

고속철도용 안티롤바 어셈블리의 토션바 개발[§]

도미나가 야스토시* · 편영식*[†] · 김동일** · 최도현***

* 선문대학교 기계공학과, ** HI TECH, *** 대원인물(주)

Development of Torsion Bar for Antiroll-Bar Assembly for Express Train

Yasutoshi Tominaga*, Young-Sik Pyun*[†], Dong-Il Kim** and Do-Hyun Choe***

* Dept. of Mechanical Engineering, Sunmoon Univ., ** HI TECH, *** DAE WON IN MUL Co., Ltd.

(Received December 21, 2011 ; Revised June 16, 2012 ; Accepted June 26, 2012)

Key Words: Antiroll-bar Assembly(안티롤바 어셈블리), Torsion(토션), CAE(컴퓨터 이용 공학), Dynamic Test(다이내믹 시험), Corrosion(부식), Wear Test(마모 시험)

초록: Antiroll-bar Assembly는 철도 차량의 롤링을 제어하도록 설계된 정밀 부품이고 안전과 편안한 승차감을 위해 중요하다. Antiroll-bar Assembly의 주부품인 토션바는 소모품으로써 프랑스에서 전량 수입되고 있다. 따라서 비용절감과 성능향상을 위해 국내 환경에 적합한 토션바 국산화 개발이 필요하다. 본 연구에서는 국내 철도에서 측정된 로드 히스토그램을 활용하여 개발된 토션바에 대한 해석 및 시험을 진행하였고, 수입품과의 비교 시험 결과 만족할만한 결과를 얻었다. 또한 토션바의 부식현상을 방지하기 위해서 스테인리스강 소재의 Ring cover를 씌울 수 있도록 설계를 변경하였다. 변경된 설계 안전성은 CAE해석과 마모시험을 통해서 검증하였다. 이 결과 설계변경에 의한 정적 및 피로에 대한 안전성은 큰 차이가 없었다. 그리고 2종류의 스테인리스강 중에서 내마모성이 우수한 소재를 채택하였다.

Abstract: An antiroll-bar assembly is a precision component that is designed to control the rolling of railway cars. It is important for ensuring a safe and comfortable ride. A torsion bar is the main part of the antiroll-bar assembly. Now, this part is classified as a consumable, and it is imported into Korea from France. Therefore, there is a strong need to domestically develop a torsion bar suitable for Korean conditions and to reduce cost and improve quality. In this study, an antiroll bar is developed, and it is analyzed and tested by using a road histogram measured on Korean railroads. This bar shows satisfactory results in a comparison with the imported bar. It has a novel design featuring a ring cover made of SUS steels to prevent the corrosion of the torsion bar. Its safety is examined through CAE analysis and wear tests. It is found that its design does not result in a significant difference in static and fatigue safety. Two different SUS steels were investigated in terms of their wear resistance, and the best one was adopted.

- 기호설명 -

- R : 롤강성(MNm/rad)
- J : 단면2차 극모멘트(mm⁴)
- G : 가로단성계수(GPa)
- L : 토션바 길이(mm)
- θ : 비틀림각(rad)
- F_{eq} : 등가하중(N)
- F_a : 하중진폭(N)
- n : 싸이클수
- N : 총 싸이클수
- a : 실험상수(S-N선도 기울기의 역수)

1. 서론

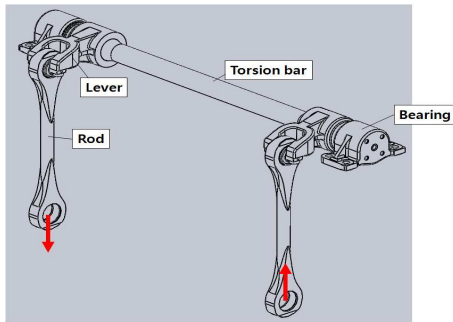
Antiroll-bar Assembly는 안전성과 승차감을 저하시키는 롤링을 감소시키기 위하여 객차용대차 및 동력차용대차에 장착된다. Antiroll-bar Assembly는 토션바, 레버, Rod와 Bearing 등 부품으로 구성되어 있다. 그 중에서 토션바는 가장 중요한 부품의 하나이다. 운행중 차체에서 롤링이 작용했을 때 한쪽 Rod가 상승하면 반대쪽 Rod는 하강하며 이 운동을 토션바와 연결된 레버에 전달하게 되고 이때 레버가 아래로 눌리면서 토션바에 비틀림 작용을 유발하면 토션바의 비틀림 강성에 의해 차체의 롤링 운동을 제한하게 된다.⁽¹⁾ Fig. 1에 Antiroll-bar Assembly의 전체 구성과 베어링 부분 단면 그림을 나타낸다.

