

무인자동안내방식 경량전철 시스템의 동특성에 관한 연구

Dynamic Characteristics of Automated Guideway Transit (AGT) Vehicles

송 창 민¹, 이 우 식²
Changmin Song and Usik Lee

Key Words : AGT vehicle (무인자동안내방식 경량전철), Dynamic stability (동적 안정성),
Critical speed (임계속도)

Abstract

In this paper, the dynamics and stability of the automated guideway transit (AGT) vehicles with rubber tires are investigated. Two types of AGT systems are considered: the bogie-type and steering-type systems. The critical speeds for the dynamic instability of lateral and yawing motions are investigated by use of the Routh-Hurwitz's stability criterion. It is shown that the bogie-type AGT vehicles are likely to be stable within the range of practical operating speed, whereas it is not true for the steering-type AGT vehicles. It is also shown that the control performance of steering-type AGT vehicles can be improved by choosing proper steering gains of the closed-loop steering control system.

1. 서 론

AGT (automated guideway transit) 차량시스템은 무인자동안내방식 경량전철시스템으로서, 기존의 다른 교통수단과 분리된 독립적인 전용 궤도상을 운행하는 도시 대중교통 수단이며 일본을 포함한 선진국에서 최근 널리 운행되고 있다. AGT차량시스템에는 차량이 레일을 따라 운행하도록 유도하는 안내시스템이 차량에 설치되어 있는데, 크게 조향식 안내장치와 대차식 안내장치로 구분할 수 있다. 안내방식의 차이에 의해서 AGT차량은 각기 다른 동특성을 가지기 때문에 이에 대한 연구가 꾸준히 이루어져왔다.

AGT차량은 일반차량에 부착된 안내장치에 의해 조향되는 차량이므로 Tsunashima 등[1]은 일반차량 모델에 안내장치를 추가하는 방법으로 AGT차량의 동역

학 모델을 유도하였으며, 조향식 AGT차량이 직선길을 주행할 때 조향이득과 시간지연의 영향을 고려하여 동적 안정성을 고찰하였다. Fukumoto[2]는 대차식 AGT차량의 동특성을 분석하였고, Abe[3]는 조향식 AGT 버스의 동특성을 분석하였다. 국내에서는 전광식 등[4]이 조향식 AGT차량과 대차식 AGT차량이 파장형 굴곡이 있는 직선길을 주행할 때의 동특성을 비교하여 대차식 AGT차량이 조향식 AGT차량보다 안정함을 보였다.

본 연구에서는 조향식 AGT차량과 대차식 AGT차량이 곡선궤도를 주행할 때의 동특성과 동적 안정성을 고찰하였다. 조향식 안내장치는 안내장치의 구조에 따라서 서로 다른 조향이득(steering gain)과 시간지연(time delay) 특성을 갖게 되므로 이들이 조향식 AGT차량의 동특성과 동적 안정성에 미치는 영향을 고찰하였다.

1 인하대학교 기계공학과 대학원

2 인하대학교 기계공학과 교수

2. 차량의 안내시스템

고무차륜식 AGT차량은 정해진 궤도상을 주행하는 철도차량과는 달리, AGT차량 차체에 설치되어 있는 가이드-바(guide-bar)와 차량의 좌우에 위치하는 안내 레일과의 접촉을 통해 주행륜의 방향이 조향되게 함으로써 AGT차량이 안내레일을 따라 주행하도록 안내하는 자동안내시스템을 갖는다. 본 연구에서는 Fig. 1에 보인 가장 대표적인 두 가지 안내방식을 다루고자 한다. Fig. 1(a)는 조향(steering)식 안내방식으로서 AGT차량의 전·후위에 위치한 안내륜과 안내궤도와 의 접촉을 통해 AGT차량이 안내궤도의 중심선으로부터 벗어난 거리가 가이드-바에 전달되어 가이드-바가 좌우로 움직이면 가이드-바와 연결된 링크시스템이 기계적으로 작동하여 주행륜이 조향되는 비구속형 안내 방식이다. Fig. 1(b)는 대차(bogie)식 안내방식으로서 주행륜과 가이드-바가 차축에 고정되어 일체로 조향되는 일반 철도차량의 대차와 매우 유사한 구속식 유도 방식이다.

