

可變댐퍼式 軌道車輛用 懸垂裝置의 性能에 關한 研究

(A Study on the Performance of Variable Damper
Type Suspension Systems for Tracked Vehicle)

李載淳*·金承武*

Abstract

The feasibility of using fluidic components for improving certain performance characteristics of the suspension systems for tracked vehicle is investigated. This study describes three variable damping systems for which the damping coefficients are functions of relative velocity and absolute acceleration of the vehicle body. Through the comparison analysis between constant damping coefficient damper and each of variable dampers, the followings were found: (1) Fluidic Diode Damper gave less accelerations, (2) Both Fluidic Diode Damper and Relative Velocity Damper gave the less time for which the wheel is off the ground, (3) At low vehicle velocity Fluidic Diode Damper gave low energy dissipation rate, while at high vehicle velocity Turbulence Accelerometer Damper gave low energy dissipation rate.

記號 解說

- A : Actuator 피스톤 斷面積 [m^2]
a : 流體의 垂直加速度 [m/S^2]
 $C, C_0, C_1, C_2, C_4, C_5$: 댐핑係數 [$N/cm/S$]
 C_3 : 시스템 常數
D : 헬리컬 홈의 지름 [m]
e : 流體의 流動抵抗 [$N/m^2/S$]
 e_0 : 피스톤 移動이 없을때 流動抵抗 [$N/m^2/S$]
 e_1 : $|de/d\delta|$
 F_b : 댐핑힘 [N]
 F_s : 스프링힘 [N]
K : 스프링 常數 / 피스톤 斷面積 [N/m^2]
k : 스프링 常數 [N/m]
L : 헬리컬 홈의 길이 [m]
m : 車輛質量 [kg]
l : 入口와 出口사이의 거리 [m]
 Δp : 파이프 내의 壓力降下 [N/m^2]
- Δp_0 : 헬리컬 피스톤의 移動이 없을 때 壓力降下 [N/m^2]
V : 流體의 速度 [m/S]
 V_{cr} : 헬리컬 피스톤의 움직이기 시작하는 臨界相對速度 [m/S]
W : 車輛의 重量 [N]
 y_1 : 車體의 垂直變位 [m]
 y_2 : 車體의 垂直速度 [m/S]
 y_3 : 로드휠의 垂直變位 [m]
 y_4 : 로드휠이 地面에서 떨어져 있는 時間 [S]
 y_5 : 댐핑장치에서 消散된 에너지 [$N-m$]
 y_b : 車輛이 Bump 을 지날때 로드휠의 垂直變位 [m]
 ΔZ : 流體의 垂直처짐 [m]
 ΔZ_c : 亂流가 일어나지 않는 流體의 垂直처짐 [m]
 δ : 헬리컬 피스톤의 移動距離 [m]
 μ : 流體의 粘性係數 [$N-S/m^2$]

1. 序 論

軌道車輛의 懸垂裝置 발전추세는 初期 rigid 懸垂裝置 및 volute spring 의 bogie type 懸垂裝置로부터 現在 거의 모든 軌道車輛에 使用되고 있는 torsion bar 懸垂裝置에 이르기까지 큰 진보를 가져왔다. 그러나 이 懸垂裝置는 아직도 機動性에 큰 제한을 받고 있기 때문에 최근에는 高強度 토션바 (high strength torsion bar) 및 油氣壓式 (hydropneumatic) 懸垂裝置가 개발되어 使用되고 있다. 그리고 미래의 懸垂裝置를 개발하기 위하여 機械的으로 움직이는 요소를 利用하지 않은 fluidic 을 使用한 댐핑裝置와 지형의 條件과 懸垂裝置에 作用하는 荷重 및 方向에 따라 變하는 可變特性 (variable characteristic) 懸垂裝置에 대한 연구가 계속되고 있다.

現在 거의 모든 軌道車輛에는 댐핑계수가 일정한 댐핑장치를 使用하고 있으나 本 論文에서 fluidic component 을 使用한 여러種類의 可變댐핑 (variable damping) 裝置에 對한 動的特性을 댐핑계수가 一定한 댐핑裝置와 比較分析하여 懸垂裝置의 性能을 向上시키기 爲한 基礎資料를 얻는데 그 目的이 있다.

여기서 취급한 可變댐핑裝置는 流體 다이오드 (fluidic diode) 댐퍼, 相對速度댐퍼 (relative velocity damper) 및 加速亂流댐퍼 (turbulence accelerometer damper)이다. 각 댐퍼는 比較的 간단하게 실용화 할 수 있는 것들이나 細部設計에 必要한 資料는 고려하지 않았다.

각 댐퍼에 대한 評價는 簡單한 system model 을 만들어 一定댐핑裝置와 比較하였다. 評價에 使用된 地面의 形狀은 삼각 bump 와 sinusoidal bump 이다.

