

대형 크랭크축 리프팅 핀의 경량화를 위한 강도평가 연구

전병영[†]·김병주*·박종두**

A Study of Strength Evaluation of Crankshaft Lifting Pin for Reducing Weight

Byung-Young Jeon, Byung-Joo Kim and Jong-Du Park

Key Words: Crankshaft(크랭크 축), Lifting Pin(리프팅 핀), Inner Hole(내부 홀), Stress Concentration Factor(응력집중계수), Stress Intensity Factor(응력확대계수), Fracture Toughness(파괴인성), Fatigue Life(피로수명)

Abstract

Large-sized pins are usually used to lift and handle large low speed diesel engine crankshaft. There has then been a need to reduce and optimize the weight of the traditionally used pins. Making an hole by cutting the inside of the pin out was investigated in view of static and fracture strength. To compensate the stress increase caused by the introduction of the inner hole, the groove in the circumferential direction pre-existing on the pin is to be removed. Finite element analysis was carried out for both the original model and weight reduced model. Stress intensity factors for semi-elliptical defects assumed on the pin for the original model and weight reduced model was calculated using the ASME method and compared with the fracture toughness test result of the pin material. The diameter of the cutting hole for the revised model was determined based on the analysis results.

1. 서 론

대형 엔진은 크게 MAN B&W 엔진과 Sulzer 엔진으로 나눌 수 있다. MAN B&W 엔진용 크랭크 축(crankshaft)을 공장 내에서 이동시킬 때에는 인스펙션 홀(inspection hole)에 두 개의 리프팅 핀(lifting pin)을 삽입하여 와이어로프(wire rope)를 핀에 감아 들어올린 후 이동을 시키고 있다. Sulzer 엔진 크랭크 축의 경우 인스펙션 홀이 없기 때문에 크랭크 축에 보호용 부자재를 부착하여 작업을 하고 있는 실정이다.

리프팅 핀의 경우 그동안의 사용을 통하여 강도 및 안전성이 실증적으로 충분히 검증되어 있다. 하지만 중량이 94kg으로 무겁기 때문에 작업자가 리프팅 핀을 들고 운반하는 과정과 인스펙션 홀에 핀을 삽입한 후 이동시키는 과정에서 작업상 어려움이 발생하여 생산성을 저하시킬 인자로 작용할 가능성이 있고, 무거운 공구를 들고 이동시키는 단순 작업의 반복과 크랭크 스로(crank throw) 사이에서 주로 작업이 이루어진다는 작업공간의 협소함으로 인하여 근골격계 질환 발생 요인이 될 수도 있기에 경량화에 대한 필요성이 대두되었다.

하지만 200톤에 달하는 무거운 크랭크 축을 취급하는 리프팅 핀은 파손시 막대한 피해를 초래할 수 있다는 특성상 기존의 사용 환경을 통하여 검증된 기존 모델의 강도 이상을 지닌 새로운 경량화 모델을 산정하는 것이 요구되었다.

[†] 현대중공업 구조연구실

E-mail : youngjeon@hhi.co.kr

TEL : (052)230-3067 FAX : (052)250-9580

* 현대중공업 구조연구실

** 현대중공업 엔진생산기술부

기준에 사용되어온 모델에 대한 유한요소해석을 실시하여 사용중 발생하는 변형형상과 응력을 살펴본 후 해석 모델에 대한 상대적인 기준으로 설정하였다. 내부 홈 가공을 통하여 중량을 감소시킨 형상 변경 안에 대하여 유한요소 해석을 실시한 후 표면에 가공된 홈(groove)의 곡률을 변화시켜 각각의 곡률에 상응하는 응력집중계수(stress concentration factor)⁽¹⁾에 따른 발생응력을 산출하여 기존 모델의 강도와 비교 평가를 실시하였다.

