

<논문> SAE NO. 953716

궤도차량의 동적반응 최적설계에 관한 연구

A Study on Dynamic Response Optimization of a Tracked Vehicle

김영훈,* 김민수,** 최동훈,*** 유흥희,*** 김종수,**** 김재용,**** 서문석****
 Y.H.Kim, M.S.Kim, D.H.Choi, H. H. U J.S.Kim J.H.Kim, M.S.Suh

ABSTRACT

In this study a tracked vehicle is idealized as a 2-dimensional 9-degrees-of-freedom model which takes into account the effects of HSU units, torsion bars, and track. For the model equations of motion are derived using Kane's method. By using the equations of motion, a numerical example is solved and results are compared to those obtained by using a general purpose multibody dynamic analysis program. The comparison study shows the reasonable coherence between the two results, which confirms the effectiveness of the model. With the model, dynamic response optimization is carried out. The objective function is the peak value of the vertical acceleration of the vehicle at the driver's seat, and the constraints are the wheel travel limits, the ground clearance, and the limits of other design variables. Three different sets of design variables are chosen and used for the optimization. The results show the attenuation of the acceleration peak value. Thus the procedure presented in this study can be utilized for the design improvement of the real system.

주요기술용어 : Tracked Vehicle(궤도차량), Dynamic Analysis(동적해석), Optimization(최적화), Hydro-pneumatic Suspension Unit(유공압현가장치), Torsion Bar(토션바), Bridging Effect(교량효과)

1. 서론

기존의 궤도 차량에 관한 연구는 차량의 동역학적 해석¹⁾과 현가 시스템의 모델링 기법에 관한 것²⁾이 대부분으로 주어진 차량 시스템의 동적

반응을 실제와 비슷하게 나타낼 수 있는 모델링과 해석 기법을 찾는 연구가 주로 수행되어 왔다. 또한 기존의 최적화 문제들은 정적 시스템이나 한두개의 자유도를 갖는 동적 시스템에 국한되었다. 최근에 와서는 궤도 차량의 정확한 동역

* 삼성전자(주)
 ** 한양대학교 대학원 기계설계학과
 *** 정회원, 한양대학교 기계설계학과
 **** 국방과학연구소

학적 해석 뿐만 아니라 차량의 승차감 향상을 위한 설계개선이 주요 문제로 등장하게 되었다. 따라서 다자유도를 갖는 동역학적 시스템을 위한 설계 방법 및 절차 개발이 필요하게 되었다.

본 연구는 주어진 궤도 차량 시스템에 동적 반응 최적화 설계 기법을 적용하여 향상된 설계 방향을 제시하는 실제적 목표와 다자유도를 가지는 동역학적 시스템을 위한 최적 설계의 방법과 절차를 체계화 하는 일반적 목표를 가지고 수행되었다.

주어진 궤도 차량은 유공압 현가 장치(Hydropneumatic suspension unit로 표기되며 이하 HSU로 나타냄)와 토션바(Torsion bar)가 현가 시스템을 이루고 있다. 이 차량을 2차원 운동을 하는 9자유도를 가지는 모델로 이상화 한 후 방정식을 수립하였으며, 수립된 운동 방정식에 차량이 반원형 단일범프를 통과하는 경우를 가상으로 하여 동적 해석을 수행하였다. 이 해석 결과와 상용 프로그램인 다목적 동역학 해석 프로그램(ADAMS, DADS)의 결과가 근사하게 일치하는 것으로 미루어 차량 모델링의 신뢰성을 검증할 수 있었다. 여기서 유도된 운동 방정식을 해석 도구로 사용하여 동일한 차량 시스템의 최적 설계를 수행하였다. 최적화 프로그램으로는 IDOL1.6D^{23,4)}를 사용하였으며, 목적 함수로는 운전석의 수직 가속도의 최대치를 최소화하는 것으로 하고, 구속조건은 HSU와 토션바가 장착된 바퀴의 과도 응답에 대한 제한, 궤도 차량의 지상고(Ground clearance) 및 설계변수들의 상·하한치로 하였다. 설계변수들은 현가 장치의 특성을 대표하는 변수들이 선정되었다.

2. 궤도차량의 모델링과 운동방정식

2.1 궤도차량의 모델링

차량은 Fig.1과 같이 2차원 평면 운동을 하는 9자유도를 가지는 다물체 시스템으로 모델링하였다. 이 시스템의 자유도는 차량 본체의 수직 방향과 수평방향의 병진운동과 피치(Pitch)운동 그리고 6개의 로드암(Road arm)의 회전에 관련된 운동들로 이루어진다. 차량의 구성요소인 스프

로켓(Sprocket)과 아이들러(Idler)는 모두 본체인 현가 질량(Sprung mass)에 고정된 것으로 가정한다. 또한 로드암과 바퀴는 하나로 고정된 것으로 가정한다. 즉, 바퀴의 중심에 대한 회전운동은 없는 것으로 가정한다. 또한 궤도의 경우 그 질량은 무시하고 강성만 장력으로 작용하는 것으로 가정한다. 이러한 가정들은 본 연구에서의 주요 관심 사항인 차량의 수직 가속도의 정확도에 큰 영향을 미치지 않는 동시에 모델링을 단순화 시켜 해석의 효율성을 높이고 또한 해석결과에 대한 물리적 의미 파악을 용이하게 한다. 차량의 모델링은 크게 현가 질량과 비 현가 질량(Unsprung mass)으로 나눌 수 있다. 가정에 의해 현가 질량은 차량 본체와 스프로켓이나 아이들러 같은 부착물들의 합으로 이루어지며, 비 현가 질량은 로드암과 바퀴의 합으로 이루어진다.

궤도 차량의 현가 시스템은 HSU와 토션바, 차륜(Road wheel), 로드암, 스프로켓, 아이들러, 궤도등으로 구성되어 있다. 본 연구에서 사용한 차량 모델의 현가 장치는 6개의 바퀴중 앞의 2바퀴(Fig.1에서 #6, #5)와 뒷 바퀴(Fig.1에서 #1)가 HSU를 현가장치로 쓰며 나머지 3바퀴(Fig.1에서 #2, #3, #4)는 토션바를 현가장치로 사용한다. HSU는 실린더 내에 점성 유체와 압축성 기체를 가지고 있으며 비선형 특성을 갖는 스프링과 댐퍼로 모델링될 수 있다.

HSU의 스프링 특성식은 다음과 같이 표현된다.⁵⁾

$$T_s = f(P_{static}, V_{static}, X_{static}, \theta_{static}, P_{pre}, V_{pre}, A, X, \theta) \quad (1)$$

여기서, T_s 는 스프링 특성 토크이고 θ 는 로드

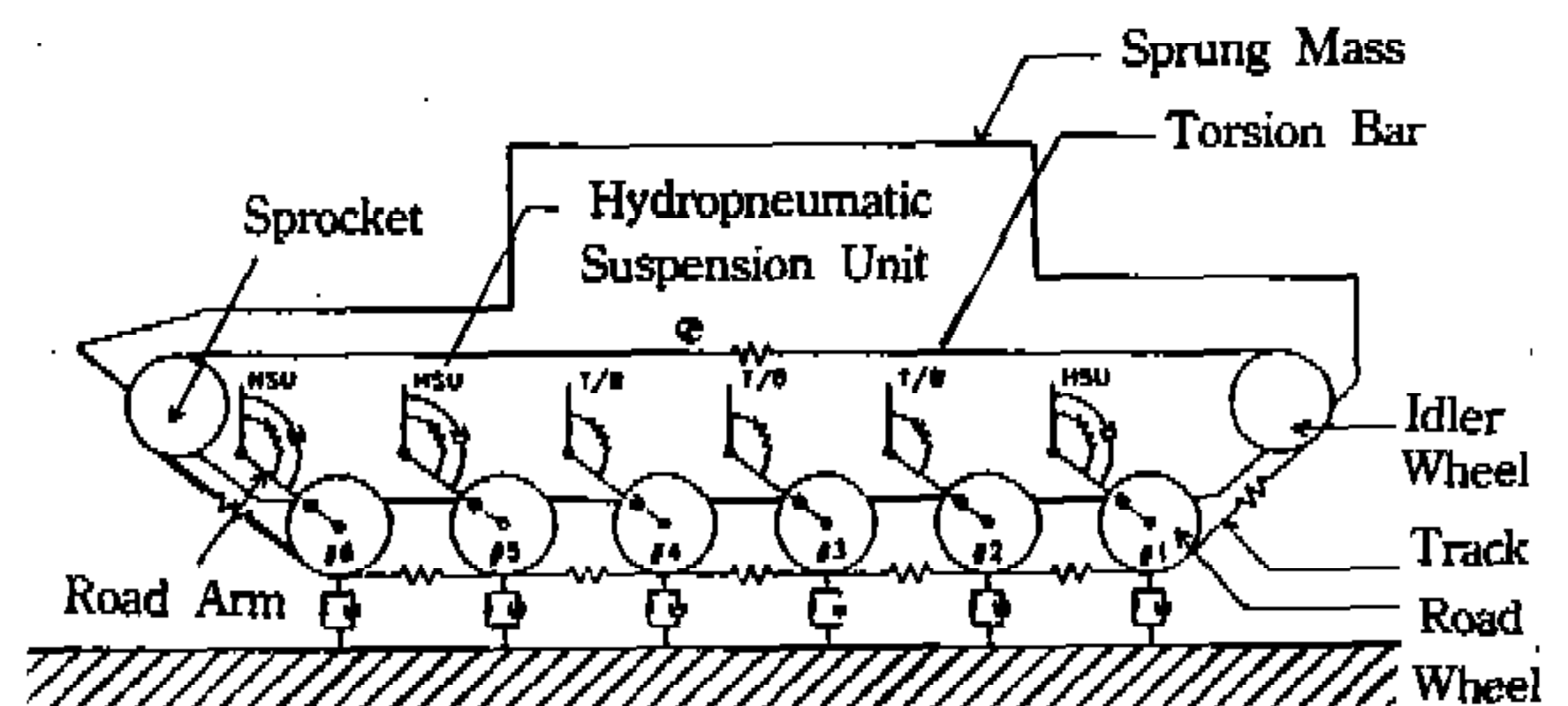


Fig.1 Configuration of tracked vehicle model

암의 회전각이다. 또한 P_{static} , V_{static} , X_{static} , θ_{static} , P_{pre} , V_{pre} , A , X 는 각각 차량의 정적 평형 상태에서의 실린더 내부 압력, 부피, 이동 거리, 장착 각도와 초기 상태의 충전 압력, 초기 상태의 부피, 실린더 단면적, 그리고 암의 상태에서의 실린더 이동거리를 각각 나타낸다. 또한 HSU의 댐핑 특성식은 다음과 같이 표현된다.⁵⁾

$$T_d = g(\theta, \dot{\theta}, d, C_d, Q, A, \Delta P_{rebound}, \Delta P_{jounce})h \quad (2)$$

여기서 T_d 는 댐핑특성 토크이고 θ 는 θ 를 시간에 대해 미분한 값이며, d , C_d , Q 는 오리피스 직경, 유체의 특성 상수, 유량을 각각 나타내며 $\Delta P_{rebound}$, ΔP_{jounce} 는 HSU의 리바운드(Rebound)영역에서의 크래킹 포인트(Cracking point)와 자운스(Jounce)영역에서의 크래킹 포인트의 위치를 결정하는 실린더 내부 압력이다. Fig.2(a)는 차량 모델에 사용된 HSU의 댐핑 토크를 실험에 의해서 얻은 그림으로, 실제 사용중인 HSU를 실험하여 얻은 데이터이다. Fig.2(a)에서 곡선의 기울기가 달라지는 점인 크래킹 포인트는 주행시 차체의 안정화 시간을 결정하는데 영향을 주며 쇼킹 포인트(Chocking point)는 범프와 같은 장애물을 통과하는 경우 차량성능에 큰 영향을 주게 된다. 여기서 자운스는 로드암의 θ 가 작아지는 방향으로 차륜이 움직이는 것이며, 리바운드는 로드암의 θ 가 커지는 방향으로 차륜이 움직이는 것이다. 댐핑특성 토크 식 (2)는 Fig.2(a)에 나타난 자운스 영역과 리바운드 영역에 있는 두 개의 크래킹 포인트들 사이의 실제 댐핑 토크 값을 유사하게 나타낼 수 있는 수학적 모델이다. 식 (2)로 표현되는 댐핑 토크 특성을 그림으로 나타낸 것이 Fig.2(b)이다. 그러나 이 그림에서 보는 바와 같이 이 수학적 모델은 크래킹 포인트 이후의 영역에서는 실제 실험값과 상당한 차이를 갖는다. 본 연구에서는 이 문제를 해결하기 위해서 Fig.2(c)에 나타낸 것과 같이 자운스와 리바운드 영역의 두 개의 크래킹 포인트들 사이에서는 식 (2)를 사용하고 그 외부의 영역에서는 실제 실험 데이터를 이용하여 리바운드 영역의 크래킹 포인트 이후의 댐핑 토크는 3차 함수로

