

볼트-나사 결합체의 보수용접 건전성 평가

김만원[†] · 신인환* · 이경수*

Integrity Assessment of Weld Repair of Bolt-Screw Assembly

Maan-Won Kim[†], In-Hwan Shin* and Kyoung-Soo Lee*

(Received 15 June 2015, Revised 24 June 2015, Accepted 25 June 2015)

ABSTRACT

The purpose of this study is to evaluate structural integrity of a weldment which is partially screwed and then welded. Two finite element models are constructed and solved: operating temperature and internal pressure are considered in the first simple model, and welding process and normal operating condition including heat-up process are simulated in the second model. Structural integrity assessment criteria are satisfied with both finite element models, therefore the repair weldment finely sustains structural integrity of this assembly and prevents leakage. Stresses are dramatically increased when weld residual stress is considered, but it should be considered as a secondary stress.

Key Words : Integrity Assessment(건전성 평가), Weld Repair(보수용접), Stress Intensity(응력강도), Finite Element Analysis(유한요소해석), Unscrewing(나사풀림), Weld Residual Stress(용접잔류응력)

기호설명

T' = unscrew moment
 q_a = average contact pressure of screw
 Q = axial force acting on screw
 d_1 = major diameter of screw thread
 d_2 = pitch diameter of screw thread(= $0.5(d_1 + d_3)$)
 d_3 = minor diameter of screw thread
 σ_t = maximum tensile stress
 σ_b = maximum bending stress
 σ_a = allowable tensile stress
 ρ = friction angle of screw thread
 λ = inclined angle
 μ = friction coefficient (=tan ρ)

1. 서론

산업현장에서 볼트-너트 결합은 널리 사용되는 체결요소의 하나이다. 원자력 발전소에는 많은 볼트-너트 결합부가 존재한다. 볼트 체결 설계 시 허용 인장하중, 볼트의 조임력, 안전율 등을 고려하여 볼트의 강도를 계산한다. 볼트와 너트의 나사산 사이에 이물질 유입, 무리한 죄임 등으로 인해 완전 체결되지 않은 상태에서 끼임이 발생하는 경우 불가피하게 현장에서 판단하여 남은 부분을 용접하여 사용하는 사례가 있을 수 있다. 이러한 경우 코드에 언급되어있지는 않으나 적절한 평가를 통해 구조적 건전성을 입증해야 할 것이다.

본 논문에서는 부분 체결된 상태에서 끼임이 발생하여 불가피하게 남은 부분에 보수용접을 한 경우에 대한 건전성평가에 대하여 기술하였다. 먼저 나사 체결강도를 살펴 본 후에 용접부의 강도평가를 수행하였다. 또한 용접부의 용접잔류응력과 운전하중을 고려하여 용접부의 강도를 평가하였다.

[†] 회원, 한국수력원자력(주) 중앙연구원
maanwon.kim@khnp.co.kr
TEL: (042)870-5536 FAX: (042)870-5549

* 한국수력원자력(주) 중앙연구원

2. 건전성 평가 대상

본 논문에서 고려하는 건전성 평가 대상은 내압이 작용하는 고온 배관 내의 온도를 측정하기 위해 사용되는 온도계가 장착된 어답터(adaptor)와 어답터가 체결되는 보스(boss)로 구성된 집합체(assembly)이다. 어답터와 보스는 나사로 체결된 후 용접된다. Fig. 1은 체결부의 형상과 치수를 나타낸 것으로 길이의 단위는 mm이다.

평상시에는 배관 내 유체의 누설을 방지하기 위해 어답터와 보스 간 정상체결 후 씰(seal) 용접을 수행한다. 그러나 나사산 붕괴 등의 원인으로 인해 나사부를 완전히 체결하지 못하는 상황이 되어서 나사부가 부분 체결된 상태에서 어답터의 볼트 헤드(head)와 생크(shank) 및 보스 사이를 용접하여 사용할 수 있다.