기준에 사용되었던 리프팅 핀을 살펴보면 보관 및 운반, 사용시 발생한 것으로 추정되는 많은 스크래치(scratch)들이 표면에 존재하였다. 내부 홈 가공으로 인해 새로운 모델의 파괴강도는 기존 모델에서의 파괴강도보다 저하될 것으로 예상되므로 K_{IC} 실험을 통하여 재질에 대한 파괴인성(fracture toughness) 데이터를 취득한 후 핀의 표면에 발생 가능한 초기결합들을 가정하여 다양한 균열 형상 및 깊이에 대해 응력확대계수(stress intensity factor)를 계산하여 파괴강도 평가를 실시하였다.

또한 피로강도 평가를 실시하여 변경된 모델의 리프팅 핀에 대한 안전성을 확인하였다.

내부 홈 가공을 통하여 경량화 시킨 후에도 이전 모델에 상응하는 정적강도를 지닌 모델을 제안하였고, 또한 파괴강도 평가와 피로강도 평가를 통하여 새로운 모델에 대한 안전성을 검증하였다.

2. 리프팅 핀에 대한 고찰

2.1 리프팅 핀

리프팅 핀은 황삭과 정삭 가공을 하고 열처리를 실시한 후 UT/MT 등의 테스트를 통하여 결함의 유무를 확인한 후 사용하게 된다. 또한 매 사용 6개월 마다 PT 등의 테스트를 통하여 결함 유무를 확인하는 작업을 거쳐 사용하는 중요한 공구이다.

크랭크 축에 두개의 리프팅 핀을 삽입하여 와이어로프를 이용하여 들어올리는 모습을 Fig. 1에 나타내었다. Fig. 2에는 리프팅 핀의 세부적인 형상을 나타내었다. 크랭크 축 인스펙션 홀의 직경은 150 mm이고 리프팅 핀의 직경은 148 mm로 인스펙션 홀 내에서 핀을 이동시킬 경우 거의 대부분이 밀착상태에 놓이게 되어 많은 마찰과 저항이 발생하기 때문에 핀의 표면에 홈을 가공하여 윤활효과를 통해 홀내 이동을 용이하게 하였다. 이 홈들은 그 기하학적 형상에 의해 응력집중부의 역할을 하게 되고, 중앙부에 가공된 홈($r=2mm$)에서의 응력집중계수는 굽힘하중 하에서 2.3이다.

핀에 사용된 재질은 SNCM439(34CrNiMo6)로 JIS 규격에 나타난 화학 성분은 Table 1에 제시되어 있으며, 기계적 성질은 Table 2에 제시되어있다.

Table 1 Chemical composition of SNCM439 (JIS G 4103)

C	Si	Mn	P	S	Ni	Cr	Mo
0.36 ~0.43	0.15 ~0.35	0.60 ~0.9	0.03 (max)	0.03 (max)	1.6 ~2.0	0.60 ~1.0	0.15 ~0.3