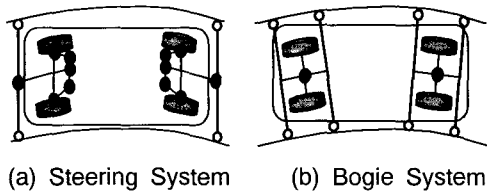


Fig. 1 Lateral guide systems for AGT vehicles

3. 차량의 운동방정식

Fig. 2는 AGT차량이 반경이 R 인 원형궤도상을 주행할 때, 질량의 중심 P 가 궤도 중심선으로부터 벗어난 거리 r 을 나타낸다. O 점은 고정좌표계 (X, Y) 의 중심이며 O' 점은 궤도 중심선을 따라 이동하는 이동좌표계 (X', Y') 의 중심을 나타낸다. 차량이 횡방향 운동 y 과 요잉(yawing) 운동 ψ 및 롤링(rolling) 운동 ϕ 을 하면서 일정한 속도 V 로 주행한다고 가정하였고, 전후 타이어에서 발생하는 코너링력은 일레모델[4]를 사용하여 합력 F_F 와 F_R 이 각각 작용한다고 가정하였다.

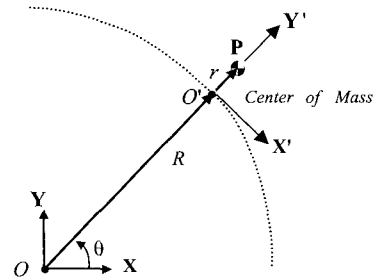
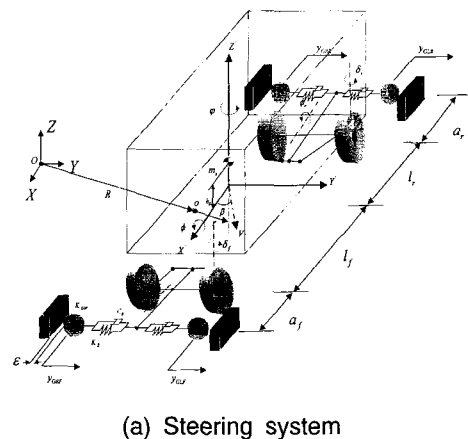


Fig. 2 Path of the mass center of an AGT vehicle

Fig. 3은 조향식 AGT차량과 대차식 AGT차량에 대한 동역학 모델을 나타낸다. Fig. 3에서 β 는 side-slip 각, δ 는 조향각, ϵ 는 안내륜과 안내레일의 상대변위, m 은 차량의 질량, m_s 는 차체의 질량, m_G 는 안내륜의 질량, I_z 는 차체의 요 관성모멘트, I_ϕ 는 차체의 롤 관성모멘트, C_ϕ 는 차축의 롤 감쇠계수, C_B 는 조타계의 감쇠계수, C_S 는 안내축의 감쇠계수, K_ϕ 는 차축의 롤 강성, K_S 는 안내축의 강성, K_z 는 주행륜의 강성, W 는 차축의 하중, F_G 는 안내축에 작용하는 힘을 나타낸다. 각 기호에 사용된 아래첨자 F 와 R 은 각각 차량의 전(front)과 후(rear)를 나타낸다.



(a) Steering system

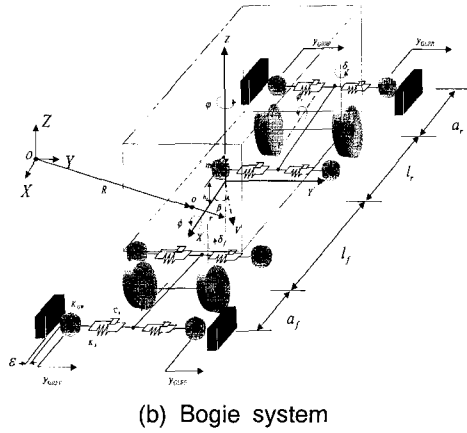


Fig. 3 Dynamic models for two AGT vehicles with different lateral guide systems

원형궤도를 주행하는 대차식 AGT차량의 운동방정식은 직선궤도를 주행하는 경우에 대한 운동방정식[5]에 반경 R 의 영향을 추가하여 다음과 같이 유도할 수 있다.

차체의 횡방향 운동방정식:

$$\begin{aligned}
 mV(\dot{\beta} + \dot{\psi}) - m_s h_s &= F_F + F_R + F_{GFF} + F_{GFR} \\
 &+ F_{GRR} + F_{GRR} + mV^2/(R+r) \quad (1)
 \end{aligned}$$

여기서

$$\begin{aligned}
 F_{F,R} &= C_p W_{F,R} (\delta_{F,R} - \beta - l_{F,R} \dot{\psi} / V) \\
 F_{GFF,GFR} &= K_s (r_{GFFL,GFRL} + r_{GFFR,GFRR}) \\
 &+ C_s (\dot{r}_{GFFL,GFRL} + \dot{r}_{GFFR,GFRR}) \\
 F_{GRF,GRR} &= K_s (r_{GRFL,GRRL} + r_{GRFR,GRRR}) \\
 &+ C_s (\dot{r}_{GRFL,GRRL} + \dot{r}_{GRFR,GRRR})
 \end{aligned}$$

