

컨테이너 크레인용 레일클램프의 U형 썰기 형상설계 Shape Design of the U-Type Wedge of the Rail Clamp for a Container Crane

한동섭 · 한근조

D. S. Han and G. J. Han

(접수일 : 2009년 6월 9일, 수정일 : 2009년 9월 17일, 채택확정 : 2009년 11월 9일)

Key Words : Rail Clamp(레일클램프), Container Crane(컨테이너 크레인), Mooring System(계류장치), Finite Element Analysis(유한요소해석), Shape Design(형상설계)

Abstract : The wedge type rail clamp compresses the rails with small clamping force at first, and with large clamping force when the wind speed increases because of the wedge working. If the supporter is not installed in the rail clamp with V-type wedge when the wind speed increases more and more, the structure will occur overload which leads the structure to fracture. But in the clamp with U-type wedge the supporter is not necessary because the tangential angle of the wedge increases as the sliding distance increases. The proper shape of U-type wedge is determined by the initial clamping force and the tangential angle of the wedge. Accordingly we, first, carry out the finite element analysis in order to analyze the relation between the sliding distance and the wedge angle. Next we suggest the proper shape of U-type wedge as analyze the relation between the radius of curvature and the sliding distance.

1. 서 론

차폐물이 거의 없는 항만에 설치된 컨테이너 크레인(container crane)은 초대형 컨테이너선(ULCS)의 출현으로 대형화, 고속화 되면서 돌풍으로 인한 사고의 위험이 증대되고 있다. 컨테이너 크레인은 작업 시 레일클램프(rail clamp)에 의해서 크레인이 레일방향으로 밀리는 것을 방지하게 되고, 계류 시 레일클램프, 스토리지 핀(stowage pin), 기어박스(gear box) 등이 함께 크레인의 밀림을 방지하게 되고, 타이다운로드(tie-down road)에 의해 크레인의 전도를 방지하게 된다. 컨테이너 크레인용 레일클램프는 작업 시 컨테이너 크레인을 정 위치에 고정시킬 뿐만 아니라 돌풍으로 인해 컨테이너 크레인이 레일방향으로 미끄러지는 것을 방지하는 장치이므로 작업 시 컨테이너 크레인 설계풍속기준에 따라 설계되어야 한다¹⁾. 썰기형 레일클램프는 초기에

는 작은 압착력으로 레일을 압착하다가 풍속이 증가하면 썰기작용에 의해 압착력이 증가하는 방식을 취함으로써 구조적으로 매우 안정되고, 내구성이 높은 장점을 가지고 있다. 썰기형 레일클램프를 설계하기 위해서는 먼저 초기압착단계(initial clamping stage)에서 초기압착력 설정을 위해 락커(locker)의 물림각과 조 패드(jaw pad)의 압착력 사이의 상관관계를 규명해야 하며²⁾, 다음으로 풍속이 증가함에 따라 썰기작용에 의해 압착력이 증가하는 썰기작용단계(wedge working stage)에서 썰기각과 롤러(roller)의 밀림거리 사이의 상관관계를 규명해야 한다³⁾. 이러한 롤러의 밀림거리는 썰기형 레일클램프의 압착력을 결정짓는 매우 중요한 요소이며, 풍속의 증가와 함께 롤러의 밀림거리가 커지면 과도한 압착력을 발생시켜 장치의 파손을 가져올 수 있다.

일반적으로 썰기의 형상은 V형이지만 이러한 V형 썰기는 썰기의 경사각이 일정하여 풍속이 증가함에 따라 밀림거리가 크게 발생하고 과부하로 인한 장치의 파손을 가져올 수 있기 때문에 과부하 방지를 위한 지지대가 필요하게 된다. 그러나 U형 썰기의 경우 밀림거리에 따라 접선의 각도가 커져 과