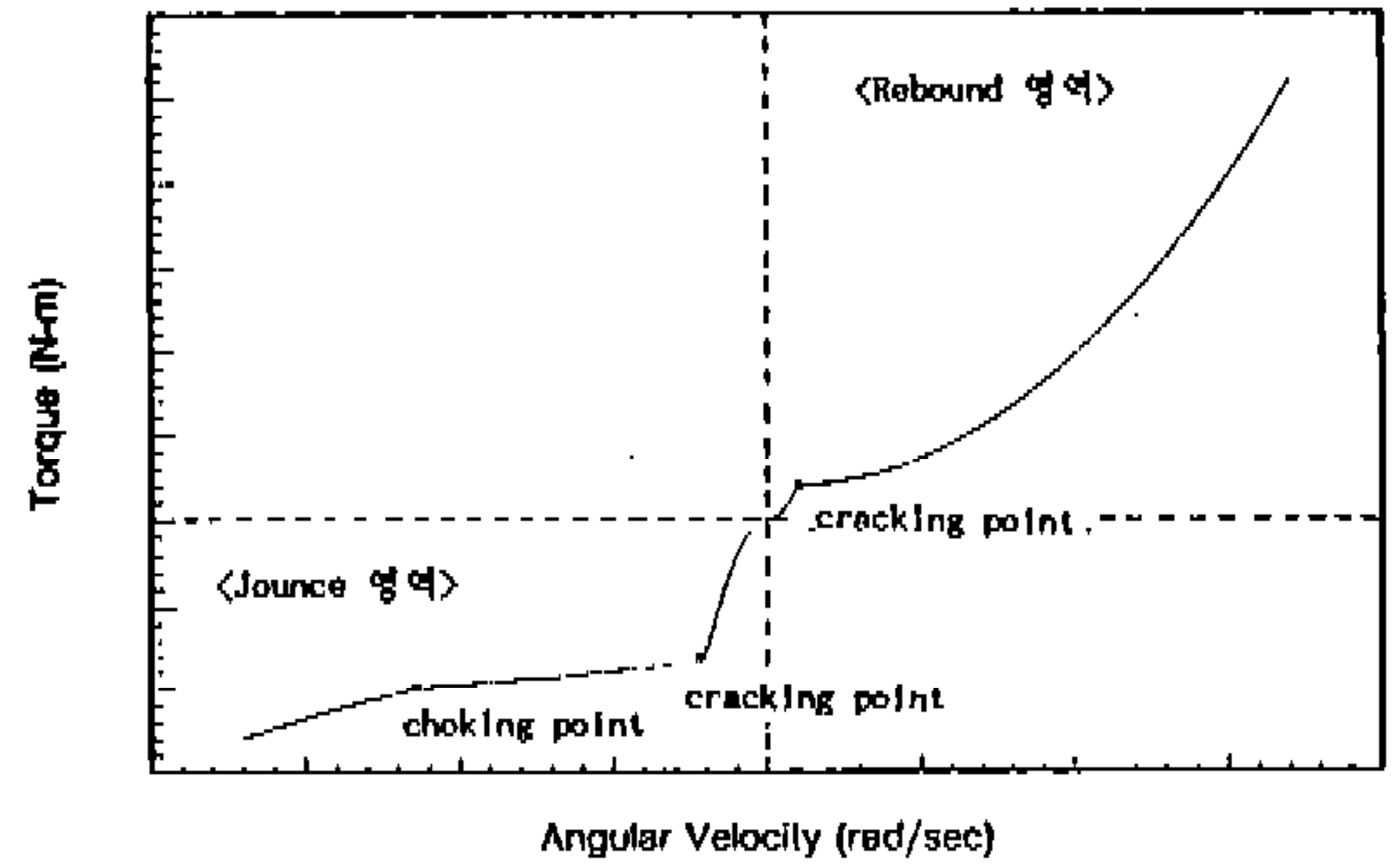


Fig.2(a) HSU damping torque curve obtained by test

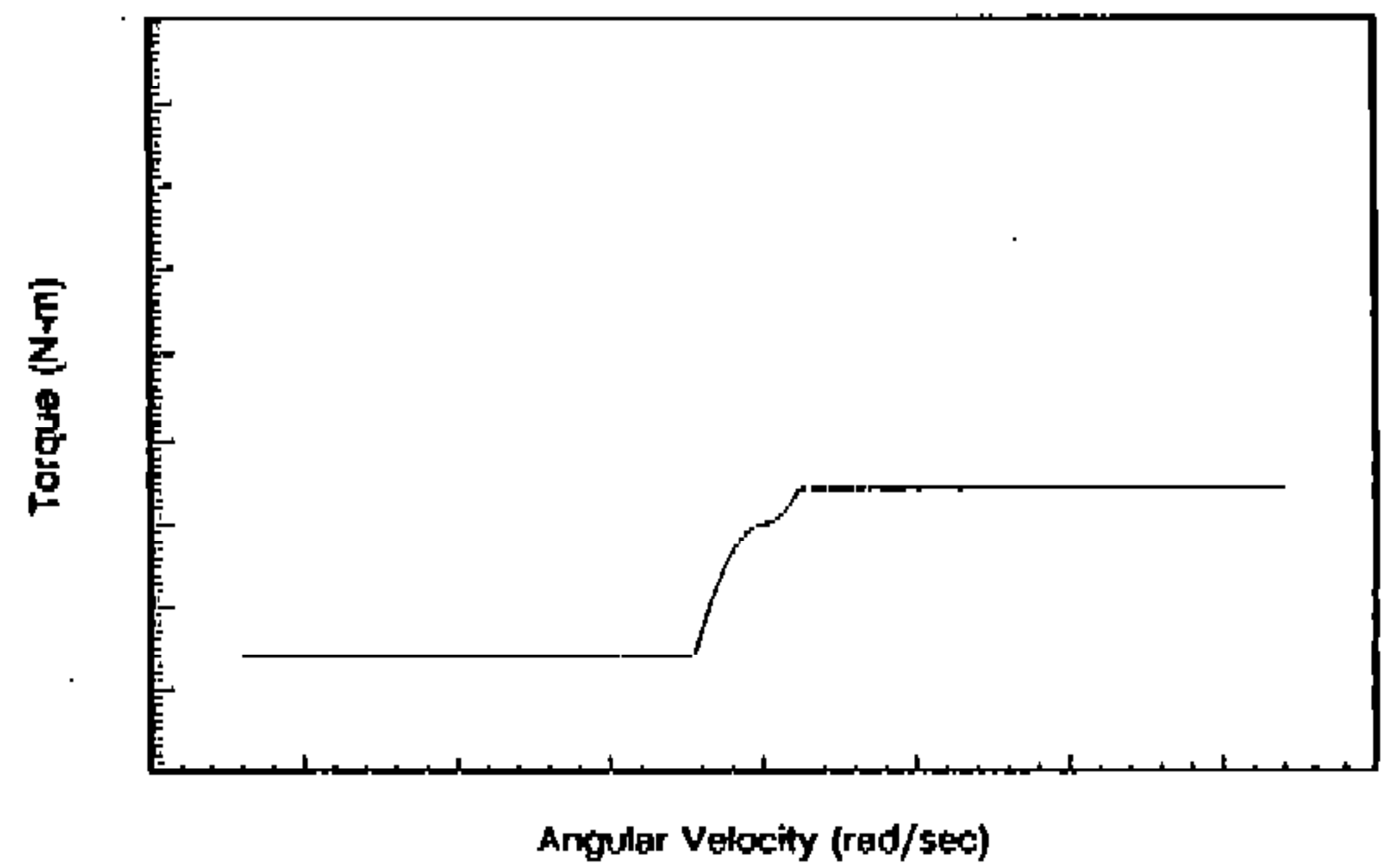


Fig.2(b) HSU damping torque curve obtained by previous study

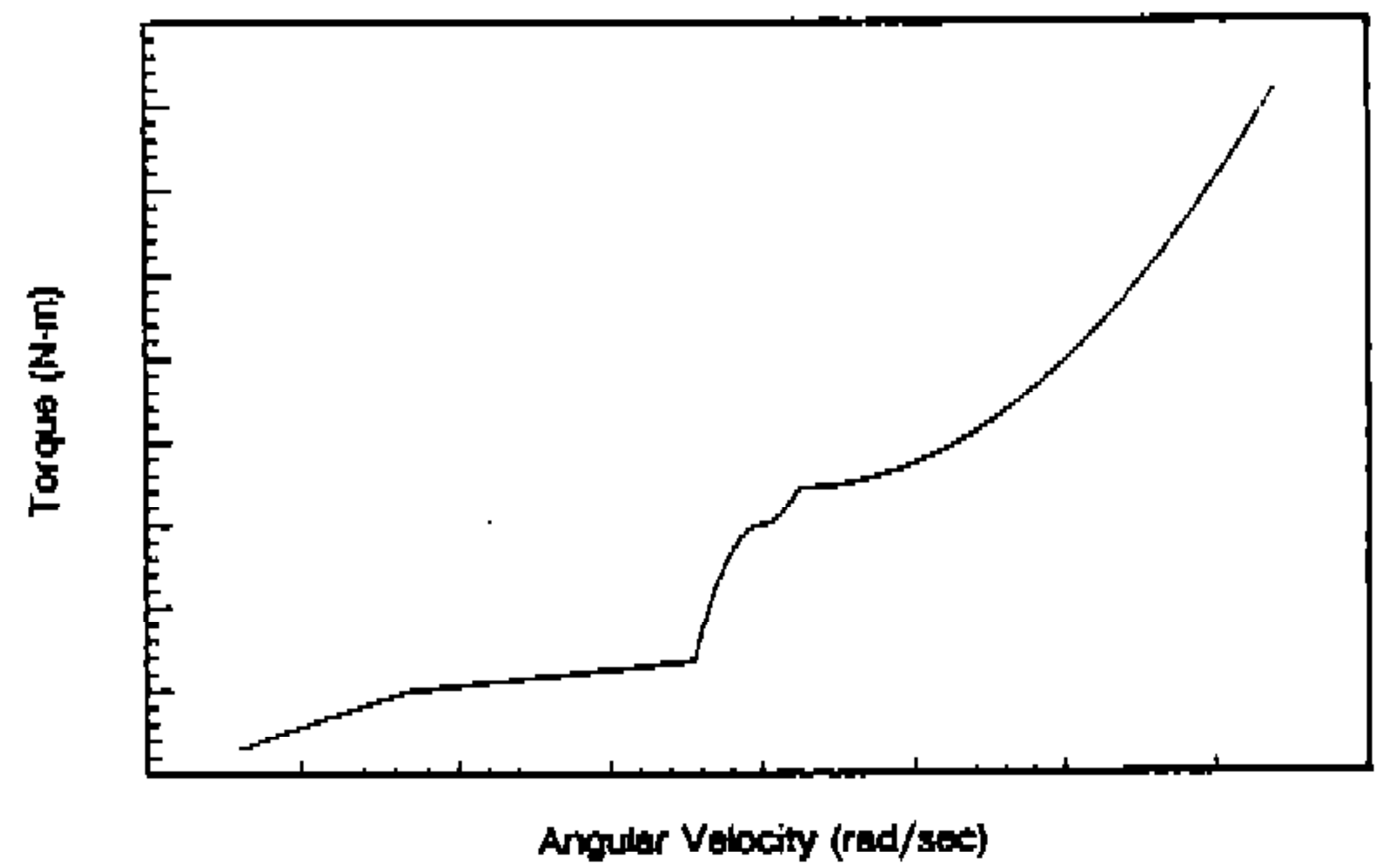


Fig.2(c) HSU damping torque curve devised in this study

근사화한 수식을 사용하였고 자운스 영역의 크래킹 포인트 이후의 댐핑 토크 곡선은 두개이 직선 함수로 근사화하여 사용하였다. 이러한 근사화된 3차 함수와 직선 함수는 댐핑 토크를 실제와 근접하게 표현할 수는 있으나 식 (2)와 같이 HSU의 설계변수들 즉 길이, 압력, 부피,

그리고 단면적 등에 대해 표시되는 수학적 모델이 아니므로 4장의 최적화 과정에서 적절한 설계방향을 제시할 수 없다는 단점을 갖는다.

