

H형강 접합 매뉴얼에 있는 소성회전중심법에 의한 면내 편심 하중을 받는 볼트군 및 필릿용접군의 전단강도 - Part I

Shear Strength of Eccentrically Loaded Bolt Group and Fillet Weld Group based on the Instantaneous Center of Rotation Method in H-Section Connection Manual - Part I

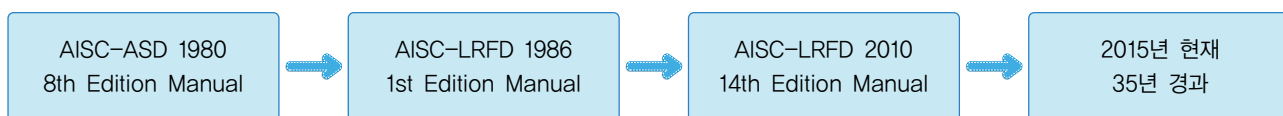


김 승 원 우리회 자문위원
뉴테크구조기술사사무소 대표

현대제철의 후원으로 (사)한국건축구조기술사회와 (사)한국강구조학회가 공동으로 집필하고 있는 ‘H형강 접합매뉴얼’에는 여러 종류의 접합형식에 대한 설계법, 설계도움표 및 설계상세들이 포함되어 있으며, 제작 및 현장설치에 대한 많은 도움말과 자료들도 포함되어 있다. 이 기사에서는 이 매뉴얼에 포함되어 있는 소성회전중심법에 의한 볼트군과 용접군의 설계방법을 3회에 걸쳐서 요약하여 소개한다. 이외 내용들은 곧 출간될 ‘H형강 접합매뉴얼’을 참고하기 바란다.

1. 새 기준의 소성회전중심법

강구조의 이음 및 접합은 대부분 용접 또는 볼트에 의해 이루어지며, 구조물의 거동뿐만 아니라 경제성, 시공성에 큰 영향을 미친다. 편심력을 받는 볼트군 또는 용접군의 설계에 국내의 기준 및 실무에서는 아직도 “탄성법”만을 적용하고 있으나 “소성회전중심법”은 이미 오래전 AISC Manual-ASD(8th Edition, 1980)부터 “극한강도설계법(Ultimate strength method)”으로 포함되어 있었으며, AISC Manual-LRFD(1st Edition, 1986)에서부터 다양한 조건(하중각도, 볼트군 및 용접군의 형상)에 대한 설계도움표가 제공되면서부터 일반화되기 시작하였다.



1.1 소성회전중심법의 적용 대상

소성회전중심법은 면내 편심하중을 받는 볼트군이나 필릿용접군의 설계에 적용하고 있으며, 용접군의 설계에는 중심하중을 받는 용접군의 설계에도 하중각도영향과 변형적합성을 고려하기 위해 적용한다. 예를 들면 면내 편심력이 작용하는 확장형 단 일판, 내민 받침대, 가새접합부, 트러스접합부, H형강보의 웨브이음 등에 사용하는 볼트군이나 용접군들이 적용대상들이다.

1.2 소성회전중심법의 설계적용 국내기준근거

편심을 받는 볼트군과 용접군의 설계에 사용되는 소성회전중심법은 새 건축구조기준(KBC2015?)의 해설 및 하중저항계수 설계법에 의한 강구조설계기준(국토교통부, 2014)에서 다음과 같이 허용하고 있다.

건축구조기준 0710.1.4 편심접합

편심력이 작용되는 접합에서는 편심의 영향을 고려하여야 한다.

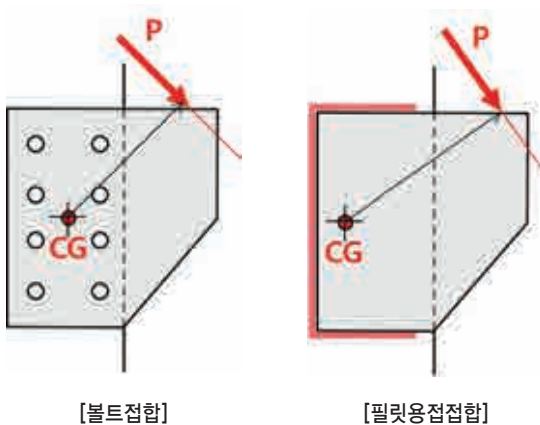
건축구조기준해 0710.1.4 편심접합

“책임구조기술자가 확인한 경우에 소성회전중심법(instantaneous center of rotation method)을 적용하여 접합부의 해석 및 설계를 할 수 있다. 이 경우 Specification for Structural Steel Buildings(AISC 2010)의 관련 규정 및 설계식을 참조한다.”