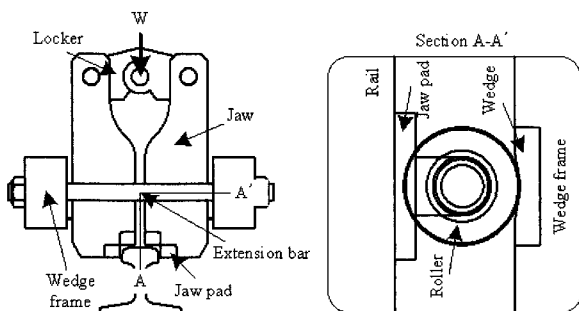
한근조(책임저자) : 동아대학교 기계공학과
E-mail : gjhan@dau.ac.kr, Tel : 051-200-7650
한동섭 : 동아대학교 BK21총괄사업단

부하 발생 전에 슬립(slip)이 발생하도록 설계할 수 있어 지지대가 필요 없게 된다. 본 연구에서는 밀림 거리 최소화를 위한 U형 썸기의 형상설계를 위해 먼저 기존 V형 썸기의 임계 썸기각을 분석하고, FEA(finite element analysis)을 통한 썸기각과 밀림 거리 사이의 관계를 분석하였다. 다음으로 풍속증가 시 과부하 방지를 위한 지지대 위치를 분석하고 U형 썸기의 과부하 방지를 위한 반경을 분석 후 밀림 거리 최소화를 위한 U형 썸기의 형상을 제시하였다.

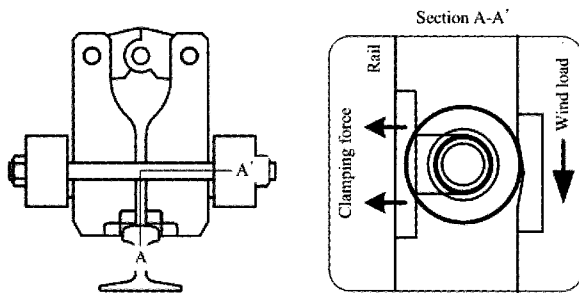
2. V형 썸기의 임계 썸기각

2.1 썸기형 레일클램프의 작동 메커니즘

본 연구에 사용된 모델은 50 ton급 컨테이너 크레인용 썸기형 레일클램프로써 주요 부품은 크게 락커(locker), 조(jaw), 조 패드(jaw pad), 롤러(roller), 썸기(wedge), 썸기 프레임(wedge frame), 인장 봉(extension bar)으로 구성된다. 작동단계는 Fig. 1에 나타낸 바와 같이 락커의 물림각 설정을 통해 조 패드가 작은 압착력으로 레일을 압착하는 초기압착단계와, 풍속이 증가하게 되면 썸기작용으로 인해 조 패드의 압착력을 증가시켜 레일방향으로 크레인이 미끄러지는 것을 방지하는 썸기작용단계로 나눌 수 있다.



(a) initial clamping stage



(b) wedge working stage

Fig. 1 Operating mechanism of the rail clamp

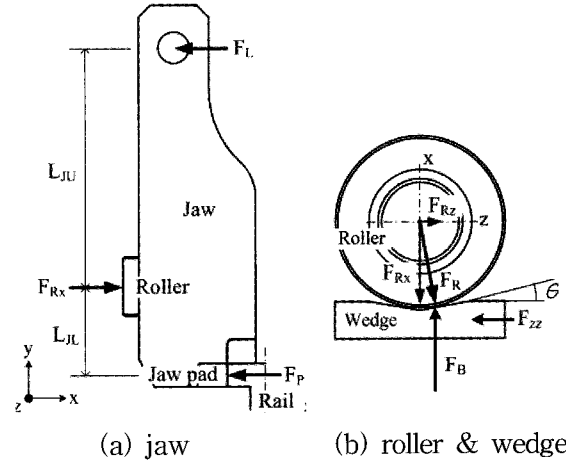


Fig. 2 Forces applied to main part of the clamp

2.2 V형 썸기의 임계 썸기각

썸기작용단계에서 레일클램프의 주요부에 작용하는 하중상태는 Fig. 2와 같다. 썸기작용단계에서 썸기각(θ)이 클 경우 썸기에 작용하는 하중의 x방향(레일에 수직방향)성분에 의한 마찰력보다 z방향(레일에 접선방향)성분의 힘이 더 크게 되고 이로 인해 조가 레일방향으로 밀리게 되어 썸기작용을 할 수 없으므로 이러한 현상을 방지하기 위한 최대 임계 썸기각을 설정해야 한다. 바람에 의해서 조가 레일방향으로 미끄러지지 않기 위한 조건은 다음과 같다.

