

주행 구동 유니트의 가속 수명 시험 및 분석 Accelerated Life Test and Analysis of Track Drive Unit for an Excavator

이용범 · 박종호

Y. B. Lee and J. H. Park

Key Words : Track Drive Unit(주행 구동 유니트), Excavator(굴삭기), Accelerated Life Test(가속 수명 시험), FMEA(고장모드 및 영향분석), Weibull distribution (와이블 분포)

Abstract: For the reliability evaluation of the track drive unit(TDU), firstly, we analyzed the major failure modes through FMEA(failure mode & effects analysis), FTA(failure tree analysis), and 2-stage QFD(quality function deployment), and then quantitatively determined the priority order of test items. The Minitab analysis was also performed for prediction of life distribution and parameters of TDU by use of field failure data collected from 430 excavators for two years. In addition, we converted the fluctuation load in field conditions into the equivalent load, and for evaluation of the accelerated life by the cumulative fatigues, the equivalent load is again divided into the fluctuation load by reference of test time. And then, by use of the test method in this paper, the acceleration factor(AF) of needle bearing inside planetary gear which is the most weakly designed part of TDU is achieved as 5.3. This paper presents the quantitative selection method of test items for reliability evaluation, the determination method of the accelerated life test time, and the method of non-failure test time based on a few of samples. And, we proved the propriety of the proposed methods by experiments using a TDU for a 30 ton excavator.

1. 서 론

AF : 가속계수
 CL : 신뢰수준 [%]
 i : 유성기어감속기의 감속비
 n : 시험용 시료 수
 N : TDU의 출력회전수 [rpm]
 ρ : t_p 에서의 불 신뢰도
 P_{∞} : 공급압력 [MPa]
 P_{out} : 귀환압력 [MPa]
 Q_{out} : 귀환유량 [l/min]
 ΔQ : 누유량 [l/min]
 t_{an} : 가속시험시간 [h]

t_n : 무고장시험시간 [h]
 t_p : 백분위수 [B₁₀ 수명]
 T_{at} : TDU의 출력 토크 [Nm]
 V_{th} : 유압모터의 배제용적 [cm³/rev]
 ΔQ_{out} : 누설유량 [l/min]
 β : 형상모수
 η : 척도모수
 $\lambda(t)$: 고장률함수
 %time : i-작동조건에서 작동 사이클
 λ : 피로 손상지수

1. 서 론

주행구동유니트(TDU : track drive unit)는 무한궤도형 굴삭기(crawler type excavator)의 차체에 장착되어 굴삭기의 전·후진 주행과 주차 및 작업중 정지 기능이 있다.

TDU는 양방향 카운터밸런스밸브(counter balance valve), 액셜 피스톤(axial piston)형 2속 유압모터, 3

접수일 : 2005년 3월 17일
 이용범(책임저자) : 한국기계연구원
 기계시스템 신뢰성연구센터
 E-mail : lyb662@kimm.re.kr, Tel : 042-868-7151
 박종호 : 충남대학교 기계공학과

단 유성기어와 주차 브레이크 등으로 구성되어 있다. 이동장비에 장착되는 TDU의 고출력, 고밀도화 및 콤팩트화를 위해서 내압을 받는 부분의 두께는 줄이는 반면에 사용압력은 고압화되는 추세이다. 유압 시스템에서 두께는 줄이고 고압화하는 것은 작용응력이 커짐을 뜻하는 것으로서 설계응력이 소재의 허용 한계응력에 근접한 경우가 된다. 이는 안전계수가 줄어 제품의 신뢰성을 보증하기 위해서는 많은 시간 동안 수명시험이 요구된다. 그러나 TDU를 많은 시간 동안 수명시험 하는 것은 큰 시험비용과 개발기간이 장기화되는 문제가 있다¹⁾. Ivantysyn²⁾ 등은 유압 유닛(탠덤 펌프, 모터)들의 가속수명시험에 대한 일반적인 접근법에 대하여 연구하였으며, Berns³⁾ 등은 유압호스에 실제 사용조건보다 높은 충격압력을 연속적으로 가하는 시험(impulse test)을 실시하고 이로부터 누적손상분석 이론을 발표하였다.