§ 이 논문은 대한기계학회 2011년도 추계학술대회(2011.

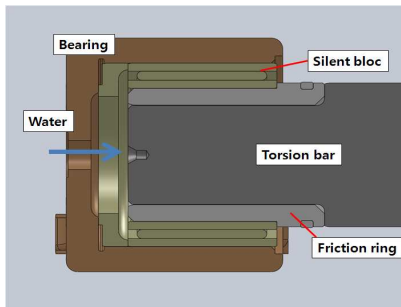
11. 2.-4., EXCO) 발표논문임

[†] Corresponding Author, pyoun@sunmoon.ac.kr

© 2012 The Korean Society of Mechanical Engineers



(a) Figure of Antiroll-bar Assembly



(b) Sectional plan of bearing part

Fig. 1 Figure of Antiroll-bar Assembly

Antiroll-bar Assembly는 소모품이고 현재 프랑스에서 제작되어 국내로 수입되기 때문에 비용적 문제가 발생한다. 또한 Fig. 1(b)와 같이 토션바와 Friction ring 속에 수분이 진입하여 부식 현상을 발생시키고, 곧 부품 수명 저하로 이어져 부품 소모량이 증가하고 있다.

본 연구는 Antiroll-bar Assembly의 국산화 개발을 통한 품질향상 및 비용절감을 위한 것이다. Antiroll-bar Assembly는 프랑스의 설계기준에 따라 제작되지만, 국내의 경우 프랑스와는 다른 환경을 가진다. 따라서 국내 사용 환경에서도 이 설계기준이 적합한지 수입품과 비교 평가하기 위해서 CAE Tool을 이용한 분석 및 실차모사시험을 실시한다. 또한 베어링 부분의 문제해결을 위한 설계 개선 및 해석과 마모시험을 통한 설계의 안전성 검증을 실시한다. 본 논문에서는 특히 객차대차용 토션바의 연구 내용을 기술한다.

2. 국산화 개발 타당성 평가

2.1 개발 소재 평가

개발된 소재를 평가하기 위하여 소재 물성치를 설계기준치⁽²⁾와 비교하였다. 결과는 Table 1과 같고 모두 기준을 충분히 만족하였다. 개발소재는 수입품과 유사한 특성을 나타낼 수 있을 것이다.

Table 1 Static test criteria and result

France (overall ratio)	Korea (overall ratio)
7,500N (stop)	7,500N (stop)
8,000N (35%)	8,000N (15.5%)
15,000N (50%)	15,000N (72.3%)
30,000N (13%)	30,000N (12%)
40,000N (2%)	40,000N (0.2%)
50,000N (exceptional)	50,000N (exceptional)

Table 2 Load histogram of Antiroll-bar Assembly

Specimen No.		Tortion Bar (51CDV4)	
		S1	S2
Tensile test	Tensile strength [N/mm ²] (reference value)	1481	1500
	Yield strength [N/mm ²] (reference value)	1379	1384
		(≥1300)	
Charpy impact test [J/cm ²] (reference value)		9	10
		(≥3)	
Hardness (reference value)		49 HRC (47~50 HRC)	

2.2 로드 히스토그램의 작성

국산 Antiroll-bar Assembly는 수입 제품과 같은 설계 기준에 따라 제작되었다. 하지만 국내 사용 환경은 프랑스와 다르기 때문에 국내 사용 환경하에서 이 설계기준이 적합한지 평가하기 위하여 CAE Tool을 이용한 분석 및 실차모사시험을 진행하였다.

먼저 국내 사용 환경의 로드 히스토그램을 구하기 위해서 현재 운행 중인 KTX차량에 스트레인 게이지를 장착해서 측정하였다. 스트레인 게이지는 운행 중인 KTX 21호 차량의 17대차에 장착되었다. 그렇게 획득한 로드 히스토그램과 프랑스에서의 로드 히스토그램의 비교를 Table 2에 나타내었다. 국내에서는 15,000N 하중이 전체 사용시간의 72.3%였으며, 프랑스보다는 높음을 확인하였다.

