

## 발전용 축계 결합용 커플링 볼트 설계에 관한 연구<sup>§</sup>

정호승\* · 손창우\*\* · 조종래\*\*\*† · 김태형\*\*\*\*

\* 부산대학교 Rolls-Royce 대학기술센터, \*\* 한국해양대학교 기계공학과,  
\*\*\* 한국해양대학교 기계에너지시스템공학부, \*\*\*\* (주)화신볼트산업

### Study on Design of Coupling Bolt for Shaft in Power Plant

HoSeung Jeong\*, ChangWoo Son\*\*, JongRae Cho\*\*\*† and Tae Hyung Kim\*\*\*\*

\* Rolls-Royce and Pusan Nat'l. Univ. Technology Center,

\*\* Dept. of Mechanical Engineering, Korea Maritime Univ.,

\*\*\* School of Mechanical and Energy System Engineering, Korea Maritime Univ.,

\*\*\*\* Hwashinbolt Ind. Co, LTD.

(Received November 12, 2012 ; Revised January 4, 2013 ; Accepted January 30, 2013)

**Key Words:** Coupling Bolt(커플링 볼트), Sleeve(슬리브), Shaft(축), Finite Element Method(유한요소법)

**초록:** 커플링 볼트는 조립, 분해 시 작업자의 안전이 고려되는 부분이나 공정 중단 비용이 중요한 부분에서 기존의 일반볼트를 대체한다. 해양과 발전분야에서 세계적으로 광범위하게 적용되어, 회전하는 플랜지 결합에 사용되어 왔고, 국제적인 국가 선급 협회나 규제기관의 사용을 승인받아 왔었다. 커플링 볼트는 유압식으로 인장되어 플랜지 사이를 안정적으로 단단히 결합한다. 본 논문에서는 발전소 커플링 볼트의 국산화율을 위해, 역설계를 통해 현재 사용 중인 볼트의 치수를 측정, 역학적인 수식을 통해 권장 체결하중의 기준을 살펴보았다. 마찰계수는 실험을 통해 선정하였고, 구조해석을 통해 체결상태를 확인하였다. 형상변수에 따른 접촉압력의 변화를 볼트 재설계시 참고할 수 있도록 나타내었다.

**Abstract:** Coupling bolts have replaced conventional fitted bolts in applications where the operator's safety during assembly/disassembly is of concern or where the cost of process interruption is significant. Coupling bolts have been installed on rotating flange couplings in a wide range of marine and power applications worldwide. Their use has been approved by all leading international and national classification societies and regulatory bodies. A coupling bolt is a hydraulically tensioned fitted bolt that creates a stable and rigid link between coupling flanges and simplifies assembly and disassembly. We measure the bolt dimensions for reverse engineering and study the standard of assembly-load using a mechanical formula in order to localize a coupling bolt for a shaft in a power plant. We experimentally obtain the friction coefficient and confirm the condition of bolt sets through structure analysis. We show the variation of contact pressure for the shape parameter in order to consider the result when redesigning a bolt.

### 1. 서론

각종 구조물 또는 부품들은 여러 개의 요소와 부재들로서 결합되어 있다. 결합에는 여러 종류의 결합방법들이 있으나, 분해와 재조립이 쉽게 되는 결합방법에는 볼트에 의한 체결이 대부분이며, 오래 전부터 산업 전반에 걸쳐 널리 이용되어 오고 있다. 볼트는 사용목적에 따라 여러 가지

형태가 있다.

회전축에 사용되는 볼트는 축계 회전에 의하여 전단하중이 반복적으로 볼트에 작용하기 때문에 일반볼트를 사용하게 되면 운전 시 나사 풀림의 원인이 되기도 한다. 회전축에 사용된 리머볼트는 볼트에 전단하중이 작용하는 곳에 사용되며, 볼트의 축과 구멍이 거의 틈이 없는 끼워맞춤을 요구된다. 역시 끼워맞춤을 하기 위해선 볼트를 냉각에 의해 수축시킨 후 체결을 하게 된다. 하지만 제품의 수리에 의해 체결을 풀어야 할 경우에는 볼트를 절단하여야 하며 절단시 체결부위의 손상위험이 따른다. 체결시 볼트를 냉각해야 하

§ 이 논문은 대한기계학회 2011년도 부산지회 추계 학술대회(2011. 10. 22., 창원대) 발표논문임

† Corresponding Author, [cjr@hhu.ac.kr](mailto:cjr@hhu.ac.kr)

© 2013 The Korean Society of Mechanical Engineers

므로 체결 방법이 또한 매우 힘들다.

