

# 포장가속시험시설의 동역학 힘 예측 및 강도설계에 관한 연구

## A Study of Dynamic Force Estimation and Strength Design of KALES

김 낙 인<sup>1)</sup> · 양 성 철<sup>2)</sup> · 박 용 겔<sup>3)</sup>  
*Kim, Nak-In Yang, Sung-Chul Park, Yong-Geol*

요 약 : 본 연구에서는, 포장가속시험시설이 사용 중 발생 가능한 동역학적 힘을 예측하기 위해, 이미 개발되어 운용중인 모형시험시설을 이용하여 차량 운동방정식을 구하고, 모형시험시설과 포장가속시험시설(KALES : Korea Accelerated Loading and Environmental Simulator)의 상사관계를 이용하여 KALES가 운행 중 발생할 수 있는 동역학적인 힘을 예측하였다. 이를 기반으로 실제 차량 구조부 형상에 대한 상세설계를 전산해석과 피로수명평가 방법을 이용하여 수행하였다. 해석 결과, 동역학적 모형화 및 피로 강도 해석기술을 기반으로 설계된 KALES는 시험 중 발생하는 사용하중 이력에 대해서 피로 강도적으로 충분한 안전성이 확보되도록 설계됨을 확인할 수 있었다.

ABSTRACT : The dynamic force estimation and strength design of KALES (Korea Accelerated Loading and Environmental Simulator) are studied. The KALES is continuously rotating the test track and subjected to the dynamic or impact forces during operation since the track is composed of straight and curved line. To estimate the dynamic force, a dynamic equation for the model car which was already made is derived with analytical and experimental techniques. Using similarity relationships between the model car and KALES, the dynamic force and stability properties for KALES can be predicted. The stress analysis and fatigue life estimation of KALES is also estimated with the calculated dynamic load. From the stress analysis and fatigue life estimation results, it was found that the design of KALES is safe.

핵심용어 : 포장가속시험시설, 강도설계, 동역학 힘 예측, 전산응력해석, 피로수명평가  
KEYWORDS : kales, strength design, dynamic force estimation, computational stress analysis, fatigue life estimation

1) (주)대우종합기계 중앙연구소 책임연구원, 공학박사  
2) 정희원, 홍익대학교 건축공학과 조교수, 공학박사  
3) 정희원, 서울산업대학교 구조공학과 부교수, 공학박사

본 논문에 대한 토의를 2001년 10월 31일까지 학회로 보내주시면 토의 회답을 게재하겠습니다.

## 1. 서론

경제발전과 함께 지속적으로 증가해온 국도 및 고속도로는 산업화와 더불어 급격하게 증가하고 있는 교통량을 감당하기 위해 신설 및 확장이 계속되고 있다. 이러한 추세는 도로의 건설과 더불어 오랜 사용을 통해 노후화된 도로포장의 유지관리 및 보수비용의 증가로 이어지고 있어 우리 실정에 맞는 도로포장의 설계 및 평가방법 확립의 필요성이 대두되고 있다. 그러나, 기존의 보수재료 및 보수 공법이 정립되지 않은 여건에서 일시적인 도로의 보수에 더 많은 비용을 소비하게 되는 경우가 발생함으로써 보수 공법의 중요성과 아울러 도로 포장체의 주된 손상 요인을 단기간 내에 평가할 수 있는 시험기가 필요하였다.

세계적으로 이미 개발되어 사용하고 있는 포장 가속시험기는 대부분 아스팔트 도로시험을 위하여 개발된 시스템이 적용되고 있다. 그러나, 국내의 도로 유형은 점차적으로 내구성이 강한 콘크리트 도로가 널리 활용될 전망이다기 때문에 콘크리트 도로 시험을 위한 독자적인 포장가속시험시설(KALES : Korea Accelerated Loading and Environment Simulator) 개발이 필요하다고 판단되었다. KALES는 구조적으로 크게 2부분으로 나누어진다. 첫번째는 가상차량(virtual vehicle)이라 정의되는 부분이며, 실제 도로 위에 차량을 묘사하는 부분으로서 가상차량의 바퀴를 이용하여 시험도로에 반복하중을 인가한다. 두번째 부분은, KALES가 연속적으로 시험주행로를 회전할 수 있게 안내하는 차량으로서 안내차량(guide vehicle)이라 정의한다. 개발될 예정인 시험시설은 정상작동 조건에서 고속으로 시험도로 위를 주행한다. 그 결과, 시험도중 시험기 주요 부재에 동역학적 힘과 충격특성에 의한 충격 하중이 인가될 수 있다. 그러므로, 시험 시설의 안전한 관리 유지 및 장비사용 효율을 증가시키기 위해, KALES의 제작 전 예측된 사용하중을 기반으로, 충분한 안전설계가 이루어져야 한다. 본 연구에서