2.3 CAE Tool을 이용한 분석 평가

CAE Tool(APM WinMachine 2008,⁽³⁾ ANSYS Workbench 11.0)을 이용하여 개발소재에 프랑스 및 국내 로드 히스토그램을 적용 한 경우의 안전성을 비교하였다. 최대 예외하중이 작용했을 경우 정적안전계수와 로드 히스토그램에 대한 피로 안전계수의 해석 결과를 Table 3에 나타내었다. 국내 사용 환경에 대한 결과는 프랑스 환경에 대한 결과와 유사하였고, 여기서의 설계기준은 국내 사용 환경에 적합하다고 판단된다.

2.4 실차모사시험

2.4.1 정적 하중시험

다음으로 간이 시험기를 이용하여 실제 개발품에 대해서 실차모사시험을 실시, 개발품 성능평가를 했다. 정적하중시험에서는 레버를 장착한 개발 토션바의 양 끝을 베어링으로 지지한 다음 레버 한쪽은 고정시키고 다른 한쪽 레버에 수직으로 일정하중을 작용했을 때의 변위를 통해 톨강성을 구한다. 시험내용과 기준값은 Table 4와 같다.

톨강성은 다음 공식 (1)을 이용해서 산출된다.

$$\text{톨강성} : R = \frac{JG}{10^6 L\theta} \quad (1)$$

시험 결과는 Table 5와 같고 기준 범위를 만족하였다.

2.4.2 동적 시험

다음에 동적 시험을 실시하였다. 시험장비는 Fig 2와 같고 시험내용과 기준값은 Table 6과 같다. 여기서 기준값은 로드 히스토그램을 다음 공식 (3)에 적용해서 얻어진다. 이 공식에서 α 값이란 S-N선도 기울기부터 구해진다.⁽⁴⁾ 여기서 S-N선도는 공식 (2)에 국내 로드 히스토그램과 소재 특성을 적용해서 추정되고 계산 결과로 α 는 2.51이었다.

Table 3 Result of analysis

	type	test condition	deformation	roll stiffness(R)
static load	power car	10mm/min	11mm	3.955 MNm/rad±10%
	passenger car	"	"	3.827 MNm/rad±10%

Table 4 Contents of static test

			France	Korea
APM	Torsion bar	Static safety factor	3.533	
		Fatigue safety factor	2.25524	
ANSYS	Torsion bar	Static safety factor	3.5846	
		Fatigue safety factor	2.393	2.268
	Assembly	Static safety factor	3.6574	
		Fatigue safety factor	2.402	2.308

Table 5 Result of static test

	Type	Roll stiffness(R)	Load of 11mm deformation
Static load	Power car	3.857 MNm/rad	3923 kgf
	Passenger car	3.741 MNm/rad	3531 kgf

S-N선도 회귀식 : $S = 10^a N^b$ (2)

등가하중 : $F_{eq} = \left[\frac{\sum_{j=1} F_{aj}^\alpha n_j}{N} \right]^{\frac{1}{\alpha}}$ (3)

$$F_{eq} = \left[\frac{F_{a1}^\alpha n_1 + F_{a2}^\alpha n_2 + F_{a3}^\alpha n_3 + F_{a4}^\alpha n_4}{N} \right]^{\frac{1}{\alpha}}$$

객차대차
 $F_{eq} = 1778.5 \text{ kgf}$

동력객차
 $F_{eq} = 1983.1 \text{ kgf}$

실제 계산된 값일 경우 예외적인 문제가 될 수 있으므로 약1.5% 크게 선정하여 시험을 수행하였다.

시험 결과는 Table 7과 같다. 시험후 개발품에 변형 비틀림 등 외관상의 이상이 검출되지 않았고 국내 사용 환경에 대한 설계기준 적용의 타당성이 입증되었다.