하중저항계수설계법에 의한 강구조기준 9.1.1.4 편심접합

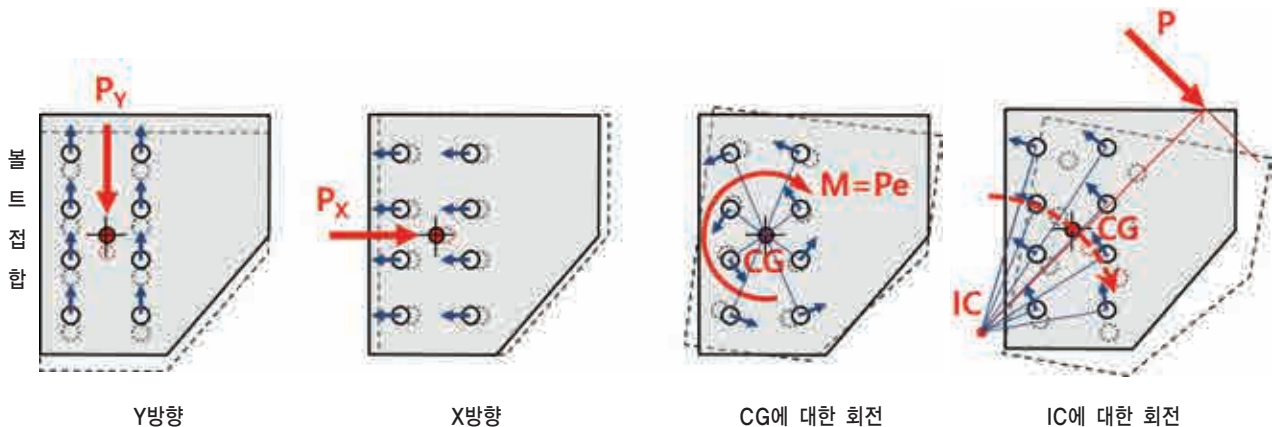
“편심력이 작용하는 접합부에서는 편심의 영향을 고려해야한다. 책임구조기술자가 확인한 경우에 소성회전중심법을 적용하여 접합부의 해석 및 설계를 할 수 있다.”

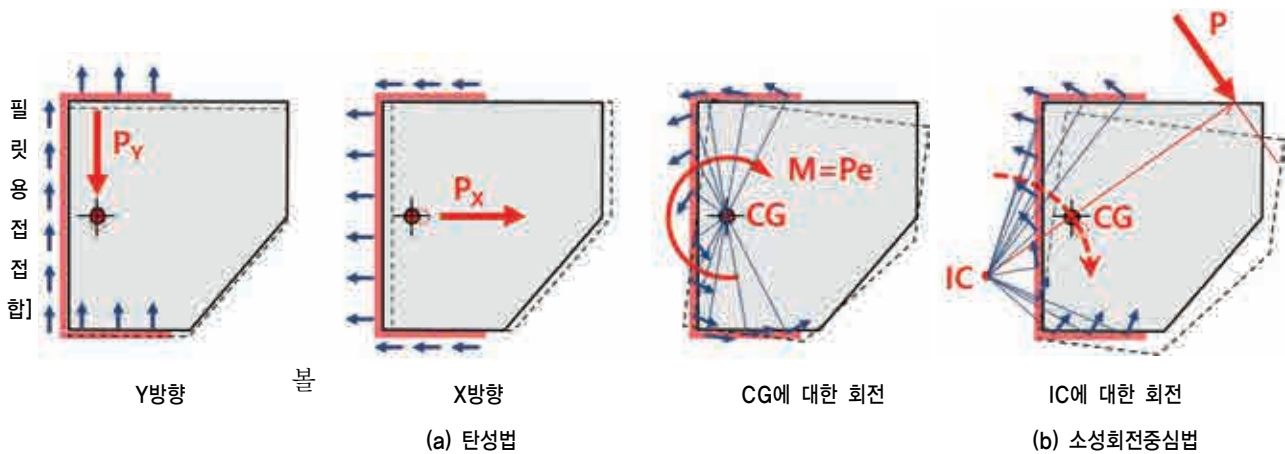
1.3 탄성법과 소성회전중심법의 차이



왼쪽 그림과 같이 접합부에 면내편심하중이 작용할 때,

- (1) 종래에 사용하고 있는 탄성법에 의한 설계는 그림 1.1(a)와 같이 분력 P_y 와 P_x 에 대한 변형은 각 중심축선의 방향으로 이동하고, 회전 모멘트 M 에 대한 변형은 도심 CG에 대해 회전을 한다는 가정에 근거를 두고 있다.
- (2) 소성회전중심법에 의한 설계는 그림 1.1(b)와 같이 이동과 회전이 동시에 발생하고, 이 복합작용은 어느 특정 점(IC)을 중심으로 회전한다는 실험을 통한 소성거동에 근거를 두고 있다.





[그림 1.1] 탄성법과 소성회전중심법의 변형 및 반력

2. 볼트군의 설계전단강도

2.1 표준구멍 볼트의 전단강도

지압전단볼트의 설계강도 ϕR_n 은 다음과 같이 전단파단의 한계상태에 따라서 결정된 볼트의 강도와 표준구멍에서의 지압한 계상태에 따라서 결정된 지압강도 중에서 작은 값으로 한다.

