

유한요소법을 이용한 증기터빈용 최적 테이퍼 스터드 볼트에 관한 연구

이 부 윤* · 김 태 완**

Research on Optimal Taper Stud Bolts for Steam Turbines Using the FEM

Boo Youn Lee* · Tae Woan Kim**

Key words : Stud bolt (스터드 볼트), Thread load (나사산하중), Steam turbine (증기터빈), Prestress (체결응력), Tapered threads (테이퍼 나사), Optimal taper angle (최적 테이퍼 각도)

Abstract

The thread load distribution as applied to large stud bolts for steam turbines is investigated using the finite element method. The stress concentration in tapered threads is studied with varying prestress and taper angle. Based upon the thread load distribution, the optimal taper angles to reduce the stress concentration are determined for various prestresses. The presented finite element model is validated by comparing results of the calculated thread load with analytic ones. The optimal taper angles obtained from this research can be used in designing tapered threads of large stud bolts for steam turbines.

기호 설명		$D=(D_b+D_n)/2$: 평균 지름	
a	: 나사 피치	$A=\pi D^2/4$: 평균 단면적
b	: 나사 깊이	L	: 너트 길이
d	: 나사 반경	n	: 나사산 수
$c=d/b$		s	: 나선을 따른 너트의 최상부로 부터의 거리
D_b, D_n	: 볼트, 너트의 피치 지름	s_1	: 너트의 최하부에서의 s값
A_b, A_n	: 볼트, 너트의 단면적		($s_1=\pi nD$)

* 정회원, 계명대학교 자동차공학부(원고접수일: 99년 7월)

** 정회원, 한국중공업(주) 기술연구원

- λ : 테이퍼 각도
- λ_{op} : 최적 테이퍼 각도
- $x = s/s_1$
- x_0 : 볼트 너트 접촉 부위에서의 x 값
- β : 나사각의 1/2
- ω : 나사산하중
- ω_n : 평균 나사산하중($\omega_n = \frac{\sigma A}{mD}$)
- E : 탄성계수
- ν : 프와송 비
- μ : 마찰계수
- σ : 체결응력(Prestress)

1. 서 론

증기터빈의 각종 부품들은 직경이 50~150 mm, 길이가 300~1200 mm인 200여 개의 대형 스타드(Stud) 볼트 너트로 체결되어 있다. 증기터빈의 정기점검시나 불가피하게 가동을 정지하고 분해 검사하는 경우 대형 스타드 볼트 나사산(Thread)의 파손에 의해 정상적인 분해가 불가능해서 나사를 부수어 분해하는 경우가 가끔 발생할 뿐만 아니라 가동 중인 증기터빈은 스타드 볼트 나사산의 파손으로 인해 가동 중단 시간의 지연 및 부품 교체 비용 등으로 전력 공급이나 경제적인 측면에서 큰 손실이 유발될 수가 있기 때문에 스타드 볼트 나사산을 최적으로 설계하는 것이 매우 필요하다고 하겠다.

증기터빈용 대형 스타드 볼트의 설계시 먼저 헬 및 튜브 내를 흐르는 증기의 압력, 온도 및 재료의 특성을 고려하여 누설(Leakage)이 발생하지 않도록 하기 위해 볼트에 가해져야 하는 체결 응력(Prestress)을 결정한 다음 이것을 근간으로 하여 볼트의 나사 형상을 결정하게 된다. 볼트에서는 응력 집중에 의한 나사산의 파손이 일어나기 쉽기 때문에 볼트의 형상 설계에 있어서 나사산하중(Thread load) 해석이 선행되어야 한다. 볼트 너트의 나사산에 걸리는 응력 분포는 나사 길이를 따라 균일하지 않고 Fig. 1에 표시된 첫번째 나사산(최하부 나사산)에서 가장 높은 응력이 걸리기 때문에 나사의 파손은 주로 첫번째 나사산에서 일어나게 된다.

이와 같은 나사산에서의 응력을 산정하기 위하여 Sopwith⁽¹⁾는 나사 길이를 따른 하중분포를 계산할 수 있는 이론식을 유도하고 균일한 나사산하중을 얻기 위해서 Fig. 1과 같은 테이퍼 나사(Tapered thread)를 사용할 것을 제안하였다. Stoeckly와 Macke⁽²⁾은 평 나사(Untapered thread)와 테이퍼 나사의 하중 분포를 실험에 의해 구하여 이론해와 비교하였다. 평 나사의 경우 비교적 이론 해와 실험 해가 일치하나 테이퍼 나사의 경우는 매우 큰 차이를 나타내었다. 유한요소법을 이용한 평 나사에 대한 나사산하중 분포는 많은 연구자들에 의해 연구가 진행되어져 왔으나⁽³⁻⁶⁾ 테이퍼 나사에 대한 연구는 여태까지 별로 이루어지지 않고 있다. 최근에 Fukuoka⁽⁷⁾는 너트와 플랜지(Flange) 접촉면에 경사(Bevel)를 주고 접촉 응력 해석을 통해 첫번째 나사산의 응력 집중을 완화하