Table 6 Contents of dynamic test

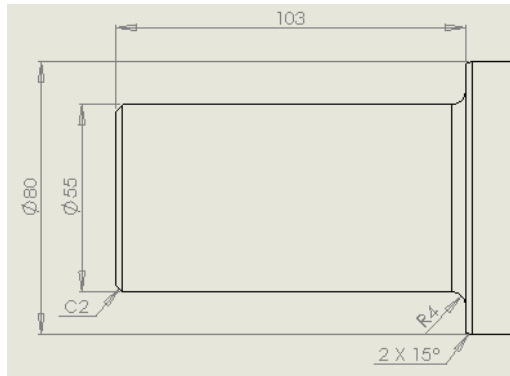
	Type	Test content		
	Permanent deformation	Power car	<ul style="list-style-type: none"> • Repetition test of the peak load state • Calculate change of the angle of rotation • Repeat test when there not a slip 	
Passenger car				
	Type	Load	Frequency	Target life
	Fatigue loading	Power car	11~2011 kgf	3 Hz
Passenger car		11~1806 kgf	"	"

Table 7 Result of dynamic test

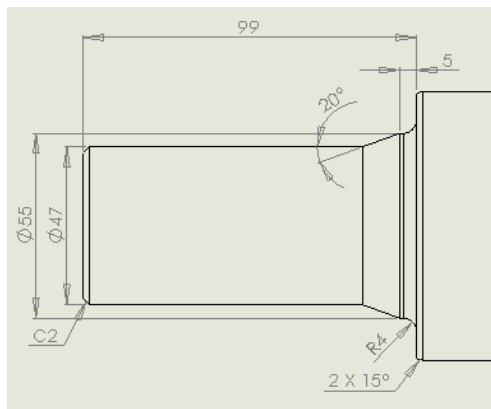
	Type	Result of test
Permanent deformation	Power car	Test OK
	Passenger car	"
Fatigue loading	Power car	Test OK
	Passenger car	"



Fig. 2 Dynamic test machine



(a) Before design change



(b) After design change

Fig 3 Drawing before and after the design change of the bearing part of Antiroll-bar

3. 부식현상 방지를 위한 개선설계안

3.1 개선설계안 제시

기존 설계에서는 토션바와 Friction ring 속에 수분이 진입하여 그 부위에서 부식현상이 발생하였다. 상기 현상 때문에 부품 수명이 줄어드는 문제가 있다. 이 문제를 해결하기 위하여 내식성이 좋은 소재인 SUS304로 Ring cover 제작후 이 부분에서의 수분 진입을 방지할 수 있도록 설계를 변경하였다. 변경 전·후의 설계 도면은 Fig 3과 같다.

3.2 CAE Tool을 이용한 안전성 검증

변경된 설계의 안전성을 검토하기 위해서 CAE Tool을 이용해서 설계 변경 전·후의 결과를 비교하였다.

또한, 윤활문제로 인하여 예외적으로 큰 하중이 걸리는 상태를 고려하여 다음 조건의 하중을 베어링 부분에 추가한 상태에 대하여 검토하였다.

Table 8 Analysis result by APM WinMachine

		Before	After
Torsion bar	Static safety factor	3.533	3.517
	Fatigue safety factor	2.25524	2.25724
Contact pressure	Static safety factor	3.423	3.423
	Fatigue safety factor	2.28906	2.3009
Reaction force	Static safety factor	3.427	3.426
	Fatigue safety factor	2.32561	2.29986

Table 9 Analysis result of ANSYS Workbench

		Before	After
Torsion bar	Static safety factor	3.5846	3.6814
	Fatigue safety factor	2.2678	2.2846
Contact pressure	Static safety factor	3.3545	3.5329
	Fatigue safety factor	2.1389	2.2227
Reaction force	Static safety factor	3.4407	3.5375
	Fatigue safety factor	2.1551	2.2164
Assembly	Static safety factor	3.6574	3.6227
	Fatigue safety factor	2.3078	2.2859

- 면압 조건:PET의 최대 면압값부터 얻은 하중. 추가 하중/모멘트:550N/412.9Nm
- 반력 조건:원래 작용했던 반력의 10%. 추가 하중/모멘트:532.1N/399.5Nm

해석 결과는 Table 8, 9와 같다. 결과에서 설계 변경 전후의 안전계수 차이는 너무 작고 충분히 안전하다고 판단된다. 또한 예외적인 하중에 대해서도 문제 없이 운행 가능할 것이다.

3.3 마모 시험

마모시험을 실시하여 SUS cover의 내마모성을 측정하여 ring cover 소재의 적용 가능성을 검토하였다. 마모시험의 시험 사진과 표면 조건은 Fig. 4, Table 10과 같다. SUS304에는 내마모성을 높이기 위하여 UNSM처리를 적용했다.⁽⁵⁾ 마모시험은 ASTM G99에 따라 수행되었다.