(1) 볼트의 전단강도

볼트의 설계전단강도 ϕR_n 은 전단파단의 한계상태에 대하여 다음과 같이 산정한다.

$$\phi = 0.75$$

$$R_n = F_n A_b$$

기준식(0710.3.1)

여기서, F_n : 기준<표 0710.3.1>에 따른 공칭전단강도 F_{nv} , MPa

A_b : 볼트의 공칭단면적, mm^2

기준<표 0710.3.1> 볼트의 공칭강도(MPa)

강도		강종	고장력볼트			일반볼트
			F8T	F10T	F13T ¹⁾	SS400, SM400
공칭인장강도, F_{nt}		600	750	975	300	
지압접합의 공칭인장강도, F_{nv}	나사부가 전단면에 포함될 경우	320	400	520	160	
	나사부가 전단면에 포함되지 않을 경우	400	500	650		

주) 1)은 KS B 1010에 의하여 수소지연파괴민감도에 대하여 합격된 시험성적표가 첨부된 제품에 한하여 사용하여야 한다.

(2) 표준구멍의 지압강도

지압한계상태에 대한 볼트구멍에서 설계강도 ϕR_n 은 기준 0710.3.5에 따라 다음과 같이 산정한다.

$$\phi = 0.75$$

① 사용하중상태에서 볼트구멍의 변형이 설계에 고려되어야 하는 경우

$$R_n = 1.2L_c t F_u \leq 2.4 d t F_u$$

기준식(0710.3.4a)

② 사용하중상태에서 볼트구멍의 변형이 설계에 고려될 필요가 없는 경우

$$R_n = 1.5L_c t F_u \leq 3.0 d t F_u$$

기준식(0710.3.4b)

여기서, d : 볼트 공칭직경, mm

F_u : 피접합재의 공칭인장강도, MPa

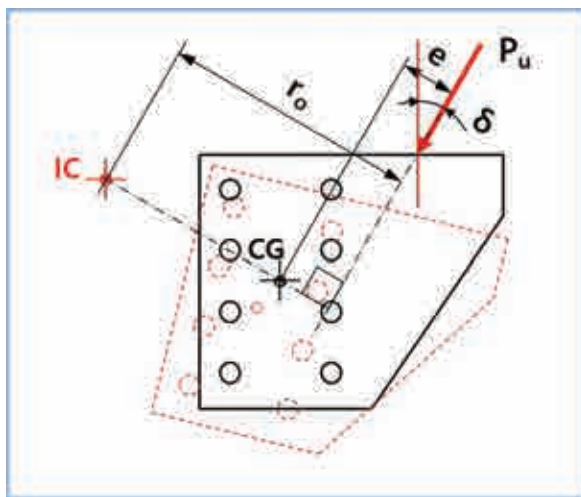
L_c : 하중방향 순간적, 구멍의 끝과 피접합재의 끝 또는 인접구멍의 끝까지의 거리, mm

t : 피접합재의 두께, mm

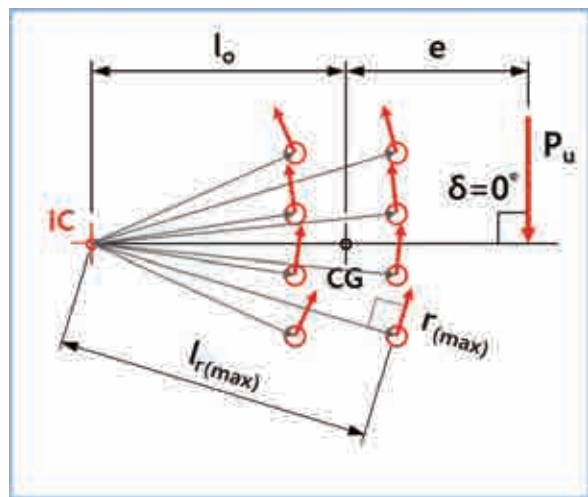
2.2 소성회전중심법에 의한 면내 편심하중을 받는 볼트군의 설계

2.2.1 볼트군의 소성회전중심

그림 2.1(a) 처럼 편심하중은 접합재 사이에 회전과 이동을 동시에 발생시킨다. 이와 같은 회전과 이동의 복합작용은 그림 2.1(b)에 표시한 특정 점을 중심으로 회전하는 효과와 동일한데, 이 점을 소성회전중심(IC)이라고 부른다. 이 소성회전중심의 위치는 볼트군의 배열 형상, 하중의 작용점, 작용방향에 따라서 결정되며, 해석상 정확한 IC의 위치는 하중 방향선에 직각으로 볼트군의 중심(CG)과 연결한 교차선 상의 하중 반대 방향에 있다.