[조건 1] 썸기면에 수직한 롤러의 하중(F_R)이 썸기 1개에 작용하는 레일방향의 풍하중(F_{zz})과 인장 봉의 압착하중(F_B)의 합력과 같을 것.

$$F_R \times \sin\theta = F_{zz} \quad (1)$$

[조건 2] 조건 1에서 롤러의 레일방향 하중(F_{Rz})에 의한 조 패드와 레일 사이의 마찰력($\mu_p F_p$)이 썸기 하나에 작용하는 레일 방향의 풍하중(F_{zz})보다 클 것.

$$\mu_p F_p \geq F_{zz} \quad (2)$$

썸기작용단계에서 조 패드의 압착력은 롤러의 수직하중(F_R)에 의해서 발생하므로 조 패드의 압착력(F_p)은 아래 식과 같다.

$$F_p = \frac{L_{JU}}{L_{JU} + L_{JL}} F_R \cos\theta \quad (3)$$

식(1)과 (3)을 식(2)에 대입하면 레일클램프가 레

일방향으로 밀리지 않을 임계 췌기각(θ_{ct})은 아래 식과 같이 나타낼 수 있다.

$$\theta_{ct} \leq \tan^{-1} \left(\frac{\mu_p L_{JU}}{L_{JU} + L_{JL}} \right) \quad (4)$$

즉, 조 패드가 밀리지 않을 임계 췌기각(θ_{ct})은 조 패드와 레일 사이의 마찰계수(μ_p)와 조의 전체 길이($L_{JU} + L_{JL}$)에 대한 조의 상단부 길이(L_{JU})의 비에 관한 식이므로 풍속(V_0)과 크레인의 용량에 의해 발생하는 풍하중과는 관계가 없으며, 임계 췌기각을 키우기 위해서는 조의 상단부와 하단부의 길이비(L_{JU}/L_{JL})를 키워야 함을 알 수 있다. 본 연구에서 사용된 모델의 경우, 조 패드와 레일의 마찰계수(μ_p)가 0.5, 조의 상단부 길이(L_{JU})가 303.5 mm, 조의 하단부 길이(L_{JL})가 101.5 mm이므로 조의 밀림을 방지하기 위한 최대 임계 췌기각(θ_{ct})은 풍속과 관계없이 20.54°로 나타났다.

바람에 의해서 컨테이너 크레인이 레일방향으로 미끄러지게 되면, 크레인에 연결된 췌기 프레임이 이동하면서 조에 장착된 롤러를 수평방향으로 밀게 된다. 이때 췌기 프레임에 의해서 조를 밀어내는 위치와 압착력에 의해서 조를 붙잡고 있는 조 패드와의 높이 차에 의한 전도 모멘트가 발생하게 된다. 조의 전도모멘트와 조 패드의 저항모멘트를 발생시키는 조와 조 패드에 작용하는 하중을 Fig. 3에 나타내었다.

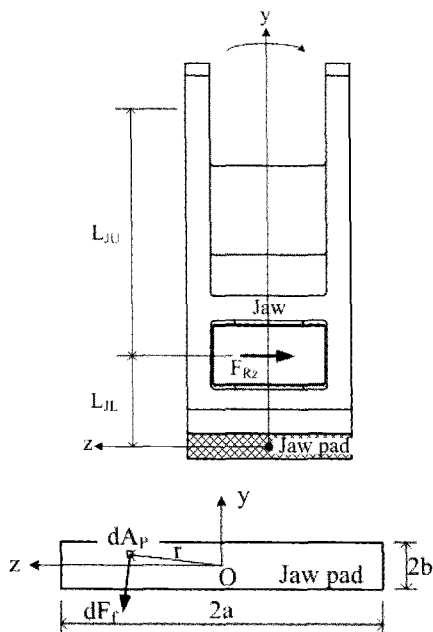


Fig. 3 Forces applied to the jaw and jaw pad

췌기각(θ)이 클 경우 췌기 프레임에 의해 작용되는 전도모멘트가 조 패드의 압착력에 의해 전디는 저항모멘트 보다 크게 되어 조가 전도되므로 췌기 작용을 할 수가 없게 된다. 따라서 이러한 현상을 방지하기 위한 최대 임계 췌기각(θ_{co})을 설정해야 한다. 바람에 의해서 조가 전도되지 않기 위한 조건은 다음과 같다.

