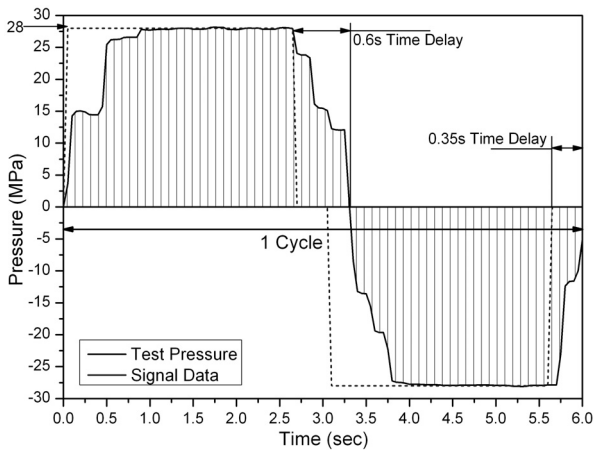
Fig. 7 Test Results of Output Torque Using Newly Developed Test Equipment at Case II

성기어박스의 정역 충격시험 장치(Case II)를 각각 구성하여, 출력토크가 179,340Nm인 유성기어 감속기를 공급압력 28MPa에서 정역충격내구성시험을 하였다.

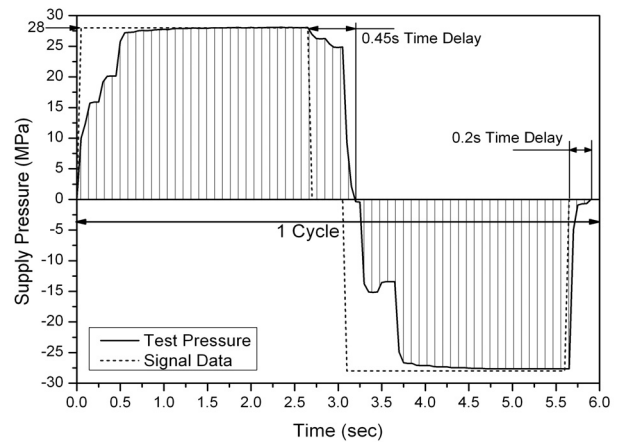
유압모터와 펌프는 국내건설기계인 초대형굴삭기에 장착되는 320cc/rev 주행용 모터를 사용하였으며, 유압실린더를 이용한 시험 장치는 출력이 294kN인 2 개의 유압실린더를 사용하였다.

Fig. 6과 Fig. 7은 Case I, Case II 시험 장치의 시험 결과를 나타낸 것이며, 28MPa로 같은 압력을 공급하였으나 유압 실린더에 의한 구동(Case II)은 유압모터에 의한 구동(Case I)에 비해 낮은 압력으로 고 토크를 발생하는 것을 확인할 수 있었다.

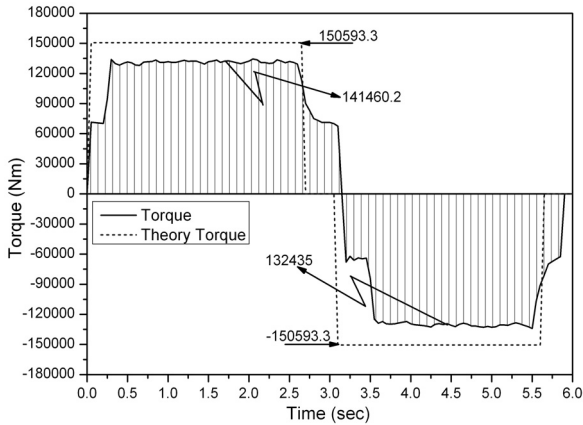
Case I 시험 장치의 1 사이클 동안에 공급압력과 토크변화를 Fig. 8에 나타내었다. Case I의 경우 공급압력이 공급신호보다 약 0.95 s 시간이 지연되어 작동 했으며 그때 토크는 이론토크의 90 %수준으로 나타났다.