차체의 요잉 운동방정식:

$$\begin{aligned}
 I_z \ddot{\psi} &= l_F (F_{GFF} + F_{GFR} + F_F) \\
 &- l_R (F_{GFF} + F_{GFR} + F_R) + C_\beta \delta_F + C_\beta \delta_R \quad (3)
 \end{aligned}$$

전후륜의 요잉 운동방정식:

$$\begin{aligned}
 I_{ZF,ZR} (\ddot{\delta}_{F,R} + \dot{\psi}) &= a_{F,R} (F_{GFF,GFR} - F_{GFR,GRR}) \\
 - t_p F_{F,R} - C_\beta \delta_{F,R} &+ m_F h_{Fs,Rs} V^2 / (R+r) \quad (4)
 \end{aligned}$$

차체의 롤링 운동방정식:

$$\begin{aligned}
 I_\phi \ddot{\phi} &= -K_{\phi F} (\phi - \phi_F) - C_{\phi F} (\dot{\phi} - \dot{\phi}_F) \\
 &- K_{\phi R} (\phi - \phi_R) - C_{\phi R} (\dot{\phi} - \dot{\phi}_R) + m_s g h_s \phi \\
 &+ m_s h_s V (\dot{\beta} + \dot{\psi}) + m_s h_s V^2 / (R+r)
 \end{aligned}$$

전후 차축의 롤링 운동방정식:

$$\begin{aligned}
 I_{\phi F,\phi R} \ddot{\phi}_{F,R} &= -K_{\phi F,\phi R} (\phi_{F,R} - \phi) - C_{\phi F,\phi R} (\dot{\phi}_{F,R} - \dot{\phi}) \\
 &- K_Z \frac{t_d^2}{2} \phi_{F,R} + h_{F,R} F_{F,R} + m_{F,R} h_{Fs,Rs} V^2 / (R+r) \quad (6)
 \end{aligned}$$

안내륜의 운동방정식:

$$\begin{aligned}
 m_G \ddot{y}_{GFFL,GFFR} &= -C_s \dot{y}_{GFFL,GFFR} \mp K_s y_{GFFL,GFFR} \\
 &- m_G d \ddot{\delta}_F - m_G l_F \dot{\psi} + q \\
 m_G \ddot{y}_{GFRL,GFRR} &= -C_s \dot{y}_{GFRL,GFRR} \mp K_s y_{GFRL,GFRR} \\
 &+ m_G d \ddot{\delta}_F - m_G l_F \dot{\psi} + q \quad (7)
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 m_G \ddot{y}_{GRFL,GRRR} &= -C_s \dot{y}_{GRFL,GRRR} \mp K_s y_{GRFL,GRRR} \\
 &- m_G d \ddot{\delta}_R + m_G l_R \dot{\psi} + q
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 m_G \ddot{y}_{GRRL,GRRR} &= -C_s \dot{y}_{GRRL,GRRR} \mp K_s y_{GRRL,GRRR} \\
 &- m_G d \ddot{\delta}_R + m_G l_R \dot{\psi} + q
 \end{aligned}$$

여기서

$$q = -K_s \varepsilon - m_G V (\dot{\beta} + \dot{\psi}) + m_G V^2 / R + r \quad (8)$$

식(4)와 식(6)에서 t_p 와 t_d 는 각각 pneumatic trail과 tread 값을 나타낸다.

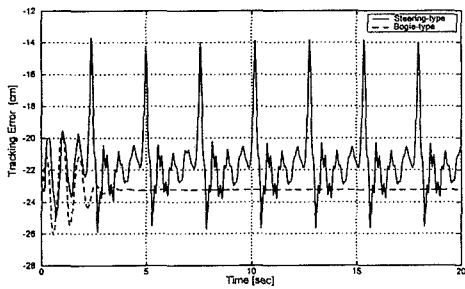
조향식 AGT차량에 대한 운동방정식은 식(2)로부터 안내륜에 적용하는 힘 F_{GRF} 와 F_{GFR} 을 제거하고, 식(7)로부터 안내륜의 변위 y_{GFFR} , y_{GFRL} , y_{GRFL} , y_{GRRR} 항을 제거하여 유도할 수 있다.