따라서 대안으로 체결 및 재조립이 용이한 커플링 볼트가 사용되고 있다. 이것은 유압에 의해 체결이 이루어지며, 테이퍼 각을 가진 슬리브와 볼트의 조합으로 구성되어 있다. Fig. 1은 발전소에서 사용되는 커플링 볼트를 보여주고 있다.

커플링 볼트는 1940년대 초에 개발되어 유럽의 장치산업과 선박에 많이 사용되어 오다 1989년 GE와 협약으로 전 세계 중대형 터빈에 적용되었고, 발전소의 가스터빈, 선박의 추진축 등 여러 분야에서 필수적으로 쓰이고 있다. 특히 발전소의 터빈과 발전기를 연결하는 회전축은 부품에서 사소한 문제가 발생하더라도 안전성에 직접적인 영향을 끼치는 관계로 부품의 설계, 재질 선정 및 제작 방법에 신중을 기하여 양질의 제품이 적용되어야 한다.

일반적으로 사용되는 볼트는 유한요소법과 실험을 이용하여 정적 또는 동적 상태에서 볼트의 체결하중, 풀림, 파손 등에 대한 상세한 연구가 많이 진행되었다.<sup>(1-6)</sup> 스테드 볼트에 관하여는 몇몇 연구자에 의해 연구가 진행되었다. Kim 등<sup>(7)</sup>은 증기 터빈용 스테드 볼트 테이퍼 나사의 유한요소해석에 대한 연구를 하였다. Hyun 등<sup>(8)</sup>은 발전기 증기터빈용 스테드 볼트의 급속체결용 인장기구에 관한 연구를 하였다. Jeong 등<sup>(9)</sup>은 발전설비 고온부에서 사용되는 볼트의 교체기준 설정에 관한 연구를 하였다. Lee 등<sup>(10)</sup>은 중형엔진 콘로드 볼트의 체결에 대한 연구를 하였다. Ryu 등<sup>(11)</sup>은 장기 사용된 스테드 볼트의 진단법 및 재질특성평가에 대한 연구를 하였다.

유압식 커플링 볼트에 관하여 몇몇 연구자에 의해 기초 연구가 진행되고 있는 실정이다.

Jang 등<sup>(12)</sup>은 유압식 커플링 볼트 커플링 볼트와 슬리브의 안전성 평가에 대한 연구를 소개하였다. Kwon 등<sup>(13)</sup>은 추진축 체결용 유압식 커플링 볼트의 국산화에 관한 연구에서 유압식 커플링 볼트의 분해 및 조립 과정, 원리 등을 소개하였다. Ryu 등<sup>(14)</sup>은 선박용 슬리브 형태 유압 조임식 볼트에 대한 고찰에 관한 연구를 하였다. 하지만, 현재까지 커플링 볼트에 관한 형상변수와 체결하중에 따른 구체적인 연구가 보고 되지 않은 실정이다.

본 연구에서는 커플링 볼트의 형상변수와 체결하중에 따른 구조적 특성을 연구하고자 한다.



Fig. 1 Coupling bolt for power plant

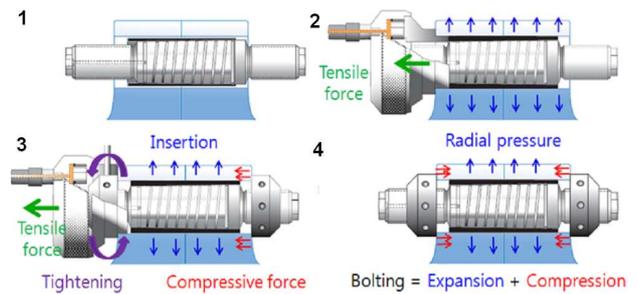


Fig. 2 Installation procedure of hydraulic bolt

먼저, 슬리브와 볼트의 접촉면에서 마찰계수를 구하는 실험을 먼저 실시하였으며, 유한요소법을 이용하여 역설계를 한 후, 제품 매뉴얼에서 권장하는 1차, 2차 체결 하중의 선정기준을 규명하였다. 그리고 체결 시 부품의 접촉압력에 대한 부분을 분석하고, 각 부품의 형상에 따른 접촉압력에 대한 영향을 평가하였다. 연구에 사용된 모델은 발전소에서 실제 운용중인 볼트를 적용하였다.