3.3.1 PET 시험

토션바는 베어링 부분에서 PET소재인 Friction ring과 접촉한다. 따라서 각 시험편과 PET에 대해 시험을 실시하였다. 시험조건은 Table 11과 같고 시험은 각 시험편에 대해 1시간 및 2시간 동안 수행되었고 PET시험편의 중량 감소량과 시험 중의 마찰계수를 측정 비교하였다.

결과는 Table 12와 Fig. 5에 나타낸다. Table 12

는 시험후의 PET시편 중량감소량을 마모량으로 환산하여 비교한 결과다. Fig. 5는 마찰계수 추이 그래프다. SUS304에 대한 결과값이 보다 작게 나와 SUS304의 교체가 가능하다고 판단된다.

3.3.2 베어링 볼

만일 베어링 부분에서 Friction ring이 모두 마모되어 버리거나 더 큰 마찰이 생기는 상태를 고려하여 베어링 볼에 대해 시험을 수행하였다. 시험조건은 Table 13에 나타낸다. 각 시편에 대해 30분 동안 시험을 실시하여 각 시편의 중량 감소량과 마찰계수 추이를 측정한다.

시험 결과 SUS304는 DIN17220에 비해 마모량 및 마찰계수가 커짐을 확인하였고, SUS304를 SUS630로도 교체하여 재시험을 실시하였다. SUS630 시편에 대한 표면 조건과 시편 사진을 Table 14와 Fig. 6과 같다.

Table 10 Surface condition of friction test specimen

	Surface Hardness [HRC]	Surface roughness [μm]
DIN17220 (Polished)	43.1	0.061
SUS 304	After UNSM	40.2
	Before UNSM	46.9
Measurement method	UCI (Ultrasonic Contact Impedance)	Skidness

Table 11 Condition of friction test

Load	45 [kgf]
Rev	100 [rpm]
Temperature	18 [°C]
Test method	Pin-on-Disk (2point contact)
Lubrication	DRY

Table 12 Volume change of the specimen after the friction test

	DIN17220	SUS304
1hour [mm ³]	0.923	0.077
2hours [mm ³]	0.769	0.308

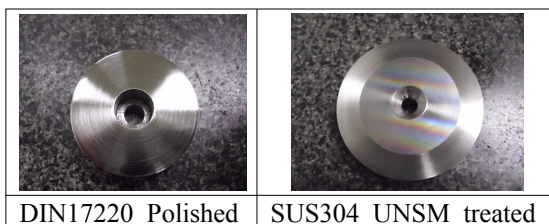


Fig. 4 Specimen picture

Table 13 Condition of friction test

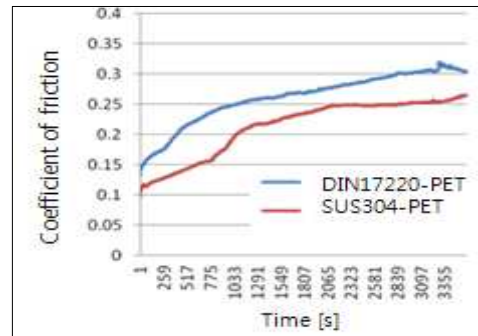
Load	1.6 [kgf]
Rev	100 [rpm]
Temperature	18 [°C]
Test method	Pin-on-Disk (1point contact)
Lubrication	GREASE

Table 14 Surface condition of SUS630

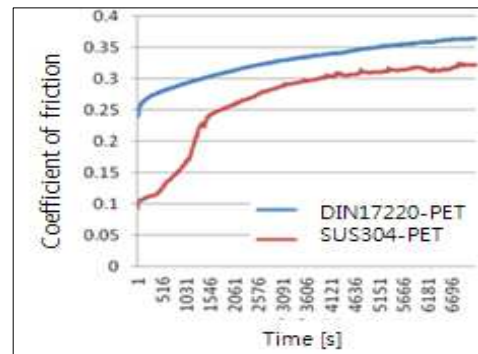
	Surface Hardness [HRC]	Surface roughness [μm]
SUS 630	After UNSM	45.4
	Before UNSM	47.0
Measurement method	UCI (Ultrasonic Contact Impedance)	Skidness

