

Olson모델과 Plastic Failure Mechanism을 이용한 연성베리어 설계

Design of Flexible Barrier Using Olson Model and Plastic Failure Mechanism

고만기* · 김기동** · 우광성***

Ko, Man Gi · Kim, Kee Dong · Woo, Kwang Sung

1. 서론

LS-DYNA, PAM-CRASH 등과 같은 베리어 설계를 위한 각종 충돌해석 프로그램이 등장하고 있으나 충돌하중을 예측하고 이를 이용하여 설계를 시작하는 초기 설계 방법에 관한 연구는 별로 없어서, 공학적인 판단의 근거가 모호한 단면을 가정하여 곧 바로 시뮬레이션을 실시하는 시행착오적인 방법이 베리어 설계 분야에 일반화 되어 있다. 다행히 Olson Mode(Olson, 1970)이라는 간단한 해석모델이 개발되어 충돌하중을 쉽게 예측할 수 있는 방법이 개발되었으나 구조물의 변위를 구해야 정확한 값을 예측할 수 있기 때문에 설계가 완성되기 전에는 정확한 충돌하중을 예측하기 어려운 단점이 있다. 이러한 이유로 Olson 모델은 처짐을 무시한 비교적 강성의 교량 난간이나 강성 베리어의 구조해석 등에 제한적으로 적용되어 왔다. 그러나 연성 베리어는 도로여건에 따라 시방서에서 허용 변위량을 명시하게 되기 때문에 허용변위량과 , Plastic Failure Mechanism (PFM)법을 이용하여 계산한 각 설계 안 들의 극한하중을 이용하면 충돌하중에 대한 초기단계의 합리적인 설계안을 선정할 수 있게 된다. 본 논문에서는 Olson 모델을 이용한 하중산정에 차량의 제원과 베리어의 처짐이 미치는 영향을 설명하고 Olson 모델과 PFM법(Buth, 1985)을 이용한 합리적인 초기단면 선정 방법을 강성 차동형 Beam과 콘크리트로 부분 보강된 지주를 결합한 중앙분리대의 설계를 예로 설명하고 제안된 설계방법의 타당성을 베리어 전용해석 프로그램인 BARRIER VII 프로그램(Powell, 1973)을 이용하여 입증하고자 한다.

2. Olson Model을 이용한 충격 하중의 산정

2.1 충격력 산정

NCHRP Report 86에는 Olson Model 이라 불리는 종방향으로 베리어에 작용하는 충격력을 계산하는 간단한 수학적 모델이 제시되어 있다. Olson Model을 이용하면 충돌 중 차량에 가해지는 충격력을 계산할 수 있다. 충격력은 그림 1에 나타난 바와 같이 충격 순간으로부터 차량이 베리어에 평행하게 될 때까지 작용한다고 본다. 이 모델을 사용하는데 중요한 가정은 다음과 같다.

- 차량의 종·횡방향 가속도는 충돌 순간으로부터 차량이 평행하게 될 때까지 일정하다.
- 차량의 수직 및 회전 가속도는 무시한다.
- 차량이 교량난간에 평행하게 될 때 차량의 횡 방향 속도는 0이다.
- 차량의 방향이 바뀌는 동안 차량의 Snagging이 없다.
- 타이어와 지면의 마찰력은 무시한다.

*정회원. 공주대학교 건설환경공학부 부교수. 공학박사. 041-850-8632 (E-mail : mgko@kongju.ac.kr)