4. 조향식 및 대차식 AGT차량의 동특성 비교

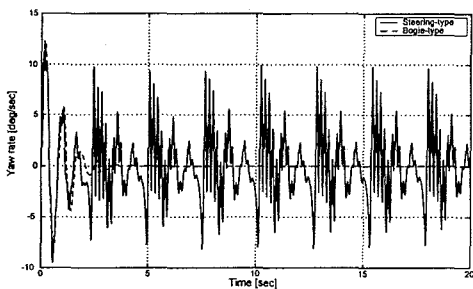
조향식 및 대차식 AGT차량이 원형궤도를 주행할 때의 동특성 시뮬레이션을 수행하였으며 그 결과를 Fig. 4에 나타내었다. 수치해석 과정에서 Runge-Kutta method를 이용하였으며 시속 60 km의 속도로 9.3 m 진행 후, 반경 40 m의 원형궤도로 진입한다고 가정하였다.

대차식 AGT차량은 약 5초 정도 진행한 후 추적오

차가 일정한 값에 수렴하는 것을 Fig. 4(a)로 부터 알 수 있다. AGT차량의 운동이 안정상태에 도달함에 따라서 Fig. 4(b)와 4(c)에 보인 바와 같이 승차감과 직접적인 연관이 있는 횡방향 가속도와 요잉 변화율(yaw rate) 등도 안정되어가는 경향을 보였다. 이는 대차식 조향시스템은 구속식으로서 AGT차량이 안내 레일에 보다 구속되는 형태로 주행하기 때문이다.

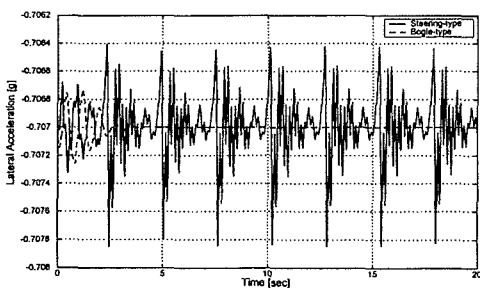


(a) Tracking Error

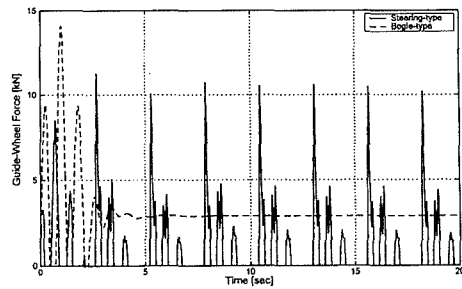


(b) Yaw Rate

Fig. 4 Comparison of the dynamics of the steering-type and bogie-type AGT vehicles running on a circular road (R= 40m, V=60km/h)



(c) Lateral Acceleration



(d) Guide-Wheel Force

Fig. 4 Comparison of the dynamics of the steering-type and bogie-type AGT vehicles running on a circular road (R= 40m, V=60km/h)

조향식 AGT차량은 대차식 AGT차량의 운동이 안정상태에 접어든 후에도 Fig. 4(a)에 보인바와 같이 횡방향 운동이 상대적으로 불안정한 형태를 지속되는 것을 알 수 있다. 이러한 횡방향 운동으로 인하여 요잉 변화율과 횡방향 가속도가 안정되지 못하고 있음을 Fig. 4(b)와 4(c)로부터 알 수 있다. 안내륜력은 Fig. 4(d)에서 나타낸 바와 같이 보다 안정된 운동을 하는 대차식 AGT차량의 경우에는 일정한 값으로 수렴하지만, 조향식 AGT차량의 경우에는 불안정한 운동으로 인하여 상당한 충격력이 주기적으로 발생하고 있음을 알 수 있다. Fig. 4는 조향식 AGT차량의 운동이 대차식 AGT차량의 운동에 비하여 일반적으로 보다 불안정함을 보여주고 있다.

5. 조향식 AGT차량의 동적 안정성

여기에서는 조향식 AGT차량의 동적 안정성을 다루었다. AGT차량의 동적 안정성을 검토하기 위하여 동적 안정성에 비교적 영향이 적은 차체의 롤링 운동과 피칭 운동, 그리고 전후륜과 전후 차축 및 안내륜의 운동을 무시하고 차체의 횡방향 운동과 요잉 운동만을 고려하여 Fig. 3(a)의 동역학 모델을 Fig. 5와 같이 간략화하였다. AGT차량 자체의 동적 안정성을 다루기 위하여 식(1)과 식(3)으로부터 안내륜에 작용하는 힘, 즉 안내륜력(guide-wheel force)을 제거하면 다음과 같이 차체의 횡방향 운동방정식과 요잉 운동방정식을 유도할 수 있다.