[조건 3] 조 패드의 저항 모멘트(M_p)가 조의 전도모멘트(M_J)보다 클 것.

$$M_p \geq M_J \quad (5)$$

조 패드의 저항 모멘트(M_p)는 아래 식과 같다.

$$M_p = \frac{\mu_p G_p F_p}{A_p} \quad (6)$$

또한 롤러의 레일방향 하중성분(F_{Rz})이 조를 전도시킬 모멘트(M_J)는 아래 식과 같다.

$$M_J = F_{Rz} \times L_{JL} = \frac{L_{JL}}{L_{JU}} (L_{JU} + L_{JL}) F_p \tan \theta \quad (7)$$

식(6)과 (7)을 식(5)에 대입하면 조가 전도되지 않을 최대 임계 췌기각(θ_{co})은 아래 식과 같이 표현된다.

$$\theta_{co} \leq \tan^{-1} \left\{ \frac{\mu_p G_p}{A_p} \frac{L_{JU}}{L_{JL}(L_{JU} + L_{JL})} \right\} \quad (8)$$

A_p : 조 패드의 단면적

G_p : 조 패드의 단면1차모멘트 ($G_p = \int_{A_p} r \, dA_p$)

조가 전도되지 않을 임계 췌기각(θ_{co})은 조가 미끄러지지 않을 조건인 식(4)에 $G_p/(A_p L_{JL})$ 가 추가된 것임을 알 수 있으며, 풍하중과는 관계없이 조의 길이와 조 패드의 면적 사이의 관계에 의해서 결정된다는 것을 알 수 있다. 즉, 임계 췌기각을 크게 하려면, 조 패드의 길이를 늘이고, 조의 상단부 길이(L_{JU})를 키워야 함을 알 수 있다. 본 연구에서 사용된 50 ton급 컨테이너 크레인을 췌기형 레일클램프의 경우 $A_p = 6,150 \text{ mm}^2$, $G_p = 322,950 \text{ mm}^3$ 이므로 조가 전도되지 않을 최대 임계 췌기각(θ_{co})은 10.9°가 된다. 따라서 조건 1, 2, 3을 모두 고려했을 때 레일 클램프의 최대 임계 췌기각(θ_c)은 $\theta_c \leq \theta_{ct}$ 와 $\theta_c \leq \theta_{co}$ 을 동시에 만족하는 10.9°가 된다.

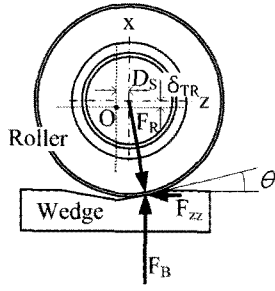


Fig. 4 Total x-axis deformation and sliding distance

3. 초기압착력과 밀림거리사이의 관계

3.1 췌기각과 밀림거리사이의 관계

췌기작용단계에서 췌기각과 밀림거리사이의 관계를 살펴보기 위하여 롤러와 췌기에 작용하는 하중과 롤러의 이동 변위를 Fig. 4에 나타내었다.

설계기준풍속에 해당하는 조 패드의 압착력을 발휘하기 위한 롤러의 밀림거리(D_S)는 아래 식과 같이 롤러의 중심에서 레일클램프의 주요부의 총변형량(δ_{TR})과 췌기각(θ)에 의해서 결정된다.

$$D_S = \delta_{TR} \cot \theta \quad (9)$$

이 때 x방향 총변위(δ_{TR})는 롤러의 중심을 기준으로 주요 부품의 합으로서 조, 조 패드, 라커의 변위는 양(+)¹⁾의 값을, 롤러, 췌기, 췌기 프레임, 인장 봉의 변위는 음(-)²⁾의 값을 가지므로 아래 식과 같이 나타낼 수 있다.

