

高速디젤기관의 粘性비틀림振動댐퍼에 관한 研究

A Study on the Viscous Torsional Vibration Damper in a High-Speed Diesel Engine

韓 英 出*
(Young Chool, Han)

Abstract

Recent diesel engine has achieved high speed running comparable to that of gasoline engine as a speed improvement effort.

Consequently, torsional vibration of high-speed diesel engine induced vibration noise, reduced horsepower and the like.

Viscous damper which is thought to be effective in curtailing the torsional vibration was studied over a wide range of speed. In this investigation, a water cooling, 4-cycle high-speed diesel engine (Max. 3500 rpm) was used for the study.

Theoretical analysis was made by assuming the engine to be an ideal equivalent system (length, moment of inertia) i.e. the multi-degree of freedom equivalent torsional vibration system with damper was analyzed.

In the analysis, the inertia moment of suitable damper for this experiment was calculated by varying the relative damping coefficient of damper of engine for each damper. Furthermore, in the torsional vibration experiment, the torsional vibration amplitude of the crankshaft system was measured when the engine was equipped with dampers of different moments of inertia and also when the engine was equipped without dampers. The experimental results were compared with the analytical values and were found to be satisfied. The results of this investigation are summarized below:

- (1) It was found that for the engine equipped with dampers, the torsional vibration amplitude was reduced to about one third of those without dampers.
- (2) The optimum value of inertia moment of viscous damper for the engine was found to be about $I_d = 1.05 \text{ (kg} \cdot \text{cm} \cdot \text{s}^2)$
- (3) The optimum damping coefficient and the ratio of moment of inertia for the engine were found to be about $C_d = 850 \text{ (kg} \cdot \text{cm} \cdot \text{s})$, $R_d = 0.509$, respectively (B1 damper).

1. 序 論

近來에 와서 先進諸國은 勿論, 우리나라에서 도 高速道路의 發達에 따라 버스, 트럭 등의 디젤車輛은 高速回轉을 必하게 되었다. 또한 船

舶機關에 있어서도 多軸驅動裝置가 점점 盛行하여 小型高速디젤機關이 要求되어 가고 있다.

이에 따라 高速디젤機關의 크랭크軸은 비틀림振動으로 인한 振動, 騒音, 出力低下 등의 많은 問題에 直面하게 되었다. 이러한 비틀림振動

* 正會員, 國民大學校 工科學科 機械工學科

의 抑制은 비단 機關의 損耗防止面에서 뿐만 아니라 高速디젤機關이 小型車輛에도 擴大使用되어 감에 따라 快適한 乘車感이 絶對히 要求되어 가고 있는 現實이다.

지금까지는 中·低速의 船舶用機關의 研究實績^{(1),(2),(3)} 및 最高回轉速度 2300rpm 程度의 高速車輛用 디젤機關에 대한 研究實績^{(4),(5),(6),(7)}은 많았으나 特히 回轉速度가 높은 高速디젤機關에 대한 實驗研究는 없었다.

本 研究에서는 日産 小型高速디젤機關(最高 3500 rpm)을 대상으로 實驗研究하였다. 理論解析은 實驗機關을 理想的 振動系인 等價(質量 및 길이)系^{(8),(9),(10)}로 置換하여 댐퍼를 裝着한 集中質点 多自由度系 強制비틀림振動解析法⁽¹¹⁾을 使用하였다. 이 때 各各의 댐퍼에 대하여 댐퍼相對減衰係數를 變化시켜 本 實驗機關에 適合한 댐퍼의 質量慣性을 計算하였다.

또한 비틀림振動實驗은 實驗機關에 質量慣性이 다른 여러가지 種類의 댐퍼를 裝着하였을 때와 裝着하지 않았을 때에 대하여 크랭크 軸系의 비틀림振動振幅을 測定하여 比較하였다.

위의 理論解析의 計算値와 實驗測定値를 比較하여 粘性비틀림振動댐퍼의 學動을 分析檢討함으로써 이의 設計資料를 얻어 國産化 開發에 寄與하고자 한다.

2. 비틀림振動의 理論解析

2.1 實驗機關軸系의 正規彈性曲線

正規彈性曲線(normal elastic curves)⁽¹²⁾으로 나타내려면 먼저 複雜한 크랭크軸을 포함한 裝置들을 理想的인 振動系로 바꾸어 놓아야 한다. 즉 質量系로서 簡單한 円筒으로 간주하여 軸은 重量이 없이 均一한 直徑으로 하는 等價길이(equivalent length)^{(8),(9),(10)} 및 等價質量(equivalent moment of inertia)^{(8),(9),(10)}인 等價振動系로 置換된다. 이 等價길이와 等價質量의 計算値를 使用하여 n개의 回轉質量을 가진 理想化된 軸系의 비틀림振動의 固有振動數는 Holzer 法^{(8),(9)}에 의하여 구한다. 固有振動數는 $F_I = 21024 \text{ cpm}$ ($W_I = 2201.5 \text{ rad/s}$), $F_{II} = 25956 \text{ cpm}$ ($W_{II} = 2717.9$

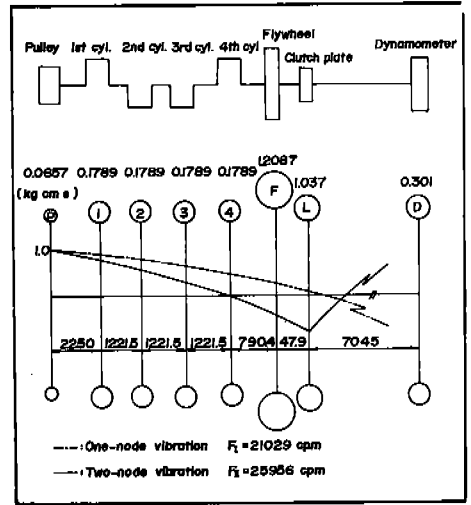


Fig. 1. Normal elastic curves

rad/s)이었다. 즉 이로써 實驗機關軸系의 正規彈性曲線을 나타내면 Fig. 1과 같다.

여기에서 보는 바와 같이 1節振動 때에는 共振点(resonant point)이 機關의 크랭크軸上에 있지 않고 clutch plate와 動力計(dynamometer)사이에 있으므로 考慮하지 않았다. 그러나 2節振動 때에는 3번 실린더와 4번 실린더 사이에 共振点이 나타나므로 이를 考慮하여 理論計算 및 實驗을 하였다.

