

플라이휠을 갖는 單氣筒機關의 크랭크軸 橫振動에 관한 研究

成 鍊 剛

A Study on the Lateral Vibration of Crankshaft in the Single Cylinder Engine with Flywheel

Sung Yun-Kang

目 次	
記 號 說 明	3·2 實 驗 結 果
1. 序 論	4. 數 值 計 算 及 實 驗 結 果 的 比 較 檢 討
2. 理 論 的 考 察	4·1 數 值 計 算
2·1 影 響 係 數 的 誘 導	4·2 計 算 值 與 實 驗 值 的 比 較
2·2 振 動 方 程 式	5. 結 論
3. 實 驗	參 考 文 獻
3·1 實 驗 裝 置 及 實 驗 方 法	

Abstract

The vibration problems of crankshafts in reciprocating engine have been studied for a long time, and it is now taken for granted that its basic problems have been already solved completely. Most previous studies have been concerned with torsional and axial vibrations. But, one of the important problems in uniform rotative speeds is lateral vibration.

Lateral vibration of shafts, or "whirling" as it is sometimes called, has been investigated by many investigators. Experimentation has been confined to marine machinery such as multistage turbines, centrifugal pumps and compressors, and to electrical machinery.

A certain amount of chance is involved in crankshaft-flywheel lateral vibration. Some builders of reciprocating engines have never realized it existed, simply because they never encountered crankshaft failures attributable to that cause. Others may have had rare and isolated instances of lateral vibration failures, possibly without realizing all of the mechanisms involved.

It is essential for the engine designer to be able to estimate the natural frequency of shaft system in design stage.

In this paper, a calculating method of lateral spring constants which are necessary in calculating the natural frequency of shaft system, was accomplished by the influence numbers.

A model of flywheel-crankshaft system is built and tested to get the lateral vibration of crankshaft. It is found as a result that the calculated solutions agree well with the measured data of the flywheel-crankshaft model.

〈記號說明〉

$$a = l_j/2 + h/2$$

$$b = (l_p + h)/2$$

$$l = 2(a + b)$$

l_j = 크랭크 저널의 길이

l_p = 크랭크 핀의 길이

h = 크랭크 암의 두께

D_j = 크랭크 저널의 直徑

D_p = 크랭크 핀의 直徑

E = 縱彈性係數

G = 橫彈性係數

I_c = 크랭크 軸의 慣性 모멘트

I_f = 플라이휠의 慣性 모멘트

J_1 = 저널의 直徑에 관한 斷面二次 모멘트

J_2 = 크랭크 핀의 直徑에 관한 斷面二次 모멘트

J_x = 크랭크 암의 크랭크 軸心에 관한 斷面二次 모멘트

J_y = 크랭크 암의 암길이 方向에 관한 斷面二次 모멘트

J_z = 크랭크 암의 암길이 直角方向에 관한 斷面二次 모멘트

J_p = 저널(또는 핀)의 極斷面 二次 모멘트

R = 크랭크 암의 길이

w = 크랭크 암의 幅

1. 序 論

디젤 機關軸系의 振動에서 주로 問題가 되었던 것은 비틀림 振動이었다.

비틀림 振動에 관한 基本的인 事項들은 Timoshenko, Carter, Geiger, Ker Wilson, Tuplin 등을 비롯하여 많은 사람들에 의하여 二次大戰 終了時까지 大部分 原則的인 해결을 보았다고 생각된다.

餘他の 振動問題에 대하여서는 憂慮할 程度의 支障을 招來하지 않았기 때문에 度外視 되어왔다. 그러나 最近 디젤 機關의 大形化와 高過給에 의한 馬力增大 및 低質重油의 使用으로 機關特性에 많은 變遷을 招來하고 從來에는 問題로 삼지 않았던 새로운 振動問題들이 登場하게 되었다.

여기서 주로 問題가 되었던 것은 縱 및 縱비틀림 聯成 振動이다. 縱 振動에 관해서는 Dorey,

Draminsky, Poole, Anderson, Guglielmotti, Johnson, Jeon²⁾ 등에 의해 最近에 研究가 解決을 보았다고 생각된다.

그러나 回轉이 均一한 軸에 있어서 가장 問題로 되는것은 橫振動이다. 이것을 때때로 汽缸蓋의 리블리우고 있으며 많은 사람에게 의하여 研究되어 왔다. 3), 4), 5), 6) 等에서는 대부분 多段의 汽缸, 連動 컴프, 壓縮機, 電氣機械 등과 같은 回轉機械에 限定되었었다.