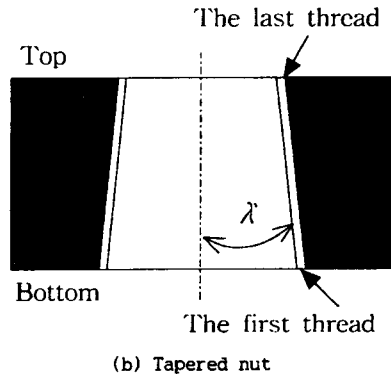
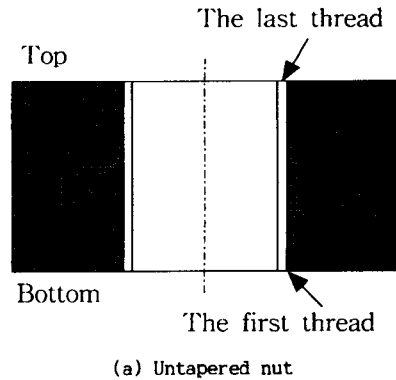


Fig. 1 Schematic sketch of cross sections of untapered and tapered nuts

는 것이 가능하다는 연구 결과를 제시한 바 있다.

본 연구의 목적은 유한요소법을 사용하여 증기터빈용 스테드 볼트 테이퍼 나사의 체결응력 및 테이퍼 각도의 변화에 따른 나사산하중 분포를 구하고 체결응력의 변화에 따른 최적 테이퍼 각도(주어진 체결응력에 대해 첫번째 나사산과 마지막 나사산에서의 나사산하중이 같게 되는 테이퍼 각도)를 계산하기 위한 것이다. 이와 같은 방법으로 나사산하중이 첫번째 나사산에 집중되는 평 나사의 결점을 보완하는 최적 테이퍼 나사를 설계함으로써 증기터빈 등에 사용되는 대형 스테드 볼트의 강도를 개선하기 위한 해석 모델과 연구 결과를 제시하고자 한다.

2. 스테드 볼트 너트 나사산하중의 이론해

체결하중을 받고 있는 볼트 너트의 나사산에 걸리는 하중 분포는 나사의 길이를 따라 균일하지 않고 첫번째 나사산에서 응력이 집중되기 때문에 파손은 주로 첫번째 나사산에서 일어나게 된다. 이러한 현상을 개선하기 위해 많은 연구자들은 실험 및 이론 연구를 통해 볼트 너트의 강도를 개선하고자 하였다. 평 너트 및 첫번째 나사산의 응력집중을 개선하기 위해 사용되는 테이퍼 너트의 형상은 Fig. 1에 도시한 바와 같다.

Stoockly와 Macke⁽²⁾에 의해 1950년경에 제안된 볼트 너트의 평 나사와 테이퍼 나사의 나사 길이를 따른 나사산하중 분포에 대한 이론식은 의문시되는 해의 정확성에도 불구하고 간편함으로 인해 현재까지도 설계의 고전적인 기본식으로 사용되고 있다.

Fig. 2는 체결응력을 받고 있는 테이퍼 나사의 형상을 나타내며 Stoockly와 Macke⁽²⁾는 테이퍼 나사의 무차원 나사산하중에 대한 해석적 해를 다음과 같이 제안하였다.

$$\frac{\omega}{\omega_n} = \frac{e^{-px}}{\sinh qx_0} (1-k)e^{px_0}(q \cosh qx - p \sinh qx) + k[q \cosh q(x_0-x) + p \sinh q(x_0-x)] \quad (1)$$

여기서 나사산하중 ω 는 나사산의 Root부에 작용하는 전단력을 의미하며, 평균 나사산하중 ω_n 는 나사산하중을 모든 나사산에 대하여 평균하여 계

산된다. x_0, p, q, k 는 아래 식으로부터 결정된다.

$$e^{px_0}(q \cosh qx_0 - p \sinh qx_0) = -\frac{kq}{1-k}$$

$$p = \frac{L}{D\alpha^2} \nu \tan \beta, \quad q = \sqrt{\left(\frac{2L}{Da}\right)^2 + p^2}$$

$$\lambda = \frac{2k\alpha A}{E \tan \beta} \left(\frac{1}{A_b} + \frac{1}{A_n}\right), \quad \alpha^2 = \frac{ha}{AD\left(\frac{1}{A_b} + \frac{1}{A_n}\right)} + H$$

$$h = -4(1-\nu^2) \left[\frac{\log c + (1-c)K}{2\beta - \sin 2\beta} + \frac{H \log c}{2\beta - \sin 2\beta} + \frac{(1-c)(\cos 2\beta - c)(1+H)}{\sin 2\beta - 2\beta \cos 2\beta} \right]$$

$$H = \frac{\tan \beta - \mu}{\cos \beta + \mu}, \quad K = \frac{1}{2(1-\nu)} [1 + (1-2\nu) \frac{2\beta}{\sin 2\beta}]$$