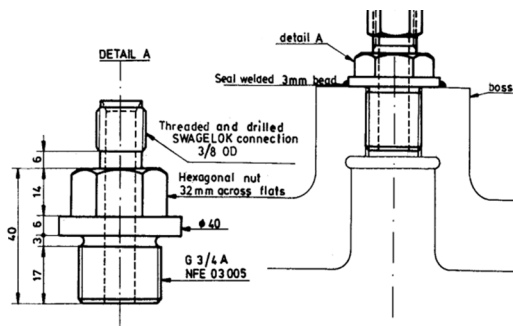


Fig. 1 Drawings of adaptor - boss assembly

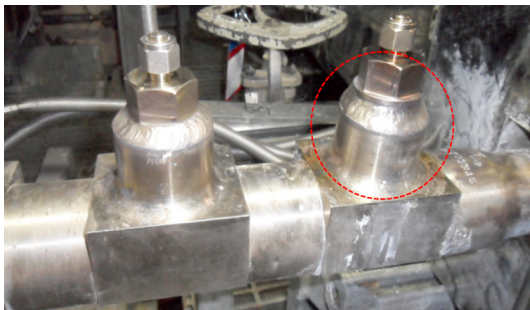


Fig. 2 Configuration of post-welded adaptor - boss assembly

Table 1 Material Properties at 343°C

Part	Material	Elastic Modulus (GPa)	Yield Strength (MPa)
Adaptor	SA182 F316L	172.56	105.6
Boss	Z2 CN18.10	176.36	105.3
Weld	ER316L	172.56	105.6

Fig. 2는 부분 체결된 상태에서 용접된 사례를 나타낸 사진으로 해당 부위는 그림에서 점선 원으로 표시한 부분이다. 이와 같이 조치한 경우 해당 부위의 구조적 건전성이 유지되는 지 판단하기 위해 건전성 평가가 필요하다.

어답터의 재료는 SA182 F316L 스테인리스강이며 보스는 Z2 CN18.10 스테인리스강이다. Z2 CN18.10은 탄소함량이 0.03w%이하인 오스테나이트 스테인리스강으로 AISI 규격의 304L 스테인리스강에 해당한다¹. 용접부는 직경 2.4mm의 ER316L 용접봉을 사용하여 GTAW 방법으로 총 3 패스로 용접되었다. 본 논문에서 평가대상으로 고려한 배관의 내부 온도는 343°C이다. 각 재료별 343°C에서의 탄성계수와 항복강도는 Table 1과 같다^(1,2). ER316L은 316L 스테인리스강 용접재이므로 F316L과 동일한 물성을 가진다고 가정하였다.

3. 건전성 평가

3.1 건전성 평가 방법

건전성 평가는 Fig. 3에 나타난 것과 같이 (a)정상 체결된 상태, (b)부분 체결된 상태, (c) 부분 체결 후 용접된 상태로 나누어 건전성을 평가하였다. 완전 체결은 나사산 8개가 모두 체결되는 상태이며, 부분 체결은 나사산 8개 중 5개만 체결된 상태인 것으로 가정하였다.

평가조건 (a)에서는 어답터의 나사산의 보증하중을 계산한 후 내압에 의한 힘과 비교하여 내압 부하를 견디는 지 여부와 나사산의 체결높이가 충분한지를 평가하였다. 평가조건 (b)에서는 나사의 풀림조건과 자립조건에 힘의 평형관계를 살펴봄으로써 나사가 자동적으로 풀리는 지 여부를 평가하였다. 평가조건 (c)에서는 운전 압력과 온도에서 유한요소해석을 통해 응력을 계산하여 허용응력과 비교함으로써 용접부의 구조적 건전성 유지 여부를 평가하였다.

3.2 나사 체결 기구

나사 체결의 원리는 나사부를 헤드부 쪽으로 잡아당겨 피구조물과의 접촉력을 높이는 것이다. 나사산의 평균 접촉면압력(q_n)과 축하중(Q)은 각각 식(1)과 식(2)로 계산되며, 너트의 권장높이(H)는 식(3)으로 계산된다⁽³⁾.