그러나 몇몇 往復動機關 製造業者들은 이 原因에 起因하는 크랭크軸 切損을 經驗하기 勿論거나 橫振動이 存在한다는 것도 모른채 크랭크軸切損과 같은 事故를 겪어왔다. 現在 政府가 農村近代化를 目標로 普及에 힘쓰고 있는 揚水用 컴프, 耕松機, 噴霧用 壓縮機 등과 같은 農機具의 大部分이 單氣筒機關으로 이루어져 있다.

그러나 이러한 機械를 製造하는데 있어 振動에 관한 知識이 不足하기 때문에 때때로 일어나는 크랭크軸 切損과 같은 事故로 인한 損失이 적지않다.

本論文에서는 單氣筒機關에 있어서의 橫振動을 理論적으로 檢討하고 이를 確認하기 위하여 單一 크랭크軸 模型을 만들어서 實驗을 행함으로써 單氣筒機關의 橫振動問題를 究明하고자 한다.

2. 理論的 考察

單氣筒機關의 크랭크軸 橫振動 計算에 있어 가장 問題로 되는 것은 크랭크軸 스프링常數이다.

크랭크軸 비틀림 스프링常數는 隣接 크랭크드로우 配置의 影響을 比較的 輕微 반기 때문에 이를 無視한 近似 理論式이나 經驗式이 良好한 結果를 주어왔다.

그러나 縱스프링常數는 이것의 影響이 크기 때문에 이를 無視하고 비틀림 스프링常數와 同等的 方法으로 誘導한 計算式이 信賴할만한 結果를 주지 못하였고 따라서 恒常 問題點으로 指摘되어 왔다.

最近에 이르러 Jeon²⁾은 影響係數法에 의하여 이러한 問題點들을 解決한 바 있다. 따라서 本論文에서도 크랭크軸 橫스프링常數를 誘導함에 있어 이와같은 影響係數法을 利用함으로써 隣接 드로우나 支持點의 反모멘트 影響을 考慮에 넣은 理論的 스프링常數 計算式을 誘導하고자 한다.

이와같이 誘導된 스프링常數 計算式은 適用에 있어 어떤 前提나 制限이 있을 때문에 設計段階에서 圖面에 提示된 主要치수만으로 計算이 可能하며 어떠한 型의 크랭크軸에도 適用이 可能한 것이다.

그림 1은 單一 크랭크드로우의 모델이며 慣性 物體의 慣性 모멘트 計算은 從來의 비틀림振動 計算과 같은 方法을 利用한다. 質量計算은 피스톤, 連接棒을 包含시키지 않고 크랭크軸과 平衡錘만을 考慮한다.

한편 크랭크軸에 直交하는 軸둘레 慣性모멘트는 크랭크軸 둘레의 慣性 모멘트의 切半이라 規定한다.

單一 크랭크드로우에 있어서 플라이휠쪽 베어링 中心點을 原點으로 하고 回轉軸 中心線을 X軸, X軸에 直交하고 드로우 中心線 平面內에 있는 軸을 Y軸, X軸과 Y軸에 直交하는 軸을 Z軸으로 하는 右手座標系를 定한다.

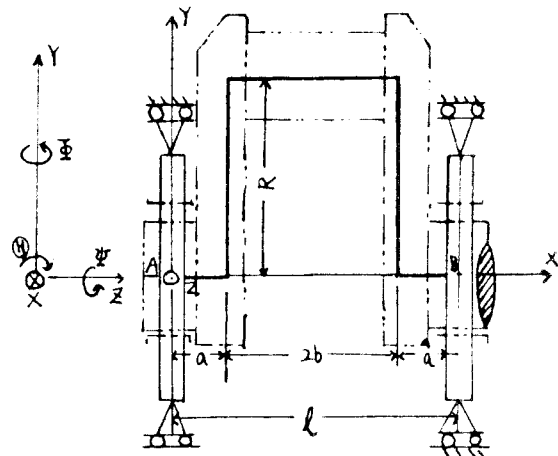


그림 1. 單一 크랭크 드로우의 모델系

이 드로우 兩端에 作用하는 힘 또는 모멘트와 變形과의 關係를 影響係數法으로 算出한다.

2.1 影響係數의 誘導

(1) Y軸 돌레의 모멘트에 의한 影響係數

그림 1에서 B端을 固定하고 A端에 Y軸 돌레의 單位 모멘트 $M_Y=1$ 을 가한때의 A점의 Φ 變位가 이때의 影響係數이다.