토션바는 선형의 비틀림 스프링으로 모델링 하였으며 그 특성식은 다음과 같다.

$$T_n = K_t(\phi - \phi_0) \quad (3)$$

여기서, T_n 는 토션바에 의한 토오크를 나타내고 K_t 는 비틀림 스프링 상수(Torsional spring constant) 그리고 ϕ_0 과 ϕ 는 로드암이 본체의 수평선과 이루는 각도로서 각각 평형 상태와 현재 상태에서의 값들이다. 로드암과 차륜은 앞에서 가정 한 바와 같이 하나의 강체로 취급하였고 이를 휠어셈블리(Wheel assembly)라고 부른다. 또한 차륜은 원형의 강체 주위에 탄성체인 고무로 싸여 있으므로 스프링특성과 댐핑특성을 모두 가지도록 모델링하였다.

본 연구에서는 궤도를 기존의 스프링 요소 대신 힘 요소로 처리하도록 하는 모델링 기법⁵⁾을 사용하였다. 궤도의 전체 길이가 변화함에 따라 달라지는 궤도 장력에 의한 힘들의 크기와 방향은 매 순간마다의 차륜들, 지면, 범프, 스프로켓, 그리고 아이들러 등의 기하학적인 관계를 이용하여 계산되어진다. 궤도 장력은 각 차륜과 스프로켓 그리고 아이들러에 일정하게 작용하도록 하였다. 궤도 장력은 Fig.3과 같이 차량에 작용하며 식 (4)로 표현된다.

$$T_l = K(l - l_0) \quad (4)$$

여기서, T_l 는 궤도 장력, K 는 궤도의 탄성 계수, l_0 는 궤도의 초기 길이, 그리고 l 은 현재 상태의 궤도 길이를 나타낸다.

궤도와 노면사이에 작용하는 힘을 정확히 계산하기 위해서는 궤도가 차륜과 노면을 감싸고 있는 형상을 결정하는 알고리즘(Track connectivity algorithm)이 필요하다. 본 연구에서는 McCullough가 사용한 midpoint 방법⁶⁾을 좀더 현실적으로 개선한 방법⁵⁾을 사용하였으며 midpoint 방법과의 차이는 Fig.4에 나타나 있다. 범프가 두

차륜의 중앙에 위치한 경우에는 midpoint 방법으로 궤도의 형상과 길이를 실제와 근사하게 계산할 수 있지만, Fig.4와 같이 범프가 차륜의 중앙부분에 있지 않을 때는 본 연구에서 채택한 것과 같이 궤도가 범프의 최고점을 감싸도록 모델링 하는 것이 더 현실적이다. 차량 시험용으로 쓰인 장애물은 일반적으로 주행 시험용으로 많이 쓰이는 반원형 단일범프로 반경은 0.254m로 궤도나 바퀴의 압력에도 변형되지 않는 강체로 가정하였다. Fig.5에는 노면 주행시 차량에 작용하는 힘들의 기호로 나타내고 있다.

2.2 운동방정식의 유도

운동방정식은 Kane의 방법⁷⁾을 이용하여 유도하였으며 차량모델의 좌표계는 Fig.6에 나타나 있다. 여기서 \hat{n}_1, \hat{n}_2 는 지면에 부착된 고정 조표계인 N 의 직교 단위벡터들이며 \hat{a}_1, \hat{a}_2 는 차량의

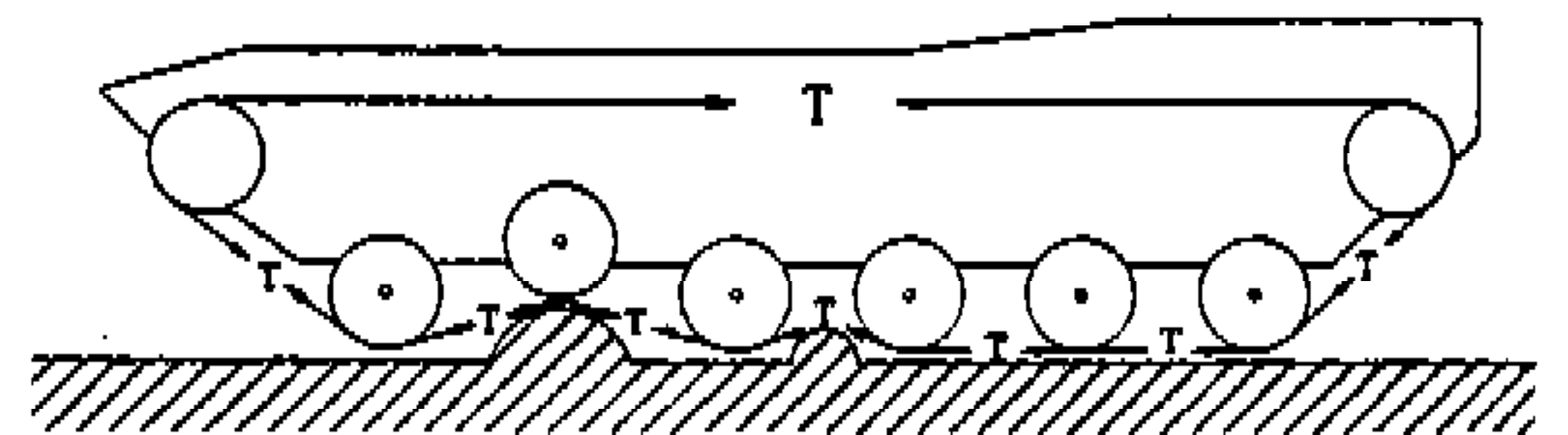


Fig.3 Track tension effect due to obstacles

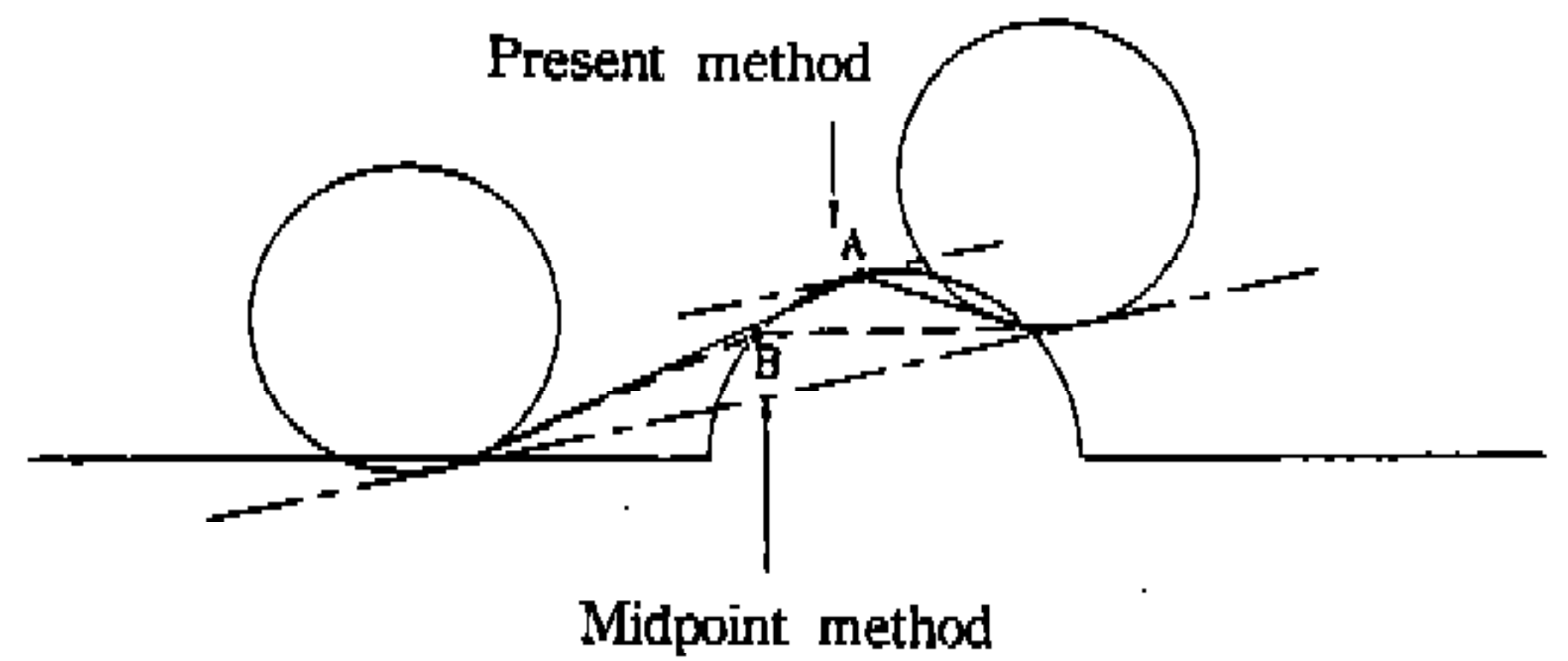


Fig.4 Midpoint method and present method

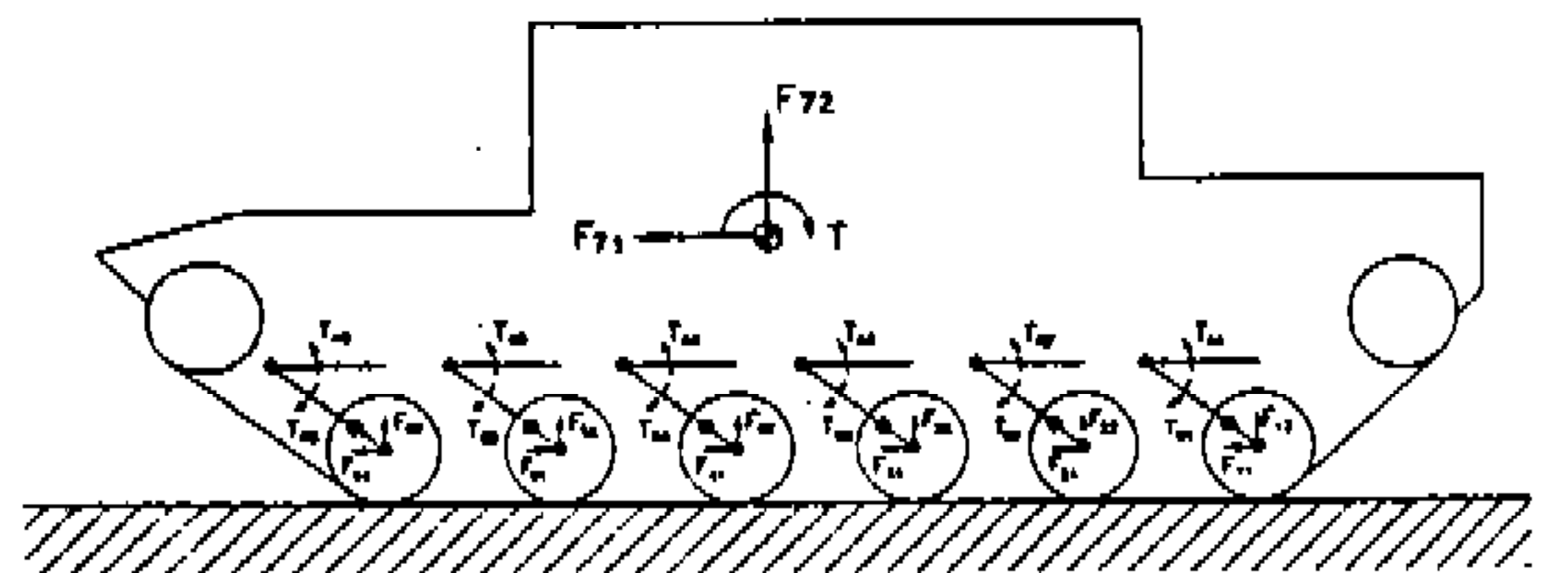


Fig.5 Forces and torques acting on a tracked vehicle

현가질량의 질량 중심에 부착된 상대좌표계인 A의 직교 단위 벡터들이다. 또한 $\hat{x}_i, \hat{y}_i (i=1, 2, \dots, 6)$ 는 6개의 휠어셈블리에서 현가 질량과의 연결 부분(Revolute joint)에 부착된 상대 좌표계 B_i 의 직교단위 벡터들이다.