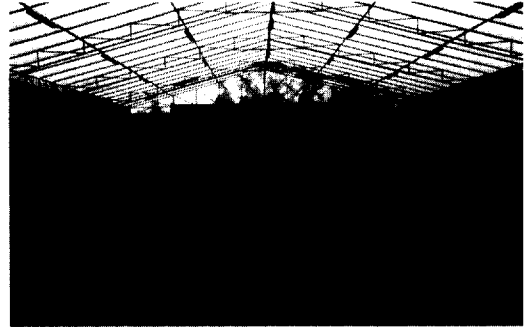


그림 1. 모형시험시설 전경

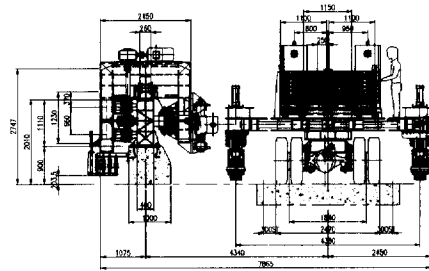


그림 2. 포장가속시험시설(KALES)의 측면도

는, 사용 중 발생 가능한 실제 KALES의 동역학적 힘을 예측하기 위해, 이미 개발되어 운용중인 모형시험시설(model car)을 이용하여 차량 운동방정식을 구하고, 모형시험시설(그림 1)과 KALES(그림 2)의 상사관계를 이용하여 KALES가 운행 중 발생할 수 있는 동역학적인 힘을 예측하였다. 이를 기반으로 실제 KALES의 구조부 형상에 대한 상세설계를 전산해석과 피로수명평가 방법을 이용하여 수행하였다. 해석 결과, 동역학적 모형화 및 피로강도 해석기술을 기반으로 설계된 KALES는 시험 중 발생하는 사용하중 이력에 대해서 피로 강도적으로 충분한 안전성이 확보되도록 설계됨을 확인할 수 있었다.

## 2. 모형시험시설의 동역학 모형화

포장가속시험시설(KALES)은 타원형의 시험주행로에 반복적인 주행을 하기 때문에, 시험차량이 직선, 직선-곡선 및 곡선패도를 운행할 때, 운행

조건 및 차량의 설계 특성에 따라 동역학적 힘이 발생한다. 하지만, 지면과 타이어에 의한 마찰특성, 차동기어, 직선에서 곡선으로 주행로가 천이하는 부분에서 회전반경의 급작스러운 변화에 의한 충격특성 등은 정확한 수학적 모형을 구하기가 거의 불가능하다. 특히 충격에 의해서 구조물에 형성되는 하중은 지지부가 가지고 있는 국부강성도, 전체 강성도 및 국부댐핑 특성에 의해서 그 최대 크기가 형성되기 때문에 주로 실험에 의해서 예측할 수밖에 없다. 그 결과, 현재 제작되어 사용중인 모형시험시설에 대한 이론적인 동역학식을 구하고, 모형화가 불가능한 부분 및 계수는 실험을 통해 구하였다.

직선구간에서 차량은 정속도 운전을 한다고 가정하면, 발생하는 동역학적 힘은 차량이 정속도를 유지하기 위하여 가상차량의 바퀴부분에서 발생하는 마찰력과 공기저항에 의해서 발생하는 힘들로서 그림 3과 같이 전체적으로 매우 작은 힘(70kgf 정도의 시험오차)이 발생하는 반면, 곡선 및 천이 구간에서 큰 힘이 발생하므로, 이들 구간에 대한 동역학 모형화를 수행하였다.

### 2.1 곡선패도 구간

직선-곡선 천이과정을 거쳐, 곡선구간에서 가상차량에 발생할 수 있는 힘은 바퀴의 회전과 차동기어를 갖는 정상적인 조향장치와 KALES와 같이 차동기어만을 가지는 경우로 분리하여 생각할 수 있다. 그 이유는, 정상적인 조향장치를 가지고 있을 때는 앞바퀴가 곡선주행을 따라 정상적인 곡선운동이 가능하지만, 현재와 같은 주행 시스템을 가질 때는, 곡선구간동안 앞바퀴는 회전중심 방향으로 이끌리어 곡선의 반지름 방향으로 연속적인 미끄럼 운동이 발생, 타이어와 지면 사이에 마찰력이 형성된다. 본 연구에서는 동역학적 모형화를 간단히 하기 위해, 가상차량과 2대의 안내차량 사이에 연결된 링크는 항상 회전중심을 향하고 있다고 가정한다. 이는 가상차량에 인가되는

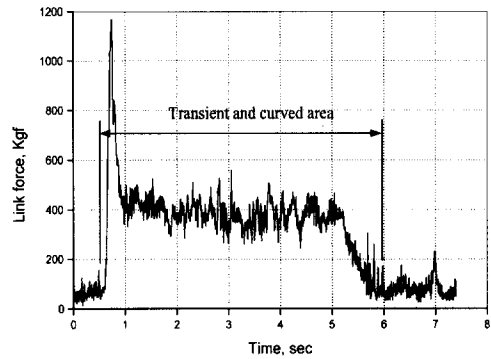


그림 3. 시속 10km에서의 링크 힘

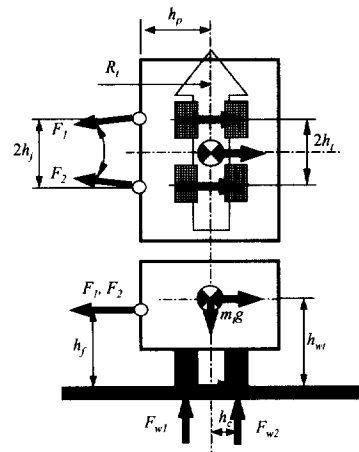


그림 4. 가상차량에 작용되는 힘

반지름 방향의 힘이 접선방향의 힘에 비해서 매우 크다는 가정으로 그림 3과 같이 실제 모형시험시설의 시험에 의해서 확인된바 있다<sup>(1)</sup>.