Table 2 Mechanical property of SNCM439

Yield stress(MPa)	Tensile strength(MPa)	Poisson's ratio
min. 980	1100~1300	0.305

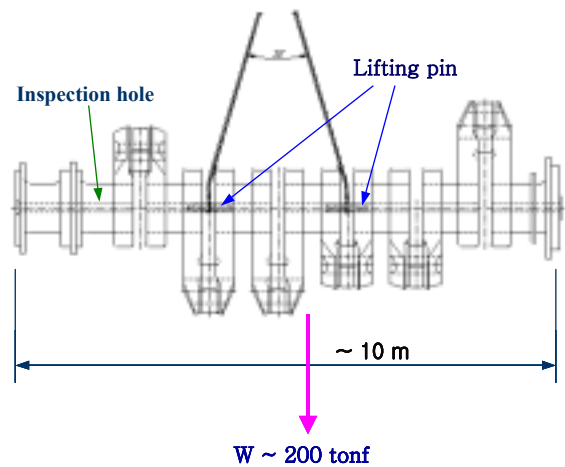


Fig. 1 Schematic illustration of lifting crankshaft with lifting pin

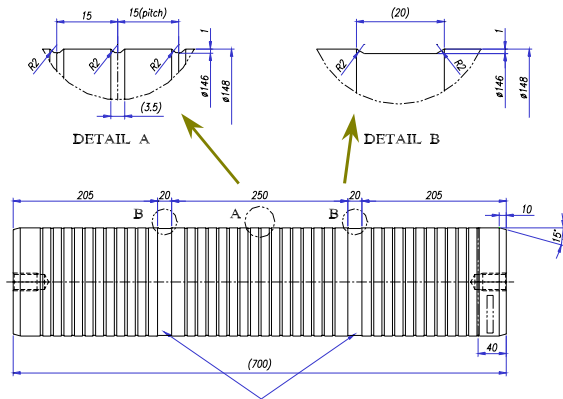


Fig. 2 Dimensions of lifting pin (mm)

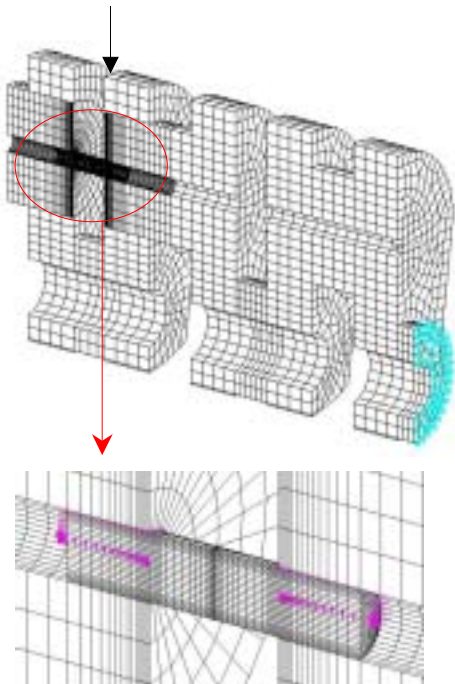


Fig. 3 FE model of lifting pin and crankshaft

2.2 기존모델에 대한 강도평가

기존에 사용되었던 핀의 강도가 사용 환경을 통하여 충분히 검증되었으므로 경량화 모델의 강도를 상대적으로 평가할 기준을 설정하고 거동양상을 확인하기 위한 유한요소해석을 실시하였다. 리프팅 핀의 강도평가는 보이론과 응력집중계수를 사용하여도 충분하다고 볼 수 있으나 내부홀이 가공되면 추가적인 변형에 의한 응력 증가가 발생하고, 파괴강도 평가시 두 물체의 접촉을 고려하여 정확한 응력 값을 구할 필요가 있어

유한요소 해석도 추가하였다.

크랭크 축을 이동시킬 때 두개의 핀이 사용되며, 핀의 위치는 크랭크 축 모델에 따라 지침으로 정해져있다. 두 핀의 중앙 위치를 기준으로 하여 크랭크 축의 중량분포를 산정한 후 높은 중량분포를 나타내는 부분을 해석 대상으로 하였고, 중앙에는 대칭조건을 부여하였다. 크랭크 저널은 위치에 따라 각각 다른 각도로 제작되어 있지만 중량효과만 고려하여주면 되므로 방향성은 고려하지 않았다. 크랭크 축은 2.5개의 크랭크 스톱과 저널을 모델링 하였으며, 생략된 부분은 하중조건으로 치환하여 적용시켰다. 해석에 사용된 크랭크 축과 유한요소 모델을 Fig. 3에 나타내었다. 하중 조건에 대한 이해를 위해 해석에 사용된 모델의 절반 모델을 나타내었다. 핀과 크랭크 저널 사이에는 접촉조건을 부여하였다. 핀의 중앙부는 와이어로프와 90°접촉하는 것으로 간주하였다. 접촉력을 코사인 함수 분포로 가정하여 핀의 중앙부에 적용시켰다. 또한 와이어로프와 크랭크축이 접촉하는 부분(Fig. 3의 상부 화살표 부분)에는 중량의 절반×sin 15°의 하중을 수평으로 작용시켰고, 자중조건도 부여하였다. 상용 코드인 ABAQUS/Standard⁽²⁾를 사용하여 해석을 수행하였다.