2.2.1 Kinematics

(가) 일반좌표(Generalized coordinates)

모델링된 차량이 9자유도를 가지므로 이 시스템을 적절히 나타내기 위해서는 9개의 일반 좌표가 필요하다. 본 연구에서는 다음 9개의 변수들을 일반 좌표들로 선택하였다.

- x, y : 좌표계 N의 원점 0에 대한 현가 질량 중심의 직교좌표
- ϕ : \hat{a}_1 이 \hat{n}_1 과 이루는 각도로 현가 질량의 피치 운동을 나타내는데 쓰임(Fig.6 참조)
- $\theta_1, \theta_2, \dots, \theta_6$: 각 휠어셈블리와 현가 질량이 이루는 각도(Fig.6참조)

\hat{n}_1 과 \hat{n}_2 는 \hat{a}_1 과 \hat{a}_2 에 대해 식 (5)와 같이 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned} \hat{n}_1 &= \cos\phi\hat{a}_1 - \sin\phi\hat{a}_2 \\ \hat{n}_2 &= \sin\phi\hat{a}_1 + \cos\phi\hat{a}_2 \end{aligned} \tag{5}$$

(나) 질량중심의 위치

\vec{C}_0 를 좌표계 N의 원점 0에서 현가 질량의 질량 중심까지의 벡터, \vec{C}_i 를 원점 0에서 i번째 휠어셈블리의 질량 중심까지의 벡터, 그리고 \vec{D}_i 를 원

점 0에서 i번째 차륜의 중심까지의 벡터라 할 때 이들은 식 (6)과 같이 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned} \vec{C}_0 &= x\hat{n}_1 + y\hat{n}_2 \\ \vec{C}_i &= \vec{C}_0 + \vec{h}_i + \vec{d}_i \end{aligned} \tag{6}$$

$$\vec{D}_i = \vec{D}_0 + \vec{h}_i + \vec{e}_i$$

여기서, \vec{h}_i 는 현가질량중심으로부터 i번째 휠어셈블리와 접점 H_i 까지의 벡터, \vec{d}_i 는 H_i 에서 i번째 휠어셈블리의 질량중심 C_i 까지의 벡터, 그리고 \vec{e}_i 는 H_i 에서 i번째 차륜의 중심 D_i 까지의 벡터이다.

(다) 각속도

$$\begin{aligned} \overset{N}{w}^A &= \dot{\phi}\hat{a}_3, \quad \overset{N}{w}^{B_i} = \overset{N}{w}^A + \overset{A}{w}^{B_i} = (\dot{\phi} + \dot{\theta}_i)\hat{a}_3 \end{aligned} \tag{7}$$

$\overset{N}{w}^A$ 는 N 좌표계에 대한 상대 좌표계 A의 각속도를 의미하는 것으로 현가 질량의 각속도를 나타낸다. 마찬가지로 $\overset{N}{w}^{B_i}$ 는 N 좌표계에 대한 i번째 휠어셈블리의 각속도를 나타낸다. 여기서, \hat{a}_3 는 \hat{a}_1, \hat{a}_2 와 수직을 이루는 단위벡터로 $\hat{a}_3 = \hat{a}_1 \times \hat{a}_2$ 이다.

(라) 질량 중심의 속도

현가 질량 중심의 속도를 $\overset{N}{v}^{C_0}$ 로 표시하면

$$\overset{N}{v}^{C_0} = N \frac{d}{dt} (\vec{C}_0) = \dot{x}\hat{n}_1 + \dot{y}\hat{n}_2 \tag{8}$$

각 휠어셈블리의 질량 중심의 속도를 $\overset{N}{v}^{C_i}$ 라 하면 이는 다음식을 이용해 구할 수 있다.

$$\overset{N}{v}^{C_i} = N \frac{d}{dt} (\vec{C}_i) = \overset{A}{v} \frac{d}{dt} (\vec{C}_i) + \overset{N}{w}^A \times \vec{C}_i \tag{9}$$

같은 방법으로 차륜 중심의 속도는 다음식을 이용해 구할 수 있다.

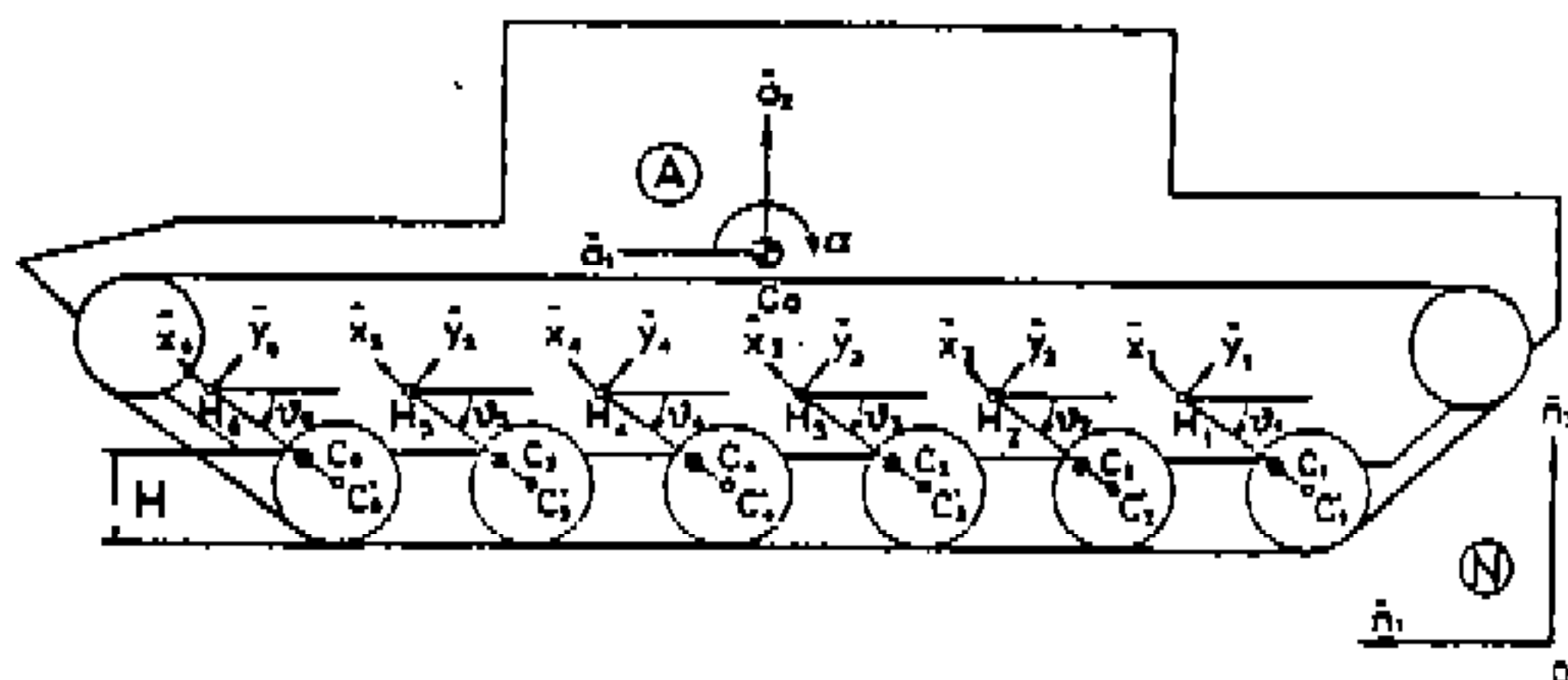


Fig.6 Generalized coordinates and unit vectors for modeling

$$N_{\vec{v}}^{\rightarrow D_i} = N \frac{d}{dt} (\vec{D}_i)^A \frac{d}{dt} (\vec{D}_i) + N_{\vec{w}}^{\rightarrow A} \times \vec{D}_i \quad (10)$$

(마) 각가속도

현가 질량의 휠어셈블리의 각가속도를 구하면 다음과 같다.

$$N_{\vec{a}}^{\rightarrow A} = \dot{\phi} \hat{a}_3, \quad N_{\vec{a}}^{\rightarrow B_i} = (\dot{\phi} + \dot{\theta}_i) \hat{a}_3 \quad (11)$$

(바) 질량 중심의 가속도

현가 질량 중심의 가속도를 $N_{\vec{a}}^{\rightarrow C_0}$ 로 표시하면

$$N_{\vec{a}}^{\rightarrow C_0} = N \frac{d}{dt} (N_{\vec{v}}^{\rightarrow C_0}) = x \hat{n}_1 + y \hat{n}_2 \quad (12)$$

각 휠어셈블리의 질량 중심의 가속도를 $\vec{a}^{\rightarrow C_i}$ 라 하면 이는 다음식을 이용하여 구할 수 있다.

$$N_{\vec{a}}^{\rightarrow C_i} = N \frac{d}{dt} (N_{\vec{v}}^{\rightarrow C_i}) = N_{\vec{a}}^{\rightarrow A} \frac{d}{dt} (N_{\vec{v}}^{\rightarrow C_i}) + N_{\vec{w}}^{\rightarrow A} \times N_{\vec{v}}^{\rightarrow C_i} \quad (13)$$

(사) 편각속도

현가질량의 각속도 $N_{\vec{w}}^{\rightarrow A}$ 를 일반좌표의 시간에 대한 변화율에 대해 편미분을 취한 값을 말하며 그 값은 다음과 같다.

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial x} (N_{\vec{w}}^{\rightarrow A}) &= 0, & \frac{\partial}{\partial y} (N_{\vec{w}}^{\rightarrow A}) &= 0 \\ \frac{\partial}{\partial \phi} (N_{\vec{w}}^{\rightarrow A}) &= \hat{a}_3, & \frac{\partial}{\partial \theta_i} (N_{\vec{w}}^{\rightarrow A}) &= 0 \end{aligned} \quad (14)$$

휠어셈블리의 각속도 $N_{\vec{w}}^{\rightarrow B_i}$ 를 일반 좌표의 시간에 대한 변화율에 대해 편미분을 취하면 다음과 같다.

$$\frac{\partial}{\partial x} (N_{\vec{w}}^{\rightarrow B_i}) = 0, \quad \frac{\partial}{\partial y} (N_{\vec{w}}^{\rightarrow B_i}) = 0$$

$$\frac{\partial}{\partial \phi} (N_{\vec{w}}^{\rightarrow B_i}) = \hat{a}_3, \quad \frac{\partial}{\partial \theta_i} (N_{\vec{w}}^{\rightarrow B_i}) = \hat{a}_3 \quad (15)$$

(아) 편속도

현가 질량 중심의 속도 $N_{\vec{v}}^{\rightarrow C_0}$ 를 일반 좌표의 시간에 대한 변화율에 대해 편미분을 취하면 다음과 같다.

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial x} (N_{\vec{v}}^{\rightarrow C_0}) &= \hat{n}_1, & \frac{\partial}{\partial y} (N_{\vec{v}}^{\rightarrow C_0}) &= \hat{n}_2 \\ \frac{\partial}{\partial \phi} (N_{\vec{v}}^{\rightarrow C_0}) &= 0, & \frac{\partial}{\partial \theta_i} (N_{\vec{v}}^{\rightarrow C_0}) &= 0 \end{aligned} \quad (16)$$

휠어셈블리의 질량 중심의 속도 $N_{\vec{v}}^{\rightarrow C_i}$ 를 일반 좌표의 시간에 대한 변화율에 대해 편미분을 취하면 다음과 같다.

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial x} (N_{\vec{v}}^{\rightarrow C_i}) &= \hat{n}_1, & \frac{\partial}{\partial y} (N_{\vec{v}}^{\rightarrow C_i}) &= \hat{n}_2 \\ \frac{\partial}{\partial \phi} (N_{\vec{v}}^{\rightarrow C_i}) &= (-h_{i2} - d_i \sin \theta_i) \hat{a}_1 + (h_{i1} + d_i \cos \theta_i) \hat{a}_2 \\ \frac{\partial}{\partial \theta_i} (N_{\vec{v}}^{\rightarrow C_i}) &= (-d_i \sin \theta_i) \hat{a}_1 + d_i \cos \theta_i \hat{a}_2 \end{aligned} \quad (17)$$

여기서, h_{i1} 과 h_{i2} 는 \vec{h}_i 의 \hat{a}_1 및 \hat{a}_2 방향성분이며 d_i 는 \vec{d}_i 의 절대값을 나타낸다.

