

< 논문 >

직교배열표를 이용한 4기통 SOHC 엔진용 로커암 축의 파손경계조건 평가에 관한 연구

이수진* · 이동우** · 홍순혁*** · 조석수**** · 주원식†
(2004년 11월 19일 접수, 2005년 8월 1일 심사완료)

An Estimation on Failure Boundary Condition of Rocker Arm Shaft for 4-Cylinder SOHC Engine Using Orthogonal Array

Soo Jin Lee, Dong Woo Lee, Soon Hyeok Hong, Seok Swoo Cho and Won Sik Joo

Key Words: Orthogonal Array(직교 배열표), ANOVA(분산분석), Failure Analysis(파손 해석), Rocker Arm Shaft(로커 암 축), Main Effect(주효과)

Abstract

As a result of vehicle maintenance of rocker arm shaft for 4-cylinder SOHC engine, failure analysis of rocker arm shaft is needed. Because more than 30% of vehicles investigated have been fractured. Failure analysis is classified into a naked eyes, microscope and X-ray fractography etc. It can predict applied load as well as load type. These methods are applicable to components with simple boundary condition but aren't applicable to components with complex boundary condition. The existing fractography don't catch hold of failure boundary condition quantitatively. Especially, in case that the components isn't fractured at same position. We must determine the most dangerous failure boundary condition to evaluate their operation mechanism. The effect of various factors on response should be estimated to solve this statical problem. This study presents the most dangerous failure boundary condition of rocker arm shaft using orthogonal array and ANOVA in order to assure its robustness.

1. 서 론

파손 부품의 원인 분석에는 육안으로 하는 방법, 주사식 전자 현미경을 이용하는 방법, X선 프랙토그래피(X-ray fractography) 등과 같은 다양한 방법이 사용되고 있다. 특히, 기존의 파손해석이 파손 부품 파면의 영상을 기초로 하는 현미경 방법에 의존하고 있으나 조 등⁽¹⁾은 응력확대계수와 소성역 깊이의 상호 연관성을 이용한 X선 프

랙토그래피를 각 파손 부품 표면에 적용함으로써 오염이나 부식된 부품 및 세라믹등과 같은 무특징파면의 파손 해석으로의 적용 가능성을 제시하였다. 이상의 연구 결과는 실제 파손된 부품에 대하여 파손 형태 뿐만 아니라 부하 하중을 예측할 수 있어 정성적 파손 해석으로는 상당한 유용성을 가지고 있으나 파손시의 경계조건을 정량적으로 평가하지 못하고 있다. 즉, 김 등⁽²⁾이 수행한 원자력 발전소용 저압 터빈 블레이드의 X선 파손해석의 경우 하중과 경계조건이 매우 간단하여 역학적 경계 조건을 예측하는 데 큰 어려움이 없어 X선 프랙토그래피와 유한요소법만으로도 파손 원인의 역학적 기구를 밝힐 수 있었다. 그러나 복잡한 작동 기구가 사용되는 파손 부품의 경우 파손시의 하중과 경계조건을 예측하는 것은 많은 제작 변수로 인하여 명확히 결정할 수 없다. 따라서 기존의 파손 해석이 파손의 종류와

† 책임저자, 회원, 동아대학교 기계공학과
E-mail : wsjoo@donga.ac.kr
TEL : (051)200-7641 FAX : (051)200-7656

* 회원, 동아대학교 대학원 기계공학과

** 회원, 동아대학교 기계공학과

*** 회원, 부경대학교 공동실험실습관

**** 회원, 삼척대학교 자동차공학과

부하 하중을 예측하는 수준에 머물러 있어 위험한 파손경계 조건을 명확히 파악하지 못하였다. 이러한 결과 파손 해석이 대상 부품의 재설계 과정에 적극적으로 반영되지 못함으로 인하여 구조설계의 피드백 과정이 원활하지 못하였다. 즉, 구조설계 과정 중에 파손 해석이 적극적으로 활용되지 못함으로 인하여 부품 기능을 향상시키는 데 한계를 나타내었다.

따라서 본 연구에서는 피로 파손 사고를 일으키는 국내 승용차용 로커 암 축에 대한 파손경계 조건에 대한 강건성을 평가하기 위하여 직교배열표를 기초로 파손된 부품의 가장 위험한 경계 조건을 통계학적으로 파악하여 그 부품에 대한 안전성을 평가하였다.