표면에 가공된 홈을 고려하지 않은 리프팅 핀에 대한 해석 결과가 Fig. 4에 제시되어있다. 핀의 중앙부 상단에서 최대 등가응력으로 248MPa가 발생하였다. 표면에 있는 홈에 의한 응력집중 효과에 의해 기존모델에서 발생하는 최대등가응력은 $248MPa \times K_t (= 2.3) = 570.4MPa$ 이다.

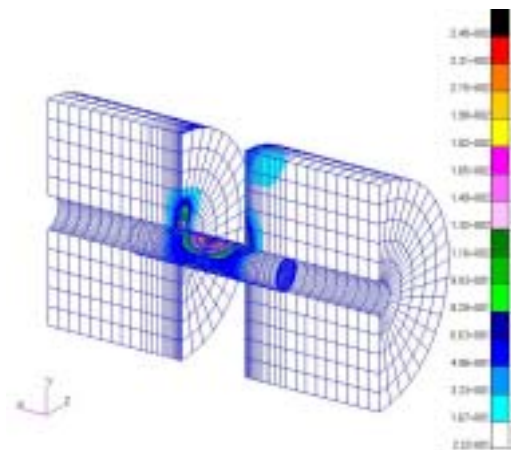


Fig. 4 Von Mises Stress of original lifting pin model without groove

3. 경량화 모델의 산정

3.1 내부 홀 가공에 따른 강도평가

리프팅 핀의 경량화를 위하여 핀의 내부에 홀을 가공하는 방안을 적용하였다. Fig. 5에 직경 100mm인 내부 홀을 가공한 리프팅 핀에 대한 유한요소 모델을 나타내었다. 앞 절에서 언급한 기존 모델에 대한 해석 조건과 동일한 조건에서 리프팅 핀에 내부홀을 가공하여 구조해석을 실시하였다. Fig. 6에 내부홀이 100mm 일 때의 응력과 변형형상을 나타내었는데 최대 등가응력으로 355MPa가 발생하였다. 핀의 내부에 80~100mm의 홀을 가공하였을 때 중량의 감소량과 핀에서 발생하는 최대 등가응력을 계산하여 Table 3에 나타내었다. 그 결과를 기반으로 홈의 곡률을 2~5로 변화시켜가면서 각각의 응력집중계수에 따른 최대 응력의 변화도 계산하였다. 핀의 표면에 홈이 존재하게 된다면 홈의 곡률을 5mm까지 증가시키더라도 이전 강도를 만족하면서 요구되는 중량 감소 효과를 얻기 어려움을 알 수 있었다.

중량이 감소된다면 인스펙션 홀내에서 핀의 이동이 비교적 용이할 것이라 판단되어 윤활을 위한 홈의 필요성이 없어질 것이기에, 홈이 없는 상태에서 내부홀을 가공한 모델을 수정안으로 채택하기로 하였다.