## 2. 조립하중에 따른 기본설계

### 2.1 유압식 커플링 볼트 체결과정

Fig. 2는 유압식 커플링 볼트의 체결과정을 보여준다. 먼저 볼트와 슬리브를 플랜지 홀에 장착한다. 그 후 마운팅 칼라를 이용하여 슬리브의 두꺼운 부분의 축 방향을 구속한 후, 텐서너를 이용하여 볼트에 1차 체결하중을 가하면 슬리브는 고정된 상태에서 볼트가 압입되면서 기울기를 가진 슬리브는 기울기를 가진 볼트에 의해 팽창이 되어 플랜지 홀에 고정된다. 그 후, 슬리브의 얇은 방향에 위치한 볼트 부분에 너트를 고정 후 2차 체결하중을 가하면 볼트가 인장이 된 상태에서 나머지 너트를 체결한다.

### 2.2 볼트 및 슬리브 기본 설계

본 연구에서 사용된 모델은 현재 발전소에서

실제 운용중인 커플링 볼트를 적용하였다. 일반적으로 볼트는 토크나 볼트 신장량 또는 너트의 회전각도에 의하여 체결되고 있다. 토크 체결이고 발전용일 경우에는 일반적으로 항복강도의 약 85% 이하로 체결되어진다.<sup>(9)</sup> 커플링 볼트는 일반적인 볼트와는 달리 기울기를 가지고 있으며, 내부의 중공부분이 있어, 위치별로 단면적이 동일하지가 않다. 이러한 형상은 기준 단면을 선정해야만 기본설계를 할 수가 있다. 그러므로 제품의 체결하중 지침을 통해 개발 당시 어떤 단면을 기준으로 체결하중을 선정하였는지에 관한 분석이 요구된다. Table 1은 연구모델의 체결하중을 나타내며, Table 2는 커플링 볼트 및 관련 부품의 소재인 SNCM439의 기계적 물성치를 보여준다.

2.2.1 볼트 기본 설계

Fig. 3은 볼트와 어댑터의 체결부를 나타낸다. 볼트는 2차 체결단계에서 가장 많은 인장이 발생된다. 이 때 Fig. 3의 단면 A에서 최소 단면적을 가짐을 알 수 있으며, 응력집중을 고려하지 않고 평균응력만을 고려하였을 경우, 항복하중의 약 70%가 되도록 2차 체결하중을 가하고 있음을 확

인하였다.

2.2.2 슬리브 기본 설계

체결하중은 슬리브의 팽창에 의한 응력발생과 플랜지 구멍과의 접촉압력이 발생되므로, 기본 설계 시에 이러한 상황들이 고려되어야 한다.

슬리브와 플랜지 구멍은 조립 시 편의를 위해서 기본적으로 틈새를 가지고 있다. 그러나, 볼트가 1차 체결하중에 의해 압입이 될 때, 슬리브는 틈새 간격보다 많이 팽창되어서 억지끼워맞춤 상태가 되어야 하며, 2차 체결하중에 의해 볼트가 인장이 될 때도 고려가 되어야 한다.

먼저 틈새 간격에 대한 확인이 요구된다. 발전소의 틈새 관리 기준은 편측 0.03~0.045mm임을 확인하였다.

슬리브는 반경 방향으로 최대 틈새량보다 크게 팽창이 되어야 하고, 이후에는 플랜지 구멍과 충분한 간섭량을 가진 상태로 억지 끼워 맞춤 상태가 되어야 하므로, 체결 시에 사용되는 설계 하중 기준은 최소 하중은 틈새가 0.03mm에서 슬리브를 팽창시킬 수 있는 하중으로 설계가 되어야 하며, 최대하중은 슬리브의 항복응력을 넘기지 않는 하중이 되도록 설계를 하여야 한다.

커플링 볼트의 기본 설계에선 간섭이 있는 실린더의 억지끼워맞춤 이론으로 설계를 할 수 있으며, 다음 식들로 요약할 수 있다.

Table 1 Coupling bolt tightening loads

	First step	Second step
load	28.1 ton	60.6 ton

Table 2 Mechanical properties of SNCM439

Items	Values
Young's modulus (GPa)	205
Poisson's ratio	0.3
Yield strength (MPa)	700
Tensile strength (MPa)	1,100

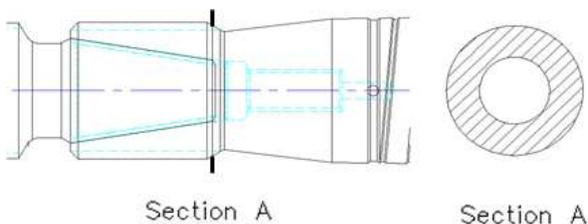


Fig. 3 Cross sectional area of a coupling bolt

$$p = \frac{\delta E(b^2 - a^2)}{2a^2b} \tag{1}$$

$$p_s = \frac{\sigma_Y}{2} \left(1 - \frac{a^2}{b^2}\right) \tag{2}$$

$$\delta_{\max} = \frac{\sigma_Y a^2}{Eb} \tag{3}$$

식 (1)은 간섭량이  $\delta$  일 때 틈새에 발생하는 압력이고 식 (2)는 실린더(슬리브)가 항복이 발생할 때의 압력, 식 (3)은 항복이 발생할 때의 최대 간섭량을 계산하는 수식이다.