Table 15 Volume change of the specimen after the friction test

DIN17220 [mm ³]	0.013
SUS304 [mm ³]	0.250
SUS630 [mm ³]	0.012



(a) To 1hour later



(b) To 2hours later

Fig. 5 Change of the coefficient of friction

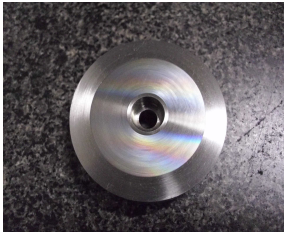


Fig. 6 Specimen picture

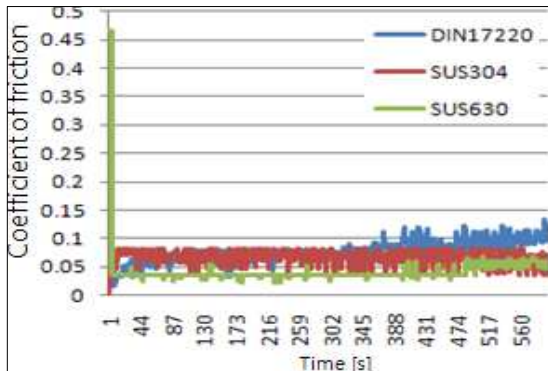


Fig. 7 Change of the coefficient of friction

시험결과는 Table 15와 Fig. 7에 나타낸다. Table 15는 시험후의 PET시편의 마모량이고, Fig. 7은 시험중 마찰계수 추이 그래프다. SUS630로 교체한 결과 기존 소재와 동등이상의 성능을 나타낸다. SUS cover를 SUS630으로 제작하면 충분히 운행 가능할 것이다.

4. 결론

본 연구는 Antiroll-bar Assembly의 국산화 개발을 통하여 비용 절감 및 성능 향상에 관해서 개발품의 국내 환경에 대한 적합성 평가를 위한 것이다.

먼저 CAE Tool을 이용하여 안전성 분석을 실시하였다. 분석을 하기 위해서 국내 운행 중 KTX에 작용하는 로드 히스토그램을 측정하였다. 이 하중 조건을 이용하여 얻어진 해석 결과를 프랑스 사용 환경에 대한 결과와 비교 평가하였다. 분석 결과는 프랑스와 큰 차이가 없고 국내에서도 수입품과 동등한 성능을 발휘할 수 있다고 판단되었다.

다음 실차모사시험을 통해서 개발품 평가를 수행하였다. 실제 개발품에 대해서 간이 시험기를 이용하여 정적 및 피로 하중 시험을 실시 기준치와 비교를 하였다. 시험결과는 기준치를 충분히 만족하여 시험 완료 후 개발품 외관상에도 이상이 없었다. 또한 현재 개발품을 실제로 운행하고 있는 KTX에 장착하여 제품 평가를 진행 중이다.

그리고 토션바 베어링 부분에서 부식 현상 방지를 위하여 설계를 변경하였다. 설계 변경으로 인한 안전성 변화를 안전성 해석 및 마모시험을 통하여 검증하였다. 부식방지를 위하여 베어링 부분에 내식성이 높은 SUS304소재 ring cover를 씌우도록 설계를 변경하였다. 변경된 설계의 안전성 검증을 위하여 CAE Tool을 이용하여 해석이 실시되었고 각 해석 결과로부터 설계에 대한 정적 및 피로 안전성이 충분히 크고 개선설계안의 타당성이 증명되었다.

소재 내마모성을 비교 검토하기 위하여 마모시험을 실시하였다. 시험을 통하여 SUS304 대신에 SUS630을 사용하면 내마모성이 충분하다고 판단된다.

참고문헌

- (1) Kim, P.-H., 1998, "A Study on Roll Characteristics of Railway Vehicle," *Proceeding book of The Korean Societyfor Railway*, 11, p. 518.
- (2) Korea TGV Consortium, 1996, "Particular Indications for Receipt of Torsion Bars," GEC Alsthom Transport Ets ACR, WBS No. K610-13ZE16406-P3140-RC+T-001, p. 6.
- (3) <http://apm.ru/eng/products/apm/>
- (4) Henning Agerskov, 2000, "Fatigue in Steel Structures Under Random Loading," *Journal of Constructional Steel Research*, Vol. 53, p. 292.
- (5) Pyun, Y.-S., Park, J.-H., Cho, I.-H., Kim, C.-S. and Suh, C.-M., 2009, "A Study on the Ultra Nano Crystal Surface Modification(UNSM) Technology and It's Application," *Trans. of the KSME(A)*, Vol. 33, No. 3, pp. 190~195.