본 연구에서는 대용량 TDU의 신뢰성평가를 위해서, 필드고장데이터와 선진국의 시험 및 설계자료 등을 참고하여, FMEA(failure mode & effects analysis)를 통하여 TDU의 주요부품별 고장모드와 고장영향 및 고장원인 분석을 실시하였고, 고장발생 빈도와 고장의 심각도를 평가한 후 FTA (failure tree analysis) 주 고장모드를 분석하였다.

또한 국내의 유압모터, 펌프, 밸브 및 감속기 등의 규격과 2단계 QFD(quality function deployment)를 이용하여 주요 시험항목을 정량적으로 결정하였으며, TDU의 신뢰성 평가기준을 개발하여 국가 기준으로 제정(RS B 0034)하였으며, 이 시험기준에 의해서 가속 수명시험을 실시하였고, 필드 고장데이터의 해석 결과를 이용하여 TDU의 가속수명시험 한 결과를 수명시간으로 평가 하였다.

2. 시험 대상 시스템 및 시험 분석 방법

2.1 시험대상 TDU

가속 수명시험 대상 TDU는 굴삭기의 차체중량 30톤급으로 국내 D사에서 생산한 제품이다. TDU는 양방향 카운터 밸런스밸브, 액셜피스톤 형 2속 유압모터, 유성기어박스, 주차브레이크 및 양방향 릴리프 밸브 등으로 구성되어있고, 그 구조와 주요부품의 명칭은 Fig. 1과 같으며, 주요 제원은 Table 1과 같다.

유압회로도에는 Fig. 2와 같으며, 유압회로에서 A, B는 입·출구 포트이고, D1, D2는 드레인 포트이며, P1, P2는 압력측정용 포트이고, P3은 주차 브레이크 압력 해제용 포트이며, P4는 2속 제어용 파일럿 포트이다.

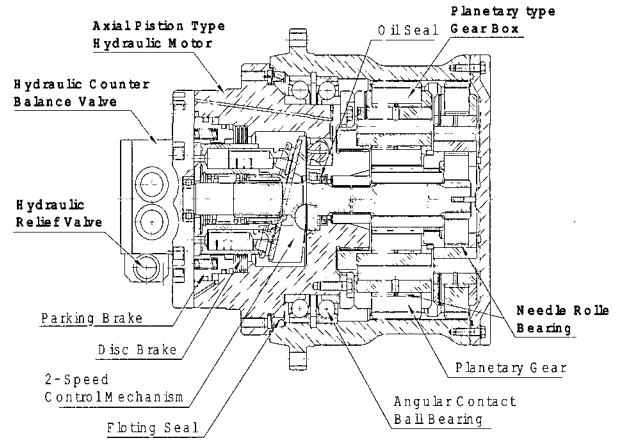


Fig. 1 Track Drive Unit of Excavator

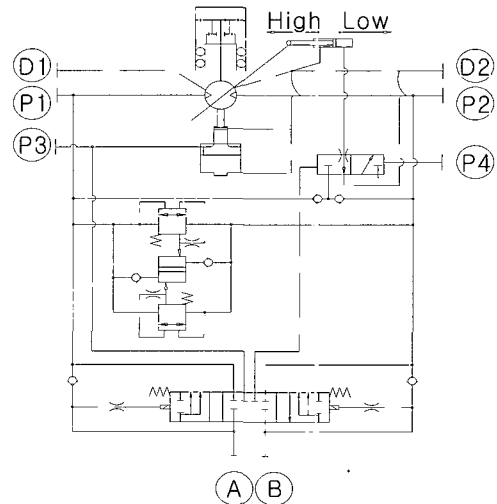


Fig. 2 Hydraulic Circuit of TDU

Table 1 Specification of TDU

Component	Item	Spec.
Hydraulic Motor	Volumetric Displacement [cc/rev]	95.3/176
	Pressure max. [MPa]	35.0
	Flow Rate max. [LPM]	212
	Ration Speed max. [rpm]	2136/1180
	2-Speed Control Pr. [MPa]	2~7
Parking Brake	Parking Torque [N. m]	2,022
	Release Pressure [MPa]	0.9
Gear Box	Gear Ratio	48
	Output Torque [N. m]	20258/37413
	Output Speed [rpm]	44.5/24.6

2.2 시험항목 분석

고장모드 및 고장영향분석(FMEA: failure mode & effects analysis)과 치명도 매트릭스분석(CMA: criticality matrix analysis)을 실시하고, 고장 트리 분석(FTA: failure tree analysis)^{4,5)}을 한 결과는 다음과 같다.