**정회원. 공주대학교 건설환경공학부 부교수. 공학박사. 041-850-8631 (E-mail : kkkim@kongju.ac.kr)

***정회원. 영남대학교 토목도시환경공학부 교수 공학박사 053-810-2593(E-mail : kswoo@yu.ac.kr)

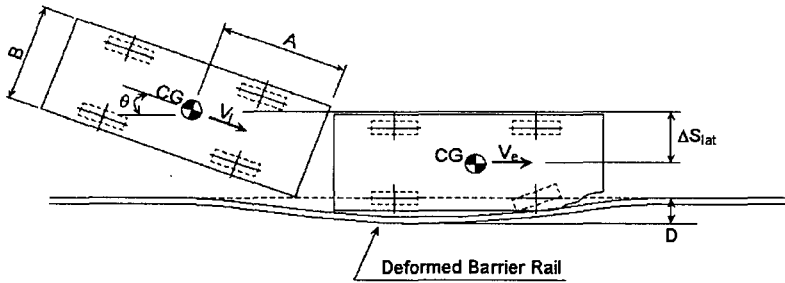


그림 1. 충돌시 차량의 거동

이 모델을 사용하여 충돌 시 횡 방향력을 구하는 과정은 다음과 같다.

베리어에 차량이 충돌하기 시작하는 시간을 t_0 라고 하고 베리어와 차량이 평행하게 되는시간을 t_p 라고 한다면, 시간 $t_0=0$ 에서 t_p 사이에서 베리어에 수직인 방향(횡방향)으로 차량이 이동한 거리 $S_{lat}(t_0, t_p)$ 는 다음 식 1과 같이 나타낼 수 있다.

$$S_{lat}(t_0, t_p) = A \sin \theta - 0.5B(1 - \cos \theta) + D \quad (1)$$

여기서, A : 차량 전면으로부터 차량중심까지의 거리

B : 차량 폭

θ : 충돌 각도

D : 베리어의 횡 방향 변위

시간 (t_0, t_p) 사이의 차량의 횡 방향 평균속도는 다음 식 2로 나타낼 수 있다.

$$V_{avg} = \frac{S_{lat}}{(t_p - t_0)} \quad (2)$$

또한 충돌시 $(t=t_0)$ 차량의 횡 방향 속도는 $V_{lat} = V_0 \sin \theta$ 이고 시간 $t_0=t_p$ 에서의 횡 방향 속도는 0 이므로 t_0 와 t_p 사이의 가속도가 일정하다고 가정하면 $V_{avg} = 0.5 V_0 \sin \theta$ 가 된다. 따라서 차량이 S_{lat} 만큼 횡 방향으로 이동하는데 걸리는 시간은 다음 식 3과 같이 된다.

$$t_p - t_0 = \frac{S_{lat}}{V_{avg}} = \frac{2S_{lat}}{V_0 \sin \theta} \quad (3)$$

이상의 관계를 종합하면 차량이 받는 감가속도는 아래 식 4와 같이 중력가속도 'g'의 단위로 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned} (G_{lat})_{avg} &= \frac{V_0 \sin \theta}{g(t_p - t_0)} \\ &= \frac{V_0^2 \sin^2 \theta}{2gS_{lat}} \\ &= \frac{V_0^2 \sin^2 \theta}{2g[A \sin \theta - 0.5B(1 - \cos \theta) + D]} \end{aligned} \quad (4)$$

만일 차량과 베리어의 강성을 선형스프링으로 이상화하면 충격력-시간곡선이 그림 2와 같은 Sine 곡선 형태가 되고, 충돌 시간동안 가속도 곡선의 면적은 같으므로 식 5로 나타낼 수 있다.

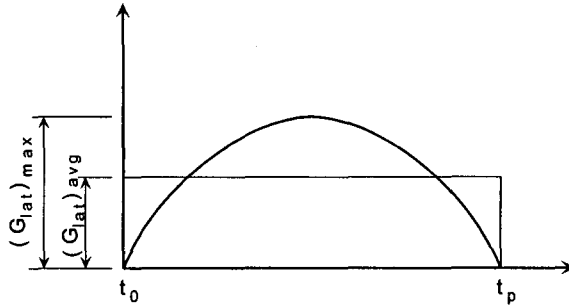


그림 2. 평균가속도 및 최대가속도

$$(G_{lat})_{avg}(t_p - t_0) = \frac{4 \frac{(t_p - t_0)}{2} (G_{lat})_{max}}{\pi} \tag{5}$$

식 5를 정리하여 차량의 최대 감가속도 $(G_{lat})_{max} = \frac{\pi}{2} (G_{lat})_{avg}$ 를 구할 수 있다.