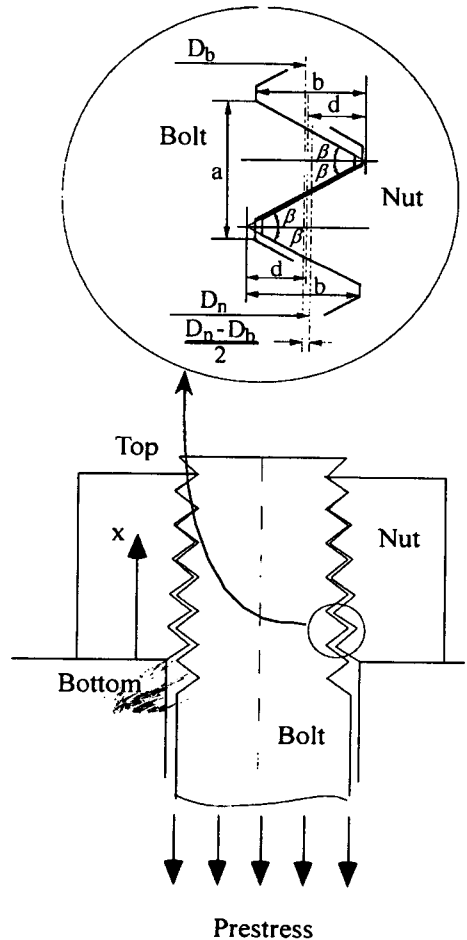


Fig. 2 Geometry of tapered thread under prestress

위에서 기술한 테이퍼 나사의 나사산하중에 대한 이론식 (1)로 부터 테이퍼 각도가 $\lambda=0$ 인 평나사의 무차원 나사산하중은 다음과 같이 표현된다.

$$\frac{\omega}{\omega_n} = \frac{e^{\rho(1-x)}}{\sinh \rho} (q \cosh \rho x - p \sinh \rho x) \quad (2)$$

실제 설계에 사용되는 평 나사의 경우 무차원 나사산하중 $\frac{\omega}{\omega_n}$ 은 약 3 이상, 즉 첫번째 나사산에 걸리는 나사산하중이 평균 나사산하중의 3배 이상으로 나타나며, 이를 최소화하기 위해 테이퍼 각도를 갖는 테이퍼 나사를 채택하게 된다.

이와 같은 이론해는 볼트와 너트의 접촉에 의한 나사산 내에서의 응력 분포와 국부적인 응력 집중을 감안할 수 없으므로 신속하고 간편한 설계를 위해서는 사용할 수 있으나, 보다 정확하고 신뢰성 있는 스테드 볼트 너트를 설계하기 위해서는 접촉 효과를 고려한 엄밀한 유한요소 해석을 통하여 나사산하중을 계산하는 것이 필요하다.

3. 스테드 볼트 너트의 유한요소 해석

축대칭 하중을 받고있는 스테드 볼트 너트의 응력해석은 스테드의 기하학적 형상의 대칭성에 의해서 축대칭 응력해석 문제로 취급될 수 있으며 스테드 나사의 응력해석은 볼트의 나사산과 너트의 나사산이 접촉에 의해 변형을 하기 때문에 보다 정확한 해석을 하기 위해서 비선형 접촉 유한요소 해석을 수행해야 한다. 비선형 접촉 유한요소 해석은 전체 해석 대상 계에 적용되는 평형 방정식에 대해 스테드 볼트 나사산과 너트 나사산이 접촉에 의해 간섭(Inteference)이 일어나지 않아야 한다는 제한 조건을 부가함으로써 수행될 수 있으며 그 제한 조건은 다음과 같다.

$$h_i(d^*) \geq 0 \quad (3)$$

여기서 하첨자 i 는 접촉이 일어나는 절점이며 $h_i(d^*)$ 는 접촉이 일어나는 절점에 대한 스테드 볼트 나사산 변위와 너트 나사산 변위의 차를 나타낸다.

스테드 볼트 나사부에 걸리는 나사산하중은 볼트류의 형상을 설계하는 주요 설계 인자이며 나사

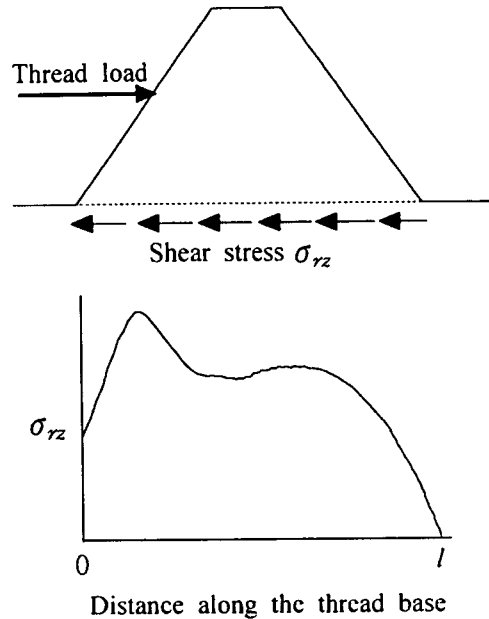


Fig. 3 Shear stress distribution on a thread root of stud bolts

의 Root부에서 계산된 전단응력 σ_{rz} 로 표현할 수 있다. 스테드 볼트의 Root에 대한 전단 응력 σ_{rz} 분포와 나사산하중이 Fig. 3에 나타나 있다.