정상적인 조향장치를 가지고 있을 때는 각각의 타이어는 회전 중심방향으로 미끄럼 운동이 발생되지 않으며, 곡선주행 구간동안에 가상차량의 가속 및 감속이 없다는 가정하에 그림 4에서 다음과 같이 구할 수 있다.

$$F_1 = F_2 = F, F_{\mu 1} = F_{\mu 2} = F_{\mu}, F_{w1} = F_{w2} = m_t g / 2 \quad (1)$$

$$2F \cos \theta - 2F_{\mu} = m_t R_t \omega^2 \quad (2)$$

$$F_{w1} + F_{w2} = m_t g \quad (3)$$

$$m_t R_t \omega^2 (h_{wt} - h_f) + h_p m_t g = (h_p - h_c) F_{w1} + (h_p + h_c) F_{w2} + 2h_f F_\mu \quad (4)$$

$$2F \cos \theta (h_{wt} - h_f) + F_{w1} h_c = F_{w2} h_c + 2F_\mu h_{wt} \quad (5)$$

여기서  $m_t$ 는 가상차량의 질량이고  $\omega$ 는 곡선 패도 주행 중 차량이 가지고 있는 회전 각속도이며,  $g$ 는 중력 가속도이다. 여기에서는 바퀴와 지면과의 상대 운동이 없다고 가정하므로, 바퀴에 인가되는 마찰력은 항상  $F_\mu \leq \mu m_t g / 2$ 의 제한 조건을 갖는다. 만일 이 제한조건이 깨지면 차량은 롤링방향으로 전복될 수 있다. 또한 여기에서도 도입된 마찰계수  $\mu$ 는 차량에 대해 안정적으로 계산하기 위해 정적마찰계수보다 동적마찰계수 값을 사용한다.

조향장치로서 차동기어만을 가지고 있는 KALES의 바퀴의 방향은 가상차량 중심과 차량의 회전 중심을 연결하는 수직선인 점선방향을 가지고 있으므로, 곡선주행 중 가상차량의 앞바퀴는 회전중심 방향으로, 뒤바퀴는 회전중심 반대방향으로의 요우 미끄럼 운동이 발생한다. 또한, 안내차량과 연결되는 링크가 차량무게중심에 대해서 하부에 존재하므로 차량의 롤링모멘트 평형에 의해 원심력에 의해서 차량바퀴 부분과 지면 사이에 항상 반지름방향의 마찰력이 형성하게 된다. 또한 차체는 피치운동이 없으며, 뒤바퀴는 차체의 방향에 따라 이동만 하는 미끄럼 운동이 없다는 가정하에 다음과 같은 관계를 구할 수 있다.

$$(F_1 + F_2) \cos \theta - F_{\mu 1} - F_{\mu 2} = m_t R_t \omega^2 \quad (6)$$

$$m_t R_t \omega^2 (h_{wt} - h_f) + h_p m_t g = (h_p - h_c) \times F_{w1} + (h_p + h_c) F_{w2} + h_f (F_{\mu 1} + F_{\mu 2}) \quad (7)$$

$$(F_1 + F_2) \cos \theta (h_{wt} - h_f) + F_{w1} h_c = F_{w2} h_c + h_{wt} (F_{\mu 1} + F_{\mu 2}) \quad (8)$$

$$F_{\mu 1} h_t + F_2 \cos \theta h_j = F_{\mu 2} h_t + F_1 \cos \theta h_j \quad (9)$$

표 1. 가상차량의 형상 및 질량(모형시험시설)

변수	값	변수	값
$m_t$	3.400kg	$h_p$	0.969m
$R_t$	4.100m	$h_t$	0.350m
$h_f$	0.907m	$h_{wt}$	1.117m
$h_j$	0.525m		

표 2. 가상차량의  $F_1$  시험결과(모형시험시설)

시속 (km/h)	직선구간 (kgf)	곡선구간 ( $F_c$ :kgf)	천이구간 ( $F_t$ :kgf)	$F_t/F_c$
5	70	298	387	1.30
8	70	328	717	2.19
10	70	381	1143	3.00

표 3. 가상차량의  $F_1$  해석결과(모형시험시설)

시속 (km/h)	조향조건 ( $F_{ws}$ :kgf)	무조향조건 ( $F_{os}$ :kgf)	무조향조건 마찰계수	$F_{ws}/F_{os}$
5	87	295	0.31	3.39
8	222	329	0.18	1.48
10	346	388	0.10	1.12

식 (9)에서 뒤바퀴는 미끄럼 운동을 하지 않으므로 조건을 만족해야 한다. 가상차량의 형상 및 질량은 표 1과 같으며 그림 3에서 구한 실험 결과는 표 2와 같다.

표 3과 같이 시험차량에 정상적인 조향 시스템을 가지고 있을 때의 계산결과는 실제 측정된 결과와 많은 차이를 가져옴을 알 수 있다.

하지만 조향 장치가 없는 경우와 같이 시험의 선두바퀴가 미끄럼 운동을 하고 있다는 가정하에 유도한 관계에서는, 각각의 속도에 대하여 사용된 마찰계수를 변화시키면 시험결과와 잘 일치함을 알 수 있다. 하지만, 이 방법에서도 실험 값과 계산된 값을 맞추기 위해서 마찰계수의 값을 각각의 속도에 대하여 각각 다른 값을 대입하였다. 결국 제안된 식이 적절하다면 차량 선두바퀴에서 발생하는 측면방향의 등가 동적마찰계수는 바퀴의 회전 속도가 증가함에 따라 감소되어야 한다는 것이다. 이러한 현상은 일반적으로 쉽게 관찰될 수 있는 물리적 현상이므로 제안된 모형은 적

절하다는 것을 알 수 있다. 그 결과, 차량의 속도가 증가하면 표 3과 같이 정상적인 조향휠을 가진 시스템으로 접근한다는 것을 알 수 있다. 또한 가상차량의 속도가 0에 도달할 때 마찰계수는 0.56에 접근함을 시험결과로부터 예측할 수 있었으며, 일반적으로 타이어와 시멘트간의 정지 마찰계수는 0.5-0.9의 값을 가지고 있으므로 제시한 방법론이 적절함을 알 수 있다.