따라서 베리어에 작용하는 횡 방향력은 가속도에 차량의 중량 W 를 곱함으로써 구할 수 있는데 평균 및 최대 횡방향 충격력은 다음 식 6과 식 7과 같다.

$$(F_{lat})_{avg} = (G_{lat})_{avg} W \tag{6}$$

$$(F_{lat})_{max} = \frac{\pi}{2} (F_{lat})_{avg} \tag{7}$$

2.2 충격력에 영향을 미치는 요소

Olson 모델로 충격력을 계산하는데 있어 차량의 폭(B)과 무게중심까지의 거리(A) 및 베리어의 변위(D)가 주어져야 하는데 설계 첫 단계인 하중추정 단계에서 'D'는 미지수이다. 따라서 지금까지 'D'를 0으로 가정하여 경우가 많았으나 이는 강성 베리어 설계에 제한적으로 사용가능한 것이다. 본 연구에서는 차량중량, 충돌 속도 및 충돌 각도가 일정할 때 Olson Model의 변수인 베리어의 변위(D), 차량의 폭(B), 무게중심 위치(A)의 변화가 충격력에 얼마나 영향을 미치는지 검토하였다. 그림 3은 차량폭(B) 및 무게 중심까지 거리(A)의 값이 2.4m 및 4.2m인 14ton 차량이 충돌각 15°로 충돌할 때 충돌속도별 베리어 변위에 따른 충격력의 변화를 식 4에 따라 계산하여 그래프로 나타낸 것이다. 여기서 80km/h충돌에 대한 충격력의 최대 및 최소치의 차이가 26.25ton으로 나타나 충격력 산정에서 적절한 베리어 변위(D)에 대한 가정의 중요성을 알 수 있다. 여기서 충돌하중은 베리어의 변위에 따라 크게 달라지며, 그 민감도는 변위가 증가함에 따라 감소함을 알 수 있다

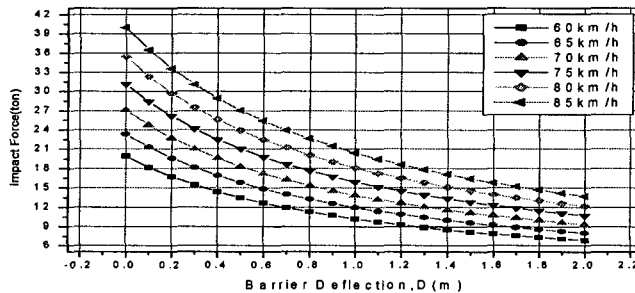


그림 3. 베리어 변위(D)에 따른 충격력(B=2.4, A=4.2, 14ton, 15°)



그림 4는 베리어의 변위(D)를 0.3m로 고정하고 A가 4.2m 일 때 14ton 차량이 특정한 충돌속도와 15°의 충돌 각도로 충돌 할 때 차량폭(B)의 변화에 따른 충격력의 변화를 식 7로 계산하여 그래프로 나타낸 것이다. 그림에서 차량폭(B)이 증가함에 따라 충격력이 선형적으로 증가하나 그 차이는 크지 않음을 알 수 있다. 차량 폭(B)의 변화는 충격력의 변화가 충돌속도85km/h인 경우 차량폭의 변화에 따른 충격력의 변화가 최대 1.6ton 이다. 실제 차량의 폭은 소형차의 경우 1.5m 내외이고, 대형 트럭의 경우 2.4m 정도임을 감안하며 충격력의 최대 차이는 0.39ton으로 차량폭의 변화는 충격력 산정에 큰 변수가 되지 않는 것으로 볼 수 있다.