차륜중심의 속도 $N_{\vec{v}}^{\rightarrow D_i}$ 를 일반좌표의 시간에 대한 변화율에 대해 편미분을 취하면 다음과 같다.

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial x} (N_{\vec{v}}^{\rightarrow D_i}) &= \hat{n}_1, & \frac{\partial}{\partial y} (N_{\vec{v}}^{\rightarrow D_i}) &= \hat{n}_2 \\ \frac{\partial}{\partial \phi} (N_{\vec{v}}^{\rightarrow D_i}) &= (-h_{i2} - e_i \sin \theta_i) \hat{a}_1 + (h_{i1} + e_i \cos \theta_i) \hat{a}_2 \\ \frac{\partial}{\partial \theta_i} (N_{\vec{v}}^{\rightarrow D_i}) &= (-e_i \sin \theta_i) \hat{a}_1 + e_i \cos \theta_i \hat{a}_2 \end{aligned} \quad (18)$$

여기서, e_i 는 \vec{e}_i 의 절대값을 나타낸다.

2.2.2 일반력(Generalized forces)

일반력에는 중력에 의한 일반 작용력 F_i^* 의 외

력에 의한 일반 작용력 F_i^E , 그리고 토오크에 의한 일반 작용력 F_i^T , 일반 관성력 F_i 등이 있다.

(가) 중력에 의한 일반 작용력 F_i^E ,

위치 에너지 U 는 현가 질량에 의한 위치 에너지와 휠어셈블리의 질량에 의한 위치 에너지의 합으로 표시된다.

$$U = Mgy + \sum_{i=1}^6 mgy_i \quad (19)$$

여기서 M 과 m_i 는 각각 현가 질량과 i 번째 휠어셈블리의 질량을 나타내고 y 와 y_i 는 각각 \vec{C}_0 와 \vec{C}_i 의 \hat{n}_2 방향 성분이다. F_i^E 는 다음의 식을 이용하여 구해진다.

$$F_1^E = -\frac{\partial U}{\partial x}, F_2^E = -\frac{\partial U}{\partial y}, F_3^E = -\frac{\partial U}{\partial \phi}, F_{3+i}^E = -\frac{\partial U}{\partial u_i} \quad (20)$$

(나) 외력에 의한 일반 작용력 F_i^E

Fig.5에서 보듯이 차량에 작용하는 힘에는 각 차륜의 중심과 현가 질량의 중심에 작용하는 힘들이 있다.

$$\vec{F}_i = F_{i1}\hat{n}_1 + F_{i2}\hat{n}_2 \quad (21)$$

여기서 F_{i1} 과 F_{i2} ($i=1, 2, \dots, 6$)은 i 번째 차륜의 중심에 작용하는 \hat{n}_1, \hat{n}_2 방향의 힘들이고 F_{i1}, F_{i2} 은 현가 질량의 중심에 작용하는 \hat{n}_1, \hat{n}_2 방향의 힘이다. 지면에서 바퀴로 전달되는 힘과 궤도에 의해 바퀴에 전달되는 힘은 2.1절에서 언급된 모델링을 근거로 계산되며 이들은 다시 바퀴 중심에 대한 힘으로 계산된다. 각 F_i^E 는 다음의 식으로 구해진다.

$$F_1^E = \frac{\partial}{\partial x} ({}^{N \rightarrow C_0} v) \cdot \vec{F}_7 + \sum_{i=1}^6 \left[\frac{\partial}{\partial x} ({}^{N \rightarrow D_i} w) \cdot \vec{F}_i \right]$$

$$F_2^E = \frac{\partial}{\partial y} ({}^{N \rightarrow C_0} v) \cdot \vec{F}_7 + \sum_{i=1}^6 \left[\frac{\partial}{\partial y} ({}^{N \rightarrow D_i} w) \cdot \vec{F}_i \right]$$

$$F_3^E = \frac{\partial}{\partial \phi} ({}^{N \rightarrow C_0} v) \cdot \vec{F}_7 + \sum_{i=1}^6 \left[\frac{\partial}{\partial \phi} ({}^{N \rightarrow D_i} w) \cdot \vec{F}_i \right]$$

$$F_{3+i}^E = \frac{\partial}{\partial \theta_i} ({}^{N \rightarrow C_0} v) \cdot \vec{F}_7 + \sum_{i=1}^6 \left[\frac{\partial}{\partial \theta_i} ({}^{N \rightarrow D_i} w) \cdot \vec{F}_i \right]$$

(다) 토오크에 의한 일반 작용력 F_i^T

Fig.5에서 차량에 작용하는 토오크는 i 번째 현가장치(HSU나 토션바)에 의해 현가 질량에 작용하는 \vec{T}_{Ai} 가 있고, 현가 질량의 질량 중심에 작용하는 궤도 장력에 의한 토오크 \vec{T}_7 이 있다. 각 토오크를 설명하면 다음과 같다.

$\vec{T}_{Ai} = T_{Ai}\hat{a}_3$: i 번째 현가 장치(HSU) 또는 토션바)에 의해 현가 질량에 가해지는 토오크(T_{Ai} 는 2.1절에서 설명된 T_w, T_d, T_t 로 구성)

$\vec{T}_{Bi} = T_{Bi}\hat{a}_3$: i 번째 현가 장치(HSU) 또는 토션바)에 의해 휠어셈블리에 가해지는 토오크

$\vec{T}_7 = T_7\hat{a}_3$: 스프로킷과 아이들러에 작용하는 궤도 장력에 의해 현가 질량에 가해지는 토오크 각 F_i^T 는 다음의 식으로 구해진다.

$$F_1^T = \frac{\partial}{\partial x} ({}^{N \rightarrow A} w) \cdot \vec{T}_7 + \sum_{i=1}^6 \left[\frac{\partial}{\partial x} ({}^{N \rightarrow A} w) \cdot \vec{T}_{Ai} + \frac{\partial}{\partial x} ({}^{N \rightarrow B_i} w) \cdot \vec{T}_{Bi} \right]$$

$$F_2^T = \frac{\partial}{\partial y} ({}^{N \rightarrow A} w) \cdot \vec{T}_7 + \sum_{i=1}^6 \left[\frac{\partial}{\partial y} ({}^{N \rightarrow A} w) \cdot \vec{T}_{Ai} + \frac{\partial}{\partial y} ({}^{N \rightarrow B_i} w) \cdot \vec{T}_{Bi} \right]$$

$$F_3^T = \frac{\partial}{\partial \phi} ({}^{N \rightarrow A} w) \cdot \vec{T}_7 + \sum_{i=1}^6 \left[\frac{\partial}{\partial \phi} ({}^{N \rightarrow A} w) \cdot \vec{T}_{Ai} + \frac{\partial}{\partial \phi} ({}^{N \rightarrow B_i} w) \cdot \vec{T}_{Bi} \right]$$

$$F_{3+i}^T = \frac{\partial}{\partial \theta_i} ({}^{N \rightarrow A} w) \cdot \vec{T}_7 + \sum_{i=1}^6 \left[\frac{\partial}{\partial \theta_i} ({}^{N \rightarrow A} w) \cdot \vec{T}_{Ai} \right]$$

$$+ \frac{\partial}{\partial \theta_i} \left({}^{N \rightarrow B_i} w \right) \cdot \vec{T}_{B_i} \quad (23)$$

(라) 일반 관성력 F_i^*

$x, y, \alpha, \theta_1, \dots, \theta_6$ 들과 연관된 일반 관성력은 다음과 같이 구해진다.

$$F_1^* = -M \frac{N \rightarrow C_0}{a} \cdot \frac{\partial}{\partial x} \left({}^{N \rightarrow C_0} v \right) - \sum_{i=1}^6 m_i \frac{N \rightarrow C_i}{a} \cdot \frac{\partial}{\partial x} \left({}^{N \rightarrow C_i} v \right)$$

$$F_2^* = -M \frac{N \rightarrow C_0}{a} \cdot \frac{\partial}{\partial y} \left({}^{N \rightarrow C_0} v \right) - \sum_{i=1}^6 m_i \frac{N \rightarrow C_i}{a} \cdot \frac{\partial}{\partial y} \left({}^{N \rightarrow C_i} v \right)$$

$$F_3^* = -I \frac{N \rightarrow A}{a} \cdot \frac{\partial}{\partial \phi} \left({}^{N \rightarrow A_0} w \right) - \sum_{i=1}^6 m_i \frac{N \rightarrow C_i}{a} \cdot \frac{\partial}{\partial \phi} \left({}^{N \rightarrow C_i} v \right)$$

$$F_{3+i}^* = -I_i \frac{N \rightarrow B_i}{a} \cdot \frac{\partial}{\partial \theta_i} \left({}^{N \rightarrow B_i} w \right) - \sum_{i=1}^6 m_i \frac{N \rightarrow C_i}{a} \cdot \frac{\partial}{\partial \theta_i} \left({}^{N \rightarrow C_i} v \right) \quad (24)$$

여기서 I 는 현가 질량의 중심에 대한 관성 모멘트를 나타내며 I_i 는 i 번째 휠어셈블리의 질량 중심에 대한 관성 모멘트를 나타낸다.

2.2.3 운동 방정식

Kane의 운동방정식⁷⁾은 다음과 같다.

$$F_i + F_i^* = 0 \quad (i=1, 2, \dots, 9) \quad (25)$$

여기서 F_i 는 일반 작용력을 나타내며 F_i^* 는 일반 관성력을 나타낸다. 또한 일반 작용력 F_i 는 앞에서 구한 F_i^p, F_i^e 그리고 F_i^r 의 합으로 나타낼 수 있다.

$$F_i = F_i^p + F_i^e + F_i^r \quad (i=1, 2, \dots, 9) \quad (26)$$

2.2.2절의 결과들을 위의 식 (25)에 대입하면 9개의 운동 방정식을 얻을 수 있으며 이를 다음과 같은 형태로 나타낼 수 있다.

$$[A] \{\ddot{q}\} = \{f\} \quad (27)$$

여기서 $[A]$ 는 9×9 크기의 계수 행렬이고 $\{\ddot{q}\}$ 는 일반 좌표들의 시간에 대한 2차 미분값으로 이루어진 9×1 크기의 열행렬(Column matrix)이며 $\{f\}$ 는 9×1 크기의 열행렬이다. $[A]$ 와 $\{f\}$ 의 자세한 내용은 부록을 참조하기 바랍니다.

3. 동적 해석 결과

2장에서 제시된 차량 모델링과 운동 방정식에 근거하여 동적 해석 프로그램을 작성하였으며 차량이 직경 0.254m의 반원형 단일 펌프를 40 Km/h로 통과할 때 운전석의 수직방향 가속도를 구한 결과가 Fig.7에 나타나 있다. Fig.7을 볼 때 운전석의 최대 가속도는 차량의 1번째 바퀴가 펌프를 통과하는 순간에 발생하는 것을 추정할 수 있으며 약 11.01 m/s^2 의 값을 갖는다. 이 결과의 신뢰성을 검증하기 위해서 다목적 동역학 해석 프로그램⁸⁾을 사용하여 같은 차량 및 운전조건에서 해석을 수행하였다. Fig.8은 그 결과를 나타내며 Fig.7의 결과와 거의 일치하고 있음을 확인할 수 있었다. 따라서 본 연구에서 개발한 차량 모델링 및 해석 모듈은 최적 설계를 위한