2. 로커 암 축의 피로 파손 사고

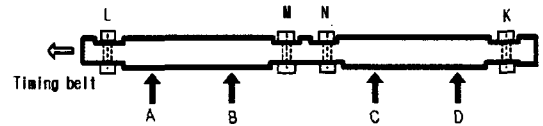
Fig. 1은 4기통 SOHC 엔진용 로커 암 축의 조립도를 나타낸 것으로서 로커 암 축은 Fig. 1에 나타난 것과 같이 실린더 헤더에 볼트로 조립되고 로커 암은 로커 암 축에 배기 및 흡기용으로 각각 4개씩 조립된다.

Fig. 2(a)는 캠이 1 회전하는 동안 로커 암 축에 부하되는 하중 A, B, C, D를 나타낸 것이다. 로커 암 축의 하중부하양식은 Fig. 2(b)에 나타난 것처럼 타이밍 벨트에 의해서 캠 축이 회전하면 로커 암에 의하여 하중을 받는 구조로 되어 있으며, 로커 암 축에 발생하는 최대하중은 Fig. 2(b)의 캠 축의 캠이 최대양정일 때 발생한다.

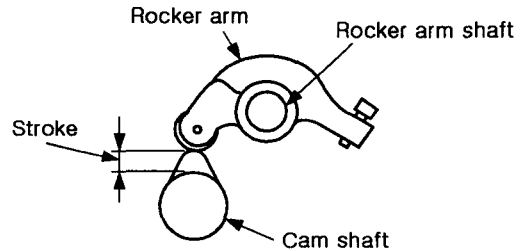
Fig. 3은 주행 거리가 115,320 km인 차량의 로커 암 축이 파손된 것을 나타낸 것으로 중앙 부분의 볼트 구멍에서 균열이 생성되어져 성장되었음을 알 수 있다. 이러한 결과는 특정 지역의 차량 운행 결과로 보이거나 강원도 영동 지방에 거주하는 차량 정비 업체의 조사 결과 연구 대상 엔

진의 대략 30 %이상의 차량이 로커 암 축 파손을 일으키는 것으로 밝혀졌다. 이러한 결과를 통하여 대상 엔진이 2004년도 현재 10년 정도 되기 때문에 앞으로 이러한 파손 사고는 더욱 증가할 것으로 생각된다.

Fig. 4는 실제 파손된 로커 암 축의 파면을 나타낸 것으로 파면이 평탄한 피로 파면과 더불어 두 단면이 압착되어진 파면도 동시에 존재하고 있다. 그리고 Fig. 5는 파손된 로커 암 축 파단면을 주사식 전자 현미경 (JEOL, JSM6300)으로 관찰한 것을 나타낸 것으로 파면에 전형적인