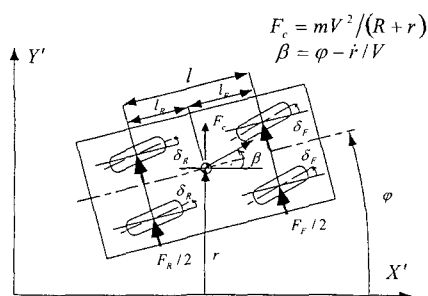


Fig. 5 Dynamic model for the stability of steering-type AGT vehicle

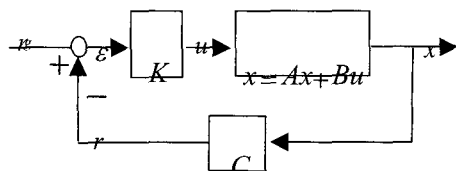


Fig. 6 Block diagram of the closed-loop steering control system

$$m\ddot{r} = F_F + F_R + mV^2/(R+r) \quad (9)$$

$$I_z\ddot{\psi} = l_F F_F - l_R F_R \quad (10)$$

여기서

$$F_{F,R} = C_{F,R}(\delta_{F,R} + \psi - r/V - l_{F,R}\dot{\psi}/V) \quad (11)$$

식(9)의 마지막 항은 원심력을 나타낸다. 원심력항을 r 에 대하여 Taylor급수로 전개한 후 식(11)을 식(9)과 (10)에 대입하면 다음 식이 유도된다.

$$m\ddot{r} + (C_F + C_R)\dot{r}/V + mV^2/R^2 r + (l_F C_F - l_R C_R)\dot{\psi}/V - (C_F + C_R)\psi = C_F \delta_F + C_R \delta_R + mV^2/R \quad (12)$$

$$I_z\ddot{\psi} + (l_F C_F - l_R C_R)\dot{r}/V + (l_F^2 C_F + l_R^2 C_R)\dot{\psi}/V - (l_F C_F - l_R C_R)\psi = l_F C_F \delta_F - l_R C_R \delta_R \quad (13)$$

AGT차량의 동적 안정성을 평가하기 위해서 식 (12)와 (13)을 상태벡터(state-vector)식으로 표현하면 다음과 같다.

$$\dot{x} = Ax + Bu \quad (14)$$

여기서,

$$x = \{\dot{r} \quad r \quad \dot{\psi} \quad \psi\}^T, \quad u = \{\delta_F \quad \delta_R\}^T$$

$$A = \begin{bmatrix} -\frac{C_F + C_R}{mV} & \frac{mV^2}{R^2} & \frac{l_F C_F - l_R C_R}{mV} & \frac{C_F + C_R}{V} \\ 1 & 0 & 0 & 0 \\ -\frac{l_F C_F - l_R C_R}{IV} & 0 & -\frac{l_F^2 C_F + l_R^2 C_R}{IV} & \frac{l_F C_F - l_R C_R}{IV} \\ 0 & 0 & 1 & 0 \end{bmatrix} \quad (15)$$

$$B = \begin{bmatrix} \frac{C_F}{m} & \frac{C_R}{m} \\ 0 & 0 \\ \frac{l_F C_F}{I} & -\frac{l_R C_R}{I} \\ 0 & 0 \end{bmatrix}$$

AGT차량이 안내궤도를 따라서 안정성을 가지고 주행하기 위해서는 차량의 질량중심이 안내궤도의 중심선으로부터 이탈한 거리, 즉 추적오차(tracking error)의 크기에 따라 조향각을 적절히 조절하기 위한 제어 장치가 필요하다. Fig. 6은 조향식 AGT차량에서 사용되는 기계식 조향시스템에 의한 조향각 제어의 과정을 나타낸다. Fig. 6에서 추적오차 ϵ 는 식(16)으로부터 산출되고 조향각 u 는 추적오차의 크기에 따라 식 (17)으로부터 결정된다[3].

$$\epsilon = Cx - r_g \quad (16)$$

$$u = -K\epsilon \quad (17)$$

여기서 r_g 는 안내궤도의 중심선을 기준으로 하여 AGT차량이 주행해야 하는 목표 궤적까지의 수직거리를 나타낸다. AGT차량이 안내궤도의 중심선을 따라 주행하는 것으로 가정하여 $r_g = 0$ 으로 설정하였다.

조향식 AGT차량이 횡방향 운동을 할 때 안내궤도와 안내궤도가 접촉하게 된다. 이 때에 발생하는 안내궤력에 의해 가이드-바가 움직이게 되는데 가이드-바의 움직임이 추적오차에 해당한다. 실시간으로 가이드-바를 통해 측정되는 추적오차는 기계식 조향시스템을 경유하여 조향각으로 자동적으로 변환된다. 식(16)에서 K 는 추적오차를 조향각으로 변환하는 조향이득(steering gain) 행렬로서 기계식 조향시스템에 의해서 결정되는 전후륜의 조향이득(steering-gain) 값으로 구성된다.