2. 시스템 모델

실제 軌道車輛은 여러개의 로드휠 (road wheel) 로 구성되어 있으나 運動解析을 간편하게 하기 위하여 Fig. 1 과 같이 한개의 로드휠과 한개의 스프링으로 되어진 system model 을 구성하였다. 車輛이 bump 를 지날때 로드휠이 地面에 接觸

하고 있을때와 地面을 떠났을 때의 두 경우를 고려하여 運動方程式을 세웠다.

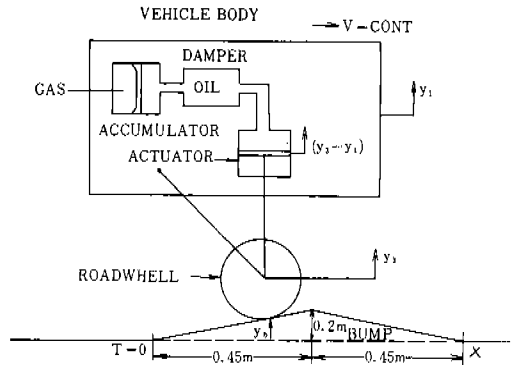


Fig. 1. Simulation Model

먼저 로드휠이 地面에 接觸하고 있을 경우 運動方程式은 다음과 같다.

$$y_1 = y_2 \dots\dots\dots(1)$$

$$m\ddot{y}_1 = -k(y_1 - y_2) - (y_1 - y_2) \dots\dots\dots(2)$$

$$\dot{y}_2 = (F_s + F_D) / m \dots\dots\dots(3)$$

$$F_s = k(y_3 - y_1)$$

$$F_D = c(\dot{y}_3 - \dot{y}_1)$$

$$\dot{y}_3 = \dot{y}_2 \dots\dots\dots(4)$$

$$\dot{y}_5 = 0 \dots\dots\dots(5)$$

$$\dot{y}_6 = -F_D(\dot{y}_3 - \dot{y}_2) \dots\dots\dots(6)$$

만일 計算도중 $\dot{y}_2 < -g$ 이면 로드휠이 地面을 떠난 경우이므로 이때의 運動方程式은 다음과 같다.

$$\dot{y}_1 = y_2 \dots\dots\dots(1')$$

$$\dot{y}_2 = -g \dots\dots\dots(7)$$

$$\dot{y}_5 = 1 \dots\dots\dots(8)$$

$$\dot{y}_6 = F_D(\dot{y}_3 - \dot{y}_2) \dots\dots\dots(6')$$

로드휠이 地面을 떠난 경우 댐핑힘, 스프링힘 및 車輛重量의 관계식은 式 9 와 같다.

$$F_D = -(W + F_s) \dots\dots\dots(9)$$

式 9 에서 로드휠의 垂直速度는

$$\dot{y}_3 = y_2 - k(y_3 - y_1) + mg/c \dots\dots\dots(10)$$

가 된다.

System model 의 運動은 Fig. 1 과 같이 $t = 0$ 에서 一定速度 (V) 로 bump 를 지난다.

○삼각 bump 의 경우

$t = 0$ 일때
 $y_b = 0$
 $\dot{y}_b = 0$
 $t > 0$ 일때
 $X = Vt$
 $y_b = 0.444X \quad 0 < X \leq 0.45$
 $y_b = 0.4 - 0.444X \quad 0.45 \leq X < 0.9$
 $y_b = 0 \quad X \geq 0.9$

○Sinusoidal bump 의 경우

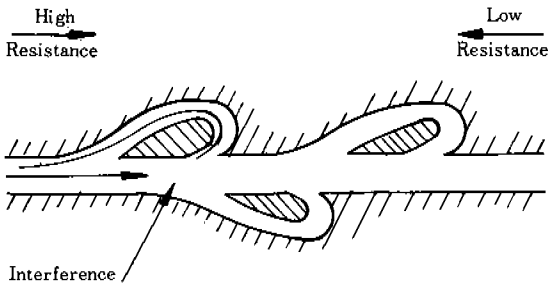
$t = 0$ 일때
 $y_b = 0$
 $\dot{y}_b = 0$
 $t > 0$ 일때
 $X = Vt$
 $y_b = 0.05 \left(0.5 - 0.5 \cos \frac{2\pi}{0.6} X \right) \quad 0 < X < 0.6$
 $y_b = 0 \quad X \geq 0.6$

가. 유체 다이오드 댐퍼 (fluidic diode damper)