$$\delta_{TR} = \left\{ \delta_{JR} + \frac{(L_{JU} \delta_P + L_{JL} \delta_L)}{L_{JU} + L_{JL}} \right\} - \{ (\delta_R + \delta_W) \cos \theta + \delta_F + \delta_B \} \quad (10)$$

δ_{JR} : 조에서 롤러가 부착된 부분의 x방향 변위

δ_P : 조 패드의 x방향 변위

δ_L : 라커의 x방향 변위

δ_R : 롤러의 x방향 변위

δ_W : 췌기의 x방향 변위

δ_F : 췌기 프레임의 x방향 변위

δ_B : 인장 봉의 x방향 변위

3.2 초기압착력과 밀림거리사이의 관계

췌기작용이 시작되면 풍속이 증가함에 따라 레일클램프의 주요부에 발생하는 변형량이 증가하게 되는데, 발생하는 변형량의 합만큼 롤러가 췌기의 경사면을 따라 구르면서 x방향(레일에 수직방향)으로

이동하게 된다. 그런데 초기압착력을 설정하게 되면 초기압착력에 의해 주요부품이 변형된 상태이므로 주요부품의 실제 총변위(δ_{TR})는 순수 췌기작용에 의한 총변위($\delta_{TR,w}$)에서 설정된 초기압착력에 해당하는 총변위($\delta_{TR,i}$)만큼 뺀 값이 된다. 따라서 초기압착력을 고려하면 레일클램프의 밀림거리를 나타낸 식(9)는 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$D_S = (\delta_{TR,w} - \delta_{TR,i}) \cot \theta \quad (11)$$

췌기형 레일클램프의 밀림거리는 레일클램프의 주요 부품에 대한 강도해석을 수행하여 각 단품에 발생하는 x방향 변위를 구하고, 롤러의 중심에서의 변위 값으로 환산하여 합산함으로써 얻을 수 있다.

4. 췌기형 레일클램프의 유한요소해석

4.1 유한요소해석모델

췌기각 변화에 따라 췌기형 레일클램프의 각 단품에 발생하는 x방향 변위를 구하기 위하여 유한요소해석을 수행하였다. 해석에 5절점 피라미드 요소를 사용하였으며, 발생 오차가 5%이내로 수렴하도록 요소망 한 변의 길이를 최대 10mm로 설정하였다. Fig. 5는 그물망(mesh) 형상을 나타내었다.

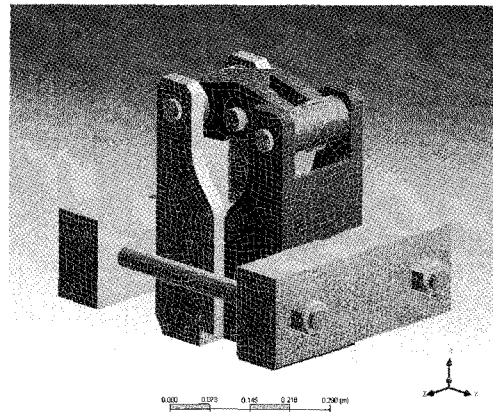


Fig. 5 Meshed shape of main part in the clamp

롤러 핀의 중심을 기준으로 조, 조 패드, 라커의 변위는 양(+)¹⁾의 값을 가지고, 롤러, 췌기, 췌기 프레임, 인장 봉의 변위는 음(-)²⁾의 값을 가지므로 레일클램프의 7가지 주요 부품을 크게 조, 라커, 조 패드로 연결된 조 부분과 롤러, 췌기, 췌기 프레임, 인장 봉으로 이어지는 췌기 부분의 2가지 조립품으로 나눠 해석을 수행하여 롤러의 핀에 발생하는 x방향 변위를 산출하였다.

4.2 설계변수 및 하중조건

적정 췌기각에 관한 기존 연구에서 최대 임계 췌기각은 10.9°이므로 50 ton급 컨테이너 크레인용 췌기형 레일클램프의 췌기각(θ)에 따른 밀림거리 변화를 살펴보기 위하여 2, 4, 6, 8, 10°의 5가지 췌기각을 설계변수로 설정하였다.