(a) Loads applied to rocker arm shaft



(b) Load mechanism of rocker arm shaft

Fig. 2 Load types applied to rocker arm shaft

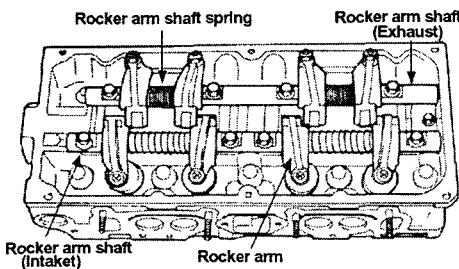


Fig. 1 Assembly drawing of rocker arm shaft

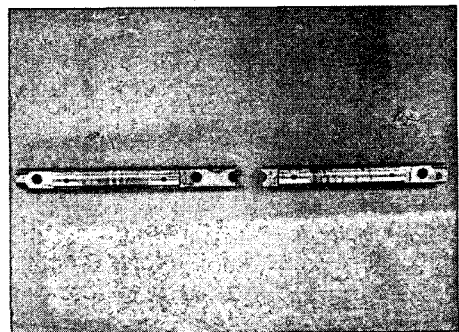


Fig. 3 Failure of rocker arm shaft at 4-Cylinder SOHC engine

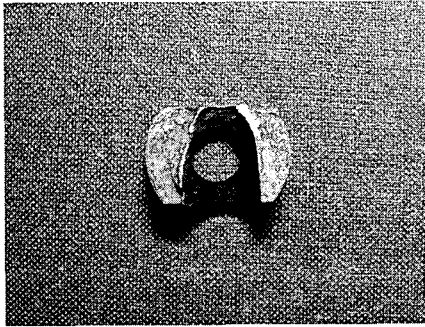


Fig. 4 Actually fractured surface of rocker arm shaft

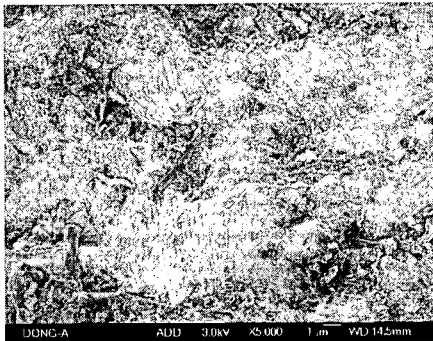


Fig. 5 SEM photographs of fatigue crack growth stage at rocker arm shaft

피로균열성장거동을 나타내는 스트라이에이션 (Striation)을 보이고 있어 피로에 의한 파손임을 알 수 있다.

Table 1은 연구 대상 차량의 로커 암 축이 파손된 경우의 볼트 체결 상태를 나타낸 것이다. 로커 암 축에서 M과 K부분에 있는 볼트가 완전히 이완된 상태에 있었으며 N은 완전히 풀린 상태에 있었다. 그러나 N부분은 로커 암 축이 완전히 파손된 뒤에 풀려졌다고 생각된다. 즉, 로커 암 축에 대한 응력측정시험결과 M, N, K 부분의 볼트가 완전히 이완된 상태라면 로커 암 축에서 발생하는 응력은 D 하중에 의하여 N 영역의 하단부에서 변형을 계이저로 주응력을 측정할 결과 58.5 MPa를 나타내어 로커 암 축이 안전하다는 것을 알 수 있었다. 따라서 로커 암 축은 Table과 같은 경계조건에서 파손되어졌다는 것을 알 수 있다.

Table 1 Tightening condition of rocker arm shaft under actual failure boundary condition

Load	Level of factor			
	L	M	N	K
D	1	2	1	3
(548.8N)	1	3	1	3

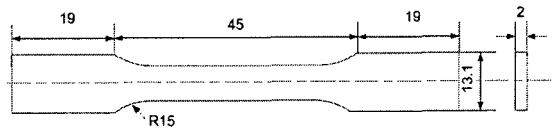


Fig. 6 Geometry and dimension of tensile specimen

Table 2 Material properties of rocker arm shaft

Tensile Strength, σ_t (MPa)	769 ± 22.8
Yield Strength, σ_y (MPa)	710
Young's modulus (GPa)	205
Poisson's ratio	0.29
Elongation (%)	6.27

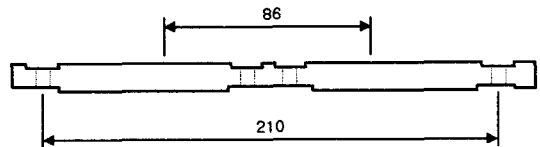


Fig. 7 Geometry of fatigue specimen

3. 재료 시험

3.1 인장시험

Fig. 6은 로커 암 축의 기계적 성질을 구하기 위한 인장시험편을 나타낸 것으로 로커 암 축에서 직접 채취하여 제작하였으며, 정격하중이 49 kN인 시험기(Shimadzu EHF-EB5-10L)를 이용하여 시험을 수행하였다. Table 2는 인장시험 결과를 나타낸 것이다.

3.2 피로시험

피로시험은 Fig. 7과 같이 실제 로커 암 축을 사용하여 정격하중이 98 kN인 동적서보피로시험기(Instron 1337)를 이용하여 4점 굽힘시험을 수행

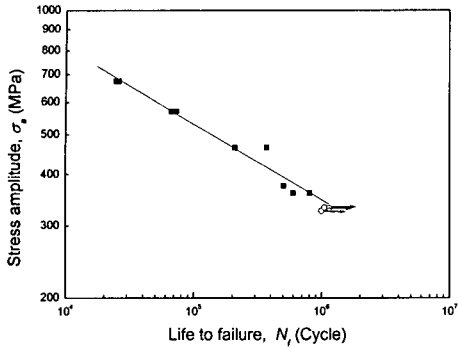


Fig. 8 S-N curve of rocker arm shaft

하였으며,⁽³⁾ Fig. 8은 그 결과를 나타낸 것으로 피로한도는 약 331 MPa 정도이다. 또한 피로강도계수는 4426 MPa 정도이고 피로강도지수는 -0.1845로 일반적인 금속의 경우보다 높게 나왔다.⁽⁴⁾