또한 3節振動 以上은 비틀림振動振幅이 극히 작고 固有振動數도 높으므로 이들은 對象에서 除外시켰다. 한편 共振点的 次数(order)를 살펴보면 4사이클 機關에서는 “次数=2·F/Z의 倍数”⁽⁸⁾로 나타내므로 즉 3次, 6次, 9次……때에 主危險回轉速度(major critical speed)가 따르게 된다. 따라서 本 研究에서는 6次(6th order) 때를 選定하여 理論計算 및 實驗을 하였다.

2.2 理論解析 및 計算

(1) 解析

解析方法으로서 “集中質点 多自由度系 強制비틀림振動解析法”^{(11),(13)}을 使用하여 計算하였다.

高速디젤機關의 主된 減衰로서는 ① 機關 및 軸系의 各비틀림部分(crankshaft journal, piston 등)의 摩擦減衰 ② 軸系의 히스테리시스 減衰⁽¹⁰⁾ ③ 댐퍼의 減衰 등을 들 수 있다. 여기서 ③은

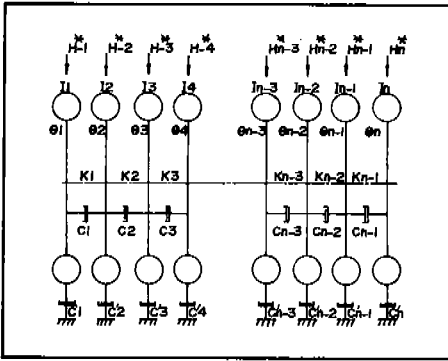


Fig. 2. Multi-degree of freedom equivalent torsional vibration system.

粘性減衰이지만 ①과 ②는 복잡한 現象의 減衰로서 單正지어 粘性減衰라 간주할 수 없으나 計算을 簡易化하기 위하여 等價粘性減衰을 使用함에 따라 Fig. 2와 같은 等價振動系로 置換된다.

이 때 質量番號 m番號의 質點에 関한 運動方程式^{(11),(14)}은

$$\begin{aligned}
 & m \ddot{\Theta}_m - K_{m-1} (\dot{\Theta}_{m-1} - \dot{\Theta}_m) - C_{m-1} (\dot{\Theta}_{m-1} - \dot{\Theta}_m) \\
 & + K_m (H_m - H_{m+1}) + C_m (\dot{\Theta}_m - \dot{\Theta}_{m+1}) + C_m' \dot{\Theta}_m \\
 & = H_m^* e^{j\omega t} \quad (m = 1, 2, \dots, n) \dots\dots\dots (1)
 \end{aligned}$$

로 나타낸다.

여기에서

- Θ_m : 各質量의 實振中(rad)
- I_m : 各質量의 慣性모우먼트(kg cm s²)
- K_m : 各質量間의 비틀림剛性(kg cm/rad)
- C_m : 各質量間의 相對速度에 比例하는 粘性減衰係數(kg cm s)
- C_m' : 各質量의 絶對速度에 비례하는 粘性減衰係數(kg cm s)
- H_m^* : 合成複素數 torque(kg cm)
- $H_m^* = M_m + jN_m$

式(8)의 一般解는

$$\dot{\Theta}_m = \beta_m^* e^{\lambda t} + \bar{\theta}_m^* e^{j\omega t} \dots\dots\dots (2)$$

로 된다.

여기에서 $\lambda = -\alpha \pm j\omega$

$$\beta_m^* = \varphi_m + j\psi_m$$

$$\bar{\theta}_m^* = \varphi_m + j\bar{b}_m \text{ 이고}$$

또한, α : 減衰率

ω : 減衰를 考慮한 固有角振動數(rad/s)

β_m^* : 自由振動에 있어서 複素實振中(rad)

θ_m^* : 強制振動에 있어서 複素實振中(rad)이다.

式(2)의 右邊 第1項은 自由振動의 解이고, 第2項은 強制振動의 解이다. 지금 強制振動에 對하여 생각하면 式(1)의 強制振動連立方程式의 特別解를

$$\dot{\Theta}_m = (\bar{\varphi}_m + j\bar{b}_m) e^{j\omega t} \dots\dots\dots (3)$$

라 놓고 式(1)에 代入하여 實虛部로 나누면

$$\begin{aligned}
 & \{-I_m \bar{\varphi}_m \Omega^2 - K_{m-1} (\bar{\varphi}_{m-1} - \bar{\varphi}_m) \\
 & + K_m (\bar{\varphi}_m - \bar{\varphi}_{m+1}) + C_{m-1} (\bar{\varphi}_{m-1} - \bar{\varphi}_m) \Omega \\
 & - C_m (\bar{\varphi}_m - \bar{\varphi}_{m+1}) \Omega - C_m' \bar{\varphi}_m \Omega - M_m\} \\
 & + j \{-I_m \bar{\varphi}_m \Omega^2 - K_{m-1} (\bar{\varphi}_{m-1} - \bar{\varphi}_m) \\
 & + K_m (\bar{\varphi}_m - \bar{\varphi}_{m+1}) - C_{m-1} (\bar{\varphi}_{m-1} - \bar{\varphi}_m) \Omega \\
 & + C_m (\bar{\varphi}_m - \bar{\varphi}_{m+1}) \Omega + C_m' \bar{\varphi}_m \Omega - N_m\} = 0 \\
 & \dots\dots\dots (4)
 \end{aligned}$$

여기에서

$$\begin{aligned}
 \bar{b}_m &= C_m \Omega, \quad \bar{f}_m = -I_m \Omega^2 + K_{m-1} + K_m, \quad \bar{g}_m \\
 &= \Omega (C_{m-1} + C_m + C_m') \dots\dots\dots (5)
 \end{aligned}$$

라고 놓으면 式(4)는

$$\begin{aligned}
 & -K_{m-1} \bar{\varphi}_{m-1} + \bar{b}_{m-1} + \bar{f}_m \bar{\varphi}_m - \bar{g}_m \bar{\varphi}_m - K_m \bar{\varphi}_{m+1} \\
 & + \bar{b}_m \bar{\varphi}_{m+1} - M_m + j (-\bar{b}_{m-1} \bar{\varphi}_{m-1} - K_{m-1} \bar{\varphi}_{m-1} \\
 & + \bar{g}_m \bar{\varphi}_m + \bar{f}_m \bar{\varphi}_m - \bar{b}_m \bar{\varphi}_{m+1} - N_m) = 0
 \end{aligned}$$

