

최적화 기법을 이용한 보울트 체결체의 강성 평가
Stiffness Determination Of A Bolted Member Using Optimization Technique

김 태완* 조 덕상* 성 기광* 손 용수* 박 성호*
Kim, Tae Wan Cho, Duk Sang Sung Ki Kwang Sohn, Yong Soo Park, Sung Ho

ABSTRACT

In this paper a useful method on evaluating the joint stiffness of bolted member was introduced using optimization technique on the basis of Finite Element Method. A finite element model having one directional gap element at boundary area was introduced to compensate the prying force in jointed members which might caused by geometrical configuration of members. Results showed a good agreement with classical method in certain range and will be available to define the design margin of pre-load design.

1 서 론

보울트(Bolt)와 너트(Nut)를 이용하여 하나 혹은 다수의 부재를 체결할 경우, 외부하중에 의한 체결체의 건전성을 유지하기 위하여 적정 크기의 체결장력(Pre-Load)을 보울트에 잔류시킨다. 체결장력의 결정은 예상되는 외부하중으로부터 체결된 부재간의 기밀성이 유지되도록 결정되며, 체결용 보울트의 기본적인 제원을 결정하는 인자가 된다.

체결장력의 크기는 외부하중과 보울트 및 체결체의 강성(Stiffness)에 의해서 (1)식으로 정의된다. (1)식에서 보울트의 강성은 간단하게 정의될 수 있으나, 체결체의 강성은 체결체의 기하학적 치수나, 보울트의 치수에 따라 가변적인 값을 가진다. 체결체의 강성은 보울트나 너트의 접촉에 의해서 체결체에 발생하는 응력 분포로부터 유효 단면적을 결정하여 (2)식으로 정의할 수 있다 [1]. 체결되는 면적이 비교적 작은 경우에는 (2)식의 유효 단면적은 체결면적으로 고려될 수 있으나, 체결면적이 큰 경우에는 유효단면적이 체결면적 보다 작은 값을 가지게 된다.

체결체의 유효단면적을 결정하는 이론은 탄성론을 근거로 한 원추형식과 설계시의 보수성을 고려한 원통형식으로 나눌 수 있다. 원추형식은 Ito[1] 등이 Rotsher의 해석 결과를 근거로 하여, 체결체의 응력 분포를 그림 1(가)와 같은 고정각 형태의 원추형으로 제시하였고, Mischke등에 의하여 45°의 고정 각도를 가지는 형태로 수정되었다. 원통형식은 그림 1(나)에서와 같이 설계의 보수성을 고려하여 유효단면적을 원통형으로 가정하여 체결체의 강성을 평가하며, 독일의 VDI는

* 한국 원자력 연구소 계통기계설계실

원통형식을 이용하여 체결체의 강성을 평가토록 권장하고 있다 [2][3]. 원추형식은 원통형식에 비하여 엄밀해에 가까운 것으로 이해되고 있으나, 원추형의 각도가 45°로 고정되어 있기 때문에 체결체의 기하학적 치수 변화에 따른 보수성이 발생하며, 보울트와 체결체에서 발생하는 국부적인 영향을 평가 할 수 없는 단점이 있다.

J.S Tang[4] 등은 유한 요소법을 이용하여 기존 경험식의 유효성과 정확도를 검증하였다. 그는 체결체와 보울트의 접촉 부분만을 모델링한 후, 체결체와 체결체사이에 경계 조건을 설정하고 경계 조건의 끝단에서 얻어지는 응력의 변화를 고려하여, 시행 착오법으로 체결체의 기하학적 변화에 따라 경계 조건의 위치를 증감시키는 방법을 이용하여 해를 구하였다. Tang의 해석 결과는 기존의 원추형식과 유한 요소법에 의한 해석 결과가 제한적인 범위내에서 잘 일치함을 증명하였으나, 체결체의 치수 변화에 따른 경계 조건 설정의 일반성이 결여되었으며, 보울트에 의한 체결체의 강성 변화를 고려치 않았다. 특히 체결체가 국부적인 영역에 걸쳐 기밀성을 상실할 수 있는 경우에 대한 해석 방법이 제시되지 않았다.

$$\text{체결 장력} > \text{외부하중} \frac{\text{체결체 강성}}{(\text{체결체 강성} + \text{보울트 강성})} \dots\dots\dots (1)$$