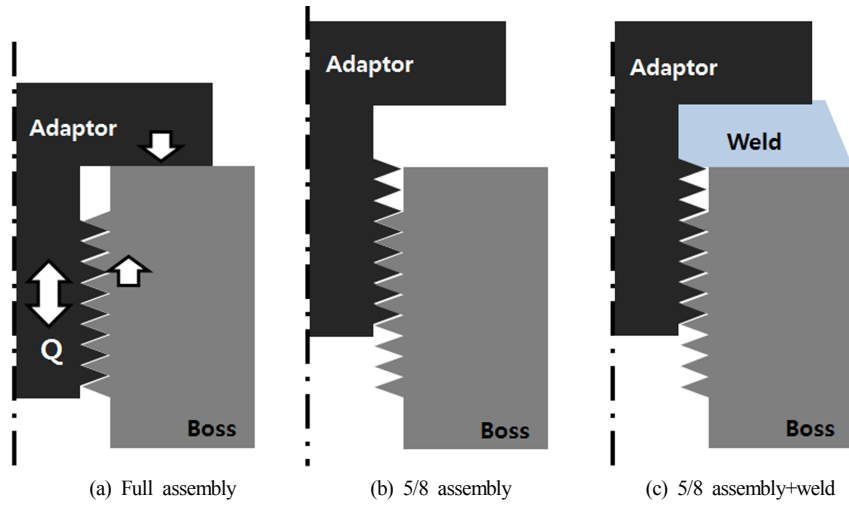


Fig. 3 Schematic diagram of adaptor-boss assembly

$$q_a = \frac{Q}{n \frac{\pi}{4} (d_1^2 - d_3^2)} \quad (1)$$

$$Q = \frac{\pi}{4} d_3^2 \sigma_a \quad (2)$$

$$H = np = 0.54 \frac{\sigma_t}{\sigma_b} d_3 \approx 0.5d_3 \quad (3)$$

여기서 σ_a 는 허용인장응력, d_1 는 나사부 바깥지름, d_3 는 나사부 골지름, σ_t 는 최대 인장응력, σ_b 는 최대 굽힘응력, p 는 나사 피치(pitch), n 은 나사산의 수를 나타낸다.

식(1)에서 알 수 있듯이 축하중이 증가할수록 접촉면 압력이 증가한다. 이때 나사의 체결력나 체결 토크는 나사부의 길이와 관계가 없으며 너트의 권장 높이만 만족하면 된다. 일반적으로 $\sigma_t \approx \sigma_b$ 이므로 식(3)과 같이 너트의 권장높이는 $0.5d_3$ 가 되어 골지름의 0.5배이다.

3.3 나사 체결 강도계산

3.3.1 정상체결 조건

평가조건 (a)정상 체결조건(Fig. 3 (a) 참조)에서 어답터 나사부의 축방향 보증하중을 계산하기 위하여 다음 식(4)를 적용하였다.

$$\text{보증하중} = (\text{허용인장하중} - \text{볼트의 조임력}) / \text{안전율} \quad (4)$$

여기서 허용인장하중은 허용인장응력에 골지름 단면적을 곱하여 계산되는 값이다. 한국산업안전보건공단의 기술지침서(4)에서 제시하는 허용인장하중과 나사의 조임 과정에서 발생하는 마찰을 고려한 나사 조임 마찰계수 0.15 및 안전율을 적용하면 식(5)와 같이 보증하중을 계산할 수 있다.

$$\text{보증하중} = \text{허용인장하중} \times (1 - 0.15) / \text{안전율} \quad (5)$$

보증하중 계산 시 허용인장응력은 항복강도를 1.5로 나눈 값을 사용하였으며 안전율은 2를 적용하였다. 배관의 내부에 작용하는 압력이 어답터를 밀어내는 힘은 외력으로 작용하며 식(6)으로 계산된다.

$$\text{배관 내압에 의한 외력} = \text{내압} \times \text{나사부 단면적} \quad (6)$$

본 논문에서는 나사 체결 강도 계산을 위해 내압은 15.5 MPa, 어답터 나사부의 치수는 Table 2의 값을 사용하였다. 나사부 단면적은 나사부의 골지름(d_3)을 사용하여 최소단면적으로 적용하였다.

어답터의 나사부 축방향 보증하중과 배관 내압에 의한 외력은 각각 식(5)와 식(6)으로부터 13667 N과 7034.9 N 이다. 어답터의 나사부 축방향 보증하중은 배관 내압에 의한 외력 대비 약 1.9 배이므로 정상체결 조건은 배관 내압부하를 충분히 견딜 수 있는 것으로 평가되었다.

어답터 나사산의 체결높이(H)는 나사산의 피치수로 계산되며 식(3)으로부터 약 12.1 mm 이다. 정상체

Table 2 Dimension of adaptor screw

Thread Code	Basic diameter (inch)	Pitch (mm)	Major diameter d_1 (mm)	Pitch diameter d_2 (mm)	Minor diameter d_3 (mm)
R 3/4	3/4	1.814	26.441	25.279	24.117

결 시 나사부 길이는 Fig. 1에서 17 mm 이므로 체결 높이가 충분히 확보됨을 알 수 있다.