힘의 평형 관계로부터 나사산하중 ω 와 전단응력 σ_{rz} 와의 관계는 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$\omega = \int_0^1 \sigma_{rz} d\xi \quad (4)$$

본 절에서는 공칭 치수가 6"이고 단위 인치 길이 당 나사산의 수가 8인 6"-8 스테드 볼트 나사에 걸리는 나사산하중 분포 및 최적 테이퍼 각도를 계산하고자 한다. Fig. 4는 경계조건을 포함하는 6"-8 나사의 유한요소 형상을 나타낸다. 비선형 유한요소 해석 프로그램인 ABAQUS[®]를 이용하여 해석하였으며, 사용된 요소의 종류는 축대칭 4절점 Bilinear, reduced integration 요소(CAX4R)이며 총 요소 수는 12403개, 총 절점 수는 13216개로 구성되어 있으며 접촉이 일어나는 볼트 너트의 나사산 부위는 접촉 요소를 사용하였다.

응력 해석에 사용되는 체결응력의 크기는 증기터빈의 설계시에 주로 사용되는 범위인 20000~50000 psi의 범위로 한정하였으며, 테이퍼 너트의 테이퍼 각도는 주어진 체결응력 조건 하에서 0~

0.009 radian의 범위로 정하였다. 증기터빈용의 대형 스테드 볼트에 사용되는 전형적인 형상 치수 및 재료 상수를 사용하여 해석하였으며, 탄성계수 E는 29×10^6 psi 이고 프와송비 ν 는 0.25이다. 앞에서 기술한 바와 같이 스테드 볼트 나사의 응력해석을 수행할때 비선형 접촉 해석이 요구되므로 스테드 볼트 나사산과 너트 나사산 사이에는 접촉 요소를 사용하여야 하며, 접촉 부위에서의 마찰계수는 $\mu=0.2$ 를 사용하였다.

수치해의 타당성을 검토하기 위해 먼저 테이퍼 각도가 0.005 radian인 스테드 볼트 테이퍼 나사에 20000, 30000, 40000, 50000 psi의 체결응력이 가해질 때의 나사산하중 분포를 계산하여 Stoeckly와 Macke⁽²⁾의 이론해와 비교하였다.

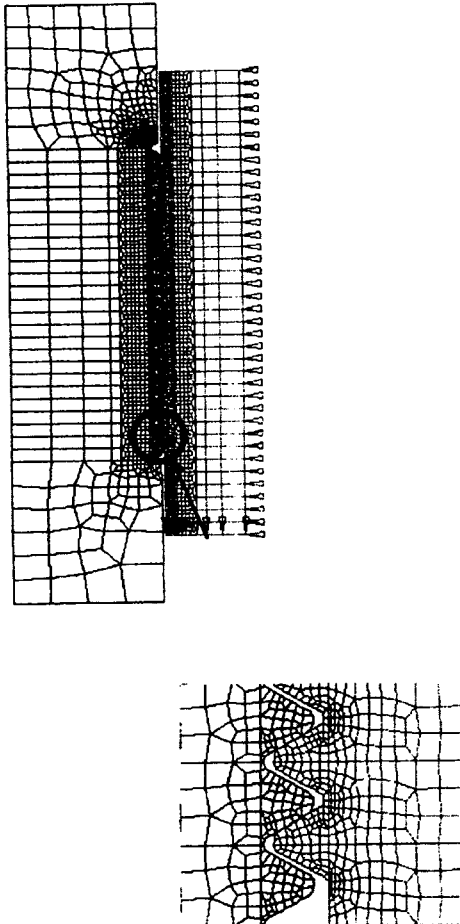


Fig. 4 Finite element model of a stud bolt and nut

20000, 30000, 40000, 50000 psi인 체결응력이 가해질 때 테이퍼 각도가 0.005 radian인 스테드 볼트 테이퍼 나사의 나사 길이에 따른 나사산하중 분포를 Fig. 5~8에 각각 나타내었다. 체결응력이 클수록(특히, 40000 psi 이상에서) 자유단 부근을 제외하고는 수치해는 이론해와 거의 일치하는 것을 알 수 있으며 자유단 부근에서는 체결응력의 크기에 관계없이 수치해가 이론해보다 다소 크게 나타났으나, 전체적으로 비선형 접촉해석을 고려한 수치해의 결과는 이론해와 비슷한 경향을 보이는 것으로 나타나 본 연구에서 제시한 해석 모델의 타당성을 확인하였다. 체결응력이 가장 작은 20000 psi일 경우는 Fig. 5에서 볼 수 있듯이 무차원 나사산하중 $\frac{\omega}{\omega_n}$ 이 마지막 나사산에서는 거의 0이고 첫 번째 나사산에서는 약 7로서 나사산하중 분포가 나사 길이를 따라 큰 편차를 보였으나, Fig. 6~8 $\frac{\omega}{\omega_n}$ 에서 체결응력이 증가할수록 $\frac{\omega}{\omega_n}$ 는 마지막 나사산에서는 점점 증가하고 첫 번째 나사산에서는 점점 감소하는 경향을 확인할 수 있다. 체결응력이 50000 psi일 경우에는 $\frac{\omega}{\omega_n}$ 이 첫 번째와 마지막 나사산에서 약 3으로 거의 동일한 값을 나타내는 것을 알 수 있다.