4. 직교배열표를 이용한 응력측정실험

Table 3은 로커 암 축의 파손원인을 분석하기 위하여 로커 암 축의 각 볼트 체결 부분의 경계조건을 인자로, 반응치를 Fig. 4에서 나타낸 파손부위의 최대응력으로 설정하여 구성된 $L_9(3^4)$ 의 직교배열표와 그 결과를 각 하중조건에 대하여 전체적으로 나타낸 것이다.⁽⁵⁾ 여기서 경계조건은 1의 경우 로커 암 축에 볼트가 19.6 Nm로 체결된 상태를, 2의 경우 로커 암 축에 볼트가 0 Nm로 체결된 상태를, 3의 경우 로커 암 축에서 볼트가 풀린 상태로 분류하였다. 하중 조건은 로커 암 축의 작동 특성상 임의의 시간에 대하여 하나의 캠만이 로커 암 축에 하중을 가함으로 하나의 경계조건에 대하여 4가지 하중조건 A, B, C, D에 대한 실험을 수행하여야 한다. 따라서 본 연구에서 사용한 직교배열표는 1개의 하중 조건에 대하여 9개의 실험을 수행하여야 하므로 전체 4개의 하중조건에 대하여 총 36 개의 실험을 수행하였다.

Fig. 9는 Table 3에 나타낸 직교배열표에 따른 파손영역의 최대주응력을 측정하기 위한 실험장치를 나타낸 것이며, Fig. 10은 응력 측정에 사용한 변형률 게이지의 부착위치를 나타낸 것으로서 실제 파손이 발생한 로커 암 축의 파손영역에 최대한 변형률 게이지를 가깝게 부착하였다. 또한

Table 3 Orthogonal array

Exp. No.	Factors				Responses			
					σ_{max} (MPa)			
	L	M	N	K	Load A	Load B	Load C	Load D
1	1	1	1	1	113.44	112.32	109.98	117.5
2	1	2	2	2	23.20	29.33	47.88	58.5
3	1	3	3	3	13.06	-3.37	8.89	13.9
4	2	1	2	3	17.45	26.8	40.58	161.9
5	2	2	3	1	2.67	13.62	17.57	-5.9
6	2	3	1	2	77.66	122.91	137.13	156.3
7	3	1	3	2	6.74	10.19	-3.24	-5.3
8	3	2	1	3	187.10	127.05	113.55	221.2
9	3	3	2	1	150.56	78.35	15.76	127.2

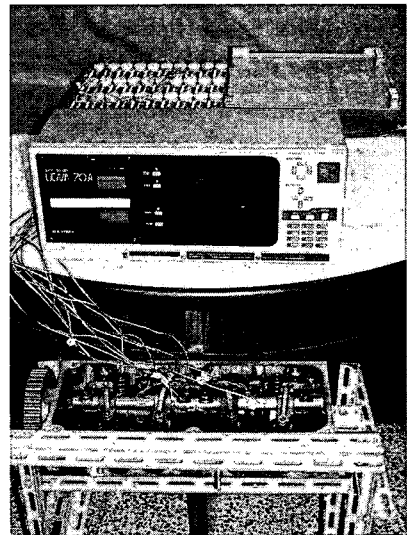


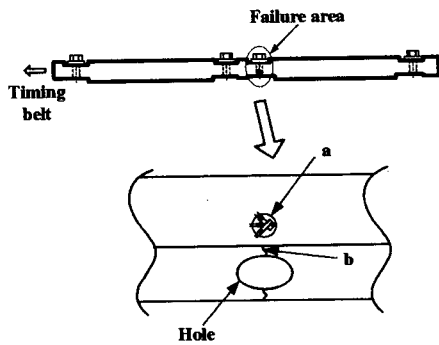
Fig. 9 Stress measurement equipment of rocker arm shaft

실제 최대주응력방향을 미지의 상태로 가정하여 3축 변형률 게이지(Delta rosette gage : KYOWA-KFG-5-120-D17-11)를 사용하였다.