3.3.2 부분 체결 조건

평가조건 (b)부분 체결 조건은 전체 나사산 8 개 중 5개만 체결된 경우로 가정하였다(Fig. 3 (b) 참조). 이 경우에는 어답터와 보스 간 체결압력이 발생하지 않고, 나사부가 어답터 헤드부로 당겨지지 않았기 때문에 인장력이 발생하지 않으므로 나사산의 접촉압력이 정상체결 조건에 비하여 상대적으로 매우 낮게 된다. 따라서 풀림(unscrewing)의 여부를 살펴보았다.

풀림은 체결된 나사가 진동이나 충격, 운동, 하중 변화 등으로 인해 의도되지 않은 상태에서 나사가 풀리는 현상으로서 일반적으로 아래와 같은 조건에서 발생한다.

- ① 나사부의 길이가 짧아 접촉압력이 작을 경우
- ② 주변의 진동, 충격을 받아 순간접촉압력이 감소한 경우
- ③ 나사접합부에서 미끄럼이 반복되어 마멸이 발생한 경우
- ④ 온도변화에 따른 열변형으로 나사접합부의 접촉압력이 감소한 경우

나사가 5/8산만이 체결된 경우, 체결길이가 약 10.6 mm로서 권장 체결길이인 12.1 mm 보다 작고, 내압이 작용하는 배관에 연결되어 있으며, 343°C의 운전온도 조건에 놓여있으므로, 나사산의 풀림조건 ①항, ②항 및 ④항에 따라 체결 건전성이 확보되지 못함을 예측할 수 있다.

나사를 푸는데 필요한 모멘트(T')는 식(7)과 같다.

$$T' = Q \frac{d_2}{2} \tan(\rho - \lambda) \tag{7}$$

여기서 Q 는 축방향 인장하중, d_2 는 유효직경(d_1 과 d_3 의 평균값), ρ 는 나사부 마찰각, λ 는 경사각을 나타낸다(Fig.4).

자립조건(Self sustenance)은 체결된 나사에 힘을

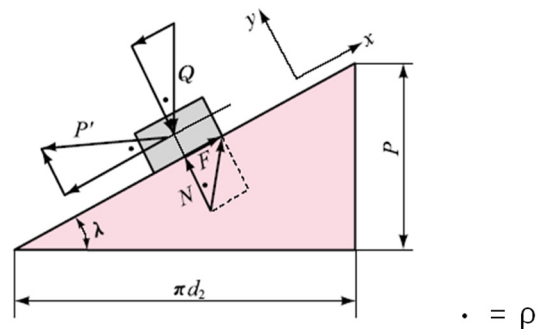


Fig. 4 Force equilibrium of unscrewing

제거하더라도 풀리지 않는 조건이며, 나사부의 마찰각과 경사각의 크기를 비교하는 것으로 결정된다.

- ① $\rho < \lambda$: 자동풀림
 - ② $\rho = \lambda$: 임의의 위치에서 자연체결
 - ③ $\rho > \lambda$: 풀림토크(T') 필요(정상체결 조건)
- 일반적으로 마찰계수(μ)= $\tan\rho$ 이므로 마찰계수와 마찰각(ρ)은 비례관계이다.

5/8산만이 체결된 경우에는 헤드부 체결토크로 인한 인장응력이 존재하지 않으므로 나사부의 접촉마찰계수는 0으로 수렴되고, 마찰각도 0 또는 매우 작은 값을 가지게 된다. 이 경우 마찰각의 크기는 경사각에 비하여 상대적으로 작게 되며, 자동풀림조건에 부합하여 내압 등에 의해 외력이 체결반대방향으로 작용할 경우 볼트가 자동적으로 풀리게 되어 나사산 체결 건전성이 확보되지 못하게 된다. 나사산이 붕괴된 경우 암나사와 수나사 간에 끼임 현상이 있을 수 있으나 본 논문에서는 평가 대상으로 고려하지 않는다.