(a) 소성회전중심(IC)



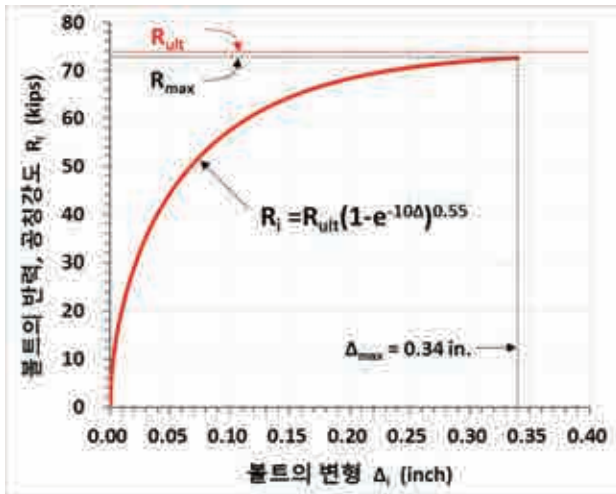
(b) 볼트군에 작용하는 힘(반력), 하중각도 $\delta=0^\circ$

[그림 2.1] 소성회전중심법

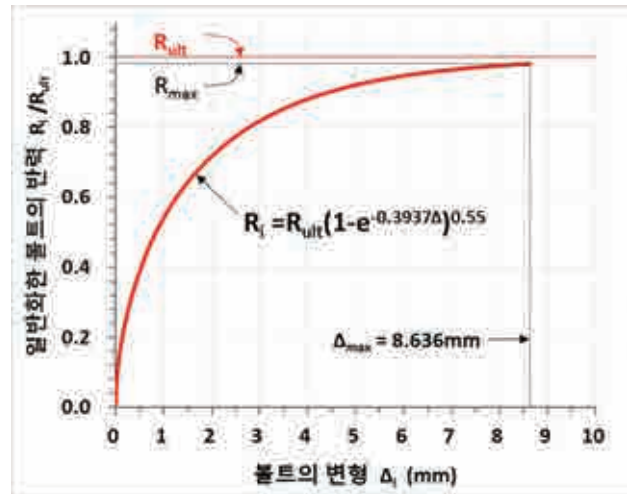
2.2.2 1개 볼트에 대한 하중-변형 관계

소성회전중심으로부터 가장 먼 볼트의 공칭전단강도는 그 볼트에 최대변형 Δ_{max} 을 적용하여 산정할 수 있다. 그림 2.2(a)의 하중-변형 관계도는 $R_{ult}=74\text{kips}$ 와 $\Delta_{max}=0.34\text{in.}$ 인 직경 3/4in.의 ASTM A325볼트에 대한 실험으로부터 얻은 자료에 근거한 것이다. 이 볼트의 변형은 볼트의 전단변형, 지압변형, 휨변형과 접합재의 지압변형을 포함한 것이다. 이 비선형 하중-변형 관계는 ASTM의 A군에 속한 다른 직경의 볼트 및 강판에 대해서는 언제나 안전 측의 설계가 된다고 알려져 있다(Kulak, 1975). 그림 2.2(b)는 SI단위에 맞게 회귀지수를 조정한 식(2.1)에 의해 볼트의 변형에 상응하는 힘을 일반화한 그래프이다. 어떤 접합부의 볼트군에 속한 각 볼트들의 반력은 모두 이 곡선 상에 있게 된다.

|해설| 그림 2.2(a)에 있는 USC단위공식에서 회귀지수 10Δ는 길이단위이므로 USC단위공식에서의 회귀지수 10을 SI단위공식으로 변경할 때, 단순히 inch를 mm로 변경한 지수값 0.3937(=10/25.4)로 한다.



(a) 하중-변형 관계도(USC단위)



(b) 일반화된 하중-변형 관계도(SI단위)

[그림 2.2] 볼트의 하중-변형 관계도

$$\text{식(2.1)} \quad R_n = R_{ult}(1 - e^{-0.3937\Delta_i})^{0.55}$$

여기서, R_i : 볼트 i 에 대한 벡터반력, N

R_{ult} : 최대 반력을 받는 볼트 1개의 극한전단강도, N

Δ_i : 볼트 i 의 변형 $\Delta_{\max}(r_i/r_{\max})$, mm

Δ_{\max} : 최대 반력(R_{ult})을 받는 볼트의 변형, 8.636mm

r_i : IC로부터 각 볼트까지의 거리, mm

r_{\max} : IC로부터 가장 먼 거리에 있는 볼트까지의 거리, mm

e : 2.718..., 자연대수의 밑

|해설| 기준에 따라 구한 볼트 1개의 공칭전단강도 (R_{ult} 또는 R_n)와 볼트의 하중-변형 곡선식으로부터 구한 극한전단강도 R_{\max} 의 값은 다소 차이가 있다. 그러나 이 -1.8% 차이는 볼트군의 전단강도를 안전측으로 낮춘 결과를 갖게 된다(그림 2.2 참조).

• USC단위(ASTM A325, 직경 3/4in., $\Delta_{\max}=0.34$ in.) : $R_{\max}/R_{ult}=72.63\text{kips}/74\text{kips}=0.982$

• SI단위(KS F10t, 직경 20mm, $\Delta_{\max}=8.636$ mm) : $R_{\max}/R_{ult}=123.34\text{kN}/125.6\text{kN}=0.982$