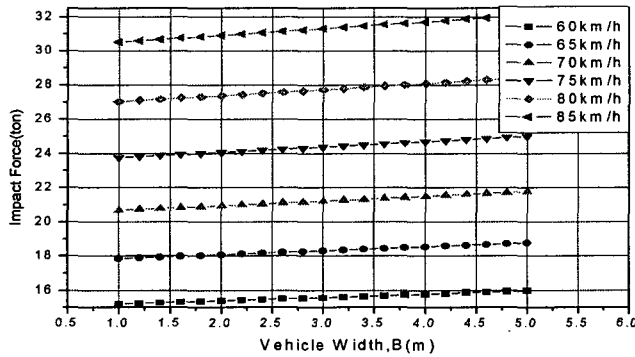


그림 4. 차량 폭(B)에 따른 충격력(D=0.3, A=4.2, 14ton, 15°)

그림 5는 베리어 변위 (D)와 차량폭(B)를 일정하게 했을 때 대한 차량의 무게중심 위치(A)별 차량의 충격력을 그래프로 나타낸 것으로, 무게 중심 위치(A)의 충격력에 대한 영향이 다른 변수에 비하여 매우 큰 것을 보여준다. 그러나 무게 중심이 차량의 뒷쪽으로 갈수록 변화가 작아지는 것을 알 수 있다. 차량의 무게중심 위치는 차량의 폭과 마찬가지로 설계차량이 결정되면 차량의 제원으로 결정될 수 있다. 이로부터 충돌 실험을 실시할 경우, 무게 중심의 위치가 베리어의 평가에 많은 영향을 미칠 수 있음을 예상할 수 있다. 따라서, 설계 기준 차량의 무게중심 위치(A)에 대한 정확한 규정이 필요하다.

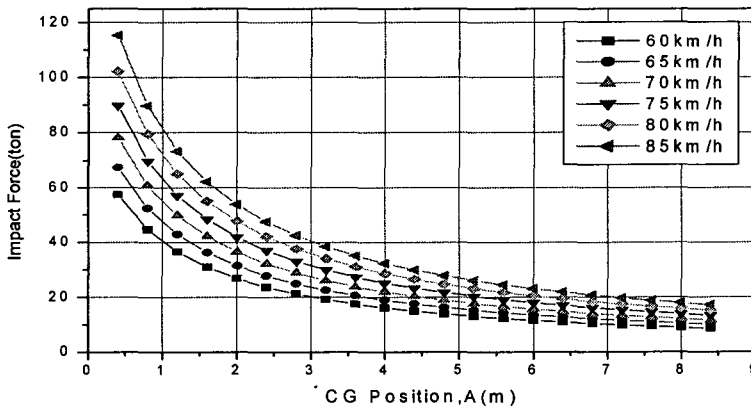


그림 5. 차량의 무게중심 위치(A)에 따른 충격력(D=0.3, B=2.4, 14ton, 15°)



3. 충격력과 사용성(허용변위)를 고려한 적정구조물의 설계

앞절에서 Olson Model 을 이용한 충격력의 산정에는 차량폭(B), 차량의 무게중심위치(A) 및 베리어의 변위(D)가 필요함을 알았다. 이들 요소 중에 충격력에 대한 영향은 미미한 반면 무게중심의 위치 및 베리어 변위의 충격력에 대한 영향은 매우 중요한데, 무게중심의 위치는 표준 차량의 재원으로 정형화 시킬 수 있지만 베리어의 변위(D)는 베리어의 구조설계가 완성되어야 추정이 가능하다. 그러나 Olson Model 을 이용한 하중산정에 구조물의 변형이 필요한 것이 문제이다. 이러한 상황에서는 베리어의 설계는 탑승자의 안전도는 제외하고 사용성 및 구조적 강도 측면만 고려하더라도 그림 6과 같은 시행착오의 과정을 거쳐야 한다.