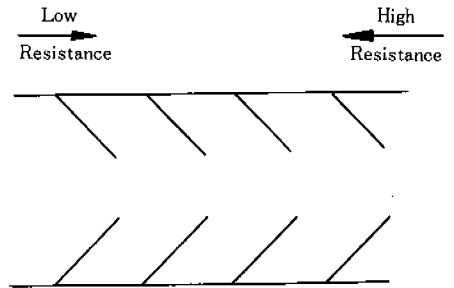
유체 다이오드 댐퍼는 rebound 때와 jounce 때의 댐핑係數가 다르게 考案된 장치이다. 車輛에 있어서 댐핑은 rebound 보다 jounce 에서 더 커야 하므로 jounce 때와 rebound 때의 댐핑을 다르게 하기 위하여 유체 다이오드 (fluidic diode) 를 이용한다. 유체 다이오드는 流體의 流動方向에 따라서 流動抵抗이 다른 기구로서 Fig.2 는 유체 다이오드를 나타낸 것이며 Fig.3 은 유체 다이오드를 이용하여 댐핑장치를 考案한 것이다. 이 形式은 rebound 에서 流體의 流動이 순조롭고 jounce 에서는 流體의 流動이 다이오드의 측면통로를 통하여 亂流流動을 형성함으로써 流動抵抗을 현저히 증가시킨다.

이 形式의 댐핑힘은 式(11)과 같다.

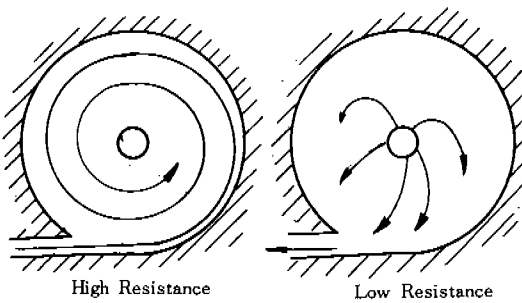
$$F_d = \begin{cases} C_0 (y_3 - y_2), & y_3 - y_2 \geq 0 \dots\dots (11a) \\ C_1 (y_3 - y_2), & y_3 - y_2 < 0 \dots\dots (11b) \end{cases}$$



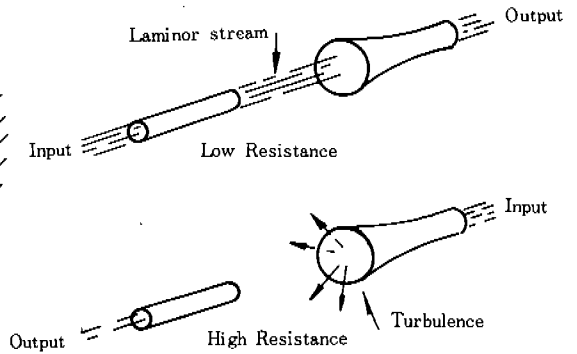
A Telsa diode



B Nozzle diode



C Vortex diode



D Tubulence diode

Fig. 2. Fluidic Diode Concept

만일 로드휠이 地面과 떨어져 있을 때는 rebound 때 이므로 式(9)에 式(11b)를 대입하여 정리하면 式(12)와 같다.

$$y_3 = y_2 - (F_0 + W)/C, \dots\dots\dots(12)$$

Jounce 때와 rebound 때의 댐핑係數比(C_0/C_1)의 最大値는 Fig. 3과 같은 1단 다이오드에서는 대략 5 정도이나⁽¹⁾ 최대 jounce 때보다 rebound 때에 더 큰 댐핑係數를 구성할 수 있다.