Table 3에는 현재 연구 모델에 대한 역설계한 결과를 보여주고 있다. 틈새가 0.03mm일 때, 46.7MPa의 간섭압력이 발생하였으며, 슬리브에서 항복이 일어나는 틈새는 0.078mm라는 것을 알 수 있었다. 메뉴얼 권장 간격은 0.03~0.045 mm로 확인하였다.

Table 3 Calculated design data

Basic data (mm)		Calculated results
a	27.24	$p=46.7$ MPa
b	33.79	$p_s=122.5$ MPa
$\delta$	0.03	$\delta_{max}=0.078$ mm

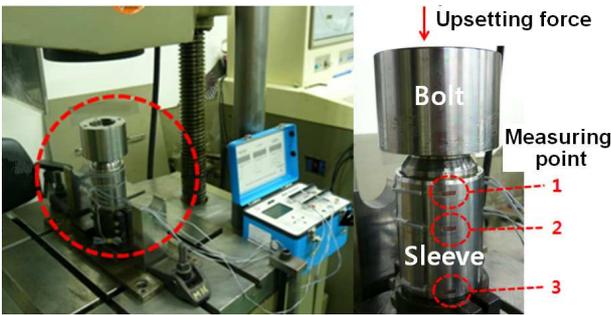


Fig. 4 Instrument for experiment

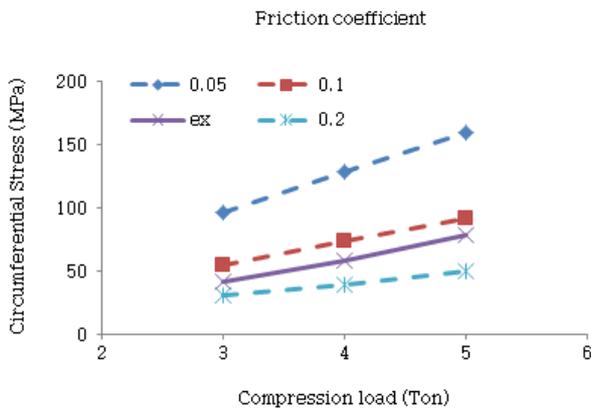


Fig. 5 Comparison calculation and experiment for friction coefficient at no.2 position

2.3 마찰계수 선정

체결시 볼트와 슬리브는 서로 접촉에 의해 마찰이 발생하므로, 유한요소해석을 이용하여 정확한 접촉계산을 위해선 접촉시의 마찰계수가 요구된다. 그러므로, 실험을 통해 마찰계수를 결정하였다.

볼트가 압입될 때 슬리브의 원주 응력을 측정하고, 계산된 원주 응력과 비교하였다.

사용된 실험장비들은 Fig. 4에 나타내었다. 볼트와 슬리브를 결합하고 슬리브의 두께가 두꺼운 방향을 아래로 하여 만능 시험기에 장착하였다. 기계 제어는 만능시험기를 통해서 1톤 하중 간격