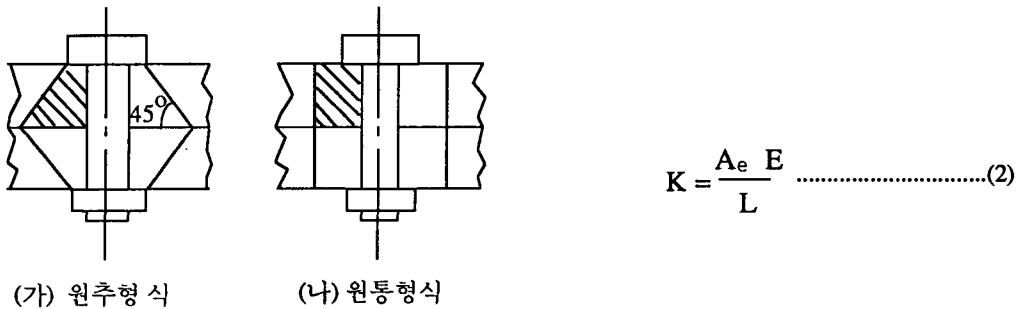


그림 1 체결체의 응력 분포 상태

본 연구에서는 유한 요소법을 이용한 해석 과정에서 요구되는 경계조건의 일반성을 수립하기 위하여 경계 조건을 비선형 요소(One Directional Gap Element)로 모델링하는 해석 방법을 제시하고, 최적화 기법(Optimization Technique)을 도입하였으며, 보울트의 영향에 따른 체결체의 강성 변화를 동시에 검토코저 하였다.

2. 해석 방법

2.1 유한 요소 모델

본 연구에서는 상용 코드(Commercial Code)인 ANSYS (Ver. 4.4a)를 이용 하여 유한 요소 해석을 수행하였으며, 하드웨어는 HP Apollo DN 10000 을 사용 하였다. 그림 2는 본연구에서 사용한 유한 요소 모델을 표시한 것이다. 그림 2의 (가)는 Tang 이 제시한 모델이며, (나) 와 (다)는 경

계조건을 비선형 요소를 이용하여 모델링한 것이다. 본 연구에서 사용한 비선형 요소는 압축하중을 받을 경우에만 강성값을 가지는 요소로서, 대부분의 상용 코드는 유사한 요소를 지원하고 있으며, 변위 - 힘의 관계는 그림 2(라)에 표시하였다.

해석 모델은 체결체의 길이를 기준으로 하여 25%로 mesh를 설정 하였으며, 보울트 부분은 5-10%의 크기로 모델링 하였고, 4절점 축대칭 요소(Axi-symmetric Element) 를 사용하였으며, 해석에 사용한 모델의 치수와 물성치는 그림 3에 표시하였다.

그림 2의 (다)는 보울트가 체결체의 강성에 미치는 영향을 평가 하기위하여 보울트와 체결체를 동시에 모델링 한 것이다. 해석 과정에서 보울트의 제원은 KS규격을 따랐으며, 나사 부분은 모델링에서 제외 하였고, 체결체와 보울트의 접촉부는 경계 조건과 동일한 요소로 모델링하여 보울트 헤드 부분의 강성이 고려 되도록 하였으며, 체결체와 보울트 헤드 부분에서 발생할 수 있는 접촉현상(Contact Problem)은 무시 하였다.

체결체의 치수가 유한체(Finite Body)의 형태로 고려할 수 있는 경우에는 체결체의 강성값을 기본적인 탄성론을 적용하여 해를 구 할 수 있으므로, 본 연구에서는 체결체의 치수(폭)가 보울트의 머리부분 치수에 비하여 무한체(Infinte Body)로 고려될 수 있는 경우로 제한 하였고, 체결 부재의 수를 2개인 경우로 하였다.

2.2 경계 조건의 설정

체결체에 발생하는 응력 분포에 대한 엄밀해는 보고되지 않고 있으나, 무한체에 집중하중(Concentrated Load) 혹은 선 하중(Line Load)이 작용하는 경우, 응력이 일정 영역에서만 원(Circle)의 형태로 나타나는 것으로 알려져 있다[5]. 이러한 결과를 고려하면 체결체내에서도 응력이 존재하는 영역과 존재하지 않는 영역이 나뉘어 질 것으로 가정 될 수 있다. 따라서, 두 체결체의 중심 부분을 경계조건으로 할 경우, 체결체의 응력 분포는 경계조건의 설정에 따라서 변화하는 이동 경계 조건 문제(Moving Boundary Problem)의 일종으로 고려되어 진다. 그림 2에 표시한 것과 같이 경계조건의 크기 R_c 는 응력 분포가 실제로 발생하는 영역 까지만 설정되어야 하므로, 경계 조건의 크기 R_c 는 경계조건 이외의 영역에서 응력이 발생하지 않거나, R_c 의 위치에서 반력이나 응력이 존재하지 않아야 한다는 조건을 이용하여 결정할 수 있다. 이러한 가정은 체결된 부재의 경계면이 완전한 접촉상태를 유지하는 경우에만 적용될 수 있고, 체결체의 일부영역에서 기밀성을 상실하여 Prying Force가 발생하는 경우에는 응력이나 반력으로 경계조건을 관찰 할 수 없다. 그러나 변위는 일반적으로 경계조건의 길이 R_c 가 최적치(Optimal Value)에 도달하면 일정한 값에 수렴하고 그 절대치가 최소에 이르게 된다. 이를 최적화 과정으로 나타내면 다음과 같다.