Fig. 9는 50000 psi의 체결응력이 가해질 때 테이퍼 각도가 0, 0.001, 0.003 radian인 스테드 볼

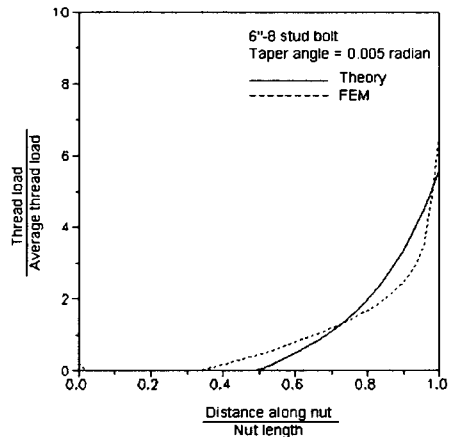


Fig. 5 Thread load distribution under prestress of 20000 psi with taper angle of 0.005 radian

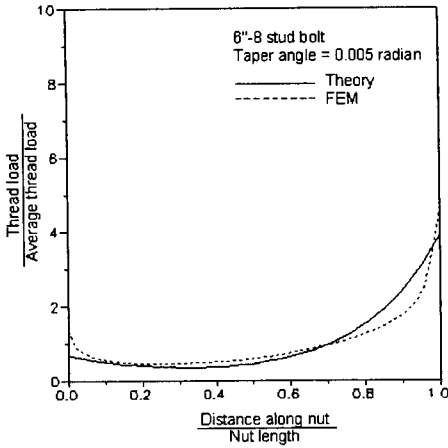


Fig. 6 Thread load distribution under prestress of 30000 psi with taper angle of 0.005 radian

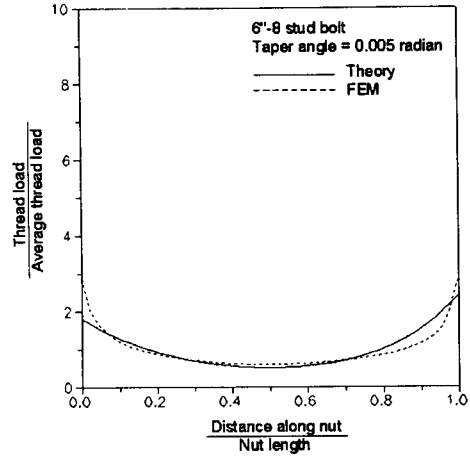


Fig. 8 Thread load distribution under prestress of 50000 psi with taper angle of 0.005 radian

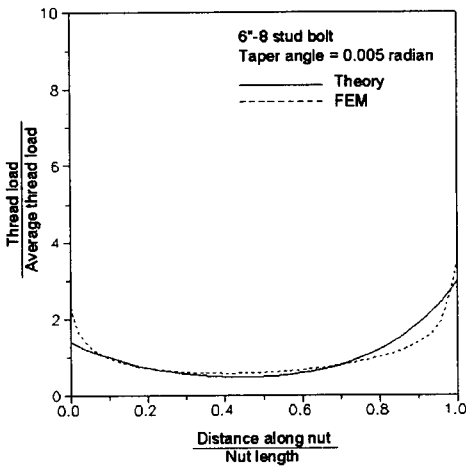


Fig. 7 Thread load distribution under prestress of 40000 psi with taper angle of 0.005 radian

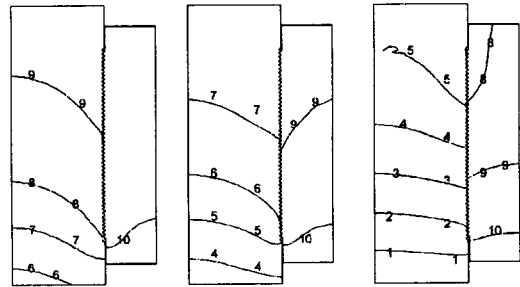


Fig. 9 Contour of displacement in the stud length direction under prestress of 50000 psi (Level 1 : -7×10^{-3} in., Level 10 : -0.3×10^{-3} in.).