## 2.2 안내차량

정상적인 주행과정에서 안내차량과 가상차량사이에 발생하는 차량 주행방향의 상호 작용하는 힘이 없다고 가정한다. 그러므로, 곡선구간에서 반지름 방향으로의 힘은 안내차량의 원심력에 의한 힘과 시험차량에서 발생한 힘에 의한 외력이 그림 5와 같이 작용하며, 다음과 같은 관계를 구할 수 있다.

$$F_{t1} = \frac{1}{h_1 - h_2} [F(h_1 - h_f) + F_{tc}(h_1 - h_{tc}) + m_g R_g \omega^2 (h_1 - h_{wg})] \quad (10)$$

$$F_{t2} = \frac{1}{h_1 - h_2} [F(h_f - h_2) + F_{tc}(h_{tc} - h_2) + m_g R_g \omega^2 (h_{wg} - h_2)] \quad (11)$$

$$F_{tc} = \frac{1}{h_{tc} - h_2} [F_{t2}(h_1 - h_2) - F(h_f - h_2) - m_g R_g \omega^2 (h_{wg} - h_2)] \quad (12)$$

안내차량 우측에 설치되어있는 바퀴,  $F_{tc}$ 의 역할은 시험초기부터 안내차량이 안내패도에 밀착되도록 하는 역할을 할 수 있도록, 스프링력에 의해 초기하중이 조정되어 있다. 안내차량의 형상 및 질량은 표 4와 같다.

## 2.3 직선-곡선 천이과정

2대의 안내차량과 1대의 가상차량은 직선구간

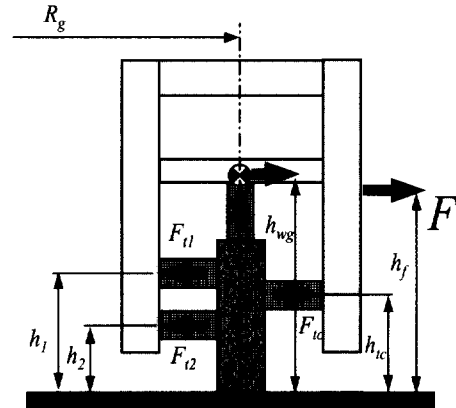


그림 5. 안내차량에 작용되는 힘

표 4. 안내차량의 형상 및 질량(모형시험시설)

변수	값	변수	값
$m_g$	400kg	$h_2$	0.569m
$R_g$	2.500m	$h_f$	0.907m
$F_{tc}$	100kgf	$h_{tc}$	0.682m
$h_1$	0.796m	$h_{wg}$	0.934m

에서 차체 무게중심을 기준으로 직선운동을 하지만, 곡선구간을 주행하기 위해서는 접선방향의 직선운동과 회전운동을 동반하는 복합운동이 필요하다. 그 결과, 직선구간에서 곡선 구간으로 전환되는 과정 중에 추가적으로 회전 운동을 발생시킬 수 있는 천이과정이 필요하며, 이는 천이시간 동안에만 발생하여 각각의 차량에 추가적인 힘이 필요하게 된다. 회전력은 차체가 회전하는 회전가속도와 회전관성의 곱으로 계산되어 천이과정 중 형성되는 회전가속도의 변화 추이에 의해 그 값을 예측할 수 있다. 이러한 회전관성은 계산에 의해 구할 수 있지만, 회전가속도는 회전반경에 비례하여 직선에서 곡선으로 진입할 때 이론적으로 무한대 값을 갖기 때문에 수학적으로 예측할 수는 없다.

차량이 가지는 직선과 곡선 중에서의 각각 운동 에너지,  $E_{KL}$ ,  $E_{KC}$ 는 다음과 같다.

$$E_{KL} = \frac{1}{2} m_t V^2, E_{KC} = \frac{1}{2} V^2 \left( m_t + \frac{I_p}{R_t^2} \right) \quad (13)$$

식 (13)에서 알 수 있는 바와 같이, 천이구간에서 가상차량에 추가적으로 필요한 운동에너지는  $\frac{1}{2} I_b \left( \frac{V}{R_t} \right)^2$ 이며, 이 에너지는 시험차량의 구동력과 안내차량의 구속에 의해서 발생하므로, 두 차량간의 연결장치인 링크에 충격적인 힘으로 발생할 수 있다. 충격에 의해서 링크에 인가되는 추가적인 하중을 검토하기 위해, 연속적인 하중 및 충격계수를 모형화 하고자 하였다. 연속적인 상태의 가정은 선두 안내차량이 곡선부에 도달하는 순간부터 2번째 안내차량이 곡선부에 진입하는 순간까지 가상차량이 일정하게 회전가속( $\alpha$ )이 되어 회전각속도가  $\omega = V/R_t$ 가 된다고 가정하면 다음과 같은 관계를 얻을 수 있다.

$$F_t = \frac{I_b R_t \omega^2}{4 h_j^2 \cos \theta} \quad (14)$$

그 결과 동일 차량에 대해서 링크에 인가되는 추가적인 힘은 시험 차량 회전 각속도의 자승에 비례함을 알 수 있다.