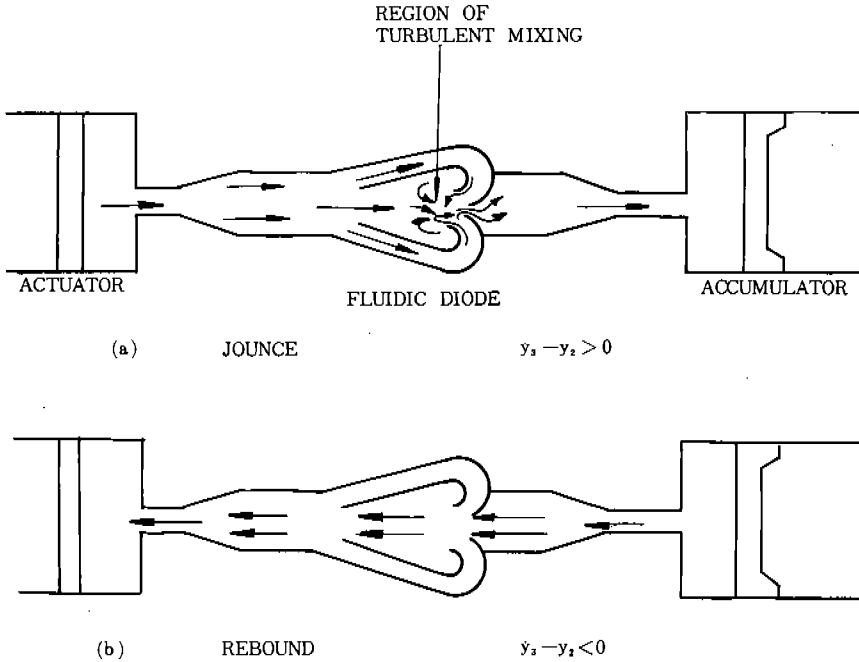


Fig. 3. Fluidic Diode Damper

나. 相對速度 댐퍼 (relative velocity damper)
 相對速度 댐퍼 시스템은 로드휠과 車體의 相對速度의 증가에 따라 댐핑력이 減小하도록 考案되었으며 相對速度和 댐핑력의 어떤 관계든지 원하는 대로 設計할 수 있다. Fig. 4는 相對速度 댐퍼를 나타낸다.⁽¹⁾ 헬리컬 피스톤은 피스톤에 작용하는 壓力에 의하여 스프링에 對抗하여 움직인다. 이 시스템은 jounce 때는 댐핑係數가 일정하고 rebound 에서는 댐핑係數가 減小하도록 考案되었다. 따라서 rebound 댐핑을 먼저 고려해 본다.

만일 헬리컬 홈이 圓形通路라고 생각한다면 헬리컬 홈은 긴 圓管파이프로 생각할 수 있다.⁽⁶⁾ 層流파이프의 流体流動에서 Hagen Poiseuille 法則에 의하면 壓力降下는 式(13)과 같다.

$$\Delta P = \frac{128 \mu L A V}{\pi D^4} \dots\dots\dots(13)$$

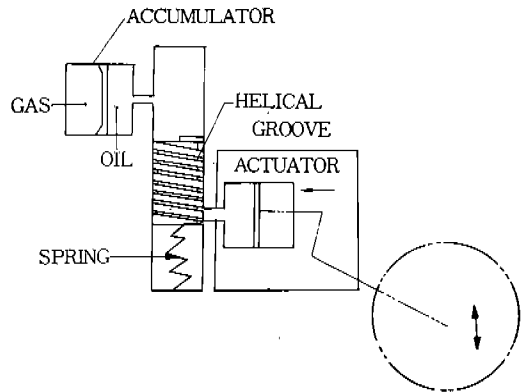


Fig. 4. Relative Velocity Damper

여기서 V 는 車體와 로드휠의 相對速度($y_3 - y_2$)와 같으므로 式(13)은 式(14)로 고쳐 쓸 수 있다.

$$\Delta p = e_0 (y_3 - y_2) \dots\dots\dots(14)$$

여기서 e_0 은 피스톤의 移動이 없을때 流動抵抗으로 다음과 같이 表示된다.

$$e_0 = \frac{128 \mu LA}{\pi D^4}$$

式(14)에서 피스톤의 移動이 없을때 壓力降下를 Δp_0 라하면 피스톤이 移動하려고 하는 臨界速度 $V_{cr} = \Delta p_0 / e_0$ 이다. 만일 $y_3 - y_2 \geq V_{cr}$ 이면 $e = e_0$ 이고, $y_3 - y_2 < V_{cr}$ 이면 피스톤이 停止된으로부터 移動하여 流体가 통과하는 通路가 짧아 지므로 流動抵抗이 減小한다.

이때 流動抵抗은 式(15)와 같다.

$$\frac{\Delta p}{y_3 - y_2} = e_0 - e_1 \delta \dots\dots\dots(15)$$

여기서 $e_1 \delta$ 는 피스톤 移動에 따라 減小된 流動抵抗이며 피스톤 移動거리 δ 는 式(16)과 같다.

$$\delta = (\Delta p_0 - \Delta p) / K \dots\dots\dots(16)$$

式(15)와 式(16)을 組合하면 式(17)이 된다.

$$\frac{\Delta p}{y_3 - y_2} = \frac{e_0 - e_1 \Delta p_0 / K}{1 - e_1 (y_3 - y_2) / K} \dots\dots\dots(17)$$

여기서 피스톤이 움직이려고 하는 相對臨界速度 ($V_{cr} = \Delta p_0 / e_0$)를 式(17)에 사용하면 式(18)로 쓸 수 있다.

$$\frac{\Delta p}{y_3 - y_2} = e_0 \frac{(1 - e_1 V_{cr} / K)}{1 - e_1 (y_3 - y_2) / K} \dots\dots\dots(18)$$

그리고 피스톤이 停止된에서 움직이면 式(14)는 적용되지 않고 式(18)을 적용해야 한다.

그러므로 뱀핑힘은 式(19)와 같다.

$$F_D = \begin{cases} C_2 (y_3 - y_2), & y_3 - y_2 \geq V_{cr} \dots\dots\dots(19a) \\ C_2 \frac{(1 - e_1 V_{cr} / K)}{1 - e_1 (y_3 - y_2) / K} (y_3 - y_2), & \\ y_3 - y_2 < V_{cr} \dots\dots\dots(19b) \end{cases}$$

相對速度 뱀퍼의 뱀핑힘 特性은 Fig.5 와 같으며 $y_3 - y_2 > V_{cr}$ 의 모든 값에 대해 線形이다.