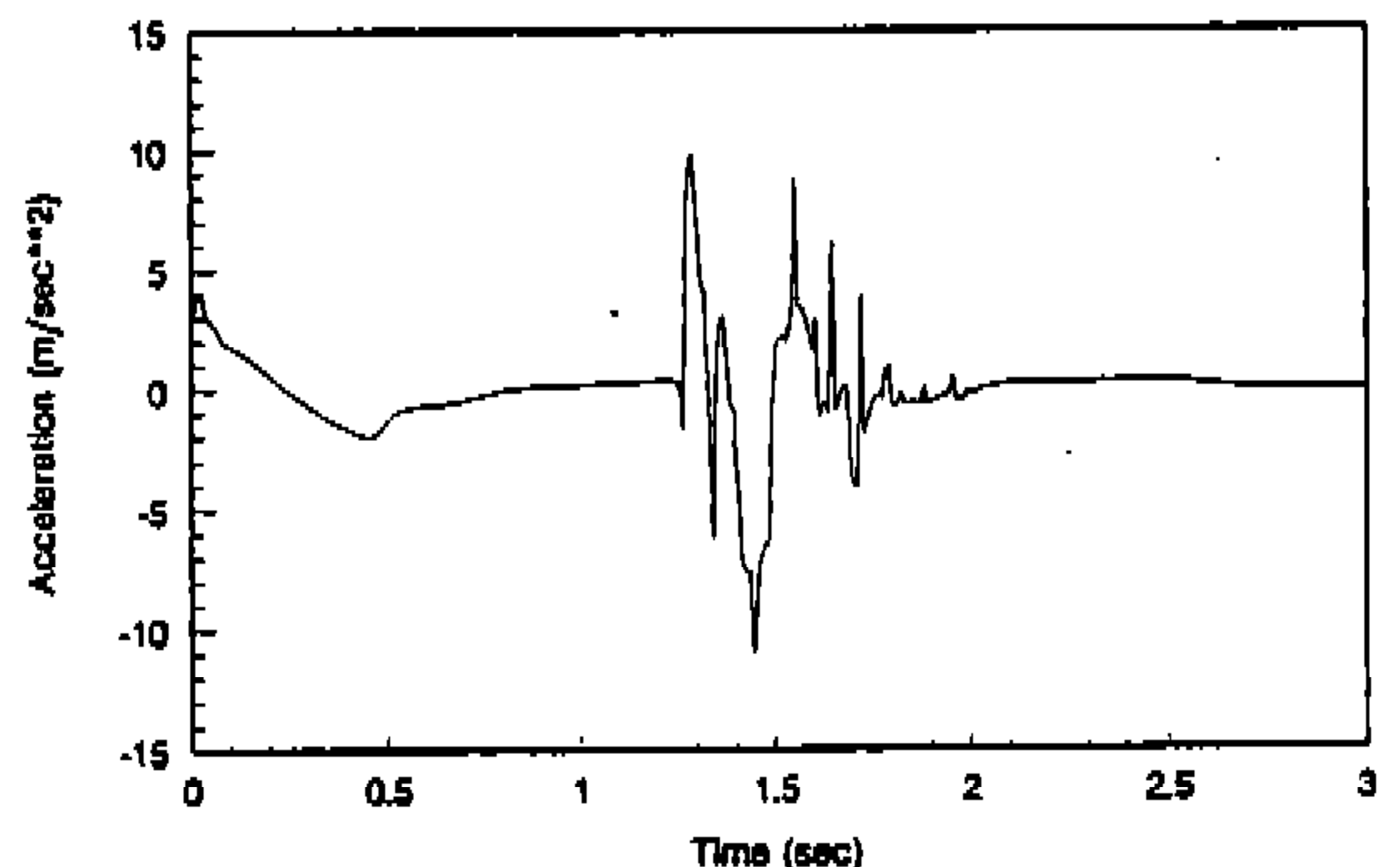


Fig.7 Vertical acceleration of driver's seat obtained by present method

해석 모델 및 해석 모듈로 사용될 수 있음을 알 수 있었다.

4. 최적 설계

4.1 최적설계를 위한 식의 구성

최적화를 수행하기 위한 목적 함수는 범프를 통과하는 차량의 운전석의 수직 가속도의 최대 값을 최소화하는 것이다. 구속 조건으로는 범프 통과사에 각 차륜의 동적 거동(Wheel travel)이 일정한 범위내에 존재해야 한다는 것과 차량의 지상고(Ground clearance)가 0.4064m와 0.4726m 사이가 되도록 하는 것 등과 각 설계 변수의 상/하한치를 설정하여 주었다. 토션바의 상/하한치는 초기 장착각도(하한치)가 결정되면 상한치는 하한치보다 65°가 크도록 설정하였다. 이를 최적화를 위한 식으로 표현하면 다음과 같다.

$$\text{Minimize : } \begin{aligned} & \max | \ddot{y}_{seat}(t) | \\ & t \in [0, T] \end{aligned} \quad (28)$$

$$\text{Subject to : } \begin{aligned} & | \theta - \theta_{av} | \leq \theta_{diff} \quad \text{Wheel travel} \\ & | H - H_{av} | \leq H_{diff} \quad \text{Ground clearance} \\ & | K - K_{av} | \leq K_{diff} \quad \text{HSU spring} \\ & | C - C_{av} | \leq C_{diff} \quad \text{HSU damper} \end{aligned} \quad (29)$$

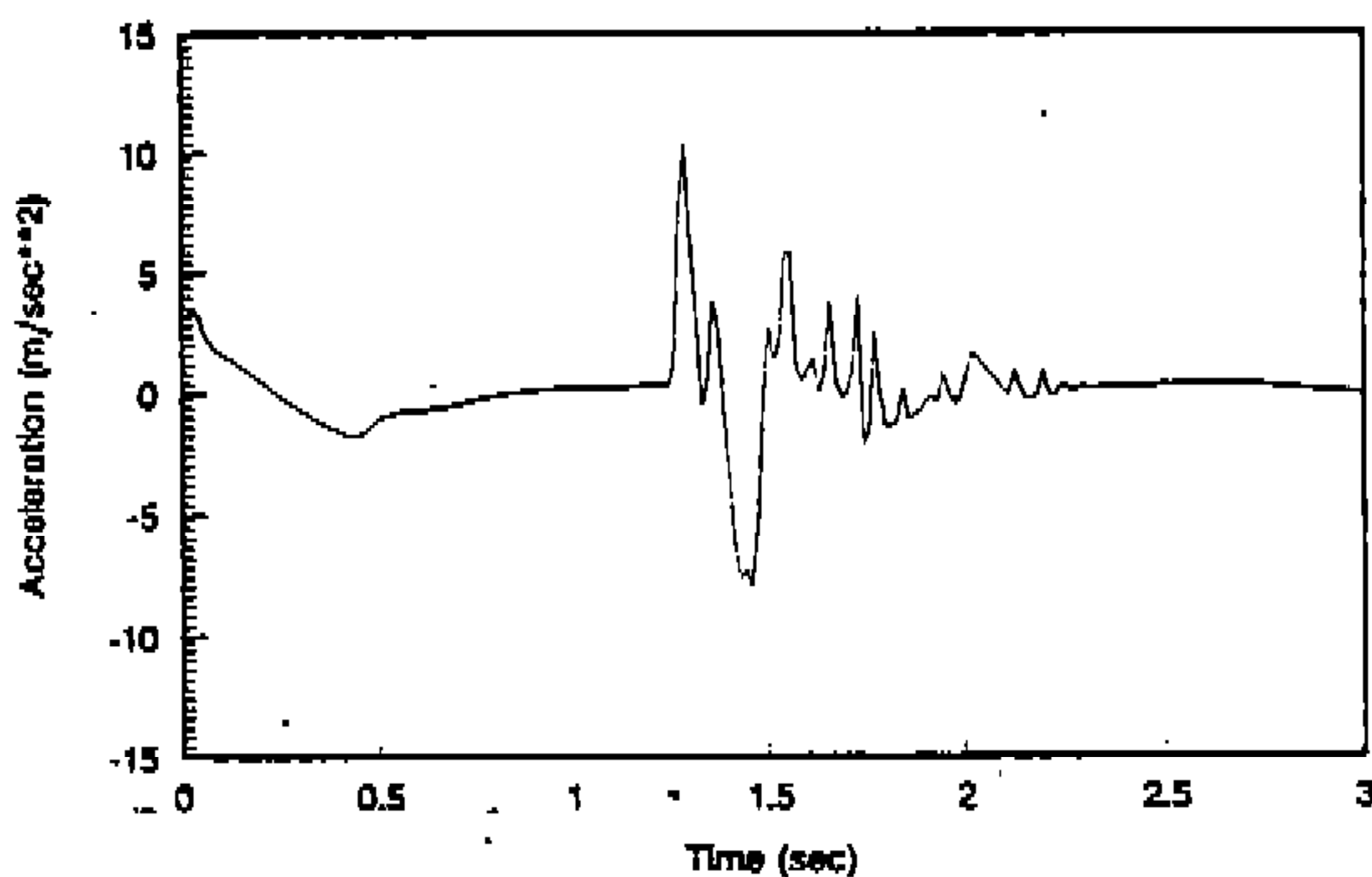


Fig.8 Vertical acceleration of driver's seat obtained by DADS

Side constraints :

$$\begin{aligned} K_t^L \leq K_t \leq K_t^U & \quad \text{Torsion bar spring} \\ T_t^L \leq T_t \leq T_t^U & \quad \text{Pre-tension of track} \end{aligned} \quad (30)$$

여기서, θ 와 H 는 차륜의 장착 각도와 차량의 지상고를 나타내며, K 와 C 는 HSU의 스프링과 댐핑 특성에 관련된 함수로 다음의 설계변수들로 이루어진다.

$$\text{HSU spring } K = f_1(P_{pv}, P_{static}),$$

$$\text{HSU damper } C = f_2(\Delta P_{rebound}, \Delta P_{jounce}, d)$$

또한 위첨자 U 와 L 은 설계변수의 상/하한치를 나타내며 아래 첨자 av 와 $diff$ 는 상/하한치의 합과 차와 관련된 값들을 나타내며 이들은 임의의 변수 A 에 대하여 다음의 식을 이용해 구할 수 있다.

$$A_{av} = \left| \frac{A^U + A^L}{2} \right|, \quad A_{diff} = \left| \frac{A^U - A^L}{2} \right| \quad (31)$$

본 연구에서는 상기의 동적반응 최적화를 풀기 위하여 IDOL1.6D²⁾를 이용하였다. IDOL1.6D는 Augmented Lagrange Multiplier(ALM)방법과 BFGS 알고리즘³⁾을 기본으로 하여, 시간 종속 구속조건을 효과적으로 처리할 수 있게 개발⁴⁾한 프로그램이다.

4.2 최적 설계 결과

본 연구에서는 최적화 문제의 기본 구성(Formulation) 방법을 3가지로 나누어 이들을 각각 사용했을 때의 계산시간, 최적해 및 수렴성 등을 비교해 보았다.

첫번째 방법(Case 1)은 토션바(2, 3, 4번) 각각의 비틀림 강성 계수와 초기 장착각도를 설계 변수로 취하고 HSU(1, 5, 6번)의 스프링 토오크 식 (1)에서 각 HSU 마다의 P_{pre} 와 P_{static} 를 설계 변수로 취하고, 댐핑 토오크 식 (2)에서 $\Delta P_{rebound}$, ΔP_{jounce} , d 를 설계 변수로 취하였고 궤도의 초기 장력을 결정하는 궤도의 초기 길이를 설계 변수로 취하여 22개의 설계 변수를 사용하여 최적화를

수행하였다.

두번째 방법(Case 2)은 설계 변수 연계(Design variable linking)개념¹⁰⁾을 이용하여 토션바(2, 3, 4번)의 비틀림 강성 계수를 동일한 하나의 계수로 설정하였고 토션바의 장착각도는 2, 3, 4번 각각을 다른 설계변수로 취하였다. HSU의 스프링 토크 식 (1)에서 각 HSU 마다의 P_{pre} 와 P_{static} 를 각각에 대하여 동일한 설계 변수로 취하고 마찬가지로 댐핑 토크 식 (2)에서도 $\Delta P_{rebound}$, ΔP_{jounce} , d 를 각각에 대하여 동일한 설계 변수로 취하여 설계 변수의 갯수를 첫번째 방법의 22개에서 14개로 줄였고 궤도의 초기 장력을 결정하는 궤도의 초기 길이를 설계변수로 취하여 최적화를 수행하였다.

세번째 방법(Case 3)은 스케일 계수(Scale factor)의 개념을 도입하여 최적화를 수행하였다. 토션바(2, 3, 4번)의 비틀림 강성계수를 동일한 하나의 계수로 설정하였고 토션바의 장착 각도는 2, 3, 4번 각각을 다른 설계변수로 취하였다. HSU (1, 5, 6번) 각각의 스프링 특성식에서 계산된 토크에 Scale factor $\alpha_1, \alpha_5, \alpha_6$ 을 곱하게 하였고 댐핑 특성식에서 계산된 토크에도 스케일 계수 $\beta_1, \beta_5, \beta_6$ 을 곱하도록 한 후, 이들 스케일 계수를 설계 변수로 취하였다. 마찬가지로 궤도의 초기 장력을 결정하는 궤도의 초기 길이를 설계 변수로 취하여 7개의 설계 변수로 최적화를 수행하였다. 본 연구에서 계산시간을 비교하기 위하여 사용한 컴퓨터 기종은 IBM RISC System/6000 Powerstation 320H이다.