Constraint Condition

$$0.0 < R_c > \text{ Real Dimesion of Joint Member} \quad \dots\dots\dots (3)$$

$$(\sigma_y) \text{ at } R_c \text{ Location } \leq 0.0 \quad \dots\dots\dots (4-a)$$

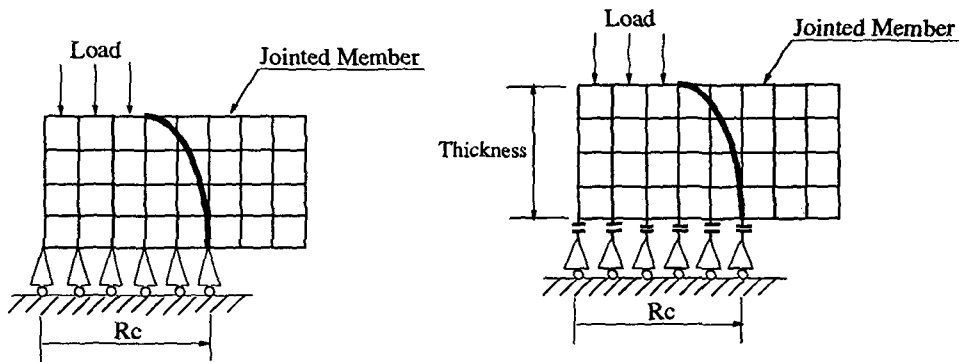
or

$$(F_y) \text{ at } R_c \text{ Location } \leq 0.0 \quad \dots\dots\dots (4-b)$$

Object Function

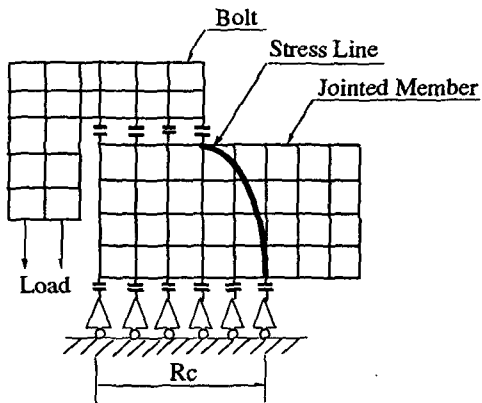
$$\text{Minimize ; } \Sigma \{ \text{Absolute} (U_y) \} \text{ from } 0.0 \text{ to } R_c \text{ (5)}$$

(3)식은 경계 조건의 길이만을 제한하는 것이고, (4)식은 경계 조건의 크기 R_c 를 응력이나 반력의 변화로부터 결정 할 수 있는 제한 조건이 되며, (5)식은 변위를 이용한 목적함수이다. 반복적인 유한 요소 해석을 수행한 다음, 목적함수를 도입하여 최적화를 수행하면 체결체의 응력 분포와 변위 상태를 만족하는 R_c 의 크기를 결정할 수 있다. 본 연구에서는 ANSYS 에 내장되어 있는 최적화 과정을 사용하였으며[6], 제한 조건은 (4-a)식을 사용하였다.



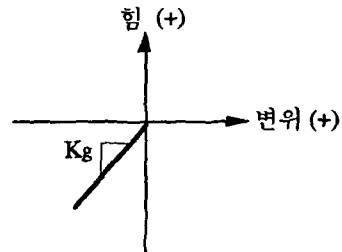
(가) Tang's 모델

(나) 비선형 요소 모델



(다) 보울트 - 체결체 모델

⊕ : One Directional Gap Element



(라) 비선형 요소의 힘 - 변위 그래프

그림 2 유한 요소 모델

3. 해석 결과 및 고찰

그림 4는 (3)-(5)식으로 정의한 최적화 과정을 통하여 구해진 설계 변수 R_c 와 목적 함수의 변

화를 표시한 것이다. 그림 4에 표시한 것과 같이 최적화 과정에서 초기치를 변화시켜도 Rc와 목적함수는 일정한 값에 수렴함을 알았다. 최적화 과정을 검토하기 위하여 최적화된 경우와 최적화 과정중의 경우를 택하여 경계면에서 발생하는 응력과 변위의 변화를 그림 5에 표시하였다. 그림 5에 표시한 것과 같이 체결체에서 발생하는 응력과 변위는 본 연구에서 가정한 최적화 과정이 타당하였음을 보여주고 있으며, 체결체에 발생하는 응력은 이미 언급한 무한체의 해석결과와 유사한 양상을 보이고 있음을 알 수 있다.