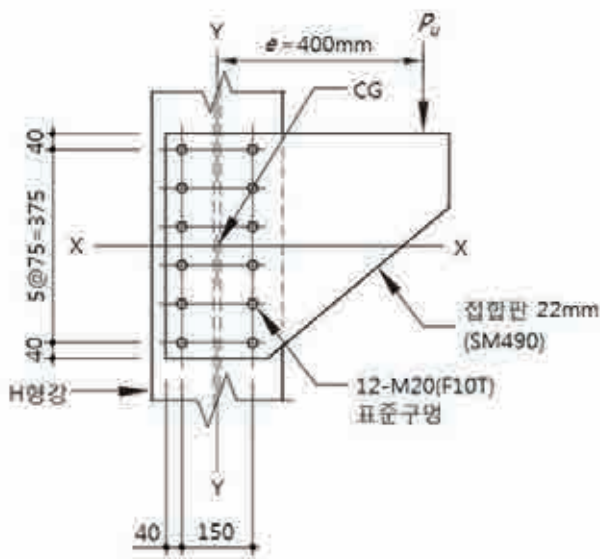
볼트군 내의 나머지 볼트들에 대한 공칭전단강도 R_i 는 소성회전중심으로부터의 거리에 비례하는 변형 R_i 를 구하여 식(2.1)에 따라 산정한다. 이 때 각 볼트 저항은 그림 2.1(b)와 같이 소성회전중심과 각 볼트의 중심을 통과하는 선에 직각으로 작용하는 것으로 가정한다. 그 다음에, 각 볼트의 공칭전단강도의 합력을 구하면 볼트군 전체의 전단강도가 된다. 만일 소성회전중심의 위치를 올바르게 선정한다면 3개의 정역학적 평형식 ($\Sigma F_x=0$, $\Sigma F_y=0$, $\Sigma M=0$)이 성립할 것이다. 이 외의 정보는 크로퍼

2.2.3 면내 편심하중을 받는 볼트군에 대한 소성중심회전법에 의한 해석 절차

[표 2.1] 소성중심회전법에 의한 볼트군의 해석절차

1	볼트의 극한전단강도 $R_{ult} \rightarrow R_n$, 각 볼트의 위치, 볼트군의 중심(CG)의 위치, 편심위치(e) 확정
2	소성회전중심(IC)의 위치 가정
3	IC로부터 각 볼트까지의 거리(r_i) 산정
4	IC로부터 가장 멀리 있는 볼트를 임계볼트로 결정한다.
5	임계볼트의 최대변형($\Delta_{\max}=8.636\text{mm}$)을 기준하여 각 볼트의 변형을 구한다. $\Delta_i = \Delta_{\max}(r_i / r_{\max})$
6	각 볼트의 변형(Δ_i)을 식(2.1)에 대입하여 각 볼트의 벡터반력(R_i)을 구한다. $R_i = R_{ult} (1 - e^{-0.3937\Delta_i})^{0.55} \quad \text{식(2.1)}$
7	각 볼트의 벡터반력에 대한 수직분력($R_{ix}=R_i\sin\theta_i$), 수평분력($R_{iy}=R_i\cos\theta_i$) 및 회전모멘트($R_i \cdot r_i$)를 구한다.
8	다음 3가지 식에 의해 전체 힘의 평형 확인한다. 평형을 이루지 않으면 IC의 위치가 적합하지 않은 것이므로 평형을 이룰 때까지 앞의 절차 2부터 다시 반복하여 계산한다. • 수직 분력에 대한 평형식 : $\Sigma R_{iy} - P\sin\delta = 0$ • 수평 분력에 대한 평형식 : $\Sigma R_{ix} - P\cos\delta = 0$ • 회전모멘트에 대한 평형식 : $\Sigma R_i r_i - P(e+x_0\cos\delta+y_0\sin\delta) = 0$
8	설계강도 $P_u \leq \phi R_n = \phi P, \phi = 0.75$

2.3.1 해석에 의한 설계



좌측에 있는 그림과 같이 볼트군의 우측에 편심하중이 수직방향으로 작용할 때, 소성회전중심법으로 해석하여 볼트군의 설계전단강도까지 도달하는 최대 편심하중을 구하시오. 단, 볼트의 전단면(shear plane)은 나사부 내에 있으며 볼트구멍은 표준구멍을 사용한다.

(1) 볼트의 공칭전단강도

전단면이 나사부에 있는 볼트(직경 20mm, F10T) 1개의 공칭 전단강도를 구한다.

$$R_{ult} = R_n = F_{nv}A_b = 400(314) \times 10^{-3}$$

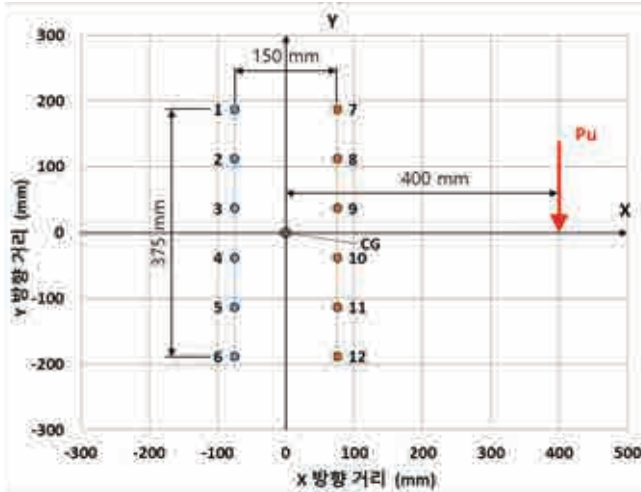
$$= 125.6 \text{ kN}$$

IC로부터 가장 먼 거리에 있는 볼트의 최대 반력은 볼트의 극 한변형 $\Delta_{\max} = 8.636\text{mm}$ 을 다음 식에 대입하여 구한다.