그러므로

$$\begin{aligned}
 K - \bar{\varphi}_{m+1} - \bar{b}_m \bar{\varphi}_{m+1} &= -K_{m-1} \bar{\varphi}_{m-1} + \bar{b}_{m-1} \\
 & + \bar{f}_m \bar{\varphi}_m - \bar{g}_m \bar{\varphi}_m - M_m \dots\dots\dots (6)
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 \bar{b}_m \bar{\varphi}_{m+1} - K_m \bar{\varphi}_{m+1} &= -\bar{b}_{m-1} \bar{\varphi}_{m-1} - K_{m-1} \bar{\varphi}_{m-1} \\
 & + \bar{g}_m \bar{\varphi}_m + \bar{f}_m \bar{\varphi}_m - N_m \dots\dots\dots (7)
 \end{aligned}$$

위의 連立方程式을 $\bar{\varphi}_{m+1}$, $\bar{\varphi}_{m-1}$ 에 對하여 풀면

$$\bar{\varphi}_{m+1} = \frac{K_m \bar{u}_m + \bar{b} \bar{v}_m}{K_m^2} \dots\dots\dots (8)$$

$$\bar{\phi}_{m+1} = \frac{-\bar{b}_m \bar{u}_m + K_m \bar{v}_m}{K_m^2 + \bar{b}_m^2} \dots\dots\dots (9)$$

$$\text{단, } \bar{u}_m = -K_{m-1} \bar{\varphi}_{m-1} + \bar{b}_{m-1} \bar{\phi}_{m-1} + \bar{f}_m \bar{\varphi}_m - \bar{g}_m \bar{\phi}_m - M_m \dots\dots\dots (10)$$

$$\bar{v}_m = -\bar{b}_{m-1} \bar{\varphi}'_{m-1} - K_{m-1} \bar{\phi}'_{m-1} + \bar{g}_m \bar{\varphi}_m + \bar{f}_m \bar{\phi}_m - N_m \dots\dots\dots (11)$$

式(8), (9)에 의하여, $(\bar{\varphi}_2, \bar{\phi}_2), (\bar{\varphi}_3, \bar{\phi}_3), \dots\dots, (\bar{\varphi}_n, \bar{\phi}_n)$ 을 順次的으로 $(\bar{\varphi}_1, \bar{\phi}_1)$ 로써 나타낼 수가 있다. 最後에 $m = n$ 일 때는,

$$\bar{\varphi}_{n+1} = 0, \bar{\phi}_{n+1} = 0$$

이므로 式(13), (14)에 의하여

$$\begin{aligned} K_n \bar{\varphi}_{n+1} - \bar{b}_n \bar{\phi}_{n+1} &= -K_{n-1} \bar{\varphi}_{n-1} + \bar{b}_{n-1} \bar{\phi}_{n-1} + \bar{f}_n \bar{\varphi}_n - \bar{g}_n \bar{\phi}_n - M_n \\ &= u_n = \bar{F}(\bar{\varphi}_1, \bar{\phi}_1) = 0 \dots\dots\dots (12) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \bar{b}_n \bar{\varphi}_{n+1} + K_n \bar{\phi}_{n+1} &= -\bar{b}_{n-1} \bar{\varphi}'_{n-1} - K_{n-1} \bar{\phi}'_{n-1} + \bar{g}_n \bar{\varphi}_n + \bar{f}_n \bar{\phi}_n - N_n \\ &= \bar{v}_n = \bar{G}(\bar{\varphi}_1, \bar{\phi}_1) = 0 \dots\dots\dots (13) \end{aligned}$$

特性式(12), (13)은 $\bar{\varphi}_1, \bar{\phi}_1$ 의 一次式으로 주어질 수 있으므로 一般的으로 다음과 같이 놓을 수가 있다.

$$\bar{F}(\bar{\varphi}_1, \bar{\phi}_1) = P_n \bar{\varphi}_1 + Q_n \bar{\phi}_1 + R_n = 0 \dots\dots\dots (14)$$

$$\bar{G}(\bar{\varphi}_1, \bar{\phi}_1) = P'_n \bar{\varphi}_1 + Q'_n \bar{\phi}_1 + R'_n = 0 \dots\dots\dots (15)$$

단,

$P_n, Q_n, R_n, P'_n, Q'_n, R'_n$ 는 $\bar{\varphi}_1, \bar{\phi}_1$ 을 포함하지 않은 定數.

따라서 各係數는 다음 式에 의하여 求해질 수 있다.

$$\left. \begin{aligned} P_n &= \bar{F}(1, 0) - \bar{F}(0, 0), Q_n = (0, 1) \\ &\quad - \bar{F}(0, 0), R_n = \bar{F}(0, 0) \\ P'_n &= \bar{G}(1, 0) - \bar{G}(0, 0), Q'_n = \bar{G}(0, 1) \\ &\quad - \bar{G}(0, 0), R'_n = \bar{G}(0, 0) \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (16)$$

에 의해서 連立方程式(14), (15)를 풀면

$$\bar{\psi}_1 = \frac{Q_n R'_n - Q'_n R_n}{P_n Q'_n - P'_n Q_n} \dots\dots\dots (17)$$

$$\bar{\phi}_1 = \frac{P_n R'_n - P'_n R_n}{P'_n Q_n - P_n Q'_n} \dots\dots\dots (18)$$

式(17), (18)의 값을 式(8), (9)에 代入하여 順次的으로 $(\bar{\varphi}_2, \bar{\phi}_2), (\bar{\varphi}_3, \bar{\phi}_3), \dots\dots, (\bar{\varphi}_n, \bar{\phi}_n)$ 을 求할 수가 있다.

以上の 計算結果에 의하여 等價振動系의 強制振動의 다음 값들이 求해진다.