트에 관하여 유한요소해석 결과 계산된 나사 길이 방향의 변위를 나타낸다. 테이퍼 각도가 0에서 0.003 radian으로 증가할수록 스티드 볼트의 나사 길이 방향의 변위는 증가하는데 이것은 테이퍼 각도가 0인 평 나사는 최하부의 첫번째 나사산에서 너트가 볼트를 구속하고 있으나 테이퍼 각도가 증가할수록 볼트를 구속하는 너트의 나사산 위치가 상부 방향으로 이동하기 때문이다(Fig. 2 참조). Fig. 10은 테이퍼 나사에 50000 psi의 체결응력이 가해질 때 테이퍼 각도가 0, 0.001, 0.003 radian

인 스티드 볼트의 Von Mises 응력 분포를 나타낸다. 테이퍼 각도가 0 radian인 평 나사의 첫번째 나사산의 최대 Von Mises 응력은 135 ksi이며 테이퍼 각도가 0.001 radian으로 증가함에 따라 첫번째 나사산의 최대 Von Mises 응력은 92.9 ksi로 감소하는 것을 알 수 있다. 테이퍼 각도가 0.003 radian인 경우는 첫번째 나사산의 최대 Von Mises 응력이 50.7 ksi인 반면에 마지막 나사산의 최대 Von Mises 응력은 64.8 ksi로 마지막 나사산에서 더 큰 응력이 발생하는 것을 알 수 있다. 이와 같이 첫번째 나사산에서의 응력 집중을 완화하기 위해서는 체결응력의 크기에 따라 다른 테이퍼 각도를 사용해야 함을 알 수 있다.

증기터빈 설계시에 주어진 체결응력에 대하여

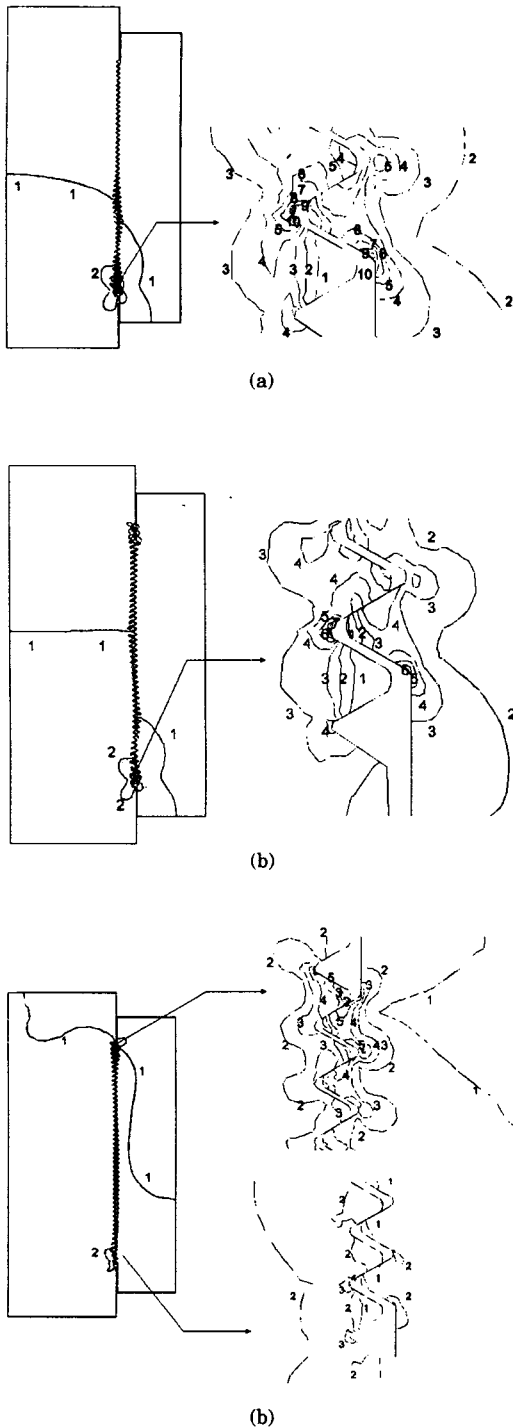


Fig. 10 Contour of Von Mises stress under prestress of 50000 psi (Level 1 : 8.6ksi, Level 10 : 135.0 ksi).