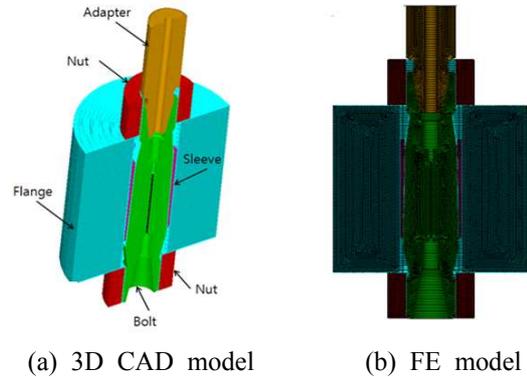
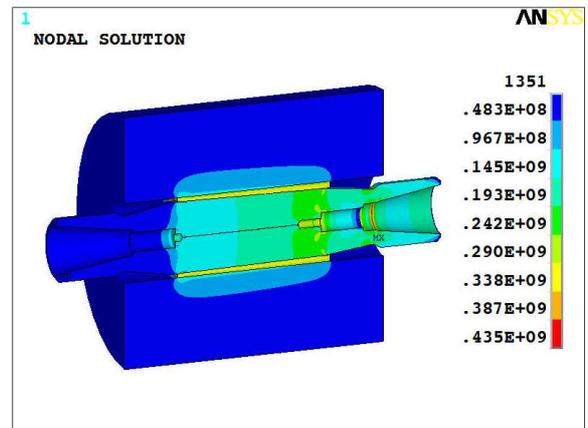
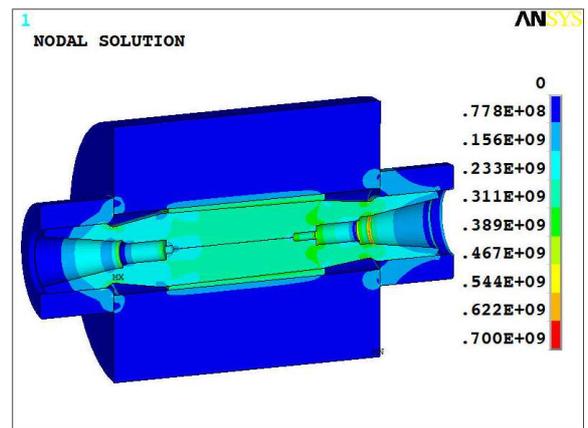


Fig. 6 3D CAD model and Finite element model for analysis



(a) Stress distribution under first clamping load



(b) Stress distribution at final stage

Fig. 7 Stress distribution during coupling bolt assembly process

으로 제어 하여 최대 50톤까지 압입 하중을 가하고, 슬리브의 변형률은 스트레인 게이지로 3군데 지점에서 측정하였다.

Fig. 5에 실험 데이터와 계산 값을 나타내었다. 실선이 실험값이고 점선이 계산 값이다. 실험값

과 계산 값을 비교한 결과, 마찰계수가 0.1 근처 일 때, 실험과 계산이 가장 유사함을 확인하였다. 이 마찰계수를 사용하여 Table 2를 기준으로 가압하중은 구하면 최소 9.3톤이고 최대 28.2톤임을 확인하였다.

### 3. 구조해석 및 결과

#### 3.1 유한요소모델 및 결과

유압식 커플링 볼트는 기울기를 가진 슬리브에 같은 기울기를 가진 볼트를 압입하여 팽창하중과 복원하중으로 결합하는 방식이며, 1단계인 슬리브 팽창 단계와 2단계인 볼트 인장 단계로 행하여진다. 커플링 볼트에 관한 형상변수와 체결하중에 따른 구조적인 특성을 평가하기 위해서 유한요소해석을 수행하였으며, 접촉압력과 응력분포를 확인하였다.

하나의 플랜지 구멍에서 볼트 및 슬리브가 체결이 될 경우에는 해석 모델이 축대칭 형상이므로 2차원 축대칭 모델을 사용하였으며, 부품끼리 접촉하는 부위에는 마찰계수와 접촉조건을 적용하여 비선형 접촉해석을 수행하였다. Fig. 6에 사용된 요소모델을 나타내고 있다.

Fig. 7은 커플링 볼트의 체결과정에 대한 유한요소 해석결과를 나타낸다. Fig. 7(a)는 1차 체결하중을 가한 후의 응력분포를 보여준다. 슬리브의 팽창에 의해서 플랜지 구멍, 슬리브 및 볼트에서 응력이 발생된 것을 확인할 수가 있다. Fig. 7(b)는 2차 체결하중을 가한 후 너트를 체결하고, 체결하중을 제거한 후의 최종 체결된 상태의 응력분포를 보여준다. 플랜지와 너트에서 응력이 발생되어진 것을 확인할 수 있었으며, 슬리브 및 슬리브와 접촉된 부위에서의 응력들은 1차 체결에서 보여진 응력분포보다 응력이 낮아짐을 알 수 있었다.