Table 2 Analysis of failure mode and failure mechanism

Components	Failure Mode	Failure Effects	Failure mechanism and Causes
Piston & Shoe	Leakage occurrence	Volumetric efficiency degradation	Scratch
	Friction increase	Mechanical efficiency degradation	Orifice choking
	Shoe damage	Life reduction	Solid contact
Cylinder Barrel	Leakage occurrence	Volumetric efficiency degradation	Scratch
	Friction increase	Volumetric efficiency degradation	Damage of bearing ratio
	Leakage	External leakage occurrence	Scratch
	Spline damage	No torque delivery	Shortage of material stiffness
Shaft	Axle damage	No torque delivery	Shortage of material stiffness
	Vibration	Life degradation	Deformation
Seal	Leakage	Life degradation	High speed, deficiency
Bearing	Bearing wear	Performance degradation	Over speed load
	Bearing damage	Life degradation	Horizontal load, impact
Valve	Spool adhesion	Life degradation	Heat load, pollution
	Spool wear	Performance degradation	Badness of surface treatment
	Spool deformation	Function degradation	External force occurrence
Gear Box	Wear in gear part	Performance degradation	Overspeed load
	Deformation in gear part	Life degradation	Badness of surface treatment
	Bearing damage	Life degradation	Horizontal load, impact occurrence

Table 3 Criticality matrix analysis

severity	High	III	2-2 5-2 7-3	II	1-3 2-3 4-1	I	1-1 1-2 2-1
	Medium	IV	6-3	III	2-4 5-1	II	6-1
	Low	V	5-3	IV	3-1	III	3-2
			Low		Medium		High
failure frequency							

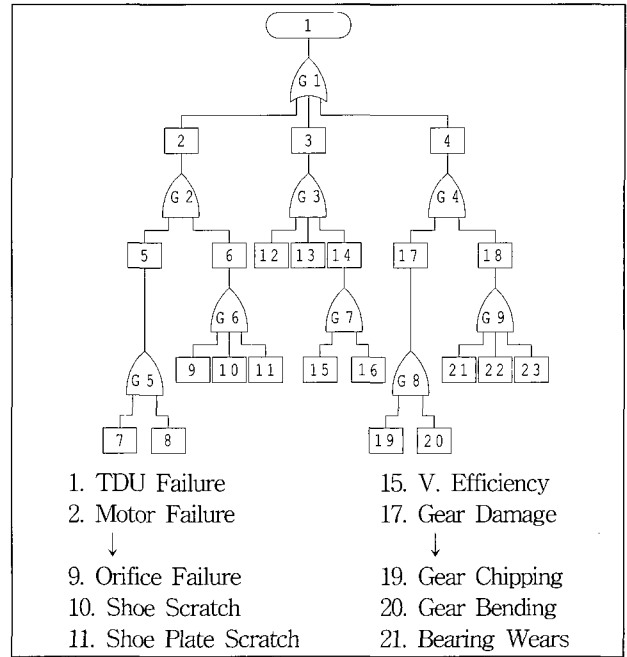


Fig. 3 Fault Tree Analysis (FTA)

Table 4 Quality function deployment level 1

Failure type	Leak	Friction	wear	→	seal damage	Bearing damage
Main function						
Rotation	◎	◎	◎	→	◎	○
Starting torque	◎	◎	◎	→	△	○
Pressure control	◎	△	△	→	○	
Speed control	◎	○	△	→	△	○
↓	↓	↓	↓	↓	↓	↓
2-Speed 1-Speed	○	○	△	→	△	○
Score	88	69	68	→	62	61