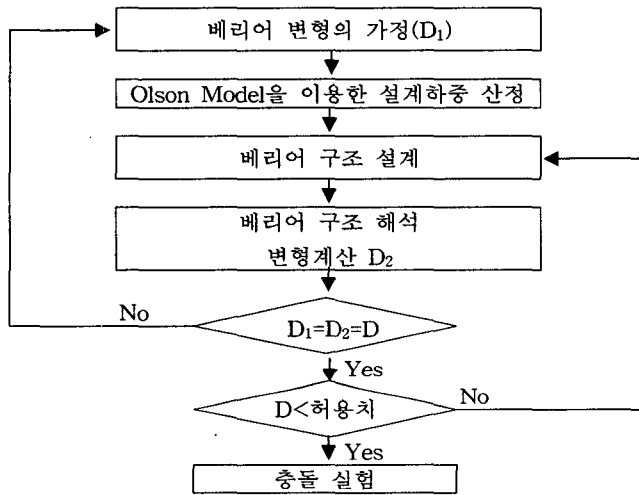


그림 6. 베리어 설계과정

특히 베리어 구조 해석이 대변위의 비선형 충돌문제라는 문제점 때문에 수치 해석이 불가피하다. 그러나 수치해석에 수반되는 시간, 모델링 및 해석과정의 복잡성등을 고려하면 충돌실험 전단계의 예비설계로는 효율 적이지 못하다. 본 연구는 Plastic Failure Mechanism(PFM)를 이용한 극한 하중의 산정법과 Olson Model 을 적절히 활용해서 종합적인 시뮬레이션이 가능한 합리적인 설계안을 도출하기위한 방법을 제시하기 위한 것이다.

본 연구에 사용된 베리어는 대형차와 소형차에 대한 서로 상반된 성능 요구조건(구조 강도및 탑승자 안전도)을 만족시키기 위하여 베리어 빔단면의 강성을 2중으로한(공주대학교방재연구센터, 2003) 강성 차등형빔과 콘크리트로 Tube 내를 부분 충전하여 횡방향 지지력을 강화시킨 지주로 구성된 중앙분리대로 그림 7과 같은 형태를 취한다.

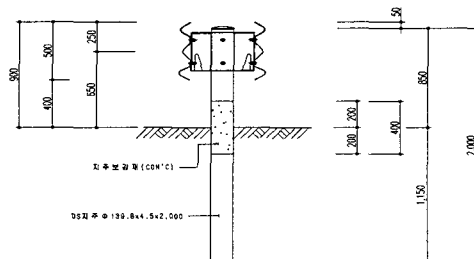


그림 7. Composite 지주 형상



상기 단면의 Beam구조 특성은 표 2와 같고 콘크리트($f_{ck}=270\text{kg/cm}^2$)로 그림 7과 같이 보강된 지주는 정적 재하 실험을 통하여, 극한하중 5.5ton, 항복 모멘트 3t. m, 극한 모멘트 4.25t. m로 확인 되었다.

표 2. DS Guardrail Beam의 제원 및 단면력

구 분	탄성계수 E (t/cm ²)	단면적 A(cm ²)	단면 2차모멘트 (cm ⁴)	항복 모멘트 (kg · cm)
상부 Beam	2,100	26.0	1181.0	421,785.7
하부 Beam	2,100	19.32	294.0	105,000.0

위 지주실험으로부터 구한 데이터 및 단면관련 데이터를 근거로, 그림 (7)의 단면을 지주간격 2m(Design I), 2.5m(Design II), 3m(Design III)로 변화시켜 가면서 (PFM)을 이용하여 해석하면 각 설계별 극한 하중과 파괴 모드는 표 3과 같다

표 3. 설계안별 극한 하중

Design Alt.	Failure Mode	Beam(ton)	Post(ton)	Total(ton)
Design I (2m)*	2 Span	12.05	5.5	17.55
Design II (2.5m)*	2 Span	9.37	5.5	14.87
Design III (3m)*	2 Span	7.67	5.5	13.17