곡선부에서는 그림 6과 같이 가상차량의 각각 바퀴가 가지는 회전 반경이 다르기 때문에 회전 곡선 안쪽의 바퀴는 감속이 필요하며, 외부측 바퀴는 가속이 요구된다. 차량이 곡선부에 진입하게 되면, 이 두 바퀴의 회전속도차이는 차량이 회전하고자 하는 외부 힘과 차동장치 및 타이어 회전 관성 저항력들의 관계에 의해서 바퀴의 회전속도 변화를 가지게 된다. 여기서 외부 힘은 안내차량과 연결된 링크에 의해서 형성되는 힘으로서 초기 곡선패도에 진입할 때는 그림 7과 같은 방향으로 충격적인 힘으로 인가하게 되며, 이때 연결 링크에 인가되는 힘은 다음과 같다.

$$F_A \propto F_{dif} + \frac{2R_t^2}{h_j r_t^2} J_t \omega^2 \quad (15)$$

여기서  $F_{dif}$ 은 차동기어의 저항력에 의해서 발

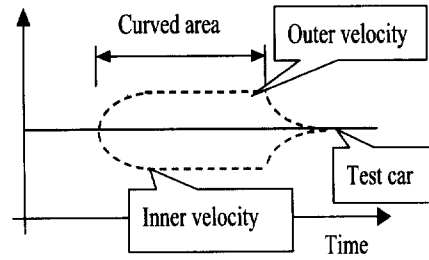


그림 6. 트랙에서의 회전각속도

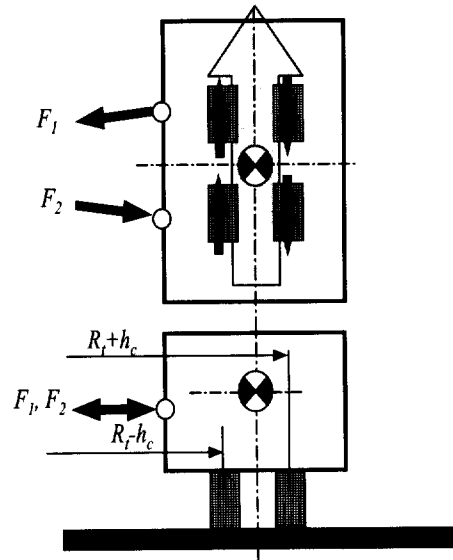


그림 7. 바퀴간 회전각속도차에 의한 힘

생하는 지면과의 마찰력이고,  $r_t$ 는 타이어의 반지름,  $J_t$ 는 타이어의 회전 관성력이다. 하지만 차동기어에 의해서 발생하는 마찰력 또한 내부기어의 회전 관성력과 마찰이므로 이 부분 역시 회전각속도의 자승에 비례한다고 볼 수 있다.

직선에서 곡선으로 천이 되는 과정에 시험차량은 전진방향의 직선운동만을 하려고 하는 반면에, 안내차량과 가상차량 사이의 링크에 의해 시험차량을 곡선운동으로 만들려고 하는 과정이 발생하게 된다. 그 결과, 시험차량은 그림 8과 같이 전진방향의 운동  $V$  외에 차체의 뒤 바퀴를 중심으로 곡선패도 중심방향의 직선운동  $V_g$ 과 회전운

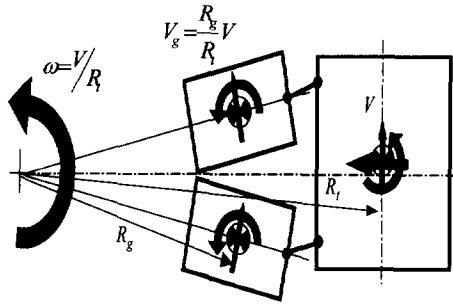


그림 8. 천이구간에서의 운동

동  $\omega$ 를 하게 되며, 이러한 추가적인 운동에 의해 타이어와 지면사이에 반지름 방향으로 상대 운동이 발생하게 되어, 전륜에 반경방향의 마찰력  $F_F$ 가 형성되게 한다. 이와 같은 현상에 의해서 발생하는 마찰력이 KALES의 동적거동 및 주요부의 반력에 영향을 주지만, 충격형태와 같이 급격하게 작용하지 않는다. 하지만, 마찰계수는 타이어의 회전 속도에 의해서 감소되는 특성을 가지므로 차량이 고속으로 될수록 이에 대한 영향은 무시할 수 있다.

그 결과, 시험 차량에 의해서 천이 구간에서는 발생할 수 있는 힘  $F_t$ 의 요소는 다음과 같이 4가지 형태로 예측할 수 있다.

$$F_t \propto F_c + F_i + F_F + F_A \quad (16)$$

$$\propto K_{\omega} \omega^2 + K_E$$

식 (16)은 회전각속도의 자승에 비례하는 항  $K_{\omega} \omega^2$ 과 그 이외의 항  $K_E$ 으로 나눌 수가 있으며, 앞 절에서 차량의 속도가 충분히 클 경우 시험차량의 운동방정식은 조향장치가 있을 경우로 수렴된다는 것을 예측할 수 있었으므로, 속도가 충분히 크면  $K_{\omega} \omega^2 \gg K_E$ 관계가 형성됨을 예측할 수 있다. 그러므로, 천이구간에서 링크에 인가되는 최대 힘은 각속도의 자승 항에 관계되는 항으로, 그 계수를 정리하는 것이 적절하리라 판단된다. 시험에서 구한 천이구간에서의 최대 힘을

표 5. 링크기구에서 힘의 상관관계

속도	5km/hr	8km/hr	10km/hr
$F_t/F_{us}$	4.45	3.23	3.30
$F_t/F_{os}$	1.31	2.18	2.95

조향장치가 있을 경우로 유도된 링크 힘으로 나누면 표 5와 같은 관계를 얻을 수 있다.