#### 3.2 체결하중 영향 평가

##### 3.2.1 1차 체결하중 영향

1차 조립하중을 변화시키고, 2차 조립하중을 고정하여 해석을 수행하였다. 부품별 접촉압력에 대한 변화를 Fig. 8에 나타내었다. 1차 조립하중이 커질수록 플랜지 구멍과 접촉되는 면에서의 슬리브와 플랜지의 접촉압력이 커짐을 알 수 있었다. 볼트의 압입이 증가되고, 이로 인한 슬리브

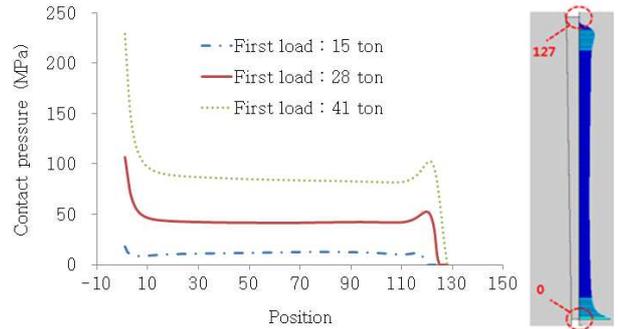
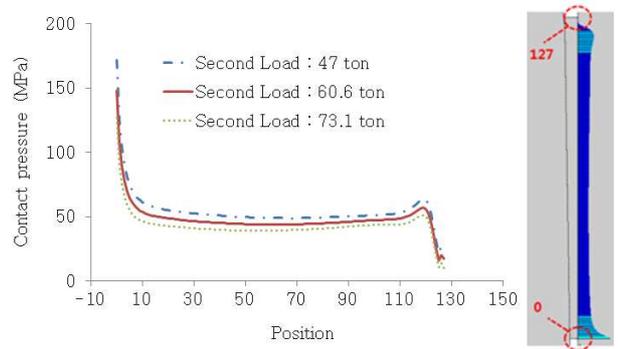
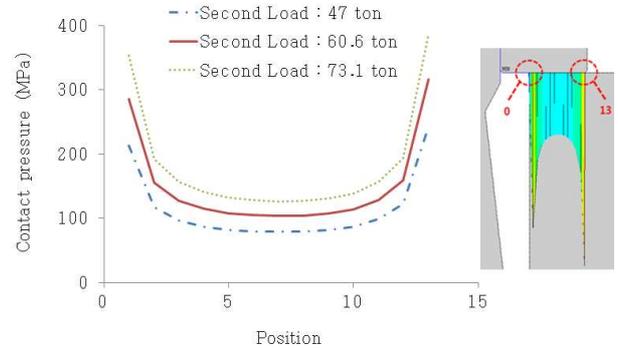


Fig. 8 Comparison of contact pressure for first load



(a) Sleeve-flange contact pressure



(b) Nut-flange contact pressure

Fig. 9 Comparison of contact pressure for second load

가 팽창이 되어서 접촉압력이 커지기 때문이다.

##### 3.2.2 2차 체결하중 영향

1차 조립하중을 고정하고, 2차 조립하중을 변화시켜 해석을 수행하였다. 부품별 접촉압력에 대한 변화를 Fig. 9에 나타내었다. 2차 조립하중이 커질수록 플랜지 구멍과 접촉되는 면에서의 슬리브와 플랜지의 접촉압력이 적어졌으며, 너트에서 발생된 접촉압력은 상대적으로 커짐을 알 수 있었다.

이는 볼트는 너트에 의해 고정되었기 때문에, 2차 조립하중이 커질수록 볼트에 인장이 발생되

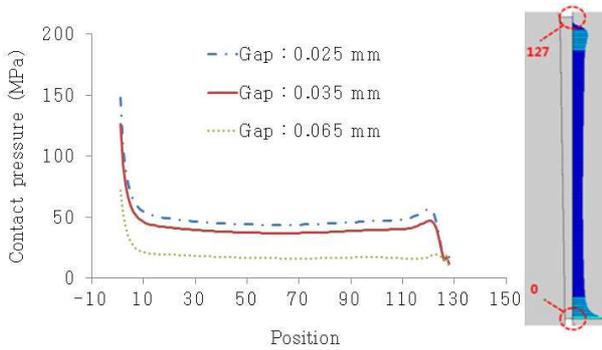


Fig. 10 Comparison of contact pressure for gap

고, 이로 인해 볼트의 단면적이 감소되기 때문에 슬리브의 팽창이 상대적으로 줄어들어서 접촉압력이 낮아졌으며, 하중이 증가되었기 때문에 플랜지에서의 접촉압력은 상대적으로 커졌다.

### 3.3 형상 변수 영향

#### 3.3.1 슬리브-플랜지 구멍 틈새간격 영향

1차, 2차 체결하중을 고정한 후 슬리브와 플랜지 홀의 틈새 간격을 변화시켜 해석을 수행하였다. 부품별 접촉압력에 대한 변화를 Fig. 10에 나타내었다. 틈새 간격이 커질수록 슬리브와 플랜지의 접촉압력이 낮아짐을 알 수 있었다. 이는 슬리브의 팽창이 일정하더라도 틈새가 커졌기 때문에 상대적으로 적은 억지끼움상태가 되기 때문이다.