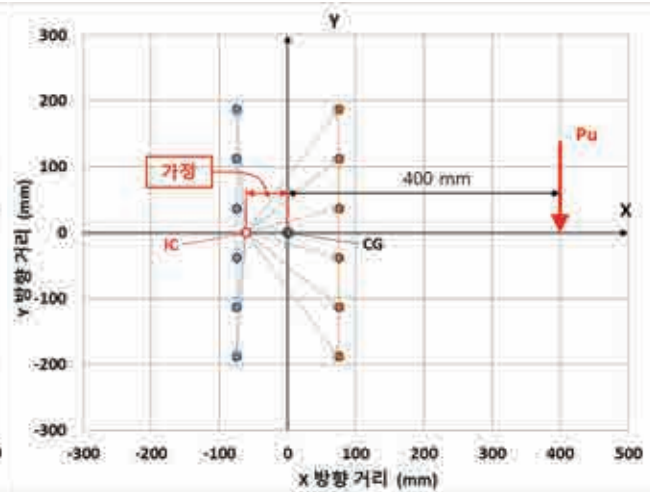
$$R_{\max} = R_{ult}(1 - e^{-0.3937\Delta})^{0.55} = 125.6(1 - e^{-(0.3937)(8.636)})^{0.55} = 123.34 \text{ kN}$$

(2) 절차 1~7의 해석과정

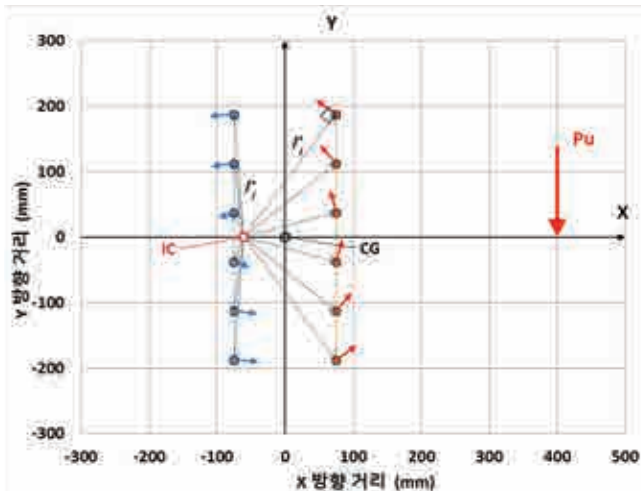
힘의 평형조건을 만족시킬 때까지 IC의 위치를 변경하면서 해석절차를 반복해야하므로 컴퓨터 프로그램으로 해석하여야 한다. 다음 그림들은 엑셀로 작성한 프로그램을 이용하여 해석 과정과 결과를 그래프로 나타낸 것이다.