(1) 實 振 中 : $\bar{\theta}_m = \sqrt{\bar{\varphi}_m^2 + \bar{\phi}_m^2}$ (rad)

(2) 相對實振中 : $(\bar{\theta}_r)_m$

$$= \sqrt{(\bar{\varphi}_{m+1} - \bar{\varphi}_m)^2 + (\bar{\phi}_{m+1} - \bar{\phi}_m)^2}$$

(2) 計算條件

本 計算에 있어서는 Fig. 3 과 같이 實驗機關을 置換하여 Table 1, 2의 計算條件을 使用하였다.

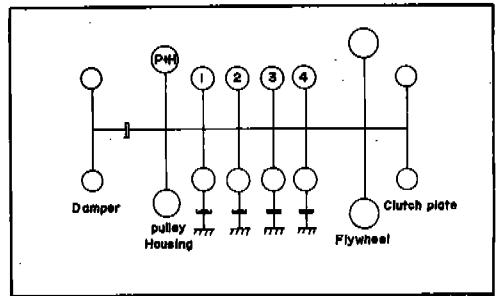


Fig. 3. Equivalent system of experimental engine

한편 減衰係數는 絶對速度에 比例하는 減衰(粘性減衰)만을 計算에 넣었고 相對速度에 比例하는 減衰(摩擦, Hysteresis 減衰)는 微少하므로 無視하였다.

絶對速度에 比例하는 減衰係數 값은 에너지法⁽¹⁰⁾에 의하여 算出한 26.34 (kg cm s)를 使用하였으며 댐퍼의 相對減衰係數는 各 댐퍼에 대하여 200~10000⁽¹⁰⁾ (kg cm s) 값에서 10種을 擇하여 計算하였다.

또한 多自由度系를 1 自由度系로 變換한 有效質量慣性 (I_e)은 $I_e = \sum (I_p + I_1 a_1^2 + I_2 a_2^2 + \dots + I_n a_n^2)$

Table 1. Calculated conditions (1)

Mass point	Equivalent length: L_e (cm)	Moment of inertia: I_d (kg cm s ²)	Stiffness :K (kg cm/rad)	Modulus of section:Z (cm ²)	
Inertia ring	A1	1×10^4	1.4638	0	41.82
	B1	1×10^6	1.0062	0	41.82
	C1	1×10^8	0.2642	0	41.82
Pulley + Housing	A1	2250	0.9037	4.444×10^6	41.82
	B1	2250	0.6967	4.444×10^6	41.82
	C1	2250	0.2903	4.444×10^6	41.82
1st cyl.	1221.5	0.1789	8.187×10^6	41.82	
2nd cyl.	1221.5	0.1789	8.187×10^6	41.82	
3rd cyl.	1221.5	0.1789	8.187×10^6	41.82	
4th cyl.	790.4	0.1789	8.187×10^6	41.82	
Flywheel	47.9	1.2087	1.2652×10^7	41.82	
Clutch plate	-	1.0330	2.2779×10^8	41.82	

Table 2. Calculated conditions (2)

Items	Two-node
Number of cylinder	4
Number of mass point	8
Weight of reciprocating parts	0.542 (kg)
Cylinder diameter	8.3 (cm)
Crank radius	5.0 (cm)
Order	6
Harmonic coefficient of inertia torque	0.000 (kg/cm ²)
Harmonic sin coefficient of gas torque.	0.268 (kg/cm ²)
Harmonic cos coefficient of gas torque.	0.175 (kg/cm ²)
Harmonic coefficient of total torque.	0.320 (kg/cm ²)

Table 3. Natural frequencies by Holzer method

Dampers	Moment of inertia (kg cm s ²)	Natural frequency (F_H : cpm)
Without damper (only pulley)	0.0261	25956
A 1 damper	0.9037	22200
B 1 damper	0.6968	22224
C 1 damper	0.2903	22860

에서 $I_e = 0.5124$ (kg cm s²) 이었다.

(3) 댐퍼 裝着時의 固有振動數 (F_H)와 댐퍼의 相對減衰係數 폴리에 댐퍼 (A1, B1, C1)를 裝着했을 때의 固有振動數는 質點 1에 軸 폴리에 댐퍼의 하우징 質量慣性을 合하여 Holzer 法에 의하여 구한 값이 Table 3과 같다.

또한 本 實驗 댐퍼에 使用된 실리콘油의 粘度와 댐퍼의 크기로부터 댐퍼 相對減衰係數의 算出은 Newton의 粘性法則⁽¹⁶⁾에 따라 댐퍼의 回轉에 의하여 油膜中의 速度勾配가 直線的으로 變한다고 하고 剪斷力에 의한 토오크로서 구한 結果 Table 4와 같다.

Table 4. Viscous damping coefficient (due to silicone oil and damper size)

Dampers (I_d : kg cm s ²)	Kinematic viscosity (ν : cst)	Viscous damping coefficient (C_d : kg cm s)
A 1 ($I_d=1.4638$)	100000 cst	1119.16
B 1 ($I_d=1.0062$)	100000 cst	846.39
C 1 ($I_d=0.2642$)	100000 cst	249.63

(4) 計算結果

本 理論計算의 集中質點 多自由度系 強制비틀림振動解析을 위의 計算條件에 따라 電子計算機 (KAIST : IBM-370)에 의하여 計算한 結果를 整理하면 Fig. 4, 5, 6과 같다.

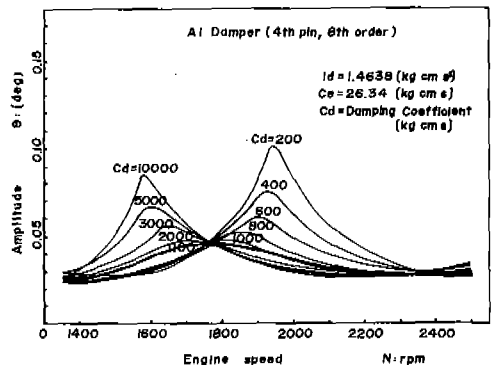


Fig. 4. Forced Torsional vibration analysis (A1)

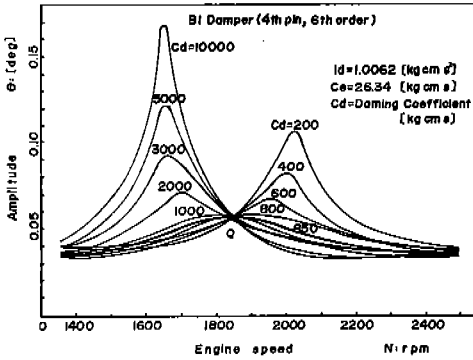


Fig. 5. Forced torsional vibration analysis (B1)