#### 3.3.2 슬리브 두께 영향

1차, 2차 체결하중과 틈새를 고정하고, 슬리브 두께와 볼트 직경의 변화에 대하여 해석을 수행하였다. 부품별 접촉압력 변화를 Fig. 11에 나타내었다. 슬리브 두께가 두꺼울수록 슬리브와 플랜지의 접촉압력은 상대적으로 적어짐을 알 수 있었다. 이는 슬리브가 두꺼울수록 슬리브 외부면의 팽창이 상대적으로 줄어들었기 때문이다.

#### 3.3.3 슬리브 각도

1차, 2차 체결압력과 틈새를 고정하고, 슬리브와 볼트의 각도 변화에 대하여 해석을 수행하였다. 부품별 접촉압력 변화를 Fig. 12에 나타내었다. 각도가 커질수록 슬리브와 플랜지의 접촉압력은 상대적으로 적어짐을 알 수 있었다.

이는 각도가 커질수록 슬리브의 두께가 두꺼워지고, 슬리브가 두꺼울수록 슬리브 외부면의 팽창이 상대적으로 줄어들었기 때문이다.

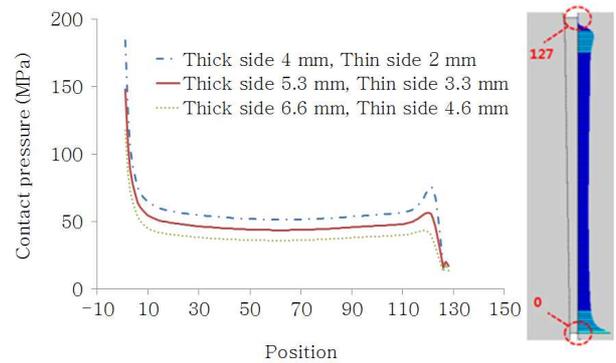


Fig. 11 Comparison of contact pressure for thickness

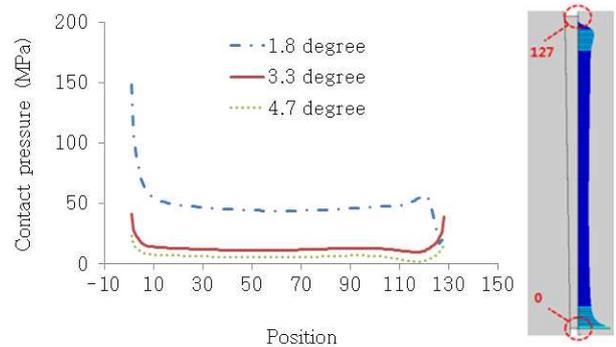


Fig. 12 Comparison of contact pressure for angle

## 4. 결 론

본 연구는 발전용 축계에 사용되는 결합용 커플링 볼트의 체결과정에서 발생하는 구조적인 특성에 대하여 연구를 수행하였다. 유한요소법을 사용하여 기본적인 설계 기준을 파악하였고, 조립하중과 형상변수에 따라 비선형 접촉 해석을 수행하여, 이를 통해 형상변수와 체결하중에 따른 영향을 분석하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 국산화를 위해 기존 커플링 볼트를 역설계하여 체결과정 및 체결원리를 확인하였다.

(2) 체결하중의 선정기준 조사를 통해 기본 설계 기준 확보하였다. 볼트는 최소 단면을 기준으로 하여, 항복 응력의 70%의 수준으로 최종 체결하는 것으로 확인하였다. 슬리브는 최소한의 팽창량을 최소 압입기준으로 하였고, 최대 압입 기준으로 원주 방향 응력의 항복조건을 고려하였다. 틈새는 슬리브와 플랜지 구멍 사이 틈새 간격이 클수록 슬리브의 응력이 커지기 때문에 원주 방향 응력의 항복조건을 고려하여 최대 틈새 간격을 조사하고, 적정 틈새의 범위를 확인하였다. 위 3가지를 종합하여 1차 최소 체결력, 1차

최대 체결력, 2차 체결력, 최대 틈새 등 설계 데이터를 결정할 수 있었다.

(3) 1차, 2차 조립하중의 형상 변수에 관한 영향을 평가하였다. 너트와 플랜지 사이의 접촉압력을 증가시키기 위해선 2차 체결압력을 증가시켜야 함을 알 수 있었다. 하지만, 이럴 경우엔 동시에 슬리브 접촉압력이 줄어들기 때문에 적정수준으로 조절할 필요성이 요구됨을 알 수 있었다.