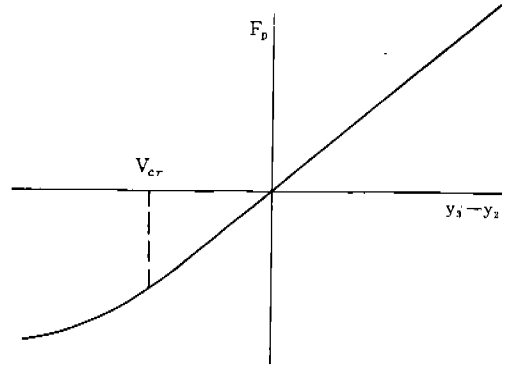


Fig. 5. Damping Force Characteristic of Relative Velocity Damper

만일 로드휠이 地面에서 떨어져 있을 때 y_3 은 式(9)와 式(19)에서 式(20)과 式(21)과 같이 表示된다.

$$y_3 = y_2 - \frac{F_s + W}{C_2}, \quad y_3 - y_2 \geq V_{cr} \dots\dots\dots(20)$$

$$y_3 = y_2 - \frac{1 - e_1 (y_3 - y_2) / K}{C_2 (1 - e_1 V_{cr} / K)} (F_s + W),$$

$$y_3 - y_2 < V_{cr} \dots\dots\dots(21)$$

다. 加速亂流 뱀퍼 (turbulence accelerometer damper)

加速亂流뱀퍼는 車體의 垂直加速度를 이용한 것으로 이 시스템의 流動抵抗은 $y_3 - y_2$ 의 符號

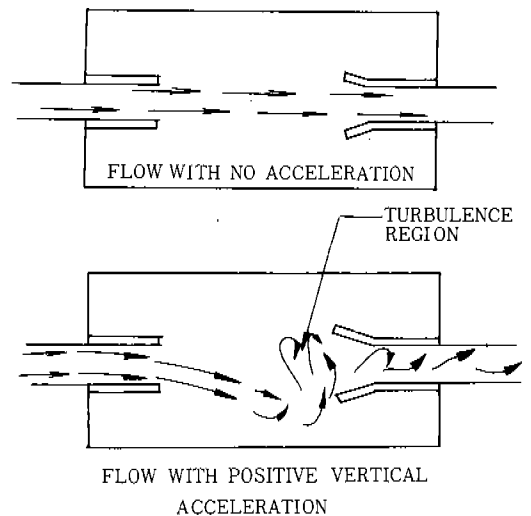


Fig. 6. Principle of Turbulence Accelerometer

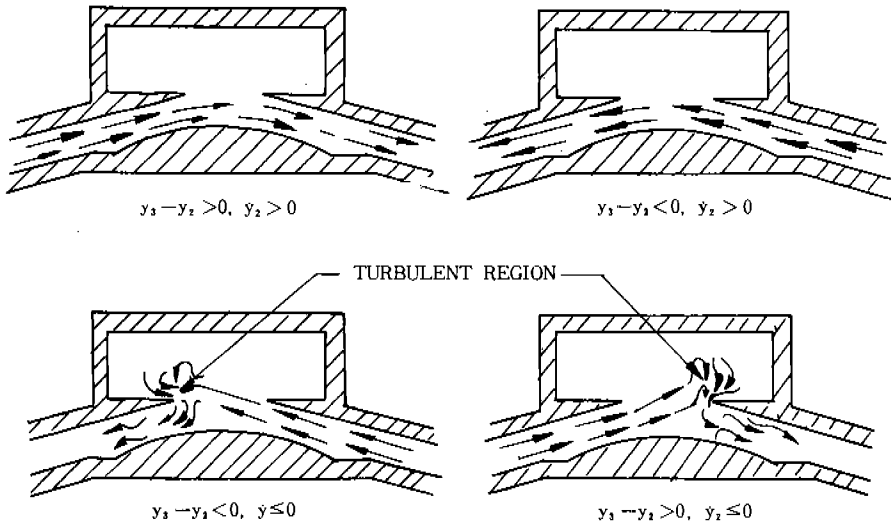


Fig. 7. Turbulence Accelerometer

와 크기뿐만 아니라 垂直加速度(\ddot{y}_1)의 符號와 크기에 좌우된다. 加速亂流 變퍼의 原理는 Fig. 6과 같다. 만일 垂直加速度가 없으면 流動은 入口에서 부터 出口까지 抵抗이 거의 없이 層流流動을 일으킨다. 流動方向은 $\dot{y}_3 - \dot{y}_2$ 의 符號에 좌우된다.

懸垂裝置에 있어서 加速亂流 變퍼의 작동은 車體의 垂直加速度와 車體와 로드휠의 相對速度($y_3 - y_2$)의 조건에 따라 4가게 형태로 나타내며 Fig. 7은 이 작동조건을 보여준다.