5. 직교 배열표를 이용한 파손 경계조건에의 평가

Table 4~Table 7은 특성치에 영향을 미치는 주 인자를 파악하기 위하여 상대적으로 기여도가 제

일 낮은 인자를 오차 항으로 두고 분산분석을 실시하였다.⁽⁶⁾ 즉, 하중 A, B, C, D의 경우 기여도가 낮은 M 인자를 모두 오차항으로 두고 유의수준 $\alpha=0.05$ 를 기준으로 분산분석을 수행하였다. 하중 A, B, C의 경우 모두 N 인자가 반응치에 유의한 것으로 나타났으며 하중 D의 경우 인자 L, N, K 모두 유의한 것으로 나타났다. 이러한 결과는 로커 암 축 파손부분의 응력이 하중 A, B, C의 경우 인자 N의 볼트체결 상태에 큰 영향을 받는 반면 하중 D의 경우 각 인자의 체결상태에 복합적으로 영향을 받기 때문이라고 생각할



a : attachment position of strain gage
b : failure area

Fig. 10 Position of strain gage and failure area

Table 4 ANOVA Table for load A

Factor	DOF	Sum of Squares	Mean Square	F	P
L	2	11269.5	5634.7	5.89	0.145
N	2	21109.1	10554.6	11.03	0.083*
K	2	4423.6	2211.8	2.31	0.302
Error	2	4423.6	956.7		
Total	8	38715.6			

Table 5 ANOVA Table for load B

Factor	DOF	Sum of Squares	Mean Square	F	P
L	2	1062.2	531.1	2.69	0.271
N	2	20303.8	10151.9	54.40	0.019*
K	2	519.9	259.9	1.32	0.432
Error	2	395.0	197.5		
Total	8	22280.8			

수 있다.

Fig. 11은 로커 암 축의 파손 원인이 될 수 있는 경계조건을 추정하기 위하여 Table 4~Table 7을 기초로 각 하중 조건에 대한 주효과를 나타낸 것으로 수평 축은 각 인자의 수준을, 수직 축은 반응치의 각 수준 평균을 나타낸 것이다. Table 4~Table 7과 Fig. 11에서 보는 것처럼 하중 D가 다른 하중 형태에 비하여 오차 제곱합이 가장 커서 각 수준에 따른 반응치가 가장 크게 변동된다. 즉, 하중 D가 각 경계조건에 따라 파손 영역 부근의 최대 주응력이 가장 민감하게 변한다는 것을 알 수 있다. Fig. 11에서 각 하중조건에 대하여 파손 부분의 최대 주응력을 최대화시킬 수 있는 조건은 각 인자별로 반응치를 최대값으로 보이는 수준을 그대로 조합시켜 구하였다.

Table 8은 Fig. 11에서 구한 주효과를 기초로 반응치에 영향을 미치는 로커 암 축의 각 하중 조건에 따른 가장 위험한 파손 조건을 나타낸 것이다. 본 Table에서 반응치에 대한 기여도가 낮아 오차 항으로 둔 인자 M에 대한 수준은 각 수준에 따라 반응치에 미치는 영향이 적으므로 본 연구의 목적상 모든 인자를 볼트가 풀리기 직전 상태에 있는 것으로 가정하였다. 따라서 하중 A와 B의 경우 L3, N1과 K1에서, 하중 C의 경우 L2,

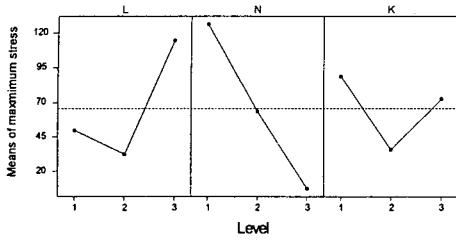
Table 6 ANOVA Table for load C

Factor	DOF	Sum of Squares	Mean Square	F	P
L	2	806.5	403.3	4.81	0.172
N	2	20687.6	10343.8	123.37	0.008*
K	2	246.6	123.3	1.47	0.405
Error	2	167.7	83.8		
Total	8	21908.4			