* 괄호안은 지주간격

PFM을 이용하면 극한 하중을 계산 할 수 있으나 변위를 계산할 수 없다. 배리어의 설계에서 탑승자 안정을 차후에 고려한다고 하더라도 변위량은 배리어 설계에 있어서 중요한 제약 사항이다. 따라서 변위량은 Olson Model을 이용한 하중산정 뿐 아니라 그 값 자신이 설계의 주요 파라미터가 되는 것이다. 충돌시 하중과 변위량은 그림 7과 같이 충돌속도별 배리어 변위별 충돌 하중을 Olson Model로 구하여 그래프로 그리고 그 위에 각 단계별 PMF에 의한 극한 하중을 그려보면 설명이 가능하다. 즉, 그림 8에서 지주간격 2m인 배리어의 극한강도 17.55ton은 35cm의 변형을 허용한다면 14ton-65km/h-15°의 충돌에 대한 충격력에 해당함을 알 수 있다. 또는 지주간격 2.5m인 배리어의 극한강도 14.87ton은 14ton-65km/h-15°의 충돌조건에서 60cm의 변위가 허용 될 때 가능한 충격력이다. 이러한 방법으로 충돌조건 및 허용처짐량과 각설계안의 극한 하중을 알게 되면 적절한 설계안을 선정할 수 있다.

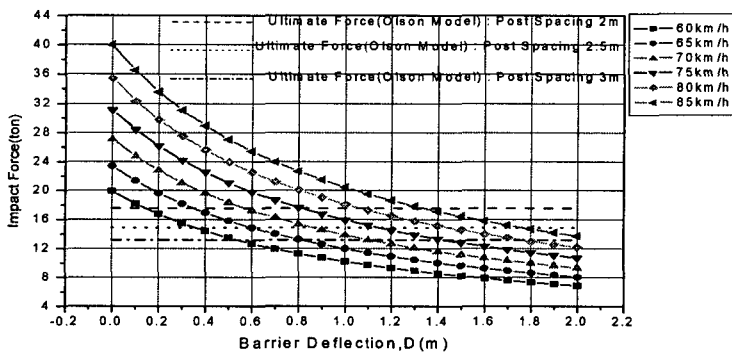


그림 8. 충돌조건별 충격력 산정

제시한 방법의 타당성을 보이기 위하여 앞에서 예로 제시된 지주간격 2.5m의 설계안(Design II)에 대한 충돌



시 거동을 BARRIER VII 프로그램을 이용하여 해석해보기로 한다. BARRIER VII은 1973년 U.C. Berkely의 Powell 교수팀에 의해 개발된 자동차 방호시설의 전산구조해석 프로그램으로 차량이 연성배리어(Flexible Barrier)와 충돌하였을 때 2차원 평면에서 차량과 방호울타리 사이의 상호작용 및 동역학적인 거동 즉, 방호울타리의 최대변위, 충격력, 가속도, 이탈각도, 이탈속도 등을 분석할 수 있는 재료적, 기하학적 비선형 이론에 기초한 동적해석 프로그램이다.

시뮬레이션에 사용된 보와 지주의 물성치는 표 2 및 표 4과 같다.

표 4. 지주 물성치

강성	항복모멘트	극한전단력	파괴시 변위
1254.48kg/cm (7.02k/in)	425000kg · cm (368.63k · in)	45400kg (100.0k)	63.96cm (25.18in)

또한 해석에 사용된 14ton 차량 모델의 물성치는 표 5와 같다.

표 5. 차량 모델의 물성치

무게		14ton (=30856 lb)
관성 모멘트		146.36 ton · cm · sec ² (=127000 lb · in · sec ²)
단위 스프링 강성	Before Bottoming	0.03 kN/cm/cm (=0.044 k/in/in)
	After Bottoming	0.19 kN/cm/cm (=0.275 k/in/in)
	Unloading	5.69 kN/cm/cm (=8.25 k/in/in)

그림 9 및 그림 10은 14ton-65km/h-15°의 충돌에 대한 지주간격 2.5m설계안(Design II)의 충돌시 거동을 BARRIER VII 프로그램으로 해석한 결과를 보인 것이다. 그림에서 볼 수 있듯이 최대처짐은 충돌 후 0.33초에 57.2cm로 허용치 60cm 이하를 나타내고 있는데 이는 그림 8에서 설명한 바와 같이 설계안의 극한 하중(14.87ton)이 14ton-65km/h-15° 충돌조건하에서 60cm의 변위를 허용할 때 Olson 모델로 계산한 충돌하중과 같게 된다는 사실과 잘 일치하는 것으로 Olson Model과 PFM법으로부터 설계단면을 결정하는 방식의 타당성을 입증하는 것이다.