Fig. 6에서 流体가 a 라는 垂直加速度를 받을 때 流体의 처짐 ΔZ 은 式(2)와 같다.

$$\Delta Z = \frac{1}{2} a t^2 \dots\dots\dots(2)$$

여기서 流体의 速度를 V 라고 하고 入口와 出口 사이의 거리를 l , 入口에서 出口까지 流体가 도달한 時間을 t 라고 할 때 거리 l 은 式(2)과 같다.

$$l = Vt \dots\dots\dots(23)$$

式(23)을 式(2)에 대입하면 ΔZ 은 式(24)와 같이 된다.

$$\Delta Z = \frac{1}{2} l^2 \frac{a}{V^2} \dots\dots\dots(24)$$

여기서 $\frac{1}{2} l^2$ 은 일정하고 速度 V 는 $y_3 - y_2$ 이므로 式(25)와 같이 쓸 수 있다.

$$\Delta Z = \frac{C_3 a}{(y_3 - y_2)^2} \dots\dots\dots(25)$$

여기서 고려되고 있는 시스템에 대해서는 만일 流体의 처짐이 생기지 않으면 亂流가 생긴다. 그러므로 이 시스템에서 流体의 亂流가 생기지 않는 限界값 ΔZ_c 가 있다. 만일 流体의 처짐이 ΔZ_c 보다 클 때는 亂流가 생기지 않고 ΔZ_c 보다 작을 때는 亂流가 생긴다.

따라서 加速亂流 變퍼의 變핑힘은 式(26)과 같다.

$$F_0 = \begin{cases} C_4 (y_3 - y_2), C_3 \frac{a}{(y_3 - y_2)^2} > \Delta Z_c \\ \dots\dots\dots(26a) \end{cases}$$

$$\begin{cases} C_5 (y_3 - y_2), C_3 \frac{a}{(y_3 - y_2)^2} < \Delta Z_c \\ \dots\dots\dots(26b) \end{cases}$$

만일 로드휠이 地面에서 떨어져 있을 때 垂直加速度는 항상 陰이며 變핑係數는 C_5 이다. 그러므로 y_3 는 式(9)에 式(26b)을 대입하면 式(27)과 같이 表示된다.

$$y_3 = y_2 - (F_0 + W) / C_5 \dots\dots\dots(27)$$

3. 結果 및 討議

가. 評價方法

각종 댐퍼를 評價하기 위하여 懸垂裝置의 性能에 크게 영향을 미치는 車輛의 垂直變位, 車輛의 最大 垂直加速度, 로드휠이 地面을 떠난 時間 및 댐퍼에 의하여 消散된 에너지를 一定 댐퍼와 비교 분석하였다.

方程式의 解를 구하기 위하여 유체 다이오드 댐퍼와 加速亂流 댐퍼는 線形微分方程式 이므로 state vector 를 사용하였고 相對速度 댐퍼는 非線形微分方程式이므로 Runge-Kutta 와 Haming⁽⁸⁾의 方法을 사용하였다.

시스템 評價에 사용된 자료는 실제 軌道車輛에 사용되고 있는 값들을 참고하여 스프링常數는 980~2,450 [N/cm] 범위에 있으므로 여기서 사용된 값은 1,470 [N/cm]로 假定하였다. 車輛의 무게는 45톤 車輛의 로드휠이 10개인 경우로 假定하여 車輛의 무게를 44,100 [N]으로 假定하였으며, 댐핑係數는 실제 사용되는 범위는 14,700~44,100 [N/cm/S] 정도이므로 여기서는 13,230~52,920 [N/cm/S] 범위의 값을 사용하였다.

그리고 評價에 사용된 bump는 sinusoidal bump의 경우 TOP 1-1-011의 5 [cm] washboard 를 참고하였으며⁽⁹⁾, 삼각 bump의 경우 15~30 [cm]의 bump가 실제 試驗에 사용되고 있으므로⁽²⁾ 높이가 20 [cm], 길이 90 [cm]의 삼각 bump로 假定하였다.

나. 結果 및 討議

Fig. 8에서 Fig. 10까지는 車輛이 bump를 지날때 車體의 垂直變位를 표시한 것이다. Fig. 8은 유체 다이오드 댐퍼의 車體垂直變位를 표시한 것으로 一定댐핑 장치에 비해 크다. Fig. 9는 相對速度 댐퍼를 사용한 車體의 垂直變位를 나타낸 것으로 유체 다이오드 댐퍼와 비슷한 경향을 보이고 있다. Fig. 10은 加速亂流 댐퍼를 사용한 車體의 垂直變位를 나타낸 경우로 이 댐퍼의 경우는 댐핑係數가 1,350×9.8 [N/cm/S]일때 一定한 댐핑장치를 사용한 경우보다 약간 작은 車體의 變位를 나타내고 있다.