표 5에서  $F_t/F_{us}$ 는 8km/h 및 10km/h에서 일정한 값으로 수렴을 하고 있으며, 이미  $F_{us}$ 가 속도의 자승에 비례하는 항이므로, 속도가 증가할수록  $F_t/F_{us}$ 는 식 (16)에서 상수  $K_{\omega}$ 의 값을 대변함을 확인할 수 있다. 그 결과, 차량의 속도가 충분히 클 때, 동일 가상차량에 대하여 천이구간에서 발생할 수 있는 힘은 다음관계가 성립한다고 볼 수 있다.

$$F_t \cong K_{\omega} F_{us} = K_{\omega} K_f m_t V^2 \quad (17)$$

### 3. KALES의 동역학적 힘 예측

#### 3.1 곡선주행 구간

KALES는 모형시험시설에 비해서 정상시험과 정 중 상대적으로 고속(10Km/h 이상)으로 주행한다. 그러므로, 조향장치가 존재하는 형태로 모형화 할 수 있으며, 표 6 및 7과 같은 차량의 주요설계치수와 예측질량을 사용하여 계산하면 표 8 및 9와 같다.

#### 3.2 직선-곡선 천이구간

식 (17)은 동일 차량을 기준으로 천이구간에서의 발생할 수 있는 최대 링크 힘이다. KALES에서 가상차량은 모형시험시설에 비해서 중량 및 각 부분 치수, 그리고 회전 반경이 차이가 발생한다. 하지만, 식 (16)에서 알 수 있는 바와 같이 충분한 고속운동에서 천이구간동안 모형시험시설

표 6. KALES 시험차량의 형상 및 질량

변수	값	변수	값
$m_t$	36,000kg	$h_p$	2.190m
$R_t$	10.00m	$h_t$	0.700m
$h_f$	1.408m	$h_{wt}$	1.953m
$h_j$	1.300m		

표 7. KALES 안내차량의 형상 및 질량

변수	값	변수	값
$m_g$	6,868kg	$h_2$	1.113m
$R_g$	6.500m	$h_f$	1.408m
$F_{tc}$	200kgf	$h_{tc}$	1.457m
$h_1$	1.787m	$h_{wg}$	2.157m

표 8. 곡선구간의 링크 힘  $F_1$ (KALES)

속도	5km/hr	8km/hr	10km/hr
$F_1$ (kgf)	1,604	6,414	14,432

표 9. 타이어 반력(KALES)

속도	$F_{n1}$ (kgf)	$F_{n2}$ (kgf)	$F_{tc}$ (kgf)
10km/hr	1,225	930	200
20km/hr	4,600	3,419	200
30km/hr	10,225	7,567	200

과 KALES 사이에 차이가 발생할 수 있는 것은 차체의 회전 관성력이 중요한 구성 요소임을 알 수 있다. 여기서 최대링크 힘을 표현하는 비례계수(충격계수)는 원심력에 대한 항이므로, 차체의 회전 관성력이 충격계수를 결정하는 중요한 요소임을 알 수 있다. 충격시 발생하는 최대 힘은 물체가 가지고 있는 운동에너지와 충격부의 국부특성, 즉, 국부 탄성도, 댐핑특성등의 여러요소에 의해서 그 값이 형성된다. 본 연구는 충격이 인가되는 곳은 안내차량과 가상차량을 연결하는 링크 부이고 이러한 링크부는 모형시험시설과 KALES가 같은 구조를 가지고 있기 때문에 충격이 인가되는 곳의 동적인 특성은 동일하다고 가정했다. 결국 모형시험시설과 KALES에서의 비례계수 비는 회전 관성력을 발생시키는 다음과 같은 운동에너지 비율임을 알 수 있다.

표 10. 모형시험시설 및 KALES의 충격계수 및 비례계수

구분	계수
모형시험시설 충격계수 $[K_{\omega}K_f]_m$	3.50
비례계수 $\left(\frac{m_{tf}}{m_{tm}}\right)^{2/3} \left(\frac{R_{tm}}{R_{tf}}\right)^2$	0.81
KALES 충격계수 $[K_{\omega}K_f]_f$	2.84

$$\frac{[K_{\omega}K_fF_{us}]_f}{[K_{\omega}K_fF_{us}]_m} \cong \frac{I_{pf}\omega_f^2}{I_{pm}\omega_m^2} \cong \left(\frac{m_{tf}}{m_{tm}}\right)^{2/3} \left(\frac{R_{tm}}{R_{tf}}\right)^2 \frac{F_{usf}}{F_{usm}} \quad (18)$$

$$[K_{\omega}K_f]_f \cong \left(\frac{m_{tf}}{m_{tm}}\right)^{2/3} \times \left(\frac{R_{tm}}{R_{tf}}\right)^2 [K_{\omega}K_f]_m \quad (19)$$

여기서 극관성 모멘트,  $I_{pf}$ ,  $I_{pm}$  비는 다음과 같이 가정하였다.

$$\frac{I_{pf}}{I_{pm}} \cong \frac{m_{tf}(B_f^2 + W_f^2)}{m_{tm}(B_m^2 + W_m^2)} \cong \left(\frac{m_{tf}}{m_{tm}}\right)^{5/3} \quad (20)$$

$$(B_f^2 + W_f^2) \cong m_{tf}^{2/3} \quad (21)$$

$$(B_m^2 + W_m^2) \cong m_{tm}^{2/3} \quad (22)$$

여기에서 첨자  $f$  및  $m$ 은 각각 KALES 및 모형시험시설을 의미한다. 또한 첨자  $tf$  및  $tm$ 은 각각 KALES 및 모형시험시설에서 가상차량을 의미하며,  $B$ 와  $W$ 는 각각 차량의 등가 높이와 넓이다.  $I_{pf}$  및  $I_{pm}$ 은 각각 KALES와 모형시험시설에서 가상차량의 극관성 모멘트이다. 그러므로 KALES의 충격계수는 표 10과 같이 예측할 수 있었다. 표 11 및 12의 결과는 모형시험시설에 대한 실험을 근거로 상사해석에 의한 KALES에 대한 예측된 결과이다. 하지만, KALES의 충격계수는 표 10과 같이 구한 값보다 작은 안전한



표 11. 곡선구간의 최대링크 힘  $F_1$  (KALES)