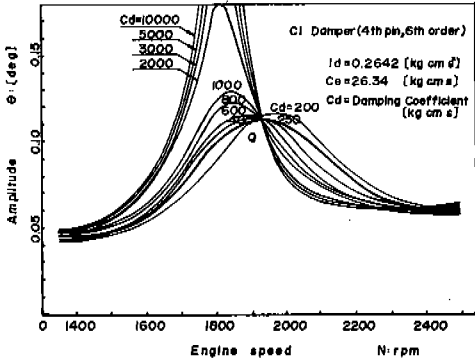


Fig. 6. Forced torsional vibration analysis (C1)

Table 5. Calculated Max. amplitude (4th pin)

Dampers (I_d : kg cm s^2)	Resonant point (n : rpm)	Amplitude (θ : deg)
Without damper	2050	0.200
A 1 ($I_d=1.4638$)	1760	0.046
B 1 ($I_d=1.0062$)	1830	0.058
C 1 ($I_d=0.2642$)	1940	0.112

에서) 最適의 댐퍼減衰係數는 실리콘油의 粘度와 댐퍼의 크기로부터 算出 (Table 4) 한 댐퍼減衰係數와 거의 一致함을 알 수 있으며 그 比較값들은 Table 6 과 같다.

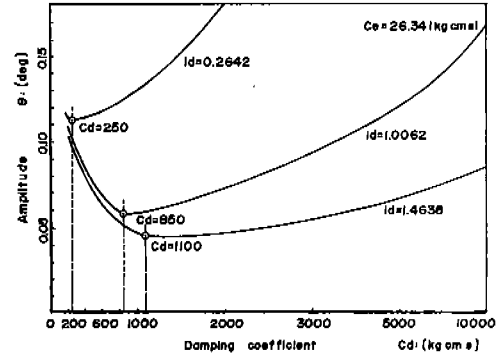


Fig. 7. Relationships between amplitude and damping coefficient due to moment of inertia.

Table 6. Comparison optimum damping coefficient and viscous damping coefficient.

Dampers (kg cm s^2)	Optimum damping coefficient (Approximation) (kg cm s)	Viscous damping coefficient (kg cm s)
A 1 ($I_d=1.4638$)	1100	1119.16
B 1 ($I_d=1.0062$)	850	846.39
C 1 ($I_d=0.2642$)	250	249.63

2.3 理論解析 結果의 考案

(1) 댐퍼를 考慮한 비틀림振動解析에서 댐퍼의 減衰係數를 變化시키면 機關回轉速度와 비틀림振動振幅의 曲線에서는 定點 Q에서 거의 一定하게 交叉하며 이 定點 Q의 位置는 댐퍼의 質量慣性 (inertia ring)에 의해서 變化한다.

즉 댐퍼의 相對減衰係數를 變化시켜 얻어진 定點 Q로부터 共振點과 最大비틀림振動振幅이 Table 5와 같이 얻어진다.

여기서 보는 바와 같이 댐퍼의 質量慣性이 클수록 共振點이 낮아지고 비틀림振動振幅이 작아지는 것을 알 수 있다.

(2) Fig. 7에서 보는 바와 같이 解析의 으로 구한 비틀림振動의 振幅이 가장 작은 (댐퍼의 相對減衰係數를 變化시켜 最大의 비틀림振動振幅中

(3) Fig. 8은 댐퍼의 質量慣性과 비틀림振動振幅의 關係로부터 구한 最適댐퍼減衰係數를 나타낸 것이다.

여기서 보는 바와 같이 質量慣性 (I_d) 값이 約 1.05 (kg cm s^2) 以上이 되면 Curve가 대단히 緩慢하게 되어서 댐퍼의 效果가 작은 것을 알 수 있다. 이로서 本 實驗機關 (小型高速디젤機關)

의 質量慣性은 $I_d=1.05$ (kg cm^2) 程度가 適當하다. 따라서 本 實驗범퍼 中에서 B1 범퍼 ($I_d=1.0062 \text{ kg cm}^2$)가 最適이다.

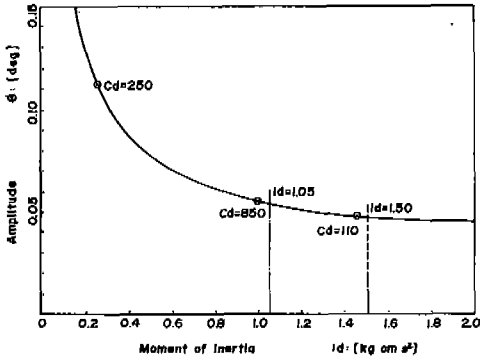


Fig. 8. Relationships between amplitude and moment of inertia.

(4) 범퍼의 質量慣性 값이 어느 程度 以上(本 實驗機関 $I_d=1.5 \text{ kg cm}^2$)이면 범퍼의 效果가 거의 없다. 즉 Fig. 8에서 $I_d=1.5$ (kg cm^2) 以上일 때에는 거의 水平線에 가깝게 變化한다.

이는 機関에 負荷(load)만 加重시킬 뿐 범퍼의 減衰效果는 거의 없음을 뜻한다.

(5) 本 小型高速디젤機関의 경우, 범퍼의 慣性比⁽⁴⁾는 $R_d=0.509$ 가 適當하다. ($R_d=I_e/I_d$) 이는 計算的으로 범퍼의 最適減衰係數를 구하는 데 있어서 $I_e=I_d/2$ 를 할 때의 값과 거의 一致한다.

(6) 범퍼를 裝着하지 않았을 때와 裝着 하였을 때(B1 범퍼)의 비틀림振動振幅이 0.200 (deg)에서 0.058 (deg)로 減衰되는 범퍼의 效果를 發見하였다.

3. 비틀림振動的 實驗

3-1 實驗裝置 및 實驗方法

(1) 實驗裝置

本 實驗에 使用한 機関은 水冷 4 사이클 小型 高速디젤機関으로서 그 主要諸元은 Table 7 과 같다.