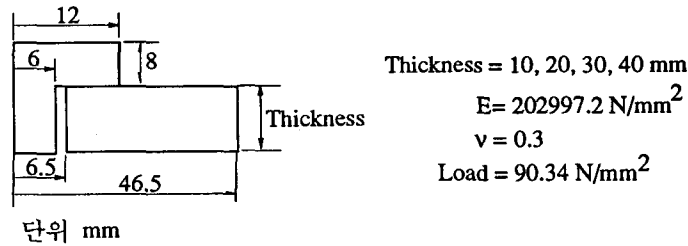


그림 3 보울트 및 체결체의 제원

표 1 Rc의 최적화 해석 결과

체결체 두께	Ref.[4]	체결체 모델	체결체-보울트 모델	원추형식
10	18.500	16.388	15.043	19.071
20	24.500	23.423	22.772	26.142
30	32.500	30.566	30.373	33.213
40	39.500	41.380	41.380	40.284

단위 mm

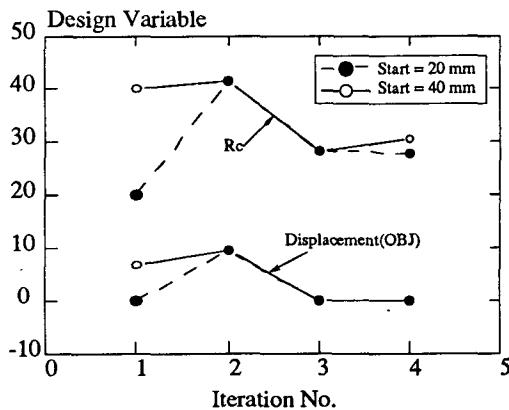


그림 4 체결체의 두께가 30 mm 인 경우의 최적화 결과

표 1은 동일한 조건의 체결체에 대한 본 연구 결과와 Tang[4]의 결과를 표시한 것이다. 표 1에 나타나 것과 같이 체결체의 두께에 따라 해석 결과가 10% 내외의 오차를 보임을 알 수 있다. 이러한 차이는 Tang이 해석과정에서 적용한 시행 착오법에서 기인하는 것으로 사료되며, 유한 요소 해석 자체의 오차는 미미 할 것으로 여겨진다. 보울트를 포함한 해석 결과를 살펴보면 체결체의 두께가 큰 경우에는 체결체의 강성이 크기 때문에 보울트의 강성에 의한 영향을 무시 할 수 있으

나, 체결체의 두께가 작을 경우에는 체결체의 강성이 작기때문에 전체적으로 강성이 감소하여 응력의 분포 영역이 국부적인 영역에 집중되는 것으로 이해된다. 따라서 체결체의 두께가 작은 경우에는 기존의 경험식에 많은 보수성이 내재함을 알 수 있다. 체결체의 두께가 큰 경우에는 기존의 경험식과 본연구의 해석 결과가 잘 일치함을 알 수 있다.