BS 2573⁴⁾을 따를 때, 바람에 의해 컨테이너 크레인에 발생하는 레일방향 하중, F_z 는 아래 식과 같다.

$$F_z = C_{tz} \cdot q_h \cdot A_{unit} \cdot L \quad (12)$$

C_{tz} : z방향 풍력계수

q_h : 고도(h)에 따른 풍압계수

$$q_h = \frac{1}{2} \rho \left(\frac{h}{20} \right)^{0.16} V_0^2 = q_h^* V_0^2$$

A_{unit} : 단위길이 당 부재의 수평면적

L : 부재의 길이

V_0 : 설계기준풍속

초기압착력 설정을 위한 초기설정 기준풍속($V_{0,i}$)인 10 m/s에 해당하는 풍하중을 견딜 수 있는 조 패드의 마찰력($F_{fp,i}$)과 작업 시 설계기준풍속인 40 m/s에 해당하는 풍하중을 견딜 수 있는 조 패드의 마찰력(F_{fp})을 발휘할 수 있는 하중을 식(12)을 사용하여 산출하였으며, 췌기각에 따라 주요부품에 작용하는 하중을 Table 1과 2에 나타내었다^{5,6)}.

Table 1 Forces applied to main part of the clamp according to the wedge angle (as $V_{0,i}=10$ m/s) [kN]

Forces	Wedge angle, θ [°]				
	2	4	6	8	10
$F_P = F_z/4\mu_p$	50.8	50.8	50.8	50.8	50.8
$F_L = F_P(L_{JL}/L_{JU})$	18.8	18.8	18.8	18.8	18.8
$F_R = (F_P + F_L)/\cos\theta$	69.7	69.8	70.1	70.4	70.7
$F_{Rx} = F_R \cos\theta$	69.6	69.6	69.6	69.6	69.6
$F_{Rz} = F_R \sin\theta$	2.43	4.87	7.33	9.79	12.3

Table 2 Forces applied to main part of the clamp according to the wedge angle (as $V_0=40$ m/s) [kN]

Forces	Wedge angle, θ [°]				
	2	4	6	8	10
$F_P = F_z/4\mu_p$	813.3	813.3	813.3	813.3	813.3
$F_L = F_P(L_{JL}/L_{JU})$	301.5	301.5	301.5	301.5	301.5
$F_R = (F_P + F_L)/\cos\theta$	1,115.4	1,117.5	1,120.9	1,125.7	1,131.9
$F_{Rx} = F_R \cos\theta$	1,114.7	1,114.7	1,114.7	1,114.7	1,114.7
$F_{Rz} = F_R \sin\theta$	38.9	77.9	117.2	156.7	196.6

4.3 유한요소해석결과 및 고찰

해석을 수행한 후 두 가지 하중조건에서 췌기각에 따라 롤러 핀에 발생하는 x방향 총변위를 Table 3에 나타내었다.

Table 3 Total x-axis displacements according to the wedge angle [mm]

Response	Wedge angle, θ [°]				
	2	4	6	8	10
$\delta_{TR,w}$	1.139	1.135	1.128	1.136	1.164
$\delta_{TR,i}$	0.071	0.071	0.070	0.071	0.073

Table 3을 식(11)에 대입하면 초기압착력을 고려한 췌기각에 따른 주요부의 x방향 총변위(δ_{TR})와 레일클램프의 밀림거리(D_S)를 구할 수 있다. 주요부의 x방향 총변위는 췌기각이 2°일 때 1.069 mm, 4°일 때 1.064 mm, 6°일 때 1.058 mm, 8°일 때 1.065 mm, 10°일 때 1.091 mm으로 나타났으며, 췌기각이 증가함에 따라 감소하다가 증가하였으나 변화량은 1.069 mm를 기준으로 미미하였다. 따라서 초기압착력을 고려한 췌기형 레일클램프의 x방향 총변위는 췌기각에 관계없이 1.069 mm라고 두면, 초기압착력을 고려한 50 ton급 컨테이너 크레인용 췌기형 레일클램프의 밀림거리(D_S)는 식(9)로부터 췌기각(θ)에 대한 코탄젠트(cotangent)함수로 나타낼 수 있다.

$$D_S = 1.069 \cot\theta \quad [\text{mm}] \quad (13)$$

5. U형 췌기의 형상설계

췌기형 레일클램프의 밀림거리 최소화를 위한 U형 췌기의 형상을 결정하기 위하여 Fig. 6에 U형 췌기의 치수를 나타내었다.