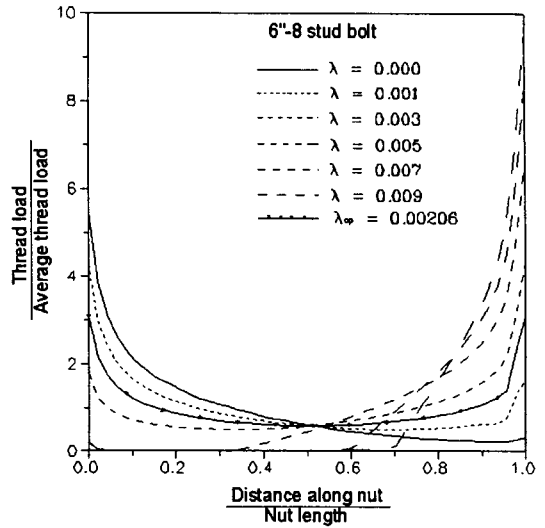


Fig. 11 Thread load distribution under prestress of 20000 psi

첫번째 나사산에서의 응력집중을 최소화하는 스티드를 설계하기 위하여, 테이퍼 각도의 변화에 따른 나사산하중의 분포를 계산하고 이 결과로부터 각 체결응력에 대해 첫번째와 마지막 나사산에서의 나사산하중의 크기가 같게 되는 최적 테이퍼 각도인 λ_{op} 를 결정하게 된다. 이를 위하여 스티드 볼트 너트에 20000, 30000, 40000, 50000 psi인 체결응력이 각각 가해질 때 다양한 테이퍼 각도 0, 0.001, 0.003, 0.005, 0.007, 0.009 radian를 사용할 경우의 나사산하중을 계산하고 각각의 체결응력 하에서 요구되는 최적 테이퍼 각도 λ_{op} 를 구하였다. 체결응력이 20000, 30000, 40000, 50000 psi일 경우의 최적 테이퍼 각도는 각각 0.00206, 0.00309, 0.00412, 0.00512 radian으로 나타났다. 각 체결응력에 대하여 다양한 테이퍼 각도와 최적 테이퍼 각도를 사용할 경우의 무차원 나사산하중 $\frac{\omega}{\omega_n}$ 의 계산 결과가 Fig. 11~14에 각각 나타나 있

다. 무차원 나사산하중 $\frac{\omega}{\omega_n}$ 은 $\lambda=0$ 인 평 나사의 경우는 체결응력의 크기에 거의 영향을 받지 않는 것으로 나타났으며 테이퍼 나사의 경우는 체결응력이 클수록 $\frac{\omega}{\omega_n}$ 의 최대값은 작아지나 최적 테이퍼 각

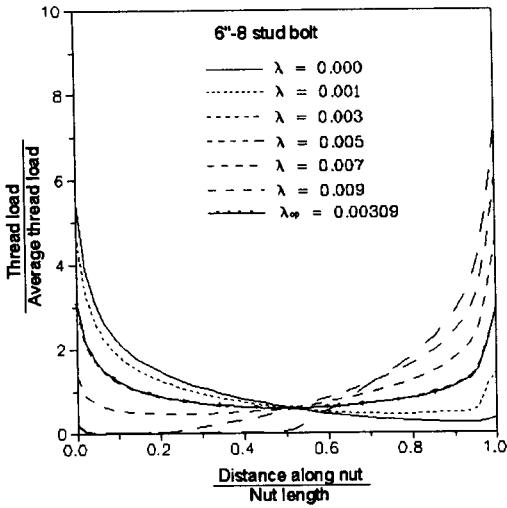


Fig. 12 Thread load distribution under prestress of 30000 psi

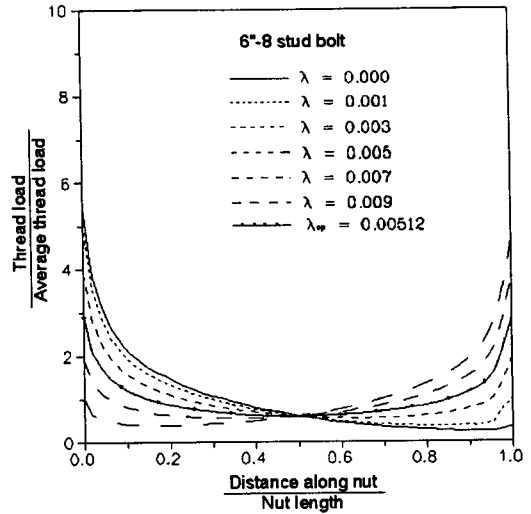


Fig. 14 Thread load distribution under prestress of 50000 psi

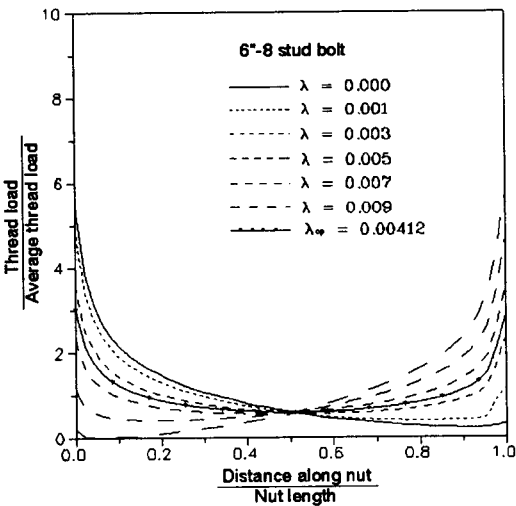


Fig. 13 Thread load distribution under prestress of 40000 psi

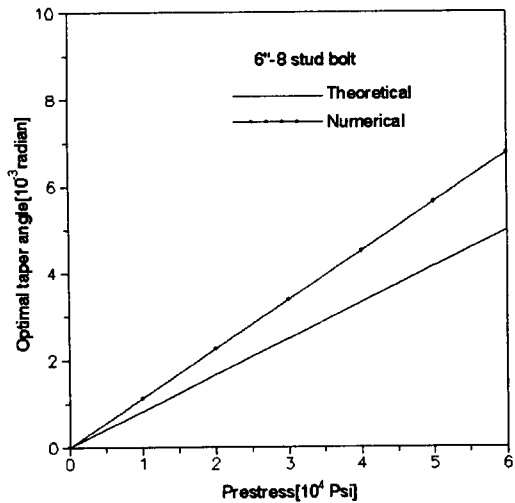


Fig. 15 The optimal taper angle versus the prestress

도는 커지는 것으로 나타났는데 이러한 경향은 이론해(2)에서도 확인되는 현상이다.