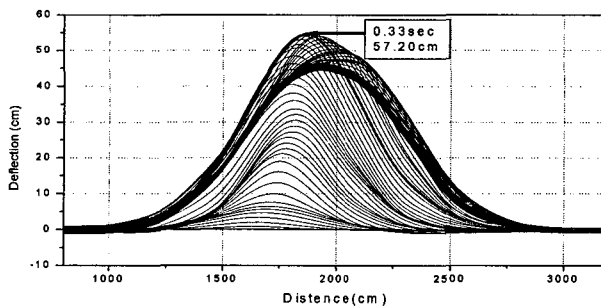


그림 9. 배리어의 처짐 형상

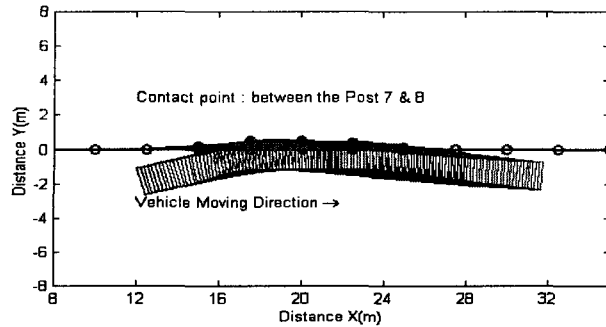


그림 10. 차량의 충돌거동

4. 결론

본 연구는 Olson 모델을 이용한 하중산정에 차량의 폭 및 차량 무게 중심의 위치 그리고 베리어의 처짐이 미치는 영향을 파악하고, Olson 모델과 PFM법을 이용한 합리적인 초기단면 선정방법을 강성 차등형 Beam과 콘크리트로 부분 보강된 지주를 결합한 중앙분리대의 설계를 예로 설명하였으며 제안된 설계방법의 타당성을 베리어 전용해석 프로그램인 BARRIER VII 프로그램을 이용하여 입증한 것으로 다음과 같은 결론으로 요약할 수 있다.

1. Olson 모델을 이용한 충돌하중 산정에 있어서 차량 폭의 영향은 무시할 만하나 중심위치 및 베리어 변위의 영향은 중요하다.
2. 연성 베리어 단면을 선정함에 있어서 차량의 제원을 고정시키고 충돌 조건 별 충돌하중-베리어 변위 곡선을 그린 다음, 여러 가지 설계 대안에 대한 극한하중을 Plastic Failure Mechanism (PFM)에 의거 계산 하여 충돌하중-베리어 변위 곡선에 표시하면 시방서에 주어진 허용변위를 고려한 설계 대안을 찾을 수 있다.

참고문헌

1. Olson ,R.M.,Post, E.R., and McFarland, W.F., " 13 Tentative Service Requirements for Brige Rail Systems, " NCHRP Peport 86, Highway Research Council, Washington, D.C., 1970
2. Buth ,C.E .and Campise, Wanda L., " Performance Limites of Longitudinal Barrier Systems," Vol. 1: Summary Report, FHWA Contract DTFH61-82-C-00051, Texas Transportatin Institute, January 1985
3. G. H.Powell, "BARRIER VII :A Computer Program for Evaluation of Automobile Barrier Systrms," U.C. Berkely, California, 1973
4. 공주대학교 방제연구센터, " Dual Strength(DS) Guardrail을 이용한 중앙분리대 및 노측용 베리어 시스템 개발", 2003