조향식 AGT차량이 주행할 때 동적 안정성을 갖기 위해서는 조향이득 행렬 K 가 적절하게 설정되어야 한

다. 차량의 위치와 자세에 따라서 전후 안내륜에서 감지되는 추적오차는 다음 식으로 주어진다.

$$\epsilon_{F,R} = r + (l_{F,R} \pm a_{F,R})\psi \quad (18)$$

전륜과 후륜의 조향이득을 각각 G_F 와 G_R 이라고 하면, 전륜과 후륜의 조향각은 다음 식으로 주어진다.

$$\begin{aligned} \delta_{F,R} &= -G_{F,R}\epsilon_{F,R} \\ &= -G_{F,R}(r \pm (l_{F,R} + a_{F,R})\psi) \end{aligned} \quad (19)$$

식(18)과 (19)로부터 식(16)과 (17)에 나타난 C 와 K 를 다음과 같이 구할 수 있다.

$$C = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & (l_F + a_F) \\ 0 & 1 & 0 & -(l_R + a_R) \end{bmatrix}, \quad K = \begin{bmatrix} G_F & 0 \\ 0 & G_R \end{bmatrix} \quad (20)$$

조향식 안내장치의 작동시 입력성분 ($r, \dot{\psi}$)과 출력 성분 (δ_F, δ_R) 사이에 다소의 시간지연이 존재한다. 따라서 시간지연을 나타내는 전달함수 $e^{-\Delta t/s}$ 를 Taylor 급수로 전개한 후 근사화하면 행렬 C 는 다음 식으로 표현된다.

$$C = \begin{bmatrix} -\Delta t & 1 & -\Delta t(l_F + a_F) & (l_F + a_F) \\ -\Delta t & 1 & \Delta t(l_R + a_R) & -(l_R + a_R) \end{bmatrix} \quad (21)$$

식(15)와 식(16)을 식(13)에 대입하여 정리하면 조향 제어되는 조향식 AGT차량의 운동방정식은 다음 식으로 표현된다.

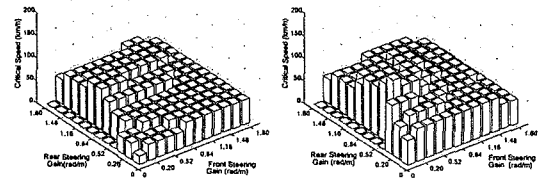
$$\dot{x} = (A - BKC)x \quad (22)$$

AGT차량의 동적 안정성은 식(22)으로부터 유도되는 다음의 특성방정식에 의해 결정된다.

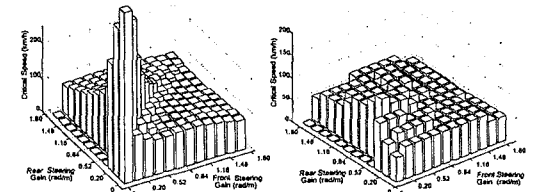
$$\begin{aligned} |sI - (A - BKC)| \\ = a_0s^4 + a_1s^3 + a_2s^2 + a_3s^1 + a_4 = 0 \end{aligned} \quad (23)$$

식(23)에 Routh-Hurwitz 안정성 판별법[6]을 적용하여 동적 안정조건은 판별할 수 있다. 본 연구에서는 동적 안정조건을 구하기 위해서 $C_F = C_R, l_F = l_R, a_F = a_R$ 의 조건을 적용하였다.

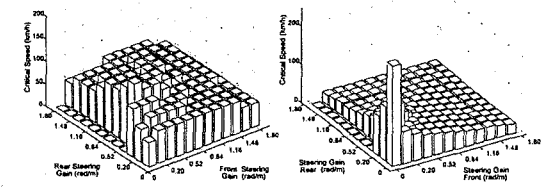
임계속도는 전륜과 후륜의 조향이득, 조향 시스템의 시간지연, 원형궤도의 반경을 고려하여 계산하였다. 원형궤도에서는 대체적으로 전륜에 비해 후륜의 조향이득이 클 때 임계속도가 높아지며, 직선궤도에서는 전륜 및 후륜의 조향이득이 작을수록 임계속도가 높아짐을 알 수 있다. 원형궤도에서는 조향장치의 시간지연이 임계속도에 큰 영향을 주지 않았다. 그러나 직선궤도에서는 시간지연이 작을수록 임계속도가 높다는 것을 Figs. 7(c)와 7(f)로부터 알 수 있다. 일반차량들과 마찬가지로 원형궤도를 주행할 때는 반경이 클수록 높은 임계속도를 갖게됨을 알 수 있다.