속도	5km/hr	8km/hr	10km/hr
$F_1$ (kgf)	4,554	18,216	40,986

표 12. 타이어 최대반력(KALES)

속도	$F_{r1}$ (kgf)	$F_{r2}$ (kgf)	$F_{tc}$ (kgf)
10km/hr	2,580	2,525	200
20km/hr	10,200	9,801	200
30km/hr	22,420	21,926	200

값을 가질 것으로 예측된다. 그 이유는 표 12와 같은 충격적 힘은 순간적으로 시험차량에서 안내차량으로 연결되는 링크에 인가된다. 이 때, 충격 힘에 대한 반력은 안내차량의 관성력과 패도에 지지되는 안내차량 타이어에 나누어 인가되어, 링크지 주변에는 이 힘에 의한 응력이 형성되지만 링크지와 상대적으로 멀리 떨어진 곳에서는 이러한 힘들 중 많은 부분이 관성력으로 흡수되어 구조물 지지력으로 형성되지 않을 것이다. 즉, 유도된 결과는 최악의 조건인 정역학적인 상태로 유추한 것이다. 이러한 현상 역시 가상차량에서도 동일한 현상으로 예측할 수 있다. 그러므로, 프레임의 강도 해석시 표 11 및 12에 정리된 값을 그대로 사용하면, 적용하중에 안전계수가 충분히 고려된 상태로 판단할 수 있다.

#### 4. 설계차량의 전산응력해석 및 피로강도 평가

실제크기의 차량설계를 위해 3장에서 구한 동역학적 힘을 기준으로 전산응력해석을 수행하였다. 3차원 및 유한요소 모형화, 전산응력해석은 I-DEAS<sup>(2)</sup>를 이용하여 수행하였다. 모든 구조물의 외력조건은 천이구간에서 발생하는 충격하중을 기준으로 해석하였으며, 안전한 강도평가를 위해 해석시 사용한 하중 경계조건은 시험차량이 10m 반경의 곡선주로를 30km/h로 주행할 때 발생하는 관성력의 3배 값을 적용하였다.



그림 9. 안내차량의 응력분포

#### 4.1 안내차량의 응력해석

안내차량은 사각 빔,  $300 \times 300 \times 16t$ 을 기본 부재로 하여 설계되었으며, 예측된 안내차의 무게는 6.2ton 정도이다. 차량의 구조는 shell 요소를 사용하여 유한요소 모델을 구성하였으며, 하중 및 경계조건을 적용하기 위해서 안내 레일과 접촉하는 볼리는 강체요소로 모형화하여 하중을 전달하도록 하였다. 용접부는 완전한 용접상태를 가정하여 해석하였다. 해석 결과 전체적으로 응력수준이 충분히 낮음을 알 수 있었고, 최대응력은 모재에서  $6.5kgf/mm^2$  정도이고, 용접부의 최대응력도  $6.0kgf/mm^2$  정도였다(그림 9).

#### 4.2 가상차량의 내부 구조물 응력해석

시험차량의 내부 구조물은 H 빔,  $300 \times 300 \times 10t/15t$ 를 기본 부재로 하여 설계되어 있으며, 내부 구조물 무게는 3.4 ton 정도로 예측되었다. 차량 내부의 구조물은 shell 요소를 사용하여 유한요소 모델을 구성하였다. 응력계산을 위한 하중 및 경계조건을 적용하기 위해서 볼스크류 및 액슬은 비슷한 강성을 지닌 빔 요소를 사용하여 모형화 하였고, 관성력을 크게 발생시키는 구조물은 집중질량을 무게중심에 적용하여 실제와 유사한 관성력 분포를 가지도록 하였다. 해석결과 전체적으로 응력수준이 낮아 충분한 강도를 지닌 구조

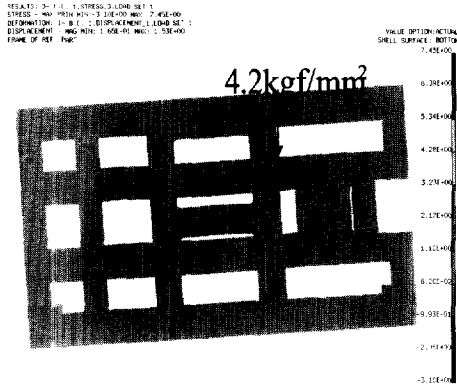


그림 10. 가상차량 내부구조물의 응력분포

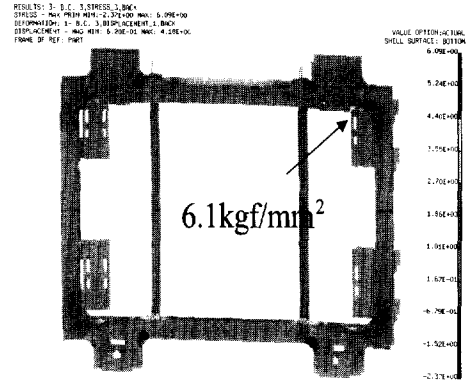


그림 11. 가상차량 외부구조물의 응력분포

로 판단되며, 용접부 최대 응력은 볼스크류를 체결하는 용접부에서  $4.2\text{kgf/mm}^2$  정도이고 모재에서는  $7.4\text{kgf/mm}^2$  정도였다(그림 10).