Fig. 11과 Fig. 12는 車輛이 bump를 지날때 車

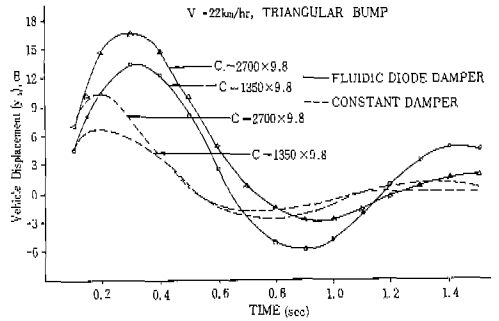


Fig. 8. Vehicle Displacement of Fluidic Diode Damper

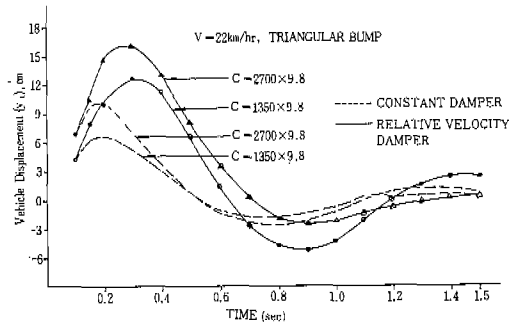


Fig. 9. Vehicle Displacement of Relative Velocity Damper

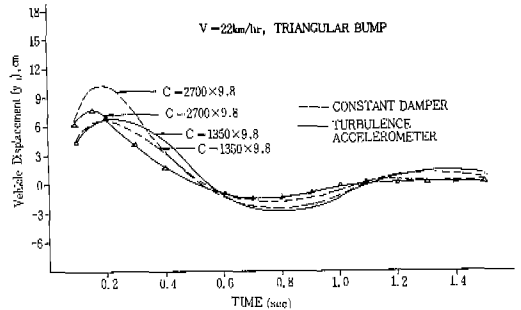


Fig. 10. Vehicle Displacement of Turbulence Accelerometer Damper

體가 받는 最大 垂直加速度를 나타낸 것이다. Fig. 11은 車輛의 速度를 증가시켰을 때 車體가 받는 加速度로 相對速度 댐퍼를 사용시는 一定 댐퍼를 사용한 경우와 비슷한 加速度를 받고 있으나 유체다이오드 댐퍼 및 加速亂流 댐퍼는 一定댐퍼의 경우보다 垂直加速度가 크게 減少한다. Fig. 12는 댐핑계수를 증가시켰을 때 車體가 받는 加速度로 速度를 증가시켰을 때와 비슷한 경향을 나타내고 있다.

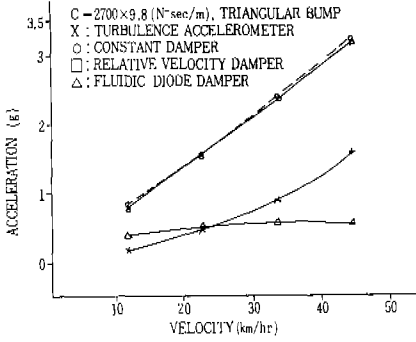


Fig. 11. Maximum Vertical Acceleration of Vehicle VS Vehicle Velocity

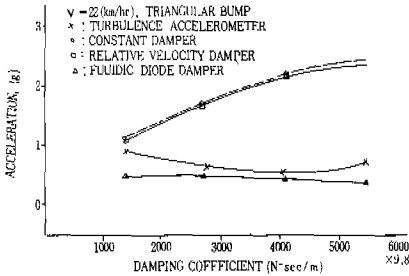


Fig. 12. Maximum Vertical Acceleration of Vehicle VS Damping Coefficient

Fig. 13과 Fig. 14는 車輛이 bump 를 지날때 로 드휠이 地面을 떠난 時間을 나타낸 것이다. Fig. 13은 車輛의 速度를 증가시켰을 때 로드휠이 地面을 떠난 時間을 나타낸 것으로 유체다이오드 댐퍼와 相對速度 댐퍼의 경우는 地面을 떠난 時間이 나타나지 않으나 一定댐퍼와 加速亂流 댐퍼는 어떤 速度 이상에서는 로드휠이 地面을 떠나고 있다. Fig. 14는 댐핑계수를 증가시켰을 때의 경우로 速度를 증가시켰을 경우와 비슷한 경향을 나타내고 있다.