(a) $\Delta t=0.02\text{sec}, R=40\text{m}$ (b) $\Delta t=0.02\text{sec}, R=80\text{m}$



(c) $\Delta t=0.02\text{sec}, R=\infty$ (d) $\Delta t=0.05\text{sec}, R=40\text{m}$



(e) $\Delta t=0.05\text{sec}, R=80\text{m}$ (f) $\Delta t=0.05\text{sec}, R=\infty$

Fig. 7 Critical speeds of the AGT vehicle, depending on the radius of a curved road and the time-delay of steering link system.

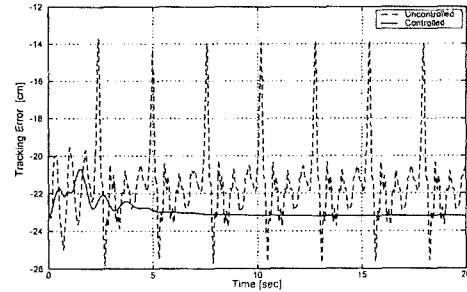
안내레일이 반경 40 m~80 m 범위의 원형궤도로 이루어졌다고 가정하면 전륜과 후륜의 조향이득 값이 약 0.6 rad/m와 1 rad/m 일 때 가장 큰 임계속도를 갖는 것으로 고찰되었다.

6. 조향식 AGT차량의 제어 성능

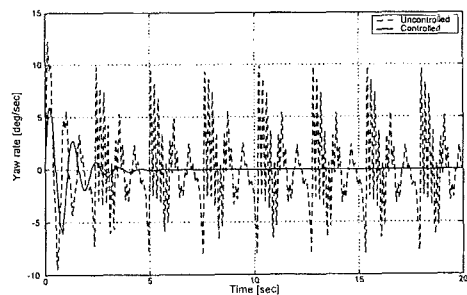
조향식 AGT차량은 근본적으로 대차식 AGT차량에 비해 동적으로 불안정함을 Fig. 4에서 관찰하였다. 그러나, 조향식 AGT차량의 불안정한 동특성은 Fig. 6에 나타난 기계식 조향시스템에 의해 전륜과 후륜의 조향각이 스스로 조향되게 함으로써 개선될 수 있다. 식(19)에 의해 AGT차량의 전륜과 후륜의 조향각이 제어된다고 가정하여 조향식 AGT차량의 동특성을 시뮬레이션하였다. 이때, 전륜과 후륜의 조향이득은 각각 0.6 rad/m 와 1 rad/m 로 설정하였다.

Fig. 8은 전륜과 후륜의 조향각이 제어되지 않는 경우와 식(19)에 의해 제어되는 경우의 조향식 AGT차량이 동특성을 보인다. 일반적으로 조향각이 제어되는 경우에는 제어되지 않는 경우와 비교하여 매우 안정된 주행특성을 보임을 알 수 있다. 추적오차(Fig. 8a)와 요잉 변화율(Fig. 8b)이 모두 일정한 값으로 수렴하며 횡방향 가속도(Fig. 8c)도 원심력에 해당하는 일정한 값으로 수렴하는 것을 볼 수 있다. 따라서, Fig. 8(d)에 보인 것처럼 안내류력도 일정한 값으로 수렴하는 것을 알 수 있다. 이는 조향각이 일정한 값으로 점차 고정되어 가면서 횡방향 운동이 진정되어 AGT차량이 안내레일을 따라 매우 안정적으로 주행하게 되는 것을 의미한다.

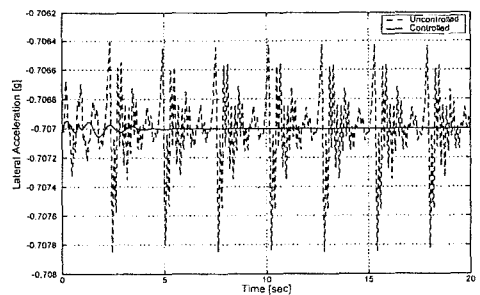
앞에서 기술한 바와 같이, 기계식 안내장치에 의해 전·후륜의 조향이 제어되기까지는 다소의 시간지연이 발생하게 된다. 따라서, 이러한 시간지연 효과를 고려한 경우에 대한 AGT차량의 동특성 해석을 수행하였으며 그 결과를 Fig. 9에 나타내었다. 여기서 시간지연은 $\Delta t = 0.02$ 초로 가정하였다. 조향이득 값이 크면 추적오차가 보다 신속히 안정상태에 이르지만, 그만큼 요잉 변화율과 횡방향 가속도가 커짐을 알 수 있으며, 이로 인하여 승차감의 저하가 예상된다. 반대로 조향이득 값이 작으면 승차감은 향상되지만 추적오차가 안정상태에 이르기까지는 보다 많은 시간이 소요된다. 따라서 상대적으로 큰 값의 안내류력이 보다 오랜 시간동안 작용함을 Fig. 9(d)로부터 관찰할 수 있다.