### 4.3 가상차량의 외부 구조물 응력해석

외부구조물 역시 H 빔,  $300 \times 300 \times 10\text{t}/15\text{t}$  을 기본 부재로 하여 설계되어 있으며, 예측된 무게는 5.2ton 정도이다. 외부 구조물은 shell 요소를 사용하여 유한요소 모델을 구성하였으며, 관성력을 크게 발생시키는 lifting unit는 집중질량을 무게중심에 적용하여 실제와 유사한 관성력 분포를 가지도록 하였다. 외부 구조물은 곡선구간에서 내부 구조물의 관성력을 외력으로 받게 되는 경우, 급제동시 발생하는 자체 관성력, lifting unit에 의해 이동 할 때 등을 나누어 해석조건으로 하였다. 급제동시는 발생하는 관성력은 미끄럼 마찰계수를 0.5로 가정하여 해석하였다. Lifting unit에 의해 지지되어 이동할 때는 지지거리가 증가되어 구조물에 큰 굽힘하중이 존재하여 동적계수를 1.5로 가정하여 해석하였다. 가상차량의 외부구조물 해석 결과 전체적으로 응력수준이 낮음을 확인할 수 있었고, 용접부 최대 응력은 가로세로 빔이 용접되는 4개의 모서리에서  $6.1\text{kgf/mm}^2$  정도였으며, 급제동시에 발생하는 하중에 대해서는 최대 응력이  $4.3\text{kgf/mm}^2$  정도였다(그림 11).

### 4.4 피로강도 평가

피로수명해석은 차량을 구성하는 각각의 구조물에 대해 전산응력해석을 통해서 얻은 각 구조물의 응력 값을 기준으로 BS 7608규격<sup>(3)</sup>을 적용, nCode<sup>(4)</sup> 소프트웨어를 사용하여 피로수명평가를 수행하였다. 주요 구성 부재인 SS400 재료의 관련 물성치와 유사한 재질을 nCode 소프트웨어에 있는 재료물성치에서 이 재료의 인장강도, 항복강도, 연신율 등을 근거로 하여, 가장 유사한 재질인 Mild steel(인장강도  $46\text{kgf/mm}^2$ )로 선정하였다. Miner 계수는 1로 하였고, 평균응력효과는 Goodman 방법을 적용하였으며, 모재에 대한 특성은 Mild steel을 기준으로 Hot rolled 표면 조건과 30mm의 철판두께를 기준으로 하였다. 피로수명 평가시 사용한 용접부 조건은 BS7608의 S-N 선도를 기준으로 50% 생존율을 사용하였으며, 수명평가에 사용한 용접등급은 BS7608 규격 분류 중 F등급에 사용하였다. F등급은 일반적으로 본 해석의 경계조건처럼 하중방향과 용접선 방향이 수직인 조건에 해당되고, 특히 브레킬 용접부나 용입부, 맞대기 이음 용접부 등의 용접형상에서 찾을 수 있다. 일반적으로 F등급은 용접수준으로 볼 때, 중하 정도에 해당되며 기본적으로 용접부에 대한 육안검사정도로 판별할 수 있는 용접 등급이다. 포장가속시험기는 실제 제작

표 13. 피로수명예측결과(KALES)

구조물	부 재	피로수명
안내차량	용접부	5.01E6
	모재부	3.12E6
가상차량 (내부구조)	용접부	∞
	모재부	1.54E16
가상차량 (외부구조)	용접부	5.84E6
	용접부	4.76E6

과정 중 모든 용접 부분에 대해서 충분히 육안검사를 실시할 것으로 판단되고, 이 정도의 등급을 기준으로 수명평가를 하는 것은 실제제작을 수행하는 업체의 용접시공 능력으로 볼 때 충분히 안정적인 등급이라 판단된다. 피로수명평가결과 표 13과 같은 결과를 예측할 수 있었으며, 예측된 피로수명이 허용피로한도인 2.0x10<sup>6</sup>보다도 높은 수명을 가지고 있어 모든 부분에서 충분한 피로수명이 있음을 알 수 있었다.

## 5. 결론

제작될 포장가속시험시설(KALES)에 대한 구조물의 강도적 건전성을 평가하기 위해, 시험 중 발생할 수 있는 동역학적 힘을 예측하고, 이를 이용 전산응력해석 및 피로수명 평가를 수행하였다. 실제 KALES에 대한 동역학적 힘을 가능한 정확히 예측하고자, 현재 운행중인 모형시험시설의 실험결과를 이용하여 수학적 모형화 및 계수를 작성하였다. 모형시험시설에 대한 실험 및 수학적 모델에서 예측할 수 없는 충격특성은 모형시험시설과 KALES의 운동에너지 상사성 관계를 이용하여 예측하였다. 예측된 수학적 모형 및 계수를 이용하여 KALES가 주행 중 발생할 수 있는 동역학 힘을 예측하였다. 초기 설계된 KALES의 형상을 이용하여, 이미 구한 동역학적 힘의 3배를 이용하여 응력해석을 수행 하였다. 해석결과 취약부로 예측된 부분은 설계변경을 하여 최종적으로 안전한 형태의 구조물이 될 수 있도록 하였

으며, 최종 설계변경 제품을 이용하여 피로수명 평가를 수행하였다. 모재는 Mild steel을 기준으로 평가하였으며, 용접부는 BS code7608을 이용하여 피로수명평가를 하였다. 피로수명평가 결과 최저 수명은 용접부에서 4.7x10<sup>6</sup>정도였으며, 전체적으로 안정한 피로수명이 확보됨을 확인할 수 있었다.

## 참 고 문 헌

1. 양성철 등, 1999, "포장가속시험시설의 상세 설계 및 모형시험기 제작," 도연연 99-47-17, 한국도로공사.
2. I-DEAS user's Guide, 2000, SDRC.
3. British Standard 7608-Code of Practice for Fatigue Design and Assessment of Steel Structures, 1993, England.
4. nSoft-E/Fatimas SN-EN Manual (V.4.3), 1996, nCode International Limited.

(접수일자 : 2000년 11월 27일)