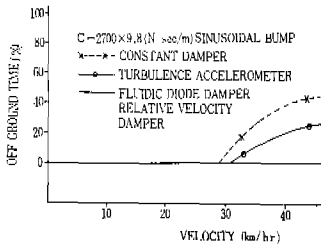


Fig. 13. Off Ground Time of Vehicle VS Vehicle Velocity

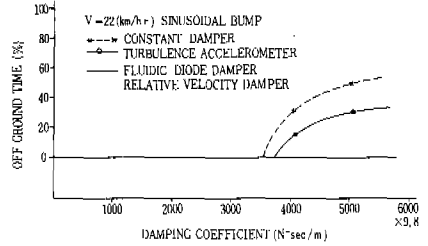


Fig. 14. Off Ground Time of Vehicle VS Damping Coefficient

Fig. 15와 Fig. 16은 범핑장치에서 消散된 에너지를 나타낸 것이다. Fig. 15는 速度를 증가시켰을 때의 경우로 유체다이오드 댐퍼, 相對速度 댐퍼 및 加速亂流 댐퍼를 사용시 一定댐퍼를 사용한 경우보다 消散된 에너지들이 적게 나타나고 있다. 특히 加速亂流 댐퍼의 경우는 速度가 상당히 커지면 오히려 減少하는 경향을 나타내고 있다.

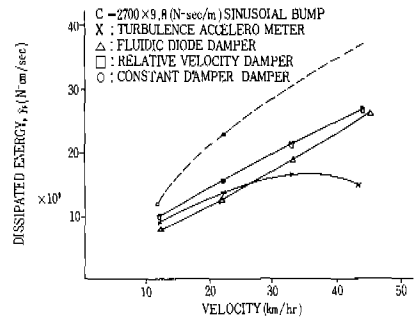


Fig. 15. Dissipated Energy of Damper VS Vehicle Velocity

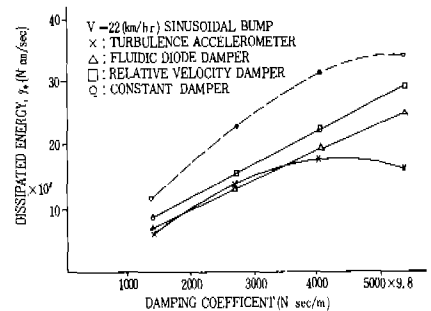


Fig. 16. Dissipated Energy of Damper VS Damping Coefficient

이상의 결과에서 車체의 變位는 큰 差異가 없으므로 車체의 安定性에 큰 영향을 미치지 않는다. 그러나 車체가 받는 加速度는 적을수록 車체가 構成品이 받는 應力이 작고 乘務員의 乘車感이 향상된다. 댐핑장치에서 消散된 에너지율은 크면 車체가 받는 衝擊이 커진다. 또한 로드휠이 地面을 떠나 다시 地面에 떨어지는 경우 衝擊으로 인한 車체의 破損과 乘務員의 乘車感을 원저히 減少하여 任務遂行에 막대한 支障을 招來한다.

4. 結 論

可變댐핑 장치인 유체 다이오드 댐퍼, 相對速度 댐퍼 및 加速亂流 댐퍼와 一定댐핑 장치인 一定댐퍼를 simulation model 에 적용하여 각 댐퍼에 대한 特性을 고려하면서 각 시스템의 機動特性인 車체의 垂直變位, 垂直加速度, 로드휠이 地面을 떠난 時間 및 댐핑장치에서 消散된 에너지율을 계산하여 비교하였다.

주어진 條件下에서 얻어진 運動特性에 대한 結論은 다음과 같다.

- (1) 車체가 받는 加速度에 있어서는 相對速度 댐퍼 以外の 可變댐퍼들이 一定댐퍼 경우에 비해 작고,
- (2) Bump 를 지날 때 로드휠이 地面을 떠난 時間은 加速亂流 댐퍼 以外の 可變댐퍼들이 一定댐퍼보다 짧으며,
- (3) 댐핑장치에서 消散된 에너지율은 可變댐퍼가 一定댐퍼때보다 작으나,

- (4) 車체의 垂直變位는 加速亂流댐퍼를 제외하고는 可變댐퍼가 一定댐퍼보다 크다.

參 考 文 獻

1. William R. Eberle, Investigation of Fluidically controlled suspension system for Tracked Vehicles, Purdue University, 1975.
2. Technical Report No. 11688, Design, Build and Test of a Hydropneumatic Suspension System for a 40-50 Ton Tracked Vehicle, NWL Company, 1972.
3. AMCP 706-356, Engineering Design Handbook, Automotive Series Automotive Suspension.
4. Daryl L. Letham, Fluidic system Design, Volume 1~Volume 4.
5. Herbert E. Merrit, Hydraulic Control Systems, John Wiley and Sons, Inc., 1967.
6. Daniel Bouteille, Fluid Logic Controls and Industrial Automation, John Wiley and Sons, Inc., 1973.
7. Victor L. Streeter, Fluid Mechanics, International Student Edition.
8. Brice Carnahan, Applied Numerical Methods, John Wiley & Sons Inc., New York.
9. Test Operations Procedure 1-1-011, Vehicle Test Facilities at Aberdeen Proving Ground.