Most important ◎(9), Important ○(5), common △(3)

Table 5 Quality function deployment level 2

Test item	2 Speed operation	→	Over speed	Total efficie.	Over Load	Life
Failure type						
Leakage	88	△	→	○	◎	◎
Friction	69	△	→	◎	◎	◎
Piston wear	68	△	→	◎	◎	◎
↓	↓	↓	↓	↓	↓	↓
2 Speed control Device damage	36	◎	→	△	○	○
Brake damage	34		→	◎	△	○
Score	1071	→	2181	2269	2557	2865
Ranking	9	→	4	3	2	1

Most important ◎(9), Important ○(5), common △(3)

2.3 고장 데이터 분석

TDU의 수명분포 및 모수 추정을 위해서, 굴삭기 430대를 대상으로 약 2년간의 필드 고장 데이터를 분석하였다. 고장 데이터를 이용하여 적합성 검토를 한 결과 Fig. 4와 같이 와이블분포^{5,6)}가 적합하고, Fig. 5의 결과와 같이 형상모수는 2.0128이고, 척도모수는 28657이었다.

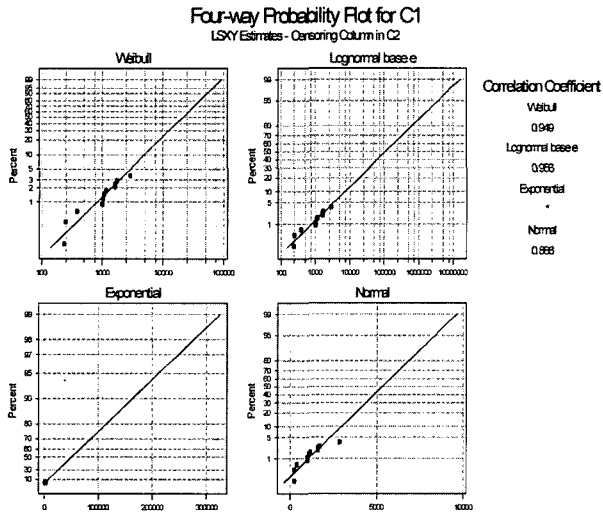


Fig. 4 Four-way Probability Plot for TDU

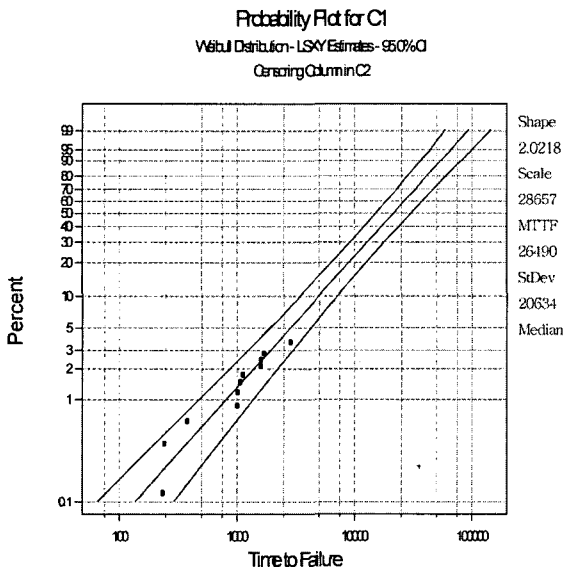


Fig. 5 Weibull Distribution of TDU

2.4 수명 시간 계산을 위한 등가부하 분석

굴삭기의 수명을 엔진작동시간 10000 h를 기준으로 TDU의 작동시간을 분석한 결과, Fig. 6과 같이 엔진 작동시간 10%인 1000 h이었고, 1000 h 작동 중 부하율과 이를 등가 부하로 환산한 결과는 다음 Table 6과 같다.