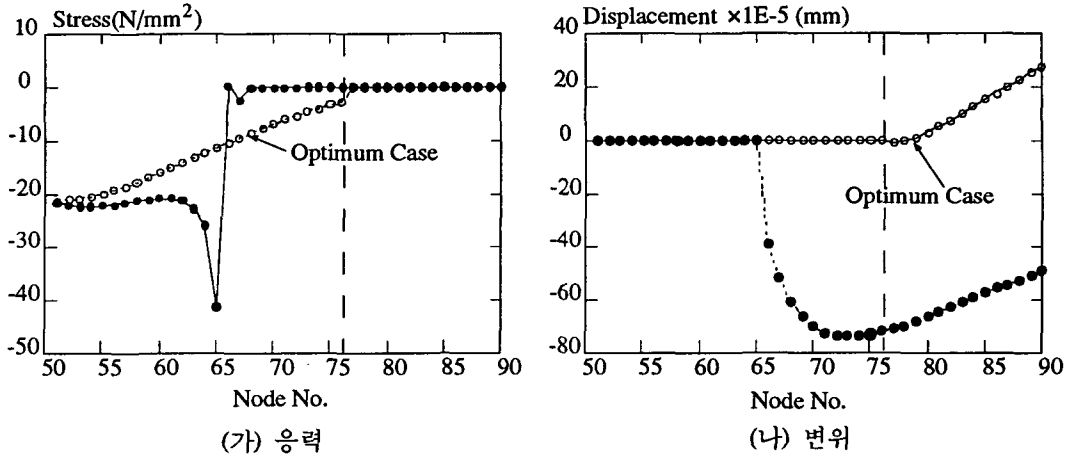


그림 5 Rc의 변화에 따른 응력 및 변위의 변화
(Thickness = 30 mm)

이미 언급한 바와 같이 체결체의 두께가 작을 경우에는 체결체의 강성이 급격히 감소하기 때문에 체결체의 일부분에서 기밀상태가 상실되는 현상이 발생할 수 있는데, 이러한 경우에는 체결체 내에서 Prying Force가 발생하여, 경계 영역의 끝단(Rc)에서 미소한 크기의 인장 응력이 발생하여, 초기값의 선정에 따라 최적화 과정이 실패하는 경우도 나타났다. 그림 6은 체결체의 두께가

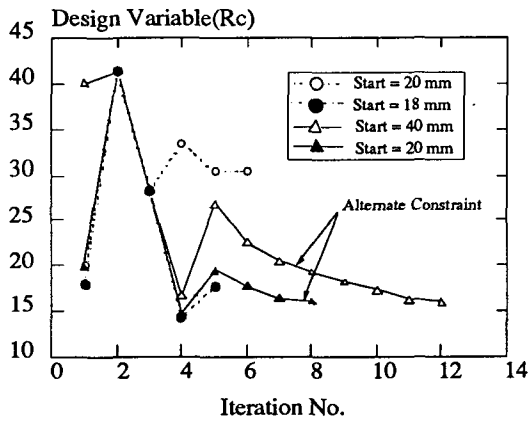


그림 6 체결체의 두께가 10mm인 경우의 최적화 결과

10 mm 인 경우에 대한 최적화 결과를 표시한 것이다. 그림 6에 나타난 것과 같이 초기치가 20 mm일 경우에는 Feasible 영역에서 해를 구하지 못하였다. 그러나 초기치를 18mm로 조절하거나 (4-a)에 표시한 제한 조건식을 수정하여 미소한 인장응력을 허용토록 하면, 초기치의 선택에 관계없이 해를 얻을 수 있었다. 따라서 체결체를 모델링하는 과정에서 고정절점(Fixed Node)으로 경계조건을 처리하면, 체결체의 기밀 상태가 상실되는 위치에서 굽힘으로 인한 인장 응력이 발생하여 유효 단면적이 과대평가 될 수 있으므로, 본

연구에서 제시한 형태의 비선형 요소를 사용하여야 할 것이다.

4. 결론

체결체의 강성을 평가하기 위하여 비선형요소와 최적화 기법을 적용한 유한 요소 해석을 수행한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

1. 본 연구에서 제시한 최적화 기법은 체결체의 기하학적 조건에 관계없이 체결체의 강성을 효과적으로 예측할 수 있었다.
2. 경계조건을 비선형 요소로 처리함으로써 체결체에서 발생할 수 있는 국부적인 기밀성 상실을 검증할 수 있었다.
3. 체결체의 두께가 두꺼울 경우에는 본 해석결과와 기존의 경험식의 결과 일치하였으며, 보울트에 의한 전체 강성의 변화도 미미하였다.
4. 체결체의 두께가 작을 경우에는 보울트의 강성이 체결체의 강성에 영향을 미치므로 기존의 경험식은 많은 보수성을 내재고 있음을 알았다.

5.참고 문헌

1. Joseph.E.Shigley and Larry D. Mitchell, ' Mechanical Engineering Design ', 1983
2. K. S. Edwards, JR., and Robert B. Mckee, ' Fundamentals of Mechanical Component Design ', 1991
3. C.T. Yahr, ' Preloading of Bolted Connections in Nuclear Reactor Component Supports ', NUREG/CR - 3853 , 1984
4. J. Tang and Z. Deng, ' Better Stress and Stiffness Estimates for Bolted Joints ', Machine Design, Nov.,1988
5. Adel.S.Saada, 'Elasticity, Theory and Application', 1974
6. SWANSON ANALYSIS SYSTEMS,Inc., ' ANSYS User's Manual Vol. II' , 1989