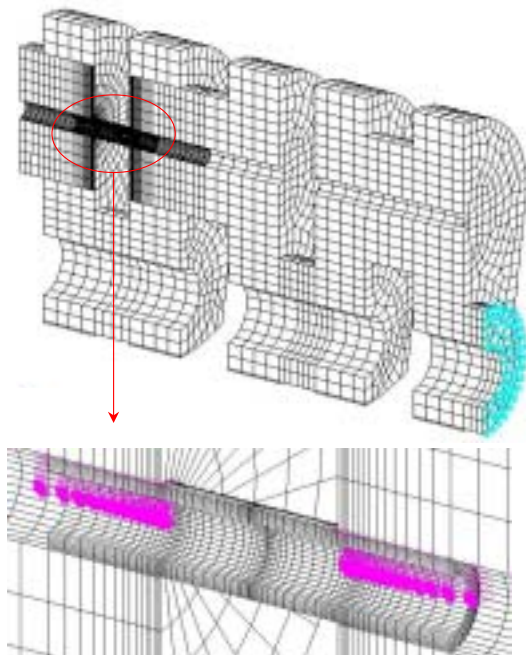


Fig. 5 FE model of lifting pin with inner hole and crank shaft

Table 3 Mass reduction and maximum stress w.r.t inner hole diameter and radius of groove

$D_i(\text{mm})$	80	85	90	95	100	
Mass reduction(kg)	30	33.6	37.3	41.3	45.5	
Max. stress without groove(MPa)	275.5	286.4	301.7	322.1	355.0	
Max. stress with groove (MPa)	r=2 $K_t=2.3$	672.8	699.4	736.7	786.6	866.9
	r=3 $K_t=2.01$	587.9	611.2	643.8	687.4	757.6
	r=4 $K_t=1.87$	547.0	568.7	599.0	639.5	704.8
	r=5 $K_t=1.8$	526.5	547.4	576.5	615.6	678.4

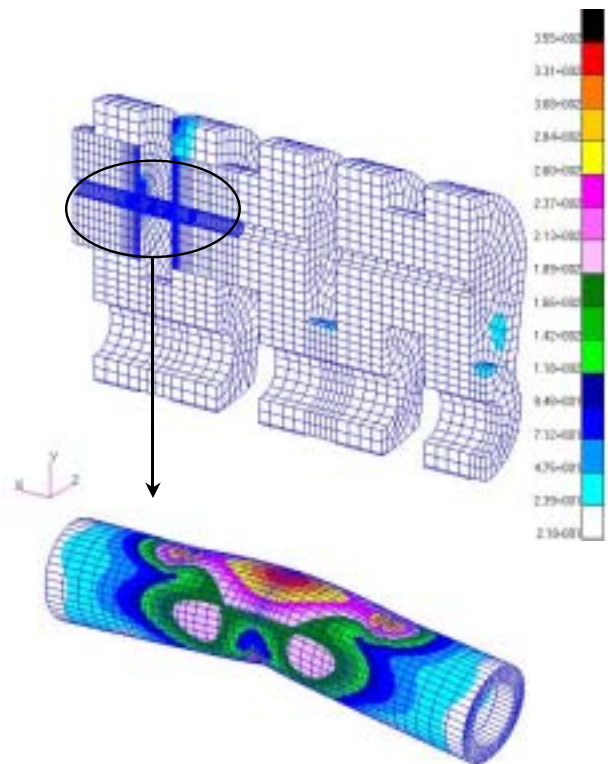


Fig. 6 Von Mises stress and deformed shape (model scale 0.1) of lifting pin with inner hole

3.2 파괴강도평가

리프팅 핀의 내부에 100mm까지 내부 홀 가공을 하더라도 표면에 있는 흠을 제거한다면 기존 모델에 상응하는 정적강도를 얻을 수 있음을 알 수 있었다. 리프팅 핀에는 사용중에 스크래치 형태의 결함이 발생할 수 있는데 핀의 제일 바깥쪽 표면에 생긴다고 볼 수 있다. 이부분에 대한 응력을 개선 전·후 모델에 대해 비교해보면, 개선 모델의 내부 홀 가공으로 인한 내부 단면적의 감소로 발생 응력이 기존 모델보다 커지게 된다. 이로 인해 길고 얕은(shallow) 스크래치 형태의 결함이 있을 때 기존모델에서의 파괴강도보다 새로운 모델의 파괴강도가 저하될 것으로 예상되므로 불안정 파괴에 대한 강도 평가를 실시하였다.