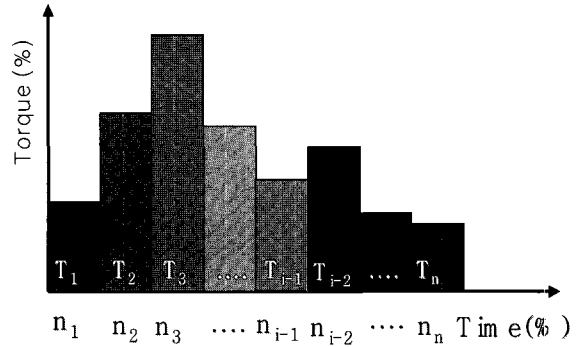


Fig. 6 Application duty cycle of TDU

Table 6 Equivalence load conversion table of TDU

Item	Torque (%)	Speed (rpm)	Ratio (%)
Max. Load (start, stop etc.)	100	10	5
Heavy Load (climbing)	60	16.7	15
Light Load (ground)	20	33.3	80
Total			100

등가 누적 손상(equivalent cumulative damage)은 RMET(root mean effective torque)을 사용하여 식(1)과 같이 계산할 수 있고, WAS(weighted average speed)는 식(2)과 같이 계산할 수 있다²⁾.

$$RMET = \left\{ \sum_{i=1}^{i=total} \left[\frac{\% time_i}{100} \cdot (\Delta T_i)^\lambda \right] \right\}^{\frac{1}{\lambda}} \quad (1)$$

$$= \left[\frac{5}{100} \times (100_1)^{\frac{-10}{3}} + \frac{15}{100} \times (60_2)^{\frac{-10}{3}} + \frac{80}{100} \times (20_3)^{\frac{-10}{3}} \right]^{\frac{-3}{10}}$$

$$= 47.06$$

여기서, $\lambda : 10/3$

$$WAS = \frac{\sum_{i=1}^{i=total} \% time_i \cdot n_i \cdot (\Delta T_i)^\lambda}{100 \cdot (RMPT)^\lambda} \quad (2)$$

$$= \left[5 \times 10 \times (100)^{\frac{-10}{3}} + 15 \times 16.7 \times (60)^{\frac{-10}{3}} + 80 \times 33.3 \times (20)^{\frac{-10}{3}} \right] / 100 \times 47.07^{\frac{-10}{3}}$$

$$= 13.33$$

RMET와 WAS를 구한 결과 토크에 대한 최대 가속은 100/47.06으로 2.12가되고, 속도에 대한 최대가속은 33.3/13.33으로 2.5가 된다. 따라서 TDU의 최대가속계수는 RMET와 WAS의 곱으로 약 5.3이 된다.

2.5 시험시간 결정

수명분포가 Weibull 분포를 따르고, 형태모수(β)가 2.0, 신뢰수준이 90%, 시료수가 2개일 때 TDU의 보증수명 1,000시간을 보장하기 위한 무고장시험시간은 식 (3)과 같이 계산할 수 있다^{8, 9)}.

$$t_n = t_p \cdot \left[\frac{\ln(1-CL)}{n \cdot \ln(1-p)} \right]^{\frac{1}{\beta}} \quad (3)$$

$$t_n = 1000 \cdot \left[\frac{\ln(1-0.9)}{2 \cdot \ln(1-0.1)} \right]^{\frac{1}{2.0}}$$

$$= 3306 \text{ 시간이다.}$$

장시간 수명시험시간이 요구되는 제품을 단시간에 시험을 완료하기 위해서는 가속수명시험을 실시하여야 하며, 본 연구에서는 무고장 시험시간 3306시간을 최대로 가속 수명시험을 하기 위해 앞에서 구한 가속계수 5.3으로 나누면, 가속수명시험 시간은 $t_{an} = t_n / AF = 3306 / 5.3 \approx 630$ 시간이 된다¹⁰⁾.

이를 TDU의 실제 사용조건을 고려하여 등가부하 및 등가속도가 실제 사용조건의 등가부하 및 등가속도와 동일하도록 부하, 속도, 시간 등을 결정 하였다.