(4) 볼트의 형상변수에 따른 영향을 평가하였다. 슬리브와 플랜지 사이의 접촉압력을 키우려면 ‘틈새 간격’과 ‘슬리브의 두께’를 작게 해야 한다. 또한, ‘슬리브의 내부 각도’가 커지면 슬리브가 두꺼워지고, 볼트가 가늘어져 슬리브의 접촉압력이 낮아진다. 따라서 최대한 각도를 줄일 필요가 있음을 확인하였다.

### 후 기

이 논문은 한국남부발전(주) 부산 천연가스발전본부의 지원과 2012년도 정부(교육과학기술부)의 재원으로 한국연구재단의 지원을 받아 수행된 해외우수연구기관유치사업 연구임(No. K20701002274-12E0100-05710)

### 참고문헌

(1) Kim, J. G., Park, S. S., Kim, Y. Y., Choi, S. H. and Kim, B. K., 1996, "Finite Element Modelling and Experimental Verification of the Structures with Bolted Joints," *Trans. Korean Soc. Mech. Eng. A*, Vol. 20, No. 6, pp. 1854-1861.

(2) Kwon, Y. D., Goo, N. S., Kim, S.Y. and Cho, M. H., 2002, "Finite Element Modeling for Static and Dynamic Analysis of Structures with Bolted Joints," *Trans. Korean Soc. Mech. Eng. A*, Vol. 26, No. 4, pp. 667-676.

(3) Kim, H. Y., Bae, W. B., Jang, Y. J., Han, S. M. and Kim, C., 2007, "Development of a Technique to Prevent Bolt Looseness and to Decrease in Quantity for the Plate Type Heat Exchanger Used in Large Craft," *Journal of the Korean Society for Precision Engineering*, Vol. 24, No. 9, pp. 44-51.

(4) Cho, S. S., Chang, H. and Lee, K. W., 2008, "Finite Element-Based Fatigue Assessment of Engine Connecting-Rod Bolts," *Transactions of*

*KSAE*, Vol. 16, No. 4, pp. 14-20.

(5) Lee, J. M., Lee, M. U., Cho, S. K., Koo, M. H., Gimm H. I. and Lee, T. H., 2009, "Strength Analysis of Bolt Joints for an Open Frame Structure," *Trans. Korean Soc. Mech. Eng. A*, Vol. 33, No, 8, pp. 819-825.

(6) Lee, K. S., Kim, W. H. and Seok, J. H., 2010, "Design of Fastener for Solid Rocket Motor Using Solid CAD System," *Trans. Korean Soc. Mech. Eng. A*, Vol.34, No. 7, pp. 805-811.

(7) Kim, T. W., Lee, B. Y. and Kim, J. H., 1995, "Finite Element Analysis on Tapered Threads of Stud Bolt for Steam Turbines," *Proceedings of the KSME 1995 Autumn Conference*, pp. 373-377

(8) Hyun, D. C., 2006, "Study on the quick tightening tension mechanism of the stud bolts for steam turbine of electric power generator," *Mechanical engineering, Graduate school of Nambu University*.

(9) Chung, N. Y. and Kim, M. Y., 2000, "Establishment of Replacement Criteria for Stud Bolts using on High Temperature in the Power Plants," *Transactions of the KSAE*, Vol. 8, No. 6, pp. 279-286.

(10) Lee, J. O., Kim, B. J., Park, J. S. and Jung, S. S., 2006, "A Study on the Con-rod Bolt Tightening for a Medium Speed Engine," *Proceedings of the KSME 2006 Spring Conference*, pp. 552-557.

(11) Ryu, S. W., Kim, H. J., Park, J. J. and Kang, Y. H., 1998, "Diagnosis Method and Material Property of a Retired Stud Bolts," *Proceedings of the KSME 1998 Spring Conference*, pp. 190-195.

(12) Jang, S. J., Bae, J. H., Lee, H. W. and Kim, C., 2011, "A Study on the Coupling Bolt and Sleeve on Turbines for Nuclear Power," *Proceedings of the KSMPE 2011 Spring Conference*, pp. 41-42.

(13) Kwon. Y. J., Kim, S. J., Park, K. R. and Ok, Y. K., 2006, "Localization of Hydraulic Shaft Coupling Bolt," *Proceedings of the KOSME 2006 Spring Conference*, pp. 9-10.

(14) Ryu, C. U., Choi, J. H., Park, J. H. and Kim, J. H., 2008, "Study of Structural Integrity for Marine Sleeve Type Hydraulic Bolt," 2008, *Proceedings of the KFMA 2008 Conference*, pp. 639-640.