3.4 용접부 강도평가

전체 나사산 중 5/8산만 체결된 조건에서 내압 등의 작용으로 인해 자동으로 나사가 풀리는 것을 방지하기 위해 미체결 부위에 용접을 수행한 경우가 평가조건(c) 이다(Fig. 3 (c) 참조). 어답터의 미체결 나사부의 길이를 포함하여 용접된 총 길이는 약 9.4 mm 이다. 어답터의 5/8나사산 체결 및 용접부에 대한 강도평가를 위해 유한요소해석을 통해 용접부와 보스의 경계면에서 Tresca 등가응력을 구하고 내압

에 대한 용접부의 응력상태를 평가하였다.

유한요소해석은 ABAQUS⁽⁵⁾를 사용하여 수행하였으며, 어답터와 보스의 형상이 축대칭이므로 Fig. 5와 같이 축대칭 유한요소모델을 작성하여 응력해석을 수행하였다. 4절점 축대칭요소(CAX4R)를 사용하였으며 총 요소수는 1328개이다. 온도계가 장착되는 어답터의 관통부는 모두 막힌 것으로 가정하였다.

유한요소해석에서 어답터, 용접부, 보스의 재료물성치는 ASME 코드⁽²⁾ 및 RCC-M 코드⁽¹⁾를 참조하였으며 Table 1에 나타난 343°C에서의 물성치를 사용하여 탄성해석을 수행하였다. 유한요소 모델의 밀면을 축방향으로 고정하고 내압 15.5 MPa을 모델의 내면에 작용시켰으며, 보수적인 평가를 위해 5/8 나사산의 체결력을 0으로 놓았고, 용접부만으로 내압을 견디는 상황을 가정하였다.

Fig. 6은 343°C, 내압 15.5 MPa 이 작용하는 경우에 대한 Tresca 응력분포를 나타낸 것이다. 용접부는 5/8 나사산의 체결력을 0으로 보수적으로 가정하였을 때 하중이 전달되는 통로이므로 이 단면에서의 응력을 평가함으로써 용접 강도를 평가할 수 있다. 응력강도의 평가는 ASME 코드⁽⁶⁾에 따라 수행하였으며

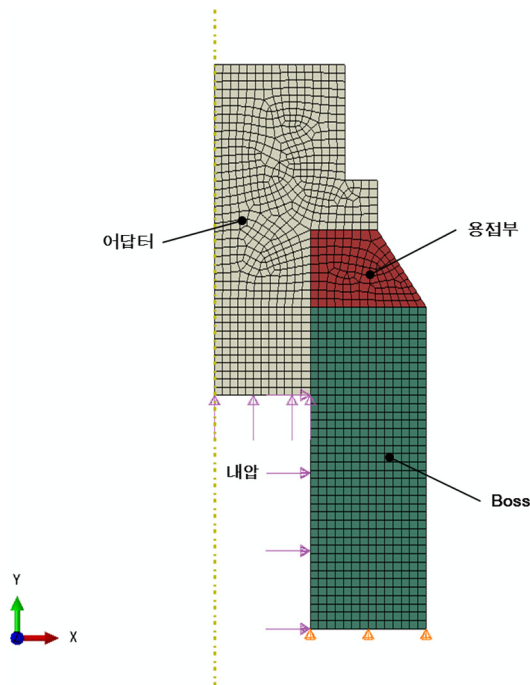


Fig. 5 Finite element model and boundary conditions

응력평가 위치로 용접부와 보스의 경계면에 Path1을, 용접부 중간에 Path2를 설정였다. 평가위치 Path1 및 Path2에서 응력선형화(stress linearization)를 한 후 국부 막응력강도(P_L)와 굽힘응력강도(P_b)를 계산하여 허용응력강도(S_m)와 비교하였다.

건전성이 유지되는 조건은 다음 식(8)과 같다⁽⁶⁾.

$$\left. \begin{matrix} P_L \\ P_L + P_b \end{matrix} \right\} < 1.5 S_m \quad (8)$$

여기서 343°C에서의 S_m 값은 ER316L의 경우 95.124 MPa 이며, Z2 CN 18.10의 경우 94 MPa 이다⁽¹⁾.

Table 3은 용접부 응력강도평가 결과를 나타낸 것이다. 각 평가위치에서 P_L 및 $P_L + P_b$ 값이 S_m 이하이므로 용접부는 343°C, 내압 15.5 MPa 에 대한 구조적 건전성을 유지함을 알 수 있다.