Table 7 Equivalence load conversion and life test

Test item	Dirac.	Speed	Flow Ratio	Press. ratio	Test time (h)	Cumulative life time (h)
Climbing	CW	1 Speed	55%	70%	30	30
	CCW	1 Speed	55%	70%	30	60
Max. driving Speed	CW	2 Speed	100%	40%	55	115
	CCW	2 Speed	100%	40%	55	170
1 & 2 Speed Direction	CW	1->2 2->1	50%	80%	75	245
1 & 2 Speed Direction	CCW	1->2 2->1	50%	80%	75	320
Forward & inverse Direction	CW ↔ CCW	1 Speed (6 sec)	20%	100%	230	550
Continuity load	CW	1 Speed	15%	100%	40	590
Continuity load	CCW	1 Speed	15%	100%	40	630

즉, TDU의 전진 1단, 전진 2단, 후진, 연속주행, 전·후진 반복 등 실제 작동하는 모든 조건 및 손상 특성을 고려하여 시험부하를 Table 7과 같이 분배

하였다. 여기서 일 방향 고속회전 시험에 의한 손상을 갖는 부품으로는 시일(seal), 베어링, 섭동면의 흠집(scratch), 기어 치면 마멸 등이 있고, 양방향 고부하 시험에 의한 손상을 갖는 부품은 기어 강도, 축 강도, 스플라인(spline) 강도 등이 있다.

2.6 시험장치

TDU의 성능시험장치는 별도로 설치된 유압동력 발생장치로부터 최고 42 MPa, 최대 320 l/min의 압력과 유량을 시험부에 공급하였고, 부하 부는 동일한 TDU를 부하로 사용하면서 카운터 밸런스밸브 내부에서 체크밸브의 스프링과 유압모터에 있는 주차 브레