(a) Analysis of Input Pressure for 1 Cycle

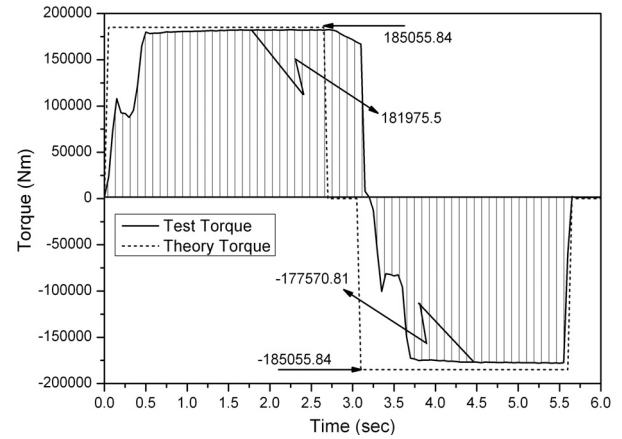


(a) Analysis of Input Pressure for 1 Cycle



(b) Analysis of Output Torque for 1 Cycle

Fig. 8 Detailed 1 Cycle Analysis of Case I Test Results



(b) Analysis of Output Torque for 1 Cycle

Fig. 9 Detailed 1 Cycle Analysis of Case II Test Results

Fig. 9는 Case II 시험 장치의, 1 사이클 동안에 공급압력과 토크변화를 그래프로 나타내었다. Case II의 경우 공급압력이 공급신호보다 약 0.65s 시간이 지연되어 작동했으며 그때 토크는 이론토크의 97%수준으로 나타났다.

Fig. 8은 유압모터와 펌프를 이용한 정역내구시험장치의 입력압력에 대한 출력 토크를 측정하는 결과이다. 기존에 사용하는 방식은 식 (2)를 사용하여 압력에 대해 이론 토크를 계산하였다⁽⁷⁾.

Fig. 9는 유압실린더를 사용한 대용량 유성기어박스의 정역 충격시험 장치의 결과 값으로 (a)는 구동압력을 나타냈으며, (b)는 식 (5)을 사용하여 압력에 의한 토크 값을 계산한 이론식과 비교한 그래프이다.

토크와 시간 그래프에서 면적을 충격에너지 량(E)으로 봤을 때, 충격에너지 량(그래프의 면적)은 1 사이클 동안 시간변화에 따른 토크변화 면적의 합으로 나타내어진다. 따라서 충격에너지는 다음과 같이 나타낸다.

Table 3 Amount of Impact Energy as Time-varying (Case I)

No.	Time increment (s)	Test Time (s)	E_{th} (J · s)	E_{test} (J · s)	$\frac{E_{test}}{E_{th}}$ (%)
1	0	0	0	0	-
2	0.5	0.5	71531.6	48305.4	67.5
3	0.5	1.0	146828.2	113755.8	77.4
4	0.5	1.5	222124.9	179576.0	83.5
5	0.5	2.0	297421.5	245438.4	82.5
6	0.7	2.7	399072.8	330550.9	82.8
7	0.5	3.2	414132.1	333936.3	80.6
8	0.3	3.5	459310.1	353772.1	77.0
9	0.5	4.0	534606.7	416788.6	78.0
10	0.5	4.5	609903.4	482052.6	79.0
11	0.5	5.0	685200.1	547720.7	80.0
12	0.5	5.5	760496.7	613165.2	80.6
13	0.5	6.0	779321.1	643651.8	82.5

Table 4 Amount of Impact Energy as Time-varying (Case II)

No.	Time increment (s)	Test Time (s)	E_{th} (J · s)	E_{test} (J · s)	$\frac{E_{test}}{E_{th}}$ (%)
1	0	0	0	0	-
2	0.5	0.5	87901.5	47480.4	54.0
3	0.5	1.0	180429.4	137320.4	76.1
4	0.5	1.5	272957.4	227929.5	83.5
5	0.5	2.0	365485.3	318966.3	87.3
6	0.7	2.7	490398.0	446489.4	91.0
7	0.5	3.2	508903.6	451083.4	88.6
8	0.3	3.5	564420.3	469865.6	83.2
9	0.5	4.0	656948.2	544916.1	82.9
10	0.5	4.5	749470.3	632971.6	84.5
11	0.5	5.0	842004.1	721540.2	85.7
12	0.5	5.5	934532.0	810345.2	86.7
13	0.5	6.0	957664.0	827106.6	86.4

$$E = \int_{\Delta t}^0 \Delta T dt \quad (6)$$

식 (6)에 따라 Origin 프로그램을 사용하여 그래프 면적을 계산한 결과는 Table 3, Table 4에 나타내었다. 이론토크의 면적 대비 시험에 의한 면적 비를 이용해 효율을 분석 하였다.