결과적으로 5/8산 부분 체결 및 용접 조건에서는 어답터와 보스 사이에 용접이 수행됨에 따라 어답터와 보스 간 접촉력이 발생되고 어답터의 회전을 막음으로써 5/8산 체결에서 확보하지 못한 체결길이에 대한 건전성이 확보되었고, 자동풀림이 방지되었으며, 유한요소해석 결과로부터 알 수 있듯이 구조적

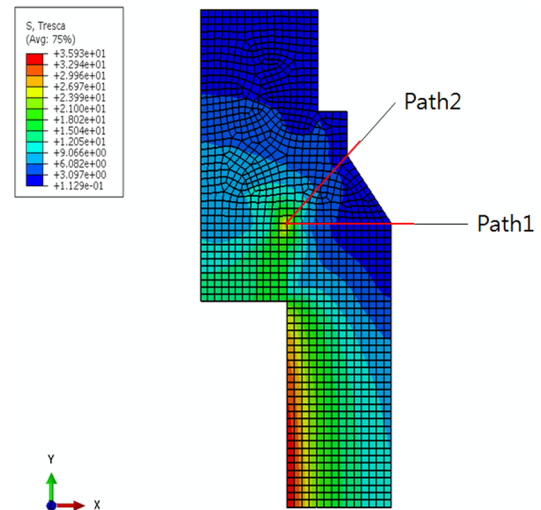


Fig. 6 Tresca stress distribution and paths for assessment

Table 3 Stress intensities at two paths (Unit : MPa)

Location	P_L	$P_L + P_b$		1.5 S_m
		Inside	Outside	
Path 1	3.16	10.59	3.10	142.7
Path 2	7.17	15.61	5.78	141.0

건전성이 유지됨으로써 균열발생 및 진전에 의한 누설가능성도 매우 낮을 것으로 판단된다.

3.5 용접잔류응력을 고려한 용접부 강도평가

3.5.1 유한요소 모델

용접잔류응력을 고려하기 위하여 유한요소해석을 통해 상온 용접과정을 모사하고 314°C, 15.5 MPa 까지 승온 승압하여 유지한 상태에서 응력 강도를 평가하였다. 유한요소모델은 3.4절의 용접강도 평가를 위한 유한요소모델과 동일한 형상 및 치수를 사용하였으며 Fig. 7에 나타난 것과 같이 3층의 용접 패스를 모사하였다. 먼저 열전달 해석을 하여 시간에 따른 모델의 온도분포를 저장한 후 정적 응력해석 시 저장된 온도분포를 이용하여 열응력을 계산하였다.

열전달 및 열응력 해석 방법은 EPRI의 MPR 보고서⁽⁷⁾에 기술된 상세 방법에 따라 수행하였다. 각 용접패스의 생성 과정은 ABAQUS 프로그램의 Model Change 명령어를 통해 구현하였다. 용접시 표면에서의 냉각은 자연대류 조건에서 이뤄진다. 대류열전달 계수는 온도의 함수이지만 일반적으로 상온 값인

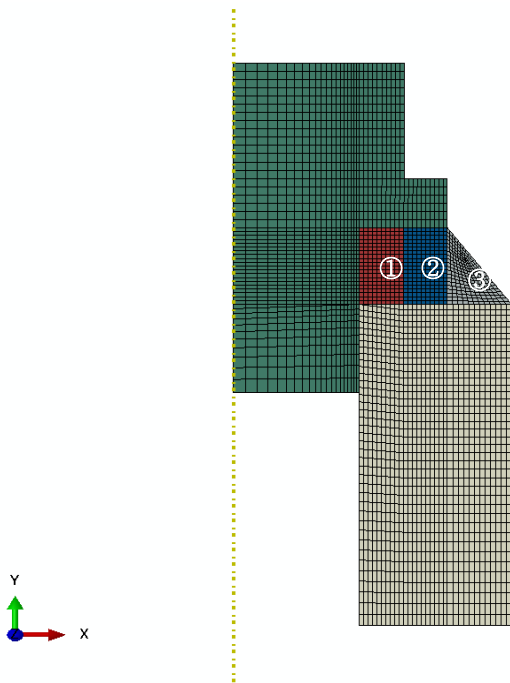


Fig. 7 Finite element model for weld residual stress analysis and welding passes

10 W/m²-°C를 사용한다. 열전달 해석 동안 최대침면을 제외한 내 외면에 대류열전달계수 10 W/m²-°C를 적용하여 대기로의 열전달을 고려하였다. 열응력 해석 시에는 유한요소모델의 하단을 축방향으로 고정하였다. 용접 후 고온 고압으로 상승을 모사하기 위해 열전달 해석 모델의 내면에 온도를 상온에서 314°C 까지 7.4 시간 동안 가한 후 4.6 시간 동안 314°C를 유지하였으며 외면에는 보온재로 싸여 있다고 가정하였고, 응력해석 모델의 내면에는 동일한 시간 패턴으로 15.5 MPa를 가하여 유지하였다. 나사산 부분은 끼인 상태에서 고정되어 있는 상황을 가정하여 접촉 후 접촉면이 미끄러지지 않도록 접촉조건을 부여하였다.