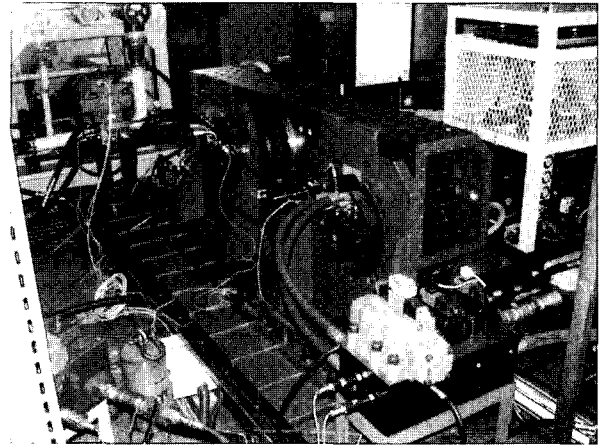


Fig. 7 Test Device of TDU

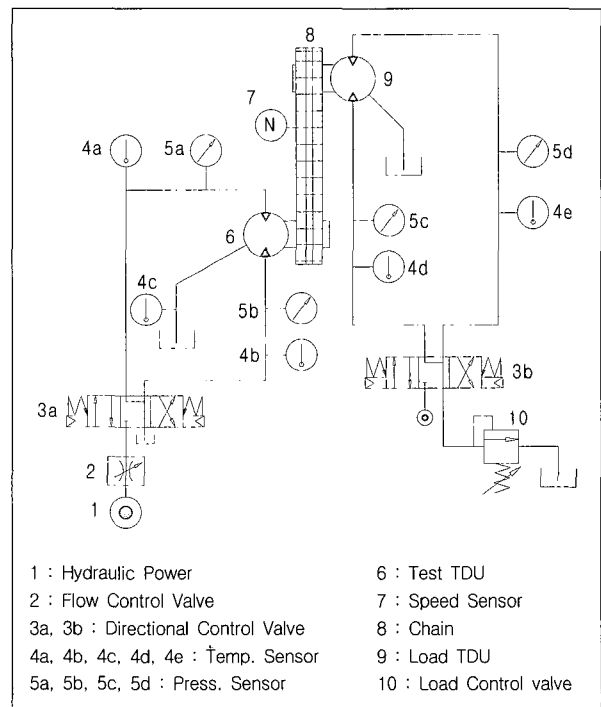


Fig. 8 Hydraulic Test circuit of TDU

이 크를 제거함으로 외부에서 공급되는 기계적 에너지로 유압모터가 양방향 펌프가 되어 유체를 토출하는 구조로 구성시켰고, 캐비테이션을 방지하기 위해 3 MPa, 320 /min의 압력과 유량을 공급하였다. 공급부 및 부하부의 유압 및 유량제어는 렉스로스사의 서보밸브를 사용하였으며, 성능측정을 위해 시험부 입력압력(input pressure), 온도, 유량과 토출 압력, 온도, 유량, 그리고 출력회전수, 출력 토크, 드레인 유량 등을 측정하였다. 수명시험 장치는 굴삭기에서 TDU는 차체 중량과 작업 중 동하중(dynamic load)이 작용되기 때문에 실제 필드 조건의 횡 하중과 출력 토크를 재현하기 위해 Fig. 7 및 Fig. 8과 같이 전단력이 50 ton인 복열체인을 사용하여, 수명시험 중 토크에 상당하는 횡 하중이 가해지도록 하였으며, 연속적인 수명시험을 위해 기어박스 외면에 냉각수를 살포하여 기어박스의 과열을 방지 하였다.

3. 시험 및 결과 분석

TDU를 성능시험장치에 장착하고 Fig. 9와 같이 유압회로를 구성한 후 최고압력 및 회전수의 30%, 45%, 60%, 100%로 분할되는 지점에서 10분간 전 효율시험 (100% → 60% → 45% → 30% → 45% → 60% → 100%)을 왕복 실시하였다.

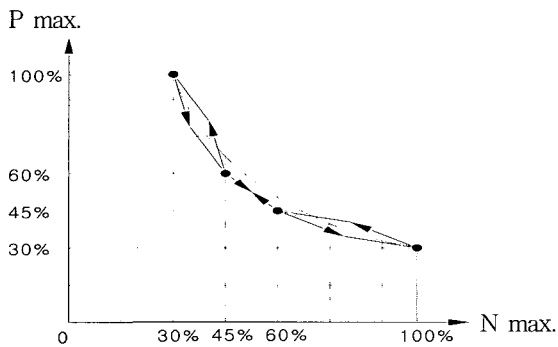


Fig. 9 Performance test point and intervals

이때 기계효율(η_m)은 식(4)으로 계산하고, 용적효율(η_v)은 식(5)으로 계산하며, 전 효율(η_t)은 효율(η_v)은 식(6)으로 계산 된다⁷⁾.

$$\eta_m = \frac{200 \pi \times T_{at}}{V_{th} \times (P_{in} - P_{out}) \times i} \times 100 \quad (4)$$

$$\eta_v = \frac{N \times V_{th} \times i}{1000 \times (Q_{out} + \Delta Q)} \times 100 \quad (5)$$

$$\eta_t = \eta_m \times \eta_v \times 100 \quad (6)$$

또한 수명시험 중 성능열화를 평가하기 위하여 Table 8과 같이 시험 지점을 5회로 나누어 시험하였다. TDU는 수명시험 전 전 효율(η_{t0})이 84.64%이었으며, 158시간 수명시험 후 전 효율(η_{t25})은 84.32%이었고, 316시간 수명시험 후 전 효율(η_{t50})은 83.88%이었고, 474시간 수명시험 후 효율(η_{t75})은 82.98%이었으며, 최종 630시간 수명시험 완료 후(η_{t100})의 전 효율은 82.64%이었다.

Table 8 Performance test result at intervals of TDU

Test Point		$\eta_{t 30}$	$\eta_{t 45}$	$\eta_{t 60}$	$\eta_{t 100}$
1 st (New)	Up	83.81	84.00	84.31	83.95
	Down	83.94	84.23	84.37	84.17
2 nd (158 h)	Up	82.72	83.57	83.83	83.53
	Down	83.02	83.36	83.59	83.60
3 rd (316 h)	Up	83.11	83.84	83.75	83.17
	Down	83.06	83.83	83.84	83.00
4 th (474 h)	Up	82.28	83.00	83.48	83.04
	Down	82.21	83.12	83.08	83.13
5th (630 h)	Up	82.08	82.52	83.04	82.91
	Down	81.98	82.56	83.16	82.84