균열에 대한 응력확대계수를 구하는 방법은 핸드북을 통하여 잘 접근할 수 있으며⁽³⁾ Shen과 Glinka⁽⁴⁾가 두꺼운 평판에 대해 제안한 가중함수법을 이용한 계산 방법이나, 원통형 용기에 대한 Raju-Newman 방법⁽⁵⁾ 및 ASME SEC. XI App. A 방법⁽⁶⁾, 장창희 등이 제시한 VINTIN 방법⁽⁷⁾들과 같이 균열이 없는 조건에서 각 하중조건에 대한 응력분포를 구하고 영향계수를 이용하여 응력확대계수를 구하는 방법이 그 정도를 인정받으며 널리 사용되고 있다.

여기에서는 결함깊이(a)가 1mm, 2mm 이고 각각의 결함형상비(a/2c)가 0.2, 0.4인 모델에 대하여 응력확대계수를 구하였다. ASME SEC. XI App. A 방법 중에서 최대 등가응력이 두께 방향으로 균일하게 작용한다고 가정하여 계산하였다.

$$K_I = [(\sigma_m = A_p)M_m + \sigma_b M_b] \sqrt{\pi a/Q}$$

여기서

A_p =원통 내부 결함의 내부 용기 압력

다른 결함에 대해선 $A_p=0$

$$M_m = G_0$$

$$M_b = G_0 - 2(a/t)G_1$$

$$Q = 1 + 4.593(a/2c)^{1.65} - q_y$$

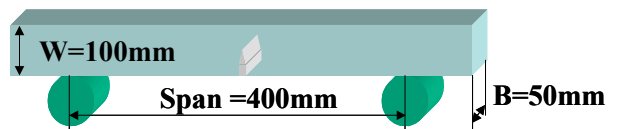
$$q_y = [(\sigma_m M_m + A_p M_m + \sigma_b M_b) / \sigma_{ys}]^2 / 6$$

Table 4 Stress intensity factors of original lifting pin for surface defect

crack depth (a)		crack length (2c)		S.I.F. $MPa\sqrt{m}$
a, mm	a/t	c, mm	a/2c	
1	0.013514	5	0.1	10.80
1	0.013514	25	0.02	14.97
2	0.02703	10	0.1	18.88
2	0.02703	50	0.02	21.95

Table 5 Stress intensity factors of lifting pin with inner hole($\Phi=95mm$) for surface defect

crack depth (a)		crack length (2c)		S.I.F. $MPa\sqrt{m}$
a, mm	a/t	c, mm	a/2c	
1	0.03922	5	0.1	17.44
1	0.03922	25	0.02	20.61
2	0.078431	10	0.1	20.02
2	0.078431	50	0.02	29.09



Machined notch	Width (mm)	6.25
	Length (mm)	50.0
	Envelope angle ^o	60
Test temperature(°C)		-5
$K_{IC} (MPa\sqrt{m})$		148

Fig. 6 Dimensions of three point bending specimen an K_{IC} test result

Table 4에 기존 모델의 표면에 결함이 있을 경우 응력확대계수를 구하였다. 내부홀이 가공되어 있지 않지만 두께에 따른 차이가 그리 크지 않기 때문에 핀의 반경을 두께로 간주하였다. 리프팅 핀의 내부에 직경이 95mm인 내부 홀 가공을 하였

을 때 표면에 발생한 결함에 대한 응력확대계수를 Table 5에 나타내었다. 응력의 증가와 두께의 감소 등에 따라 동일한 균열에 따른 응력확대계수가 상승하였다. 고응력 상태에서 취성파괴가 발생하지 않으려면 $K < K_{IC}$ 의 관계, 즉 결함의 응력확대계수가 재료의 파괴인성보다 작아야만 한다. 리프팅 핀 재질에 대한 파괴인성시험을 실시하여 파괴인성치를 구하였다. 겨울철 공장에서의 사용 환경을 고려하여 Fig. 6에서 제시된 3점 굽힘 시험편을 사용하여 -5°C 에서 시험을 한 결과 $K_{IC} = 148\text{MPa}\sqrt{\text{m}}$ 인 결과를 얻었다. 계산 결과와 비교하였을 때 내부 홀 가공으로 인해 균열에 대한 응력확대계수가 증가하게 되더라도 여전히 안전함(안전율=5.1)을 확인할 수 있었다.