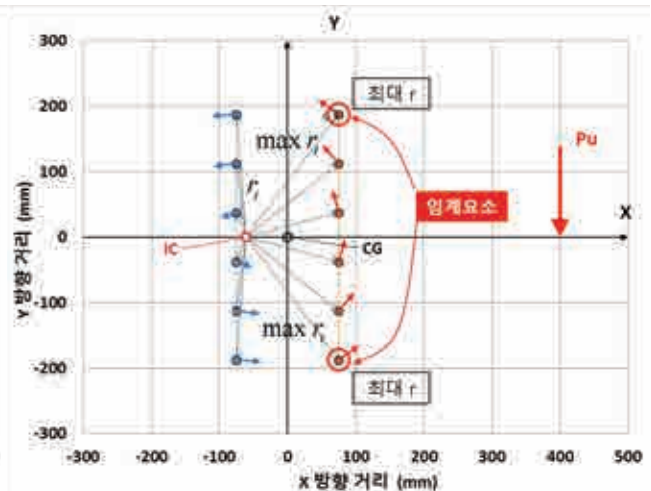
[그림 2.3-1] 절차 1



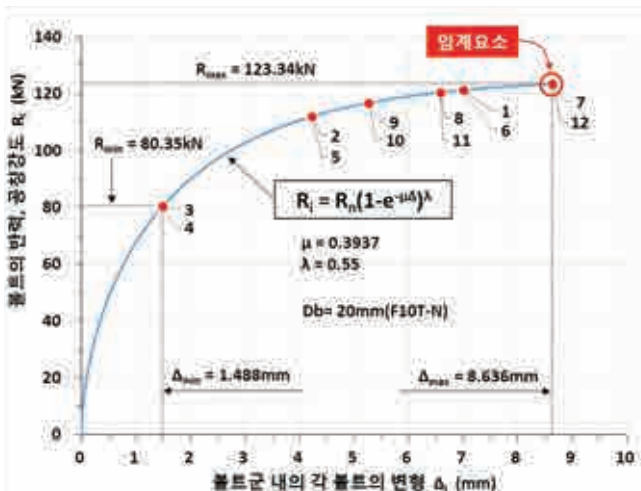
[그림 2.3-2] 절차 2



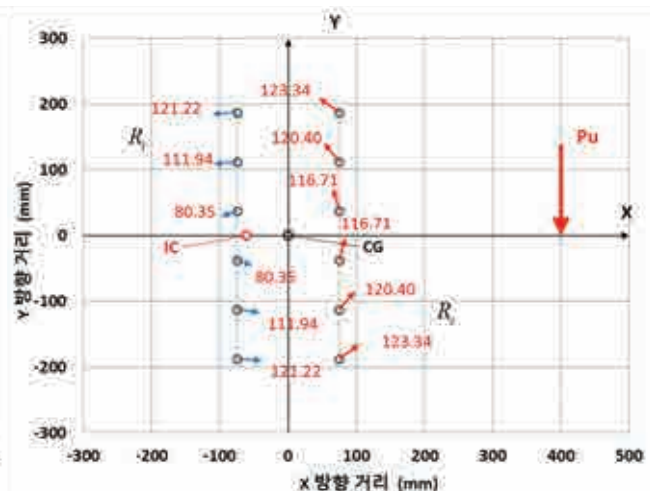
[그림 2.3-3] 절차 3



[그림 2.3-4] 절차 4

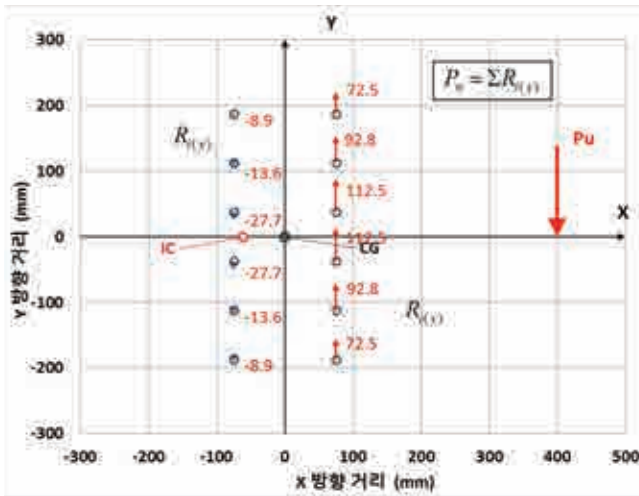


[그림 2.3-5] 절차 5, 6

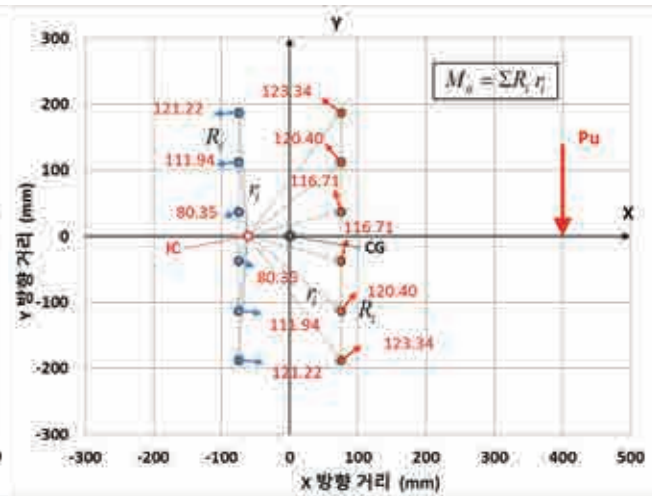


[그림 2.3-6] 절차 6

[표 2.1]의 설계절차, 최종해석결과를 정리한 <예제표 2.1>와 다음 그래프들을 동시에 비교하면서 보면 볼트군의 해석방법을 쉽게 이해할 수 있다.



[그림 2.3-7] 절차 7(수직분력)



[그림 2.3-8] 절차 7(회전모멘트)

앞의 해석과정에서 얻은 값들을 다음 <예제표 2.1>에 정리하였다.

<예제표 2.1> 최종해석결과($l_o = 61.24\text{mm}$)

요소번호		A	B	C	D	E	F	G	H
		IC로부터 각 볼트까지 거리			변형	벡터반력	수직분력	수평분력	회전모멘트
		x_i mm	y_i mm	r_i mm	Δ_i Mm	R_i kN	R_{ix} kN	R_{iy} kN	$R_i \cdot r_i$ kN·mm
왼 쪽 면 볼 트	1	-13.76	187.5	188.0	7.005	121.22	120.9	-8.9	22,789
	2	-13.76	112.5	113.3	4.223	111.94	111.1	-13.6	12,687
	3	-13.76	37.5	39.9	1.488	80.35	75.4	-27.7	3,209
	4	-13.76	-37.5	39.9	1.488	80.35	-75.4	-27.7	3,209
	5	-13.76	-112.5	113.3	4.223	111.94	-111.1	-13.6	12,687
	6	-13.76	-187.5	188.0	7.005	121.22	-120.9	-8.9	22,789
오 른 쪽 면 볼 트	7	136.24	187.5	231.8	8.636	123.34	99.8	72.5	28,587
	8	136.24	112.5	176.7	6.583	120.40	76.7	92.8	21,273
	9	136.24	37.5	141.3	5.265	116.71	31.0	112.5	16,491
	10	136.24	-37.5	141.3	5.265	116.71	-31.0	112.5	16,491
	11	136.24	-112.5	176.7	6.583	120.40	-76.7	92.8	21,273
	12	136.24	-187.5	231.8	8.636	123.34	-99.8	72.5	28,587
							0.0	455.4	210,072
							ΣR_{ix}	ΣR_{iy}	$\Sigma (R_i \cdot r_i)$