Table 9 Performance degradation analysis of TDU

Efficiency measure. (%)	Volumetric Efficiency η_v	Mechanical Efficiency η_m	Total Efficiency η_t
1차 (1 h) (수명시험 전)	97.88	86.47	84.64
2차 (158 h)	97.61	86.38	84.32
3차 (316 h)	97.24	86.27	83.88
4차 (474 h)	96.71	85.81	82.98
5차 (630 h)	96.07	86.05	82.71

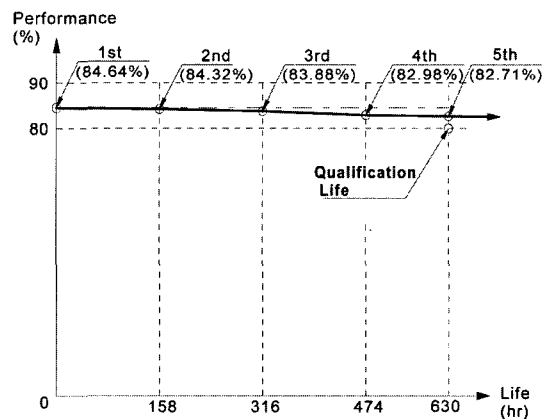


Fig. 10 Performance degradation analysis of TDU

따라서 수명시험 전과 수명시험 후의 성능 저하는 Table 9의 종합성능 데이터와 Fig. 10의 열화분석과 같이 1.93%(84.64%-82.64%)으로 성능열화가 매우 적음을 확인하였다.

4. 결 론

본 연구에서는 굴삭기용 주행구동유닛(TDU)의 잠재적 고장을 해석하기 위한 방법으로 약 2년간의 필드고장 데이터의 분석과 선진국의 설계 자료를 참고하여 FMEA, CMA, FTA를 한 후, 2-QFD를 수행하여 시험항목의 우선 순위를 정량적으로 결정하였다.

굴삭기의 TDU 부분에 대한 필드고장 데이터를 상용코드인 Minitab을 사용하여, TDU의 수명분포 및 형태모수를 추정 하였으며, 등가누적손상을 환산하기 위해 RMET와 WAS를 구하여, TDU에 대한 최대 허용 가속계수(AF)를 5.3으로 결정하였다.

TDU에서 가장 수명에 취약한 부분은 FMEA와 필드고장 데이터분석을 통해 유성기어의 니들 롤러 베어링으로 분석되었고, 본 가속 수명시험에서는 가속계수 5.3을 사용하였으며, 시험대상 TDU는 요구수명(신뢰수준 90%에서 B₁₀ 수명 1,000시간)을 충족함을 확인할 수 있었다.

본 연구결과는 유압모터나 HST 등의 수명평가를 위한 시험코드 개발에 활용될 수 있다.

후 기

이 연구는 2005년도 산업자원부의 "부품소재종합 기술개발사업"의 연구비(과제번호: PMI-0560)일부지원에 의하여 수행되었음을 밝힙니다.

참 고 문 헌

- 1) J. A. McLinn, "Assuring Hydraulic Component Reliability" NCFP 105-3.1, pp. 67~73, 2005.
- 2) J. Ivantysyn and M. Ivantysynova, "Hydrostatic Pumps and Motors", First English Edition, Akademia Books International, pp. 2~390, 2000.
- 3) H. D. Berns and R. J. Lobmeyer, "Cumulative Damage Analysis for Hydraulic Hose", SAE Technical Paper Series, pp. 47~69, 1986.
- 4) D. Kececioglu, "Reliability Engineering Handbook", Handbook, Vol. 2, pp. 473~503, 1991.
- 5) 이치우 외 3인, "신뢰성 공학", 원창출판사, pp. 58~64, 1993.
- 6) 서순근, "Minitab 신뢰성 분석", 이레테크, pp. 219~282, 2002.
- 7) A. Esposito, "Fluid Power with Applications, Third edition", Prentice-Hall International Inc., pp. 249~252, 1994.
- 8) 김철, "MTBF가 뭐지", 이문사, pp. 157~173, 2003.
- 9) G. S. Wasserman, "Reliability Verification, Testing and Analysis in Engineering Design", Handbook", Marcel Dekker, Inc. p. 261, 2003.