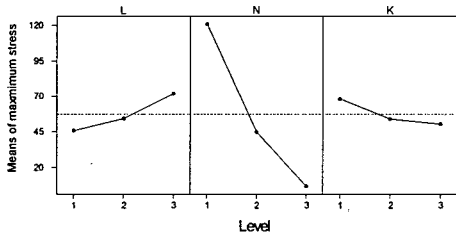
Table 7 ANOVA Table for load D

Factor	DOF	Sum of Squares	Mean Square	F	P
L	2	4377.6	2188.8	35.65	0.027*
N	2	42563.6	21281.8	346.59	0.003*
K	2	6776.7	3388.3	55.18	0.015*
Error	2	122.8	61.4		
Total	8	53840.8			

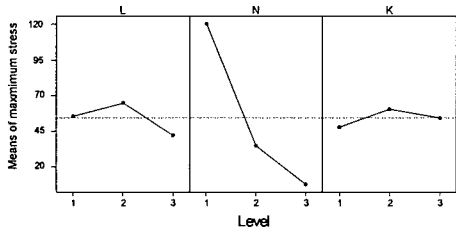
(* : 5% Level of significance)



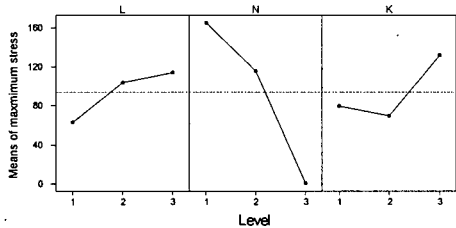
(a) Load A



(b) Load B



(c) Load C



(d) Load D

Fig. 11 Main effects of response

N1과 K2에서, 하중 D의 경우 L2, N1과 K3에서 반응치에 대한 주효과가 가장 크게 나타났다.

Fig. 12는 Table 8에서 가장 위험한 파손조건인 각 하중의 경우에 따른 로커 암 축 파손영역의 주응력을 변형률 게이지로 측정된 결과를 나타낸 것으로, 최대 응력은 하중 D의 경우에서 발생되었으며 그 값이 221.2 MPa로 나타났으나 로커암 축의 피로한도가 331 MPa이므로 가장 위험한 파손조건에서도 로커암 축이 파손되지 않는다.

그러나, Fig. 10에 나타난 것과 같이 실험에서 구한 주응력의 값은 파손부위 근방 a의 응력값이므로 로커암 축의 파손부위인 구멍 주위 b의 응력집중 등을 고려할 수가 없기 때문에 파손부에 실제로 부하되는 응력이라고 할 수 없다. 따라서 구멍 주위의 응력을 구하기 위하여 Table 8에 나타난 각 조건에 대하여 유한요소해석을 수행하였으며 그 결과를 Fig. 12에 나타내었다. 유한요소해석은 범용유한요소해석 프로그램인 Ansys 7.0을 사용하였다.

Fig. 13에 나타난 것과 같이 최대 응력은 하중 D의 경우에서 발생되었으며 그 값이 711 MPa로

Table 8 The most dangerous failure boundary condition of rocker arm shaft

Load	Level of factor			
	L	M	N	K
A	3	2	1	1
B	3	2	1	1
C	2	2	1	2
D	3	2	1	3

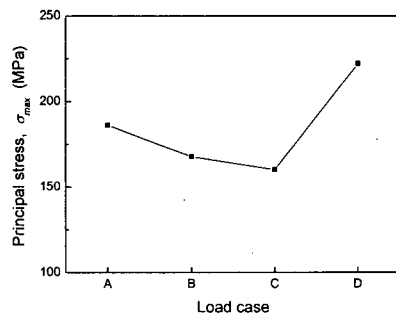


Fig. 12 Maximum principal stress by experiments

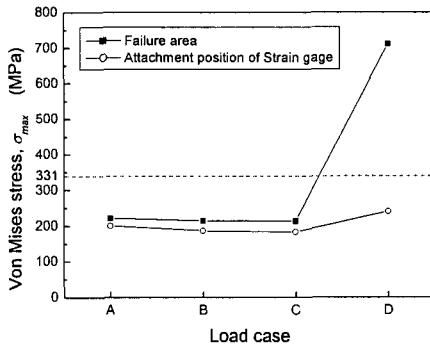


Fig. 13 Maximum Von Mises stress by FEM

서 로커 암 축의 피로 한도 331 MPa를 초과하고 있어 로커 암 축이 이러한 경계조건에 놓이게 된다면 유한피로수명을 가지게 되어 정상적인 작동 상태에서의 경계조건보다 훨씬 더 열악함을 알 수 있다. 또한 파손부의 최소응력은 볼트 체결력만이 부하되는 경우이며 161 MPa이다.