(3) 힘의 평형 확인 ; 절차 8

$$P_n = \Sigma R_{iy} = 4.55\text{kN}$$

$$P_n = \Sigma(R_{iy})/(l_0+e) = 210,072/(61.24+400) = 4.55\text{kN}$$

두 값 ($4.55\text{kN} = 455\text{kN}$)이 서로 일치하여 평형조건을 만족시키므로 가정한 IC의 위치 $l_0 = 61.24\text{mm}$ 는 적합하다.

(4) 볼트군의 설계강도 ; 절차 9

따라서 볼트군의 공칭강도는 $P_n = 455\text{kN}$ 이고 설계강도는 $\phi P_n = 0.75(455) = 341\text{kN}$ 이다. 즉, 여기서 구한 ϕP_n 값은 볼트군의 설계강도 ϕR_n 을 의미한다. 볼트군의 설계전단강도까지 도달하는 최대 편심하중 P_u 는 ϕP_n 와 같다.

2.3.2 매뉴얼의 설계도움표에 있는 C값

H형강 접합매뉴얼의 설계도움표에 있는 C값은 다음과 같은 방법으로 구해졌다.

$$\text{도움표의 C값 : } C = \frac{\phi R_n}{\phi r_n} = \frac{314}{94.2} = 3.62$$

여기서, ϕR_n 은 앞의 예제 2.3.1의 해석에서 구한 볼트군의 설계전단강도까지 도달하는 최대 설계편심하중, ϕ 는 강도저감계수, ϕr_n 은 볼트 1개의 설계전단강도(도움표 2.1.4, 2.1.5, 2.2.1 참조)이다.

2.3.3 도움표를 이용한 설계

앞의 예제 2.3.1에서 구한 최대 편심하중 P_u 를 도움표를 이용하여 구하시오.

앞의 2.3.1 예제풀이처럼 설계하고자하는 볼트군마다 일일이 소성회전중심법으로 해석하는 것은 매우 번거롭고 복잡하여 시간이 많이 소요되지만, 다음과 같이 'H형강 접합매뉴얼'에 제공된 설계도움표를 이용하면 쉽고 빠르게 설계할 수 있다.

① 볼트 1개당 설계전단강도 ϕr_n 산정

다음 3가지 강도를 3종류의 도움표를 이용하여 구하고 이 중에서 최소값을 설계전단강도로 한다.

- 직경 20mm(F10t-N)볼트의 전단강도 $\phi r_n = 94.2\text{kN}$ (최소값) 도움표 2.2.1 이용
- 볼트간격($s=75\text{mm}$)에 따른 지압강도 $\phi r_n = 22(17.5) = 387\text{kN}$ 도움표 2.1.4 이용
- 연단거리(40mm)에 따른 지압강도 $\phi r_n = 22(12.8) = 282\text{kN}$ 도움표 2.1.5 이용

② 볼트군의 설계강도 ϕR_n 산정

편심하중을 받는 볼트군의 설계도움표 중에서 하중각도 $=0^\circ$, 2열볼트, 수직볼트열의 간격 $=150\text{mm}$ 에 해당하는 도움표 2.1.8(1)에서 수직열 당 볼트수 $= 6$ 개, 볼트의 수직간격 $s=75\text{mm}$, 편심거리 $e_x=400\text{mm}$ 에 해당하는 볼트군의 강도계수 C 값 3.62를 읽어서 볼트 1개당 설계전단강도 $\phi r_n = 94.2\text{kN}$ 를 곱하여 볼트군의 설계강도를 구한다.

$$P_u = R_u = C \times \phi r_n = 3.62 \times 94.2 = 341\text{kN}$$

2.3.4 설계결과의 비교

다음 표에서 알 수 있듯이 탄성법에 의한 강도는 소성회전중심법에 비해 지나치게 낮게 평가되고, 도움표를 이용한 설계결과는 해석에 의한 결과와 잘 일치한다.

방법	설계강도	상대비교	비고
탄성법	$\phi R_n = 273\text{kN}$	1.00 (기준)	해석과정은 매뉴얼 참조
소성회전중심법(해석)	$\phi R_n = 341\text{kN}$	1.25	
소성회전중심법(도움표)	$\phi R_n = 341\text{kN}$	1.25	

2.4 소결

‘H형강 접합매뉴얼’을 이용한 소성회전중심법에 의한 설계는 매우 단순하며, 탄성법에 의한 설계에 비해 경제적인 설계를 할 수 있다. 다음회에서 각 Type별 필릿용접군의 설계 방식을 소개할 예정이다.