Fig. 15는 체결응력의 크기에 따른 최적 테이퍼 각도의 변화를 나타내고 있으며, 여기서 이론해는 Stoeckly와 Macke⁽²⁾의 결과를 나타내고 있다. Fig. 15에서 알 수 있듯이 체결응력과 최적 테이퍼 각도는 서로 선형 관계에 있으며 주어진 체결응력에 대해 본 연구에서 구한 수치해가 갖는 기울기는

0.00103으로 이론해의 0.000835보다 높은 최적 테이퍼 각도를 갖는 것으로 나타났다. 이와 같이 수치해석 결과 얻어진 최적 테이퍼 각도는 이론해가 고려하지 못하는 나사면에서의 비선형 접촉 효과를 고려하여 계산되므로 이론해보다 정확한 것으로 판단되며, 증기터빈용 대형 스티드 볼트를 정확하고 신뢰성있게 설계하기 위해 실제적으로 활용할 수 있다.

4. 결 론

본 논문에서는 증기터빈용 대형 스테드 볼트 너트의 나사산하중을 계산하고 응력 집중을 최소화하기 위한 수치적 응용 연구를 제시하였다. 나사의 응력 분포를 구하기 위한 비선형 유한요소 접촉 해석 모델을 제시하고 이를 이용하여 구한 나사 길이를 따른 나사산하중 분포의 경향을 이론해와 비교한 결과 그 타당성을 확인하였다. 증기터빈용 6" - 8 스테드 볼트를 대상으로 첫번째 나사산의 응력 집중을 완화하기 위한 최적 테이퍼 각도를 계산한 결과 체결응력이 20000, 30000, 40000, 50000 psi 일 경우의 최적 테이퍼 각도는 각각 0.00206, 0.00309, 0.00412, 0.00512 radian으로 나타났다. 따라서 최적 테이퍼 각도는 체결응력이 클수록 큰 값을 가지며 그 크기는 체결응력의 약 0.00103배의 선형 관계를 나타냄을 알 수 있다. 증기터빈뿐만 아니라 일반적인 대형 스테드 볼트의 설계시에도 본 연구에서 제시된 방법을 적용할 수 있을 것으로 판단된다.

후 기

본 연구는 1998년도 계명대학교 비사연구기금으로 이루어졌음.

참고문헌

- (1) Sopwith, D.G., The Distribution of Load in Screw Threads, Proceedings of the Institute of Mechanical Engineers, Vol.159, pp.373~383, 1948.
- (2) Stoeckly, E.E., and Macke, H.J., The Effect of Taper on Screw Thread Load Distribution, Trans ASME, Vol.74, pp.103~112, 1952
- (3) Kenny, B., and Patterson, E.A., 1985, Load and Stress Distribution in Screw Threads, Experimental Mechanics, Vol.25, pp.208~213.
- (4) Pick, R.J., and Burns, D.J., Finite Element Analysis of Threaded End Closures of Thick-Walled Vessels, Proceedings of the Institute of Mechanical Engineers, pp.15~25, 1971.

- (5) Chaaban, A., and Jutras, M., Static Analysis of Buttress Threads Using the Finite Element Method, J. of Pressure Vessel Technology, Vol.114, pp.209~212, 1992.
- (6) Fukuoka, T., Finite Element Simulation of Tightening Process of Bolted Joint With a Tensioner, ASME J. of Pressure Vessel Tech., Vol.114, pp.433~438, 1992.
- (7) Fukuoka, T. Evaluation of the Method for Lowering Stress Concentration at the Thread Root with Modifications of Net Shape, ASME PVP-Vol. 305, Current Topics in Computational Mechanics, pp.205~211, 1995.
- (8) ABAQUS, User's Guide, Hibbitt, Karlson & Sorenson, Inc., 1998.

저 자 소 개



이부윤(李富潤)

1957년 1월생. 1981년 부산대학교 기계공학과(학사). 1984년 한국과학기술원 기계공학과(석사). 1991년 한국과학기술원 기계공학과(박사). 형상최적설계 및 설계민감도해석 등의 CAE 분야에 관심을 갖고 있음. 1984년~1998년 한국중공업(주) 기술연구원 선임연구원. 1998년~현재 계명대학교 자동차공학부



김태완(金泰完)

1963년 11월생. 1986년 부산대학교 기계설계공학과(학사). 1989년 한국과학기술원 기계공학과(석사). 1994년 한국과학기술원 기계공학과(석사). 발전설비의 구조해석 및 수명예측 분야에 관심을 갖고 있음. 1994년~현재 한국중공업(주) 기술연구원 선임연구원.