3.3 피로강도 평가

내부에 직경이 95 mm인 내부 홀 가공을 한 수 정된 모델에서의 최대 등가응력은 322 MPa 이다. 작업 환경을 고려하였을 때 핀은 응력비(R)가 0인 편진 반복운동을 하게 된다. 핀에 대한 피로 강도를 계산하면 다음과 같다.

$$\text{평균응력}(\sigma_m) = \text{변동응력}(\sigma_a) = 161 \text{ MPa}$$

수정 Goodman 선도⁽⁸⁾를 적용하면,

$$\sigma_{eff} = \frac{\sigma_a}{1 - \sigma_m/\sigma_u} = \frac{210}{1 - 161/1080} = 247 \text{ MPa}$$

참고문헌을 통해 SNCM439 재질의 피로한도를 살펴보면 392MPa⁽⁹⁾로 변경된 모델은 피로한도를 충분히 만족함을 알 수 있다.

4. 결 론

본 연구에서는 대형 크랭크축용 리프팅 핀의 경량화를 위하여 기존 모델의 강도를 만족시키는 충분한 강도를 지니는 변경된 모델을 산정하기 위하여 정적강도 해석 및 파괴역학적 평가와 피로강도 평가를 수행한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 핀의 표면에 가공된 홈의 형상 변경을 통해 응력집중도를 변화시켰으나 이전 모델과 같은 강도를 얻기는 힘들었다.

(2) 표면의 흠을 제거하면, 내부홀을 가공하더라도 이전 모델의 정적강도를 만족하였다.

(3) 중량 감소 모델의 경우 기존 모델에 비해 결함을 고려한 파괴강도가 항상 부족하고, 내부 홀 직경의 증가에 따라 안전도가 감소하였다.

(4) 참고 문헌을 이용한 피로수명 평가 결과 피로한도를 만족함을 알 수 있었다.

(5) 새로운 설계안으로 내부홀을 가지고 원주방향 흠을 제거한 중량 감소 모델(중량 41.3kg 감소, 44%)을 제시하였고 이 모델은 정적강도와 피로파괴강도를 만족하였다.

참고문헌

- (1) Peterson, R. E., 1974, "Stress Concentration Factors," John Wiley & Sons. New York.
- (2) 2001, "ABAQUS user's manual," Hobbist, Carlson & Soreness, Inc.
- (3) Y. Murakami, 1987, "Stress Intensity Factors Handbook," Pergamon Press.
- (4) G. Shen, G.Glinka, 1991, "Weight functions for a surface semi-elliptical crack in a finite thickness plate," *Theoretical and Applied Fracture Mechanics*, Vol. 15, pp. 247-255.
- (5) Raju, I. S. and Newman, J. C., 1982, "Stress Intensity for Internal Surface Cracks in Cylindrical Vessels," *ASME Journal of Pressure Vessel Technology*, Vol. 104, pp.293~298.
- (6) 2001, "Analysis of Flaws," ASME B&PV Code Sec. XI, App. A.
- (7) C. H. Lang, H. R. Moon, I. S. Jong and T. R. Kim, 2002, "Stress Intensity Factor Calculation for the Axial Semi-Elliptical Surface Flaws on the Thin-Wall Cylinder Using Influence Coefficients," *Transactions of the KSME*, A Vol. 26 No. 11, pp. 2390~2398.
- (8) Julie A. Bannantine, "Fundamentals of Metal Fatigue Analysis," Prentice Hall.
- (9) 1983, "Data book on fatigue strength of metallic material," JSMS, Elsevier.