각 방법에 대한 설계 변수는 다음에 정리하였으며, 최적화 결과는 Table 1, Table 2에 나타나 있다.

[Case 1]

| | |
|--|-------|
| 설계변수 | : 22개 |
| 토션바 각각의 비틀림 강성계수 | : 3개 |
| 토션바 각각의 장착각도 | : 3개 |
| i번째 HSU 스프링 특성식의 P_{pre}, P_{static} | : 6개 |
| i번째 HSU 댐핑 특성식의 $\Delta P_{rebound}, \Delta P_{jounce}, d$ | : 9개 |
| 궤도의 초기 장력(초기 길이 l_0) | : 1개 |

[Case 2]

| | |
|--|-------|
| 설계변수 | : 14개 |
| 토션바의 비틀림 강성계수 | : 1개 |
| 토션바 각각의 장착각도 | : 3개 |
| i번째 HSU 스프링 특성식의 P_{pre}, P_{static} | : 6개 |
| HSU 댐핑 특성식의 $\Delta P_{rebound}, \Delta P_{jounce}, d$ | : 3개 |
| 궤도의 초기 장력(초기 길이 l_0) | : 1개 |

[Case 3]

| | |
|--|-------|
| 설계변수 | : 11개 |
| 토션바의 비틀림 강성계수 | : 1개 |
| 토션바 각각의 장착각도 | : 3개 |
| 궤도의 초기 장력(초기 길이 l_0) | : 1개 |
| 각 HSU의 스프링 토크의 Scale factor $\alpha_1, \alpha_5, \alpha_6$ | : 3개 |
| 각 HSU의 댐핑 토크의 Scale factor $\beta_1, \beta_5, \beta_6$ | : 3개 |

4.3 최적화 결과에 대한 고찰

범프를 넘는 순간의 로드암의 각속도 값은 앞의 댐핑특성을 나타낸 Fig2(a)에서 볼 때 자운스 부분의 쇼킹 포인트를 지난 영역에 존재하게 된다. 결국, 최대 가속도 값은 쇼킹 포인트의 위치 변화에 따른 HSU의 댐핑특성 변화에 크게 영향을 받으므로 쇼킹 포인트의 위치를 변화시키는 것이 가장 큰 설계 요소가 된다고 볼 수 있다. 앞에서 보인 댐핑 토크 식 (2)에 나타난 $\Delta P_{rebound}$ 나 ΔP_{jounce} 는 리바운드 영역의 크래킹 포인트와 자운스 영역의 크래킹 포인트 사이의 댐핑 토크에 영향을 미치기 때문에 우리가 실제로 필요로 하는 쇼킹 포인트 이후의 댐핑 특성에는 영향을 줄 수 없다. 이는 Case 1과 Case 2의 최적화 결과보다 댐핑 토크의 값에 스케일 계수를 곱하여 최적화를 수행한 Case 3의 결과가 우수한 것에서 알 수 있다. 실제로 Case 1과 Case 2에서 $\Delta P_{rebound}$ 나 ΔP_{jounce} 의 변화량이 4% 이내인 반면에 Case 3에서 6번 차륜의 HSU 댐핑 스케일 계수인 β_6 이 20%나 변화하였다. 이는 물리적으로도 범프와 충돌하게 되는 첫번째 차륜의 감쇠 특성이 운전

Table 1 Comparison of Optimum results

| | Cost Values(m/s ²) | | | CPU Times (sec) | Evaluations | |
|--------|--------------------------------|---------------|-----------------|-----------------|-------------------|----|
| | Initial Value | Optimum Value | Change Ratio(%) | | Gradient Function | |
| Case 1 | 11.0084 | 10.0524 | - 8.7 | 3336.25 | 12 | 51 |
| Case 2 | 11.0084 | 9.9510 | - 9.59 | 3010.98 | 9 | 35 |
| Case 3 | 11.0084 | 9.8328 | -12.48 | 2777.78 | 21 | 66 |

Table 2 Comparison of optimum design variables

| CASE 1 | | | CASE 2 | | | CASE 3 | | |
|--------|-----------------------------|-----------------|--------|----------------------------|-----------------|--------|----------------------|-----------------|
| | Design Variables | Change Ratio(%) | | Design Variables | Change Ratio(%) | | Design Variables | Change Ratio(%) |
| 1 | K ₂ (N/m) | -18.69 | 1 | K ₂ (N/m) | - 7.86 | 1 | K ₂ (N/m) | + 3 |
| 2 | K ₃ (N/m) | - 0.2 | 2 | θ ₂ (rad) | -30.0 | 2 | θ ₂ (rad) | -30 |
| 3 | K ₄ (N/m) | + 1.88 | 3 | θ ₃ (rad) | +11.6 | 3 | θ ₃ (rad) | +20 |
| 4 | θ ₂ (rad) | -25.7 | 4 | θ ₄ (rad) | +15.4 | 4 | θ ₄ (rad) | +14.5 |
| 5 | θ ₃ (rad) | +26 | 5 | P _{1pre} (Pa) | - 6.6 | 5 | α ₁ | -40 |
| 6 | θ ₄ (rad) | + 2.38 | 6 | P _{1static} (Pa) | -39.0 | 6 | α ₅ | -40 |
| 7 | P _{1pre} (Pa) | - 3.35 | 7 | P _{5pre} (Pa) | + 3.66 | 7 | α ₆ | -15.52 |
| 8 | P _{1static} (Pa) | -40 | 8 | P _{5static} (Pa) | -30.28 | 8 | β ₁ | - 4.47 |
| 9 | P _{5pre} (Pa) | + 0.035 | 9 | P _{6pre} (Pa) | + 1.1 | 9 | β ₅ | - 0.1 |
| 10 | P _{5static} (Pa) | -29.5 | 10 | P _{6static} (Pa) | -17.86 | 10 | β ₆ | -20 |
| 11 | P _{6pre} (Pa) | + 3.02 | 11 | ΔP _{rebound} (Pa) | - 0.19 | 11 | l ₁ (m) | - 0.3 |
| 12 | P _{6static} (Pa) | -17.8 | 12 | ΔP _{jounce} (Pa) | - 2.96 | | | |
| 13 | P _{irebound} (Pa) | - 0.22 | 13 | d(m) | + 7.9 | | | |
| 14 | P _{ijounce} (Pa) | - 2.94 | 14 | l ₂ (m) | + 0.03 | | | |
| 15 | d ₁ (m) | - 5.16 | | | | | | |
| 16 | ΔP _{5rebound} (Pa) | - 1.0 | | | | | | |
| 17 | ΔP _{5jounce} (Pa) | - 1.0 | | | | | | |
| 18 | d ₅ (m) | - 1.0 | | | | | | |
| 19 | ΔP _{6rebound} (Pa) | - 0.4 | | | | | | |
| 20 | ΔP _{6jounce} (Pa) | - 1.76 | | | | | | |
| 21 | d ₆ (m) | + 3.26 | | | | | | |
| 22 | l ₂ (m) | - 1.0 | | | | | | |

석의 충격에 가장 큰 영향을 끼치게 될 것이라는 가설과 일치하고 있다. 초기에 사용한 6번 차륜의 HSU 댐핑특성 곡선과 Case 3의 최적화 결과로 나온 스케일 계수에 의한 댐핑 특성 곡선이 Fig.9에 나타나 있다. 이 그림에서 보면 댐핑 곡선이 초기보다 완만해졌음을 볼 수 있다. 최적해의

결과로 댐핑 곡선이 완만해진 이유는 HSU의 감쇠특성이 적어짐으로써 차륜의 진동이 많아지는 하지만 그로인해 본체에 가해지는 충격은 줄어들기 때문인 것으로 보인다.

Case 1과 Case 2의 결과를 비교해 볼 때 설계변수를 많이 취한 Case 1의 목적함수 감소량이

Case 2보다 큰것을 볼 수 있다. 그러나 CPU Time은 Case 2가 Case 1의 약 절반이었고 목적 함수 값의 차이도 1.15% 정도로 많은 차이는 아니었다. 이로써 본 연구와 같은 차량의 최적 설계에서는 Case 2와 같이 설계 변수 연개 개념을 적용하여 설계 변수를 적게 취하는것이 더 효율적인 방법으로 사료된다.

Fig.10은 차량에 Case 3의 최적화 결과로 개선된 설계 변수 값을 입력하여 동적 해석을 수행한 결과이다. Fig.7의 결과와 비교해 볼 때 차량의 주행 특성이 향상되고 운전석의 최대 수직 가속도가 약 9.63m/s^2 로 초기에 비해 12.48% 정도 감소했음을 볼 수 있다.