또한 實驗裝置는 Fig. 9, 10과 같이 機関 前端 部의 풀리에 實驗범퍼를 裝着하고 그 앞에 slip

Table 7. Specifications of experimental engine

Items	Specifications
Type	NISSAN SD-22 (Water cooling, 4 cycle, diesel engine)
Number of cylinder	4 cylinder
Bore and stroke mm	83×100
Stroke volume cc	2164
Compression ratio	22.0 : 1
Combustion chamber	Swirl chamber
Max. rated horsepower ps/rpm	47 / 3200
Max. torque kg m/rpm	12.2 / 1800
Injection pressure kg/cm^2	100
Fuel injection time before TDC/rpm	20°/1000~30°/3000

ring을 附着하였다. 그리고 機関 後端部에는 電氣動力計와 電磁식·압을 裝置하였다.

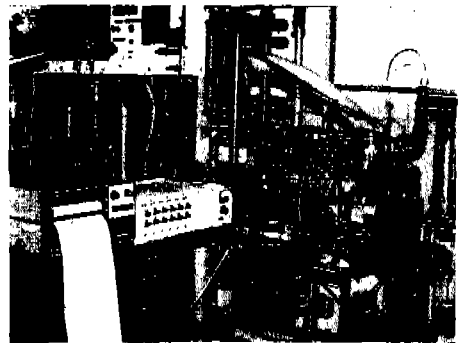


Fig. 9. Overall view of experimental apparatus

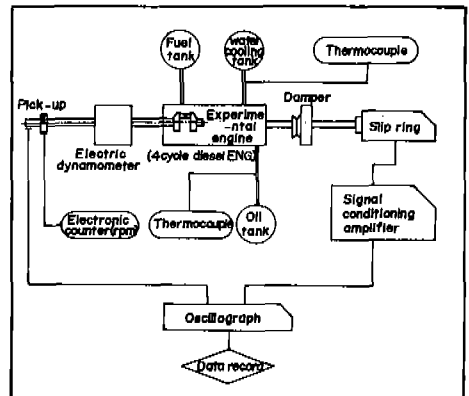


Fig. 10. Schematic diagram of experimental apparatus.

(2) 實驗댐퍼

實驗에 使用한 粘性댐퍼의 構造^{(8),(17)}는 Fig. 11과 같다. 즉 粘性댐퍼는 하우징(housing)속에 慣性링(inertia ring)이 內裝되어 있고 하우징과 慣性링 사이의 틈새에는 실리콘油가 充滿되어 있으므로 兩者間에는 彈性的 結合은 없다.

機関의 正常運轉狀態에서는 慣性링이 機関의 回轉과 同一한 速度로서 回轉하게 되나 危險速度가 되면 크랭크軸은 비틀림振動을 하게 된다. 그러나 慣性링은 均一한 回轉을 하려고 하므로 慣性링과 하우징 사이에는 相對運動이 發生하게 되고 실리콘油에 剪斷力이 생긴다. 이 剪斷力이 振動變形을 減衰시키는 作用을 한다.

댐퍼의 類型은 3種類로 하고 各各의 諸元은 Table 8과 같다. 또한 실리콘油의 粘度는 粘度變化가 剪斷力에 주는 機械的 安定性⁽¹⁸⁾이 좋은 100000 cst (日本信越化學 Co. 製; KF-96H)를 擇하였다. 한편 實驗댐퍼의 質量慣性比 ($R_d = I_e / I_d$)도 Table 8에 나타낸 바와 같다.

(3) 實驗方法

機関의 前端部에는 實驗댐퍼를, 後端部에는 電

氣動力計를 裝置한 軸系를 對象으로 實驗하였다.

크랭크軸에는 Fig. 12와 같이 크랭크핀의 中空部($\phi 15\text{mm}$)에 스트레인게이지(共和電業 Co. 製: KFC-2-D2-11)를 붙이고 그 리이드線(lead wire)은 폴리軸의 中空部를 通하여 끌어 내었다. 스트레인게이지 接着時에는 sandpaper (200~300 #)로 研磨하고 아세톤으로 닦아낸 후에 CC-15A의 瞬間接着劑로 附着하였다.

크랭크핀의 스트레인 게이지에 發生한 비틀림變形은 리이드線에 連結된 slip ring(共和産業 Co. 製: RBE-8A), signal conditioning amplifier (M. M group 製: Vishay 2100 system), 直視式 Oscillograph (Bell & Howell Co. 製: Datagraph 5-134) 등을 通하여 記錄되게 하였다.

實驗機関의 回轉速度는 機関에 直結된 水冷却 電流制御形 電氣動力計 (Tokyo Meter Co. 製: EW-120形)로 調整하였다. 이 때 電磁吸·압에 의하여 直視式 digital counter에 나타난 回轉速度를 읽으면서 1300~2600 rpm 範圍에서 50rpm 마다의 비틀림變形을 測定하였다. 또한 測定中 中油의 剪斷力에 의한 粘性댐퍼의 減衰效果로

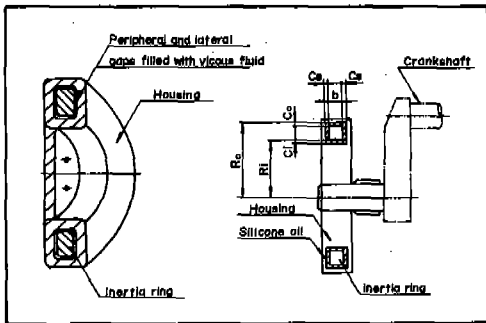


Fig. 11. Schematic diagram of viscous fluid damper

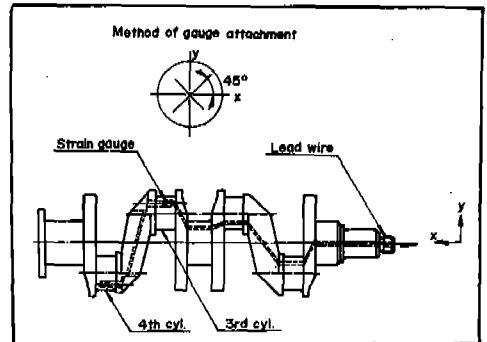


Fig. 12. Arrangement of strain gauge and lead wire at crankshaft.