이 Φ 變位를 計算하기 위해서는 B端에 있어서의 反 모멘트를 알 必要가 있다. 이것은 B端을 單純 支持로 한 경우의 B端에 생기는 角變位 Ψ_B 를 計算하고 이것을 없애는데 必要한 모멘트를 구하면 된다.

크랭크軸 變形을 計算하는데 있어서는 Castigliano의 定理⁸⁾를 利用하면 매우 便利하며 이경우 各部의 비틀림과 굽힘의 變形 에너지만을 생각하면 一般的으로 充分하다.

① Y軸 돌레의 모멘트에 의한 Y軸 돌레의 不靜 定 反 모멘트의 計算

지금 Castigliano의 定理에 의하여 B端 固定點의 變位를 計算하면 다음과 같다. 다만, r 는 B端 固定 反모멘트

(a) 部材①의 變位 ($0 \leq x \leq a_1$); Y軸 돌레 굽힘 모멘트를 M_1 이라 하면

$$M_1 = \frac{(r + M_{YA})x}{l} - M_{YA} \quad \therefore \frac{\partial M_1}{\partial r} = \frac{x}{l}$$

$$\int_0^{a_1} \frac{M_1}{EJ_1} \frac{\partial M_1}{\partial r} dx = \frac{1}{EJ_1} \left\{ \frac{a_1^3}{3l^2} r + \left(\frac{a_1^3}{3l^2} - \frac{a_1^2}{2l} \right) M_{YA} \right\} \quad (1)$$

(b) 部材②의 變位 ($0 \leq y \leq R$); Y軸 돌레 굽힘 모멘트를 M_2 , Y軸 돌레 비틀 토오크를 T_2 라 하면

$$M_2 = -\frac{r + M_{YA}}{l} y \quad \therefore \frac{\partial M_2}{\partial r} = -\frac{y}{l}$$

$$T_2 = \frac{r + M_{YA}}{l} a_1 - M_{YA} \quad \therefore \frac{\partial T_2}{\partial r} = \frac{a_1}{l}$$

$$\int_0^R \frac{M_2}{EJ_x} \frac{\partial M_2}{\partial r} dy = -\frac{R^3}{3EJ_x l^2} r + \frac{R^3}{3EJ_x l^2} M_{YA} \quad (2)$$

$$\int_0^R \frac{T_2}{GJ_Y} \frac{\partial T_2}{\partial r} dy = \frac{Ra_1^2}{GJ_Y l^2} \left\{ r + \left(1 - \frac{l}{a_1}\right) M_{YA} \right\} \quad (3)$$

(c) 部材③의 變位 ($a_1 \leq x \leq a_1 + 2b (=l - a_2)$); Y軸 돌레 굽힘 모멘트를 M_3 , X軸 돌레 토오크를 T_3 라 하면

$$M_3 = M_1$$

$$T_3 = -\frac{r + M_{YA}}{l} R \quad \therefore \frac{\partial T_3}{\partial r} = -\frac{R}{l}$$

$$\int_{a_1}^{l-a_2} \frac{M_3}{EJ_2} \frac{\partial M_3}{\partial r} dx = \frac{1}{EJ_2} \left[-\frac{(l-a_2)^3 - a_1^3}{3l^2} r + \left\{ \frac{(l-a_2)^3 - a_1^3}{3l^2} + \frac{a_1^2 - (l-a_2)^2}{2l} \right\} M_{YA} \right] \quad (4)$$

$$\int_{a_1}^{l-a_2} \frac{T_3}{GJ_P} \frac{\partial T_3}{\partial r} dx = -\frac{2bR^2}{GJ_P l^2} (r + M_{YA}) \quad (5)$$

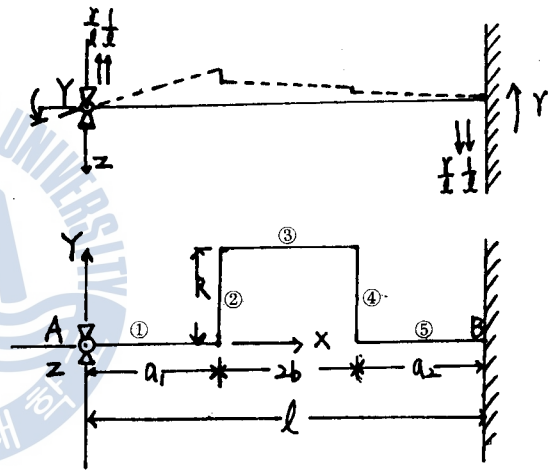


그림 2 Y軸 돌레의 모멘트에 대한 反力과 反 모멘트

(d) 部材 4의 變位 ($0 \leq y \leq R$); Y軸 둘레 굽힘 모멘트를 M_4 , Y軸 둘레의 토오프를 T_4 라 하면 $M_4 = M_2$