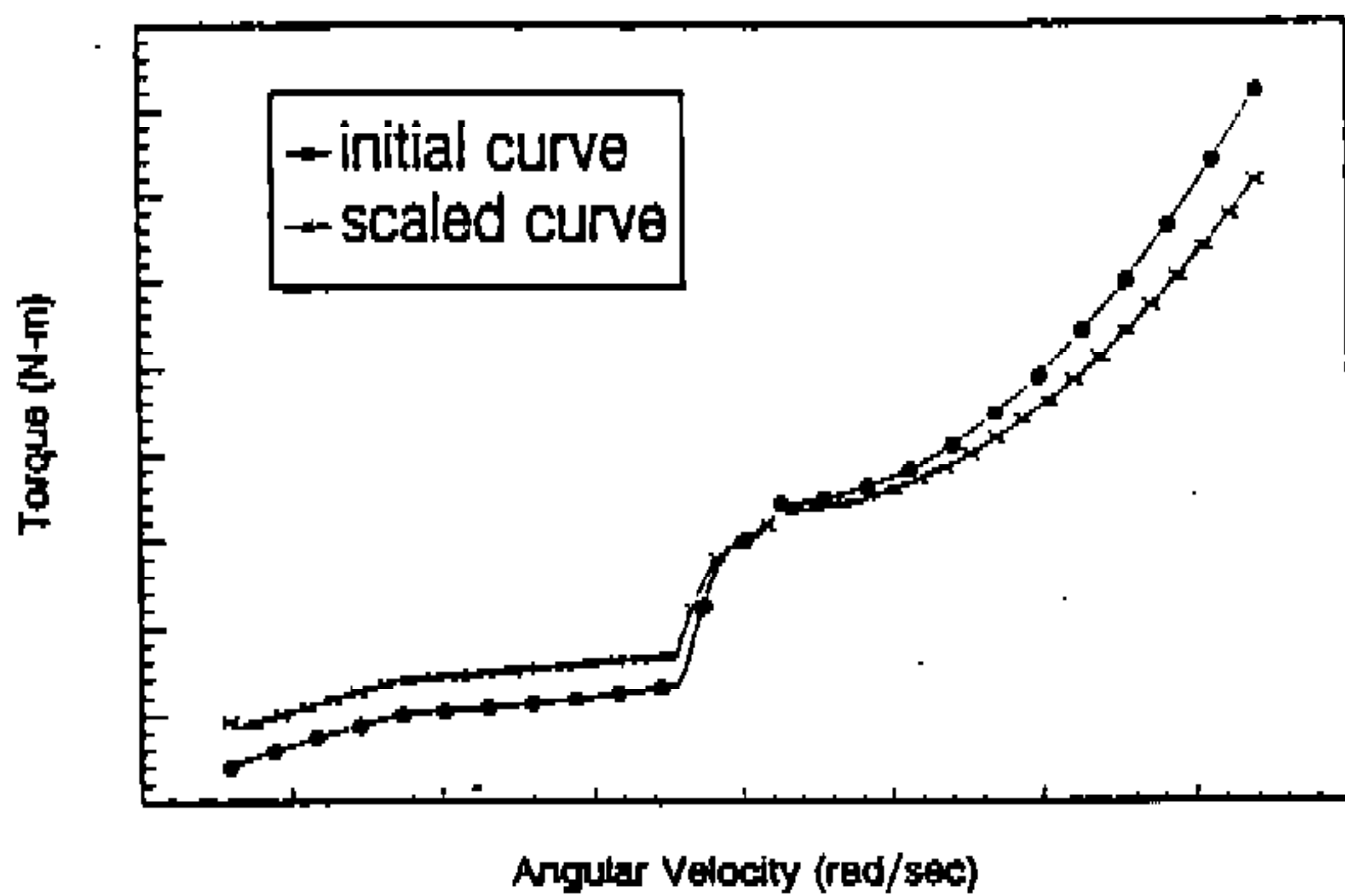


Fig.9 Initial and optimal HSU damping torque curve

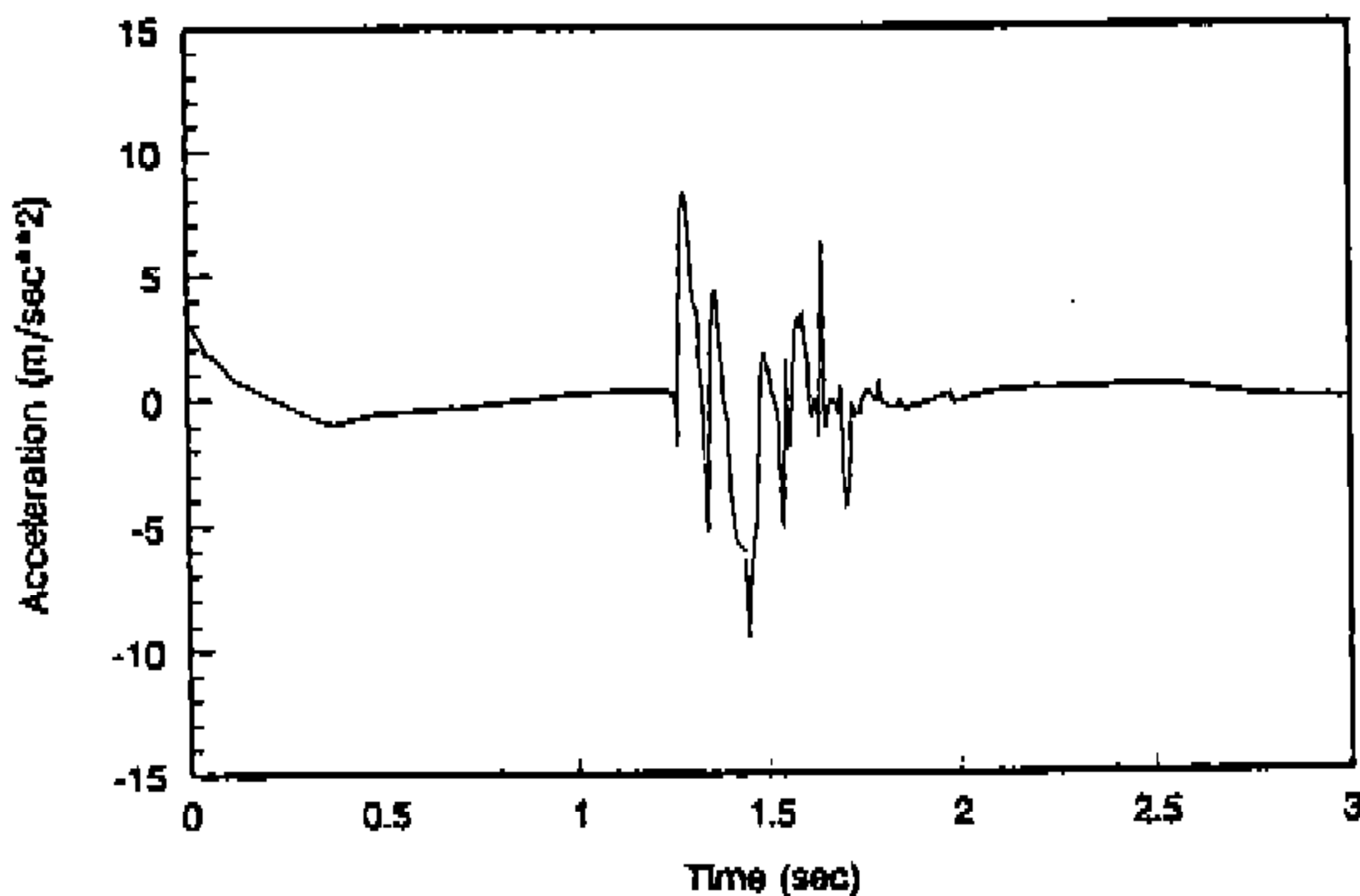


Fig.10 Vertical acceleration of driver's seat with the optimal configuration

5. 결 론

본 연구에서 개발된 차량 모델에 의한 해석 결과를 다목적 동역학 해석 프로그램에 의한 해석결과와 비교하여 동적반응의 형태와 최고치의 값들이 근사한 것을 확인하였으며 이로써 개발된 차량 동적 모델링의 신뢰성을 검증할 수 있었다. 또한 이 모델과 해석 모듈을 최적화 프로그램과 접속하여 수행한 최적설계를 통하여 다음과 같은 결론을 얻을 수 있다.

- ① #2 토션바의 장착 각도와 스프링 특성이 승차감에 큰 영향을 미친다는 것을 민감도 해석을 통해 알 수 있었으며 이를 근거로 설계값들의 개선 방안을 제시하였다.
- ② 최적화된 HSU의 스프링 특성값은 초기값 보다 상당히 작아졌음을 확인할 수 있었다. 이는 연화된 스프링이 차량의 상/하 변위 운동을 크게하여 본체에 가해지는 충격과 가속도를 더 많이 흡수하기 때문이다.
- ③ 궤도의 초기 장력은 운전석의 최대 가속도를 줄이는데 별 영향을 미치지 않는 것으로 나타났다.
- ④ 최적화의 결과로 구한 설계 변수의 값들은 물리적으로 타당한 범위의 값들이며 따라서 주어진 차량 현가 장치의 설계 개선 방향으로 사용할 수 있다.
- ⑤ 본 연구에서 수행된 모델링과 해석, 그리고 최적화의 과정들은 다른 다자유도계 동역학 시스템을 위한 설계의 방법과 절차로 사용될 수 있다.

이상의 연구 결과로 보면, HSU의 댐핑특성 곡선에서 최적화의 결과에 가장 큰 영향을 미치는 것은 크래킹 포인트의 바깥 영역이므로 쇼킹 포인트의 위치가 매우 중요함을 알 수 있었다. 따라서, 크래킹 포인트의 바깥 영역을 정확하게 나타낼 수 있는 수학적 모델링의 개발이 앞으로의 중요 연구과제이다.

후 기

본 연구는 국방과학연구소(Grant NO. ADD-

90-5-09)의 지원으로 수행되었으며, 이에 감사드립니다.

참 고 문 헌

1. 이병훈, 유완석, 김준호, "충격력을 받는 발사대의 동역학적 해석", 자동차공학회지, Vol. 15, No.2, pp.84-91, 1993.
2. Kim, M.S., Ahn, S.J., and Choi, D.H., "IDOL User's Guide Version 1.6D", AMOD93-03, Applied Mechanics and Optimal Design Lab, Mechanical Design and Production Engineering, Hanyang University, 1993.
3. 김민수, 김한성, 이재원, 최동훈, "구속조건이 있는 비선형 최적화 문제를 위한 ALM 방법의 성능향상", 대한 기계학회 논문집, 제15권, 제2호, 1991.
4. 박홍수, 김종관, 최동훈, "Min-Max형 동적반응 최적화 문제의 직접처리 기법", 한국자동차공학회지, 제15권, 제1호, 1993.
5. Kim, Y.Y., Suh, M.S., and Kim, J.S., "A Suspension System Modeling Method For Predicting Tracked Vehicle Performance When Crossing Obstacles", ADAMS User's Conference, Ann Arbor, 1992.
6. McCullough, M.K., "Terrain-Vehicle System Modeling Using a Multibody Dynamics Program", Journal of Terramechanics, Vol.23, pp.171-184, 1986.
7. Kane, T.R. and Levinson, D.A., DYNAMICS : Theory and Applications, McGraw-Hill Series in Mechanical Engineering, 1985.
8. 김영훈, "레도차량 현가장치의 동적반응 최적설계에 관한 연구", 석사학위논문, 한양대학교, 1993.
9. DADS User's Manual, CADSI, Oakdale, Iowa, 1993.
10. Vanderplaats, G.N., Numerical Optimization Techniques for Engineering Design with Applications, McGraw-Hill Series in Mechanical Engineering, 1984.

Appendix

1. [A] 행렬의 각성분

$$A_{11} = M + \sum_{i=1}^6 m_i$$

$$A_{12} = 0$$

$$A_{13} = -\sum_{i=1}^6 m_i [(h_{i1} \sin \alpha + h_{i2} \cos \alpha) + d_i \sin(\alpha + \theta_i)]$$

$$A_{1(3+i)} = -m_i d_i \sin(\alpha + \theta_i)$$

$$A_{21} = 0$$

$$A_{22} = M + \sum_{i=1}^6 m_i$$

$$A_{23} = \sum_{i=1}^6 m_i [(h_{i1} \cos \alpha - h_{i2} \sin \alpha) + d_i \cos(\alpha + \theta_i)]$$

$$A_{2(3+i)} = -m_i d_i \cos(\alpha + \theta_i)$$

$$A_{31} = -\sum_{i=1}^6 m_i [(h_{i2} + d_i \sin \theta_i) \cos \alpha$$

$$+ (h_{i1} + d_i \cos \theta_i) \sin \alpha]$$

$$A_{32} = -\sum_{i=1}^6 m_i [(h_{i2} + d_i \sin \theta_i) \sin \alpha$$

$$+ (h_{i1} + d_i \cos \theta_i) \cos \alpha]$$

$$A_{33} = -\sum_{i=1}^6 m_i [(h_{i2} + d_i \sin \theta_i)^2 + (h_{i1} + d_i \cos \theta_i)^2] + I$$

$$A_{3(3+i)} = m_i [d_i (h_{i2} \sin \theta_i + h_{i1} \cos \theta_i) + d_i^2]$$

$$A_{(3+i)1} = -m_i d_i \sin(\alpha + \theta_i)$$

$$A_{(3+i)2} = m_i d_i \cos(\alpha + \theta_i)$$

$$A_{(3+i)3} = m_i d_i (h_{i2} \sin \theta_i + h_{i1} \cos \theta_i + d_i) + I_i$$

$$A_{(3+i)(3+j)} = m d_i^2 \quad (i=j)$$

$$= 0 \quad (i \neq j)$$

여기서, $(i=1, 2, \dots, 6), (j=1, 2, \dots, 6)$

2. $\{f\}$ 열벡터의 성분

$$f_1 = - \sum_{i=1}^6 m_i \{ [h_{i2} \sin \alpha - h_{i1} \cos \alpha - d_i \cos(\alpha + \theta_i)] \dot{\alpha}^2$$

$$- d_i \cos(\alpha + \theta_i) \dot{\theta}_i^2 - 2d_i \cos(\alpha + \theta_i) \dot{\alpha} \dot{\theta}_i \} + \sum_{i=1}^7 F_{i1}$$

$$f_2 = \sum_{i=1}^6 m_i \{ [h_{i2} \cos \alpha + h_{i1} \sin \alpha + d_i \sin(\alpha + \theta_i)] \dot{\alpha}^2$$

$$- d_i \sin(\alpha + \theta_i) \dot{\theta}_i^2 + 2d_i \sin(\alpha + \theta_i) \dot{\alpha} \dot{\theta}_i \}$$

$$- A_{22} \cdot g + \sum_{i=1}^7 F_{i2}$$

$$f_3 = - \sum_{i=1}^6 m_i [d_i (h_{i2} \cos \theta_i - h_{i1} \sin \theta_i) \dot{\theta}_i (\dot{\theta}_i + 2\dot{\alpha})]$$

$$- \sum_{i=1}^6 m g [h_{i1} \cos \alpha - h_{i2} \sin \alpha + d_i \cos(\alpha + \theta_i)]$$

$$+ \sum_{i=1}^6 [(F_{i1} \cos \alpha + F_{i2} \sin \alpha) (-h_{i2} - d_i \sin \theta_i)$$

$$+ (-F_{i1} \sin \alpha + F_{i2} \cos \alpha) (h_{i1} + d_i \cos \theta_i)] + T$$

$$F_{3-i} = - m d_i (h_{i1} \sin \theta_i - h_{i2} \cos \theta_i) \dot{\alpha}^2 - m g d_i \cos$$

$$(\alpha + \theta_i) + (F_{i1} \cos \alpha + F_{i2} \sin \alpha) (-d_i \sin \theta_i)$$

$$- T_{Ai} + (-F_{i1} \sin \alpha + F_{i2} \cos \alpha) (d_i \cos \theta_i)$$

$(i=1, 2, \dots, 6)$