실험결과인 Fig. 12와 유한요소해석결과인 Fig. 13에서 최대 응력은 동일하게 하중 D의 경우에 발생하였으나 그 값은 많은 차이를 보이고 있다. 이것은 K 영역의 볼트체결 상태에 따른 응력집중 현상의 영향으로, 실험의 경우 변형을 게이지의 부착 위치 a가 실제 파손부위인 구멍 주위 b가 아니기 때문에 응력집중의 영향을 충분히 반영하지 못하였기 때문이며 또한, 볼트가 완전히 체결된 상태의 경우 파손부위인 구멍 주위에 대한 응력집중의 영향이 적는데 반하여, 볼트가 완전히 풀린 경우는 구멍 주위의 응력분포가 외팔보 형식으로 되어 응력집중의 영향이 현저히 증가하기 때문이라고 생각된다.

이상의 결과에서 동적인 작동기구를 가지는 로커 암 축의 경계조건이 변화되는 것을 직교배열표를 이용하여 분산분석을 수행한 결과 통계학적으로 가장 위험한 경계조건에 있는 로커 암 축이 파손에 강건하지 못하다는 것을 알 수 있다. 따라서 로커 암 축과 같이 경계조건이 완벽하게 정의되기 어려운 부품의 경우 직교 배열표와 분산 분석을 이용하여 부품의 내구성에 미치는 영향을 충분히 평가하여 이에 대한 것을 설계분야에서 충분히 검토하여야 할 것으로 생각된다. 또한, 본 연구에서 고려하는 로커 암 축과 같이 이미 생산

되고 있는 부품이 파손되는 경우 통계학적으로 가장 위험한 파손경계조건이 실제의 파손 경계조건에 비하여 파손 부분의 응력이 더 크게 발생되어지므로 전자의 경계조건으로 재설계를 수행하여야 할 것이다.

6. 결 론

(1) 로커 암 축의 파손은 볼트 구멍의 하단부에서 피로 균열이 생성되어서 성장하여 파단된다.

(2) 실제 로커 암 축의 파손 경계 조건의 경우 엔진 작동 시 파손영역에서 발생하는 응력진폭을 유한요소해석에서 구한 최대응력과 최소응력을 기초로 Goodman식에 적용하여 구하면 약 635 MPa를 나타내므로 로커 암 축의 피로수명은 약 25,760 사이클 정도가 되어져 유한피로수명영역에 있게 된다.

(3) 직교배열표를 이용하여 로커 암 축에서 발생할 수 있는 가장 위험한 경계조건의 경우 로커 암 축에서 발생되는 최대 응력이 711 MPa 정도로서 정상적인 작동상태에서의 경계조건에 비하여 큰 응력이 발생되어져 로커 암 축의 내구성에 치명적인 영향을 미치는 파손경계조건이 존재하였다.

(4) 로커 암 축이 파손되는 경우 통계학적으로 가장 위험한 파손경계조건은 실제 파손 경계조건에 비하여 더 보수적이므로 직교 배열표를 이용한 파손경계조건평가가 파손부품의 재설계시 유용하게 사용될 수 있다.

참고문헌

- (1) Cho, S. S., Jang, D. Y. and Joo, W. S., 1999, "A Study on Residual Stress for Fatigue Fracture Surface in General Purpose Structural Steel using X-ray Diffraction," *KSAE*, Vol. 7, No. 8, pp. 248~261.
- (2) Kim, S. W., Hong, S. H., Jeon, H. Y., Cho, S. S. and Joo, W. S., 2002, "A Study on the Failure Mechanism of Turbine Blade under using X-Ray Diffraction and FEM," *Journal of Mechanical Science and Technology*, Vol. 26, No. 8, pp. 1645~1652.
- (3) JSME S 002, 1981, *Statistical S-N Testing*

Method with 14 Specimens.

- (4) Fuchs, H. O. and Stephens, R. I., 1980, *Metal Fatigue in Engineering*, John Wiley & Sons, Inc, p. 78.
- (5) Fowlkes, W. Y. and Creveling, C. M., 1995,

Engineering Methods in Technology and Product Development, Addison-Wiley, pp. 221~226.

- (6) Phadke, M. S., 1989, *Quality Engineering Using Robust Design*, Prentice Hall, New Jersey.