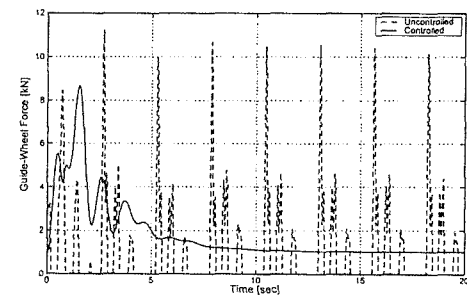
(a) Tracking Error



(b) Yaw Rate



(c) Lateral Acceleration



(d) Guide-Wheel Force

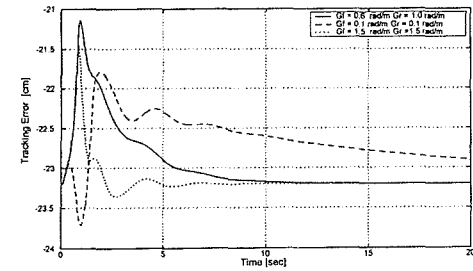
Fig. 8 The dynamics of the steering-type AGT vehicle with and without the feed-back steering control system (R=40m, V=60km/h)

7. 결론

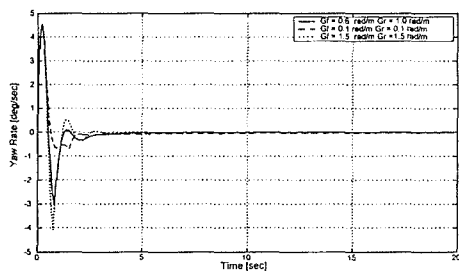
동일한 제원을 갖는 대차식 AGT차량과 조향식 AGT차량이 원형궤도를 주행할 때의 동특성과 동적 안정성을 고찰하였다. 대차식 AGT차량은 대부분의 실제적인 운행속도 범위내에서 안정된 동특성을 보였다. 조향식 AGT차량은 주행궤의 조향이 제어되지 않을 경우 불안정한 동특성을 보였으나, 주행궤의 조향각이 제어될 경우에는 매우 안정된 동특성을 보임을 고찰하였다. 또한 기계식 조향시스템의 조향이득을 최적값으로 설정함으로써 보다 안정된 동특성과 좋은 승차감을 확보할 수 있음을 확인하였다.

참고문헌

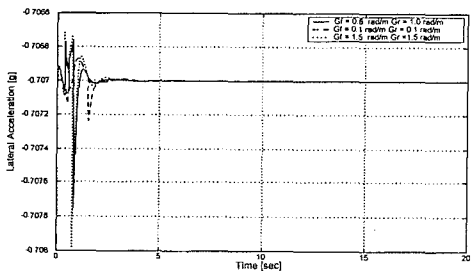
1. H. Tsunashima and Y. Fukumoto, "Computer Simulation of Lateral Guidance System for Automated Guideway Transit Vehicles," Kobe Steel Engineering Reports, Vol. 37, No. 4, pp. 49-52, 1987.
2. Y. Fukumoto, "Computer Simulation and Running Test for Restrained Guidance System for KRT Vehicle," Kobe Steel Engineering Reports, Vol. 37, No. 1, pp. 79-82, 1987.
3. M. Abe, "A Study on the Performance of Guide-way Bus Steering Control System," Proceedings of SAE 4th International Conference on Automotive Engineering, pp. 231.1-231.8, 1987.
4. H. P. Willumerit, 박보영, 차량역학, 동명사, 1997.
5. 전광식, 이우식, 윤성호, "고무차륜식 AGT시스템 경전철의 동특성 해석," 한국철도학회 춘계학술대회 논문집, pp. 135-142, 1999.
6. K. Ogata, Modern Control Engineering, Prentice Hall, New York, 1997.



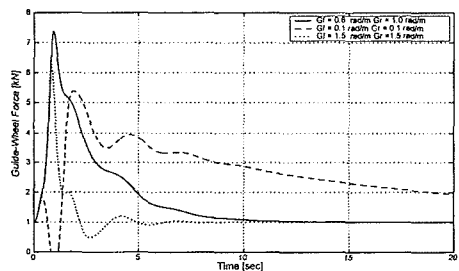
(a) Tracking Error



(b) Yaw Rate



(c) Lateral Acceleration



(d) Guide-Wheel Force

Fig. 9 The dynamics of the AGT vehicle with feed-back steering control, depending on steering gains (R=40m, V=60km/h, $\Delta t = 0.02\text{sec}$)