Case I의 경우 6초 동안의 총 이론 충격에너지 대비 82.5%, Case II의 경우 1사이클 6초 동안의 이론 토크에 의한 그래프 면적의 86.4% 수준으로 모터 및 펌프를 사용한 시험 방법에서는 유압모터에서 외부누유가 일어나면서 용적효율이 저하되어 효율이 낮게 나오는 반면 유압실린더를 사용하는 방식은 실린더 내부 및 외부누유(internal & external leakage)에 따른 용적 손실이 없어 Case II의 경우가 기존의 시험장비에 비해 효율이 높은 것을 볼 수 있다⁽⁸⁾.

5. 결론

본 연구에서는 유성기어 방식 감속기의 내구수명 평가를 위한 새로운 정역충격 시험방법을 개발하였고, 기존의 시험방법과 비교 분석하였다. 얻어진 결과는 다음과 같다.

- (1) 250kw급 유성기어감속기의 정역 내구성시험평가를 위하여 유압실린더 입력장치를 적용한 결과 기존의 유압모터·펌프 사용방법에 비해 30% 이상 에너지절감효과를 얻었다.
- (2) 유압모터로 입력하고 펌프로 부하를 가하였을 때보다 낮은 압력(78%)에서 큰 토크를 안정적으로 가할 수 있으며, 유

압실린더의 경우 내부 및 외부 누유가 존재하지 않아서 높은 응답성(97%)을 얻었다.

- (3) 시험감속기에 가해지는 충격에너지량은 유압모터로 입력하고 펌프로 부하를 가하였을 때 82.5%보다 유압실린더의 경우가 86.4%로 약 3.9% 더 높았다.

후 기

이 연구는 2011년도 지경부 부품소재연구개발의 연구비(과제번호: MI-3370) 일부지원에 의해 수행되었고, 국내특허 제 2011-0077991호로 출원되었음을 밝힙니다.

참 고 문 헌

- (1) Nicholas, P. C., *Gear Design and Application*, Mcgraw Hill, New York, pp. 94~121.
- (2) Lee, G., Kim, H., and Kim, D., 2003, "Study of the Accelerated Life Test Method for Power Train Components under Cyclic Loads Using Weibull-IPL(Inverse Power Law) Model," *ASME*, Vol. 116, Issue 1, pp. 535~541.
- (3) Li, G. Y. b., and Qin D. T. b., 2009, "Analysis of Accelerated Fatigue Test Technology for Wind Turbines Gearbox", *CDX/Journal of Chongqing University*, Vol. 32, Issue 11, pp. 1252~1256.
- (4) Kim, K. Y., Lee, G. H., Cho, J. D., Kim, D. W., Shim, J. J., and Lee, S. S., 2006, "The Study on the Evaluation of Performance and Durability for the High Precision Planetary Gearbox," *Conf. of KSMTE*, pp. 489~494.
- (5) Zhu, Z. H., Larosa, M. b., and Ma, J. b., 2009, "Fatigue Life Estimation of Helicopter Landing Probe Based on Dynamic Simulation," *Journal of Aircraft*, Vol. 46, Issue 5, pp. 1533~1543.
- (6) Lee, Y. B., and Han, S. H., 2009, "A Study on Torque Measuring Technique for Track Drive Unit of Earthmoving Equipment with Very Large Capacity," *KSMPE*, Vol. 8, No. 4, pp. 97~103.
- (7) Lee, Y. B., and Park, J. H., 2005, "Accelerated Life Analysis of Track Drive Unit," *KFPS*, Vol. 2, No. 2, pp. 1~7.
- (8) Lee, Y. B., and Han, S. H., 2010, "Development of Device Measuring Very High Torque via Torque Arm with Attached Load Cells," *KFPS*, Vol. 7, No. 1, pp. 6~10.