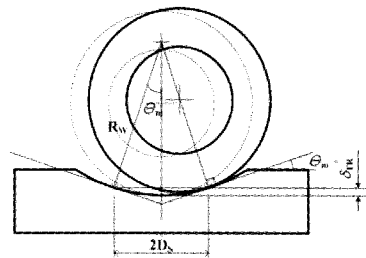


Fig. 6 Dimensions of U-type wedge for the clamp

U형 췌기의 형상을 원형단면으로 설정하였을 때, 췌기의 반경은 과부하 방지를 위한 지지대를 설치

할 필요가 없도록 썰기의 임계 접선경사각과 밀림 거리를 산출하여 설정할 수 있다. U형 썰기의 반경 (R_w)은 아래 식과 같다.

$$R_w = \frac{\delta_{TR}}{(1 - \cos \theta_m)} \quad (14)$$

θ_m : U형 썰기의 임계 접선각

U형 썰기의 반경과 밀림거리(D_s)사이의 관계식은 다음과 같다.

$$D_s = R_w \sin \theta_m \quad (15)$$

2장에서 최대 임계 썰기각이 10.9° 보다 크게 되면 썰기작용을 할 수 없으므로 이 값을 식(13)에 대입하면, 조 패드의 압착력 발휘를 위한 x방향 총변위 (δ_{TR})는 1.174mm가 된다. 이를 식(14)에 대입하면 썰기의 반경은 65mm가 되고 그때 밀림거리는 12.3mm가 된다. 그러나 식(13)으로부터 V형 썰기를 사용하였을 경우 밀림거리는 5.55mm이므로 U형 썰기를 원형단면으로 설정하게 되면 지지대는 필요 없게 되지만 V형에 비해 밀림거리가 더 커지는 단점을 안고 있다. 따라서 U형 썰기의 형상을 원형단면이 아닌 썰기의 중심위치에서 멀어질수록 접선의 각도가 커지는 타원형으로 설계해야 한다.

6. 결 론

컨테이너 크레인용 썰기형 레일클램프의 U형 썰기 형상설계를 위하여 초기압착력에 따른 썰기의 경사각과 밀림거리 사이의 관계를 분석한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

1) 썰기의 접선각(θ_m)이 10.9° 이상이 되면 썰기작용을 할 수 없으므로 이때 압착력 발휘를 위해 요구되는 x방향 총변위가 U형 썰기의 반경을 설정하고 그때의 밀림거리를 산출한다.

2) 분석결과 U형 썰기의 형상을 원형으로 하였을 경우 과부하 방지를 위한 지지대는 필요 없지만 V형 썰기보다는 밀림거리가 크게 발생하였다.

3) 따라서 밀림거리를 최소화하기 위해서는 U형 썰기의 형상을 원형이 아닌 곡률반경이 변하는 U자 형태로 설계되어야 함을 알 수 있었다.

후 기

본 연구는 동아대학교 교내연구비 지원을 받아 수행되었음.

참고 문헌

1. G. Oh, 2000, "Effective Clamping Force Measuring System for Spring Clamps", J. of KSPE, Vol. 17, No. 10, pp. 95~101.
2. G. J. Han, S. W. Lee, and D. S. Han, 2006, "A Study on the Relationship between Clamping Angle of a Locker and Initial Clamping Force in the Wedge Type Rail Clamp for a Container Crane", Key Engineering Materials, Vols. 326-328, pp. 1649~1652.
3. G. Han et al., H. Lee, J. Shim, D. Han, C. Ahn, and H. Jeon, 2004, "Study on the Wedge Angle of Wedge Type Rail Clamp for Container Crane", J. of KSPE, Vol. 21, No. 9, pp. 119~126.
4. BS 2573, 1983, "Rules for the Design of Cranes", British Standards UK.
5. 해양수산부, 2005, "항만시설장비검사기준", [별표 4].
6. Hanjin Heavy Industries & Construction Co., Ltd. Plant Engineering Department, 2000, "Structural & Mechanical Calculation for 50Ton Container Crane for Busan Port."