열전달 해석에서 용접패스별 입열은 체적 열생성(volumetric heat generation)의 방법으로 모사하였고 용접부 요소에서 최대 온도는 용접재의 용융온도 이상이 되도록 하였다. Fig. 8은 각 용접패스에서 최대 열용입 시의 온도분포를 나타낸 것이다.

열전달 해석에 사용된 재료 물성치는 온도별 밀도, 열전도도, 비열 및 잠열 온도이며, 응력해석에 사용된 재료 물성치는 온도별 탄성계수, 열팽창계수, 응력-변형률 곡선 데이터 및 어닐링 온도이다. 해석에서 사용된 재료 물성치는 S.C.Kim등⁽⁸⁾ 에서와 동일한 값을 사용하였다.

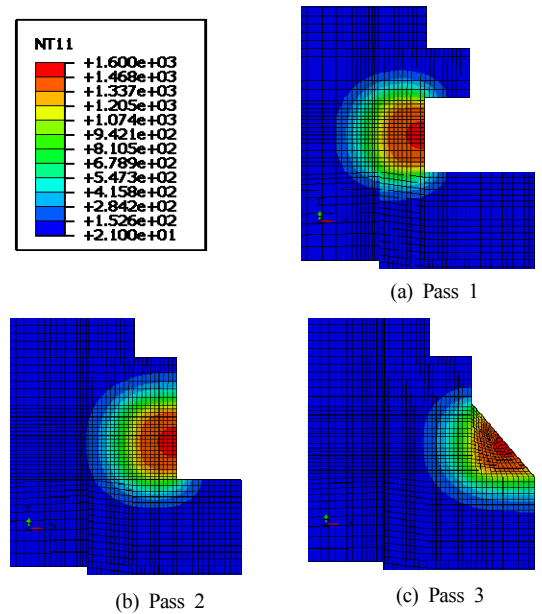


Fig. 8 Welding temperature of each pass

3.5.2 유한요소해석 결과 및 강도평가

용접잔류응력을 고려한 유한요소해석 결과로부터 314℃, 15.5 MPa에서 용접부의 응력강도를 평가하기 위해 Fig. 6과 동일한 위치에 Path1과 Path2를 설정하였다. 응력강도의 평가는 ASME 코드에 따라 수행하였으며 건전성이 유지되는 조건은 다음 식(9)와 같다⁶.

$$P_L + P_b + Q < 3 S_m \tag{9}$$

여기서 P_L 과 P_b 는 압력 및 기계적 하중에 의하여 발생하는 1차응력(primary stress)을 나타낸다. 용접 잔류응력은 용접부와 그 주변에서 자기평형응력(self-balancing stress)의 일종으로 발생하는 이차응력(secondary stress)의 범주 Q 에 해당한다.

Fig. 9는 Tresca 응력강도 분포를 나타낸 것이며, Table 4는 Path1과 Path2에서 응력강도평가 결과를 나타낸 것이다. 용접잔류응력을 고려할 때 각 평가 위치에서 $P_L + P_b + Q$ 값이 $3S_m$ 이하이므로 용접부는 343℃, 내압 15.5 MPa에 대한 구조적 건전성을 유지함을 알 수 있다.