Table 8. Damper specifications

Damper	Silicone oil viscosity (cst)	Moment of inertia		Dimension of damper (mm)						Ratio of moment of inertia (R_d)
		Inertia ring (I_d)	Housing (I_H)	R_o	R_i	C_o	C_i	C_s	b	
A 1	100000	1.4638	0.8380	139.1	80.5	0.9	0.5	0.45	35	0.350
B 1	100000	1.0062	0.6311	127.1	75.5	0.9	0.5	0.45	35	0.509
C 1	100000	0.2638	0.2246	94.1	70.5	0.9	0.5	0.45	35	1.939

의 冷却水温 및 潤滑油温度를 一定하게 維持하게 하기 위하여 물탱크와 오일탱크를 設置하여 強制循環시켜 그 温度를 一定하게 調節하였다.

機関의 運轉條件은 Table 9 와 같다.

Table 9. Engine driving conditions

Cooling temperature	℃	80 ± 1
Lubricant temperature	℃	60 ± 1
Engine speed	rpm	1300~2600
Rated horsepower	ps	21~42

3·2 實驗結果 및 考察

(1) 實驗結果

① Fig. 13과 14는 各各 4번 핀 및 3번 핀에 있어서 댐퍼를 裝着하지 않았을 때와 裝着하였을 때 (A1, B1, C1)의 비틀림振動振幅을 나타낸 것이다. 여기서 보는 바와 같이 댐퍼를 裝着하지 않았을 때에는 裝着하였을 때보다 비틀림振動振幅도 크고 共振點도 높으며, 또한 댐퍼를 裝着하였어도 댐퍼의 質量慣性이 작을 경우에는 振幅이 커지며 共振點도 높아진다. 本 實驗機関의 最適댐퍼 (B1)를 裝着하였을 때의 振幅은 댐퍼를 裝着하지 않았을 때의 約 1/3程度로 나타난다.

② Fig. 15는 B1 댐퍼를 裝着하여 各 次數 (order)에 있어서 비틀림振動振幅의 크기를 나타낸 것이다. 여기서 보는 바와 같이 主危險回轉速度가 發生하는 6次, 9次 때가 비틀림振動振幅이 크고 副危險回轉速度가 發生하는 4次 7.5次 때에는 비틀림振動振幅이 主危險 回轉速度가 發生하는 6次 9次 때에 比하여 매우 작게 나타난다.

비틀림振動振幅의 實驗結果值를 要約하여 나타내면 Table 10과 같다.

(2) 實驗結果의 考察

① Fig. 13에서 보는 바와 같이 댐퍼를 裝着하지 않았을 때에 共振點에서 비틀림振動振幅이 0.201(deg)에서 댐퍼 (B1)를 裝着하였을 때에 0.061(deg)로 하였다. 이와 같이 댐퍼를 裝着하였을 때에는 댐퍼를 裝着하지 않았을 때보다 비틀림振動振幅이 約 1/3程度로 減衰되며 이는 실리

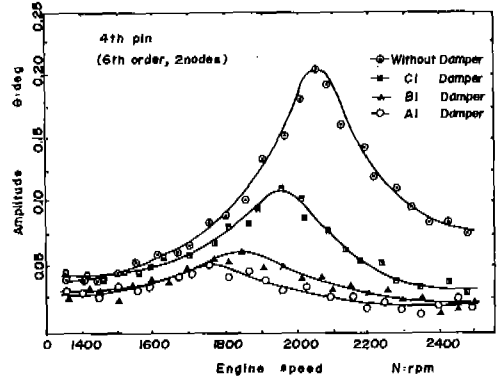


Fig. 13. Comparison of amplitude curves with experimental dampers (A1, B1, C1) and without damper (4th pin)

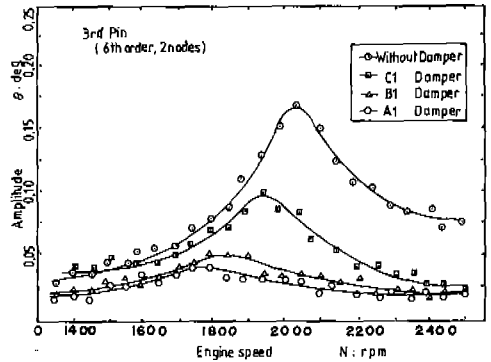


Fig. 14. Comparison of amplitude curves with experimental dampers (A1, B1, C1) and without damper (3rd pin)

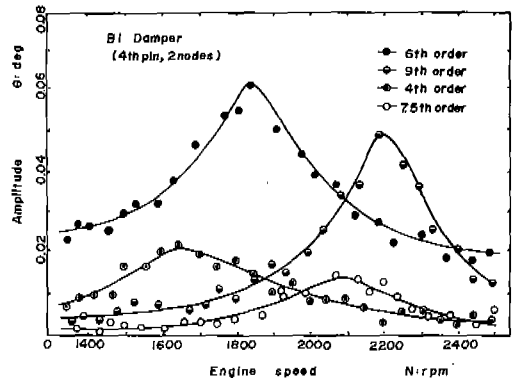


Fig. 15. Comparison of amplitude curves (each order)

Table 10. Experimental value

Damper (kg cm s ²)	4th pin		3rd pin	
	Resonant point (rpm)	Amplitude (deg)	Resonant point (rpm)	Amplitude (deg)
Without damper	2050	0.201	2040	0.053
A 1 (I _a = 1.4638)	1770	0.053	1770	0.048
B 1 (I _a = 1.0062)	1840	0.061	1840	0.050
C 1 (I _a = 0.2642)	1960	0.121	1950	0.090

볼 수 있다.

② Fig. 13, 14에 나타난 바와 같이 댐퍼의 質量慣性이 클수록 비틀림振動振幅이 작아지고 共振點도 낮아지는 것을 볼 수 있다. 그러나 質量慣性이 어느 程度 以上으로 크면 댐퍼의 減衰效果 보다는 오히려 機關에 負荷만 加重시키게 된다.

③ Fig. 15에서 各 次數에 있어서 비틀림振動振幅의 크기를 比較한 바 6次, 9次에서는 비틀림振動振幅이 크고 4次, 7.5次에서는 현저하게 작게 나타난다. 이는 6次, 9次에서 主危險回轉速度가 發生하기 때문이다.