$$T_4 = \frac{r + M_{YA}}{l} (l - a_2) - M_{YA} \quad \therefore \frac{\partial T_4}{\partial r} = \frac{l - a_2}{l}$$

$$\int_0^R \frac{M_4}{EJ_X} \frac{\partial M_4}{\partial r} dy = \frac{R^3}{3EJ_X l^2} r + \frac{R^3}{3EJ_X l^2} \quad (6)$$

$$\int_0^R \frac{T_4}{GJ_Y} \frac{\partial T_4}{\partial r} dy = \frac{R(l - a_2)^2}{GJ_Y l^2} \left\{ r - \frac{a_2}{l} \right\} \quad (7)$$

(e) 部材 5의 變位 ($l - a_2 \leq x \leq l$); Y軸 둘레 굽힘 모멘트를 M_5 라 하면 $M_5 = M_1$

$$\int_{l-a_2}^l \frac{M_5}{EJ_1} \frac{\partial M_5}{\partial r} dx = \frac{1}{EJ_1} \left[\frac{l^3 - (l - a_2)^3}{3l^2} r + \left\{ \frac{l^3 - (l - a_2)^3}{3l^2} + \frac{(l - a_2)^2 - l^2}{2l} \right\} \right] \quad (8)$$

以上에 의하여 B단의 變位는 반모멘트 r에 의하여 0이 되므로 (a)~(e)까지의 變位の 合計는 0이 되어야 한다. 따라서 이들의 合計를 0이라 놓고 이로부터 r를 구하면

$$r = \frac{B}{A} \quad (9)$$

다만, 여기서

$$A = \frac{a_1^3 + l^3 - (l - a_2)^3}{3EJ_1 l^2} + \frac{(l - a_2)^3 - a_1^3}{3EJ_2 l^2} + \frac{2bR^2}{GJ_Y l^2} + \frac{R(l - a_2)^2 + a_1^2}{GJ_Y l^2} + \frac{2R^3}{3EJ_X l^2}$$

$$B = \frac{(l - a_2)^3 - l^3 - a_1^3}{3EJ_1 l^2} + \frac{l^2 + a_1^2 - (l - a_2)^2}{2EJ_1 l} + \frac{a_1^3 - (l - a_2)^3}{3EJ_2 l^2} + \frac{(l - a_2)^2 - a_1^2}{2EJ_2 l}$$

$$+ \frac{Ra_1(l - a_1)}{GJ_Y l^2} + \frac{(l - a_2)a_2 R}{GJ_Y l^2} - \frac{2R^3}{3EJ_X l^2} - \frac{2bR^2}{GJ_Y l^2}$$

② Y軸 둘레의 모멘트에 의한 影響係數의 計算

影響係數 $f_{\theta\theta}$ 는 A端에 單位모멘트가 作用할 때의 A端의 變位이므로 다음과 같이 計算된다.

(a) 部材 1의 變位 ($0 \leq x \leq a_1$); Y軸 둘레의 굽힘 모멘트를 M_1 이라 하면

$$M_1 = \frac{(r+1)M_{YA}}{l} x - M_{YA} \quad \therefore \frac{\partial M_1}{\partial M_{YA}} = \frac{r+1}{l} x - 1$$

$$\int_0^{a_1} \frac{M_1}{EJ_1} \frac{\partial M_1}{\partial M_{YA}} dx = \frac{1}{EJ_1} \left\{ \frac{(r+1)^2 a_1^3}{3l^2} - \frac{(r+1)}{l} a_1^2 + a_1 \right\} \quad (10)$$

(b) 部材 2의 變位 ($0 \leq y \leq R$); Y軸 둘레의 굽힘 모멘트를 M_2 , Y軸 둘레의 토오프를 T_2 라 하면

$$M_2 = - \frac{(r+1)M_{YA}}{l} y \quad \therefore \frac{\partial M_2}{\partial M_{YA}} = - \frac{r+1}{l} y$$

$$T_2 = \frac{(r+1)M_{YA}}{l} a_1 - M_{YA} \quad \therefore \frac{\partial T_2}{\partial M_{YA}} = \frac{r+1}{l} a_1 - 1$$

$$\int_0^R \frac{M_2}{EJ_X} \frac{\partial M_2}{\partial M_{YA}} dy = \frac{R^3(r+1)^2}{3EJ_X l^2} \quad (11)$$

$$\int_0^R \frac{T_2}{GJ_Y} \frac{\partial T_2}{\partial M_{YA}} dy = \frac{R}{GJ_Y l^2} \left\{ (r+1)^2 a_1^2 - 2a_1 l (r+1) + l^2 \right\} \quad (12)$$