용접부의 강도 평가를 위해 설정한 Path1과 Path2에서 최대 응력강도 값은 용접잔류응력을 고려한 경우 231.63 MPa 인 것에 비하여 해당온도의 물성치와

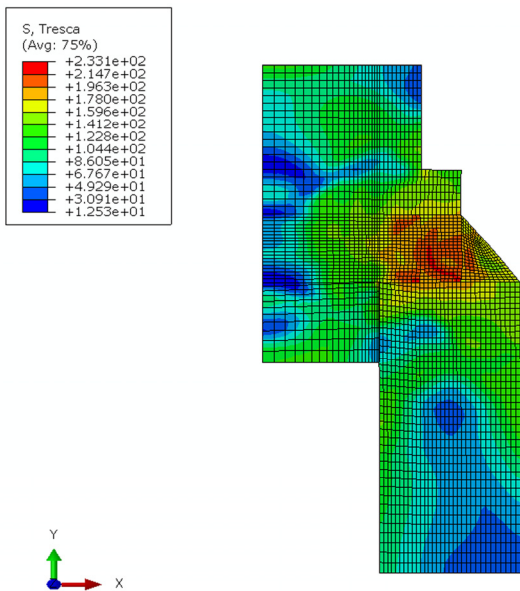


Fig. 9 Tresca stress distribution with considering weld residual stress

Table 4 Stress intensities at two paths with considering weld residual stress (Unit: MPa)

Location	$P_L + P_b + Q$		$3 S_m$
	Inside	Outside	
Path 1	173.04	214.23	285.4
Path 2	154.59	231.63	282.0

내압만을 고려한 경우 15.61 MPa 이다. 이와 같이 용접잔류응력을 고려할 경우 큰 응력강도 값이 얻어지나 용접잔류응력은 형상과 구속조건, 운전조건이 변함에 따라 단면 내부에서 재분포되는 성질의 이차응력이므로 ASME 코드에 따른 평가 시 평가기준 선정에 주의해야 한다. 용접잔류응력이 구조물의 파괴에 미치는 영향은 파괴의 발생 모드 등에 따라 다양한 방식으로 나타나며, 균열관련사항등 특별한 경우를 제외하고 용접잔류응력이 건전성 평가에 직접적으로 적용되는 사례는 제한적이다. 용접잔류응력은 공학적인 해석 및 경험적 지식을 적용하여 이완 또는 재분포시킬 수 있는 여지가 있다.

4. 결론

고에너지 배관의 온도 계측용 어답터와 보스의 나사 접합부에서 나사산 붕괴 등의 원인으로 인해 나사가 부분 체결된 상태에서 용접하여 사용하는 경우에 대하여 구조적 건전성이 유지될 수 있는지를 평가하였다. 나사 체결 강도평가 및 유한요소해석 결과, 용접부는 나사의 풀림 및 누설을 방지하며 또한 ASME 코드의 건전성 평가 조건을 만족하여 구조적 건전성을 유지하는 것으로 나타났다.

유한요소 용접잔류응력해석을 수행한 후 고온 고압의 운전조건을 모사하여 용접잔류응력을 고려한 용접부 강도평가를 수행한 결과, 용접잔류응력에 의한 이차응력의 영향이 매우 큰 것으로 나타났으나 ASME 코드의 건전성 평가 조건을 만족하여 용접부는 구조적 건전성을 유지하는 것으로 나타났다.

유한요소해석을 통한 용접부 강도평가 시 재료 물성치에 온도의 영향을 반영하고 압력을 고려한 경우에 비하여 용접잔류응력을 고려하는 경우 이차응력인 용접잔류응력의 영향이 매우 크게 나타나므로, 용접부의 건전성 평가 시 평가조건 선정에 주의가 필요한 것으로 판단된다.

참고문헌

- (1) AFCEN, 1985, Design and Construction Rules for Mechanical Components of PWR Nuclear Islands, RCC-M
- (2) ASME, 1998, "Materials," *ASME B&PV Sec. II, Part-D*
- (3) ISO, 2013, ISO898-1: Mechanical Properties of Fastener Made of Carbon Steel and Alloy Steel – Part I: Bolts, Screws and Studs with Specified Property Classes – Coarse Thread and Fine Pitch Thread
- (4) KOSHA, 2012, KOSHA Guide M-106-2012
- (5) ABAQUS Version 6.10, Dassault Systems
- (6) ASME, 1998, "Rules for Construction of Nuclear Power Plant Components," *ASME B&PV Sec. III, Div. I, Sub. NB*
- (7) EPRI, 2004, Material Reliability Program: Welding Residual and Operating Stresses in PWR Alloy 182 Butt Welds (MRP-106), EPRI, Palo Alto, CA:2004. 1009378
- (8) Kim, S.C. and Kim, M.W., 2014, "Effect of Weld Residual Stress on Fatigue Analysis of Nozzle," *J. of Weld. & Joining*, Vol. 32, No. 1, pp.71-78.