4. 理論解析結果와 實驗結果와의 比較檢討

以上과 같이 集中質點 多自由度系 強制비틀림

振動解析에 의한 理論解析의 結果値와 비틀림振動實驗의 結果値를 要約하면 Table 11과 같다.

本 實驗機關軸系の 共振點은 4번 핀 近處에서 나타나므로 4번 핀에서의 비틀림振動振幅값이 가장 크다. 따라서 4번 핀의 理論 解析値와 實驗測定値를 比較檢討한 바 거의 一致하였다.

그러나 實驗測定値가 理論解析値보다 共振點이 약간 높고 비틀림振動振幅이 다소 큰 경향을 나타내는 것은 機關의 運轉作動狀態 및 댐퍼의 裝着으로 인하여 發生되는 問題로 생각된다.

5. 結論

小型 高速디젤機關에서 粘性댐퍼의 비틀림振動 抑制效果를 分析檢討하기 위하여, 理論解析은 上記 機關을 等價振動系로 置換하여 集中質點 多自由度系 強制비틀림振動解析法을 使用하였다. 또 비틀림振動實驗은 質量慣性이 各各 다른 粘性댐퍼를 크랭크軸에 裝着하여 實驗하였다.

이들 結果를 檢討하여 다음과 같은 結論을 얻었다.

1. 粘性댐퍼를 裝着하였을 때에는 裝着하지 않았을 때보다 비틀림振動振幅이 約 1/2程度로 減衰되는 粘性댐퍼에 의한 減衰效果를 發見하였다.

2. 本 研究實驗에 使用한 小型高速디젤機關用 粘性댐퍼에 있어서 慣性링의 質量慣性은 I_a = 1.05 (kg cm s²)程度가 適當하다. 特히 I_a = 1.50 (kg cm s²) 以上에는 댐퍼의 減衰效果가 거의 增加되지 않고 機關에 負荷만 加重시킨다.

Table 11. Comparison of calculated value and experimental value (4th pin)

Dampers	Moment of inertia (kg cm s)	Optimum damping Coefficient (kg cm s)	Calculated value		Experimental value	
			Resonant point (rpm)	Amplitude (deg)	Resonant point (rpm)	Amplitude (deg)
Without damper	—	—	2050	0.200	2050	0.201
A1 100000cst	I _a = 1.4638	C _a ≅ 1100	1760	0.046	1770	0.053
B 1 100000cst	I _a = 1.0062	C _a ≅ 850	1830	0.058	1840	0.061
C 1 100000cst	I _a = 0.2642	C _a ≅ 250	1940	0.112	1960	0.121

3. 本實驗機関에 가장 適合한 B1 뎁퍼 ($I_d = 1.0062 \text{ kg cm s}^2$)의 最適뎁퍼 減衰係數는 $C_d = 850 \text{ (kg cm s)}$ 이었고, 또한 뎁퍼의 質量 慣性比는 $R_d = 0.509$ 이었다.

[參考文獻]

- (1) F. M. Lewis: "Torsional Vibration in Diesel Engine," Trans. Soc. Naval Architects and Marine Engineers, New York, P. 126, 1925. (Reprinted in Marine Engineering and Shipping Age, July 1926.)
- (2) 丸山浩一: "小型船用ディーゼル機関クランク軸のねじれ振動に対する考察," 日本機械学会誌, Vol. 54, No. 386, 1951.
- (3) 松井武夫: "多シリンダ内然機械のねじれ振動振幅の實驗式" 日本機械學會誌, Vol. 55, No. 389, 1952. 4.
- (4) 韓英出: "디젤機関의 비틀림 振動減衰에 關한 實驗的 研究," 大韓機械學會誌, Vol. 5, No. 2, pp. 213~219, 1975. 6.
- (5) 関, 齊藤, 岩本, 若林: "高速多シリンダディーゼル機関におけるゴムねじり振動ダンバの特性," 早大理工研報告 第38輯, 1967.
- (6) 平山, 岩本: "多シリンダディーゼル機関における粘性せん断形ねじり振動ダンバの特性について," 日本機械學會論文集, Vol. 37, No. 189, pp. 1377~1387, 1961. 8.
- (7) 関, 齊藤, 岩本: "高速多シリンダディーゼル機関における粘性ねじり振動ダンバの特性," 早大理工研究報告 第35輯, 1966.
- (8) E. J. Nestorides: "A Handbook on Torsional Vibration," Cambridge University Press; pp. 520-530, pp. 559-589, pp. 37-80, pp. 160-178, pp. 351-361, pp. 363-364, pp. 266, p. 326, 1958.
- (9) 富山修: "内燃機関のねじり振動と疲れ強さ," コロナ社, pp. 21~34, pp. 12~20, p. 4, 1970. 7 (3rd Edition).
- (10) 丸山浩一: "ディーゼル機関のねじり振動," 山海堂, pp. 20~44, pp. 93~97, pp. 114~122, 1956. 3.
- (11) 神田好作: "多数の粘性減衰要素を有するクランク軸系ねじり非規準振動モードの電子計算機による研究," 日本機械學會論文集, Vol. 32, No. 235, pp. 464~475, 1966. 3.
- (12) W. Ker Wilson: "Practical Solution of Torsional Vibration Problems," Vol. 2, Wiley New York, pp. 657-674, pp. 743-750, 1963 (3rd Edition).
- (13) 岩本, 若林: "多シリンダ機関における粘性ねじり振動ダンバの最適減衰係數についての一考察," 日本船用機関學會 第15回 學術講演, pp. 63~66, 1973. 4.
- (14) Wakabayashi, Seki: "Simulation of Torsional Vibration in Crankshafting of Diesel Engine," Bulletin of M. E. S. J. Vol. 5, No. 2, p. 139, 1977. 6.
- (15) 石野, 神崎: "高速ディーゼル機関のねじり振動ダンバの特性實驗," 早大修論, pp. 32~35, 1972. 3.
- (16) R. H. Sabersky, A. J. Acosta: "Fluid Flow," The Macmillan Company, New York, pp. 10-12, 1964.
- (17) C. M. Harris, C. E., Crede: "Shock and Vibration Handbok," McGraw-Hill Book Co., pp. 38-30, 1961.
- (18) 岩本 昭一: "粘性ねじり振動ダンバ 作動油の動的特性に関する實驗的研究," 日本船用機関學會誌, Vol. 8, No. 12, 1973. 12.