(c) 部材 3의 變位 ($a_1 \leq x \leq a_1 + 2b = l - a_2$); Y軸 둘레의 굽힘 모멘트를 M_3 , X軸 둘레 토오프를 T_3 라 하면

$$M_3 = M_1$$

$$T_3 = - \frac{(r+1)M_{YA}}{l} R \quad \therefore \frac{\partial T_3}{\partial M_{YA}} = - \frac{r+1}{l} R$$

(6)

韓國海洋大學 大學院論文集 第2輯

$$\int_{a_1}^{l-a_2} \frac{M_3}{EJ_2} \frac{\partial M_3}{\partial M_{YA}} dx = \frac{1}{EJ_2} \left[\frac{(r+1)^2}{3l^2} \left\{ (l-a_2)^3 - a_1^3 \right\} - \frac{(r+1)}{l} \left\{ (l-a_2)^2 - a_1^2 \right\} + 2b \right] \quad (13)$$

$$\int_{a_1}^{l-a_2} \frac{T_3}{GJ_P} \frac{\partial T_3}{\partial M_{YA}} dx = \frac{2R^2 b (r+1)^2}{GJ_P l^2} \quad (14)$$

(d) 部材④의 變位 $\{0 \leq y \leq R\}$; Y軸 둘레 굽힘 모멘트를 M_4 , Y軸 둘레 토오크를 T_4 라 하면 $M_4 = M_2$

$$T_4 = \frac{(r+1)M_{YA}}{l} (l-a_2) - M_{YA} \quad \therefore \frac{\partial T_4}{\partial M_{YA}} = \frac{r+1}{l} (l-a_2) - 1$$

$$\int_0^R \frac{M_4}{EJ_X} \frac{\partial M_4}{\partial M_{YA}} dy = \frac{R^3 (r+1)^2}{3EJ_X l^2} \quad (15)$$

$$\int_0^R \frac{T_4}{GJ_Y} \frac{\partial T_4}{\partial M_{YA}} dy = \frac{R}{GJ_Y l^2} \left\{ rl - a_2 (r+1) \right\}^2 \quad (16)$$

(e) 部材⑤의 變位 $\{l-a_2 \leq x \leq l\}$; Y軸 둘레 굽힘 모멘트를 M_5 라 하면

$$M_5 = M_1$$

$$\int_{l-a_2}^l \frac{M_5}{EJ_1} \frac{\partial M_5}{\partial M_{YA}} dx = \frac{(r+1)^2}{3EJ_1 l^2} \left\{ l^3 - (l-a_2)^3 \right\} - \frac{(r+1)}{EJ_1 l} \left\{ l^2 - (l-a_2)^2 \right\} + \frac{a_2}{EJ_1} \quad (17)$$

以上の (a)~(e)를 합한 것이 A점의 Y軸 둘레 變位이므로 影響係數 $f_{\phi\phi}$ 는

$$\begin{aligned} f_{\phi\phi} = & \frac{(r+1)^2}{3EJ_1 l^2} \left\{ a_1^3 + l^3 - (l-a_2)^3 \right\} - \frac{(r+1)}{EJ_1 l} \left\{ a_1^2 + l^2 - (l-a_2)^2 \right\} + \frac{a_1 + a_2}{EJ_1} \\ & + \frac{(r+1)^2}{3EJ_2 l^2} \left\{ (l-a_2)^3 - a_1^3 \right\} - \frac{(r+1)}{EJ_2 l} \left\{ (l-a_2)^2 - a_1^2 \right\} + \frac{2b}{EJ_2} + \frac{2R^3 (r+1)^2}{3EJ_X l^2} \\ & + \frac{R \left\{ (r+1)a_1 - l \right\}^2}{GJ_Y l^2} + \frac{R}{GJ_Y l^2} \left\{ rl - a_2 (r+1) \right\}^2 + \frac{2bR^2 (r+1)^2}{GJ_P l^2} \end{aligned} \quad (18)$$

(2) Z軸 둘레의 모멘트에 의한 影響係數

反 모멘트를 ρ , 影響係數를 $f_{\psi\psi}$ 라 하면 같은 방법으로 다음과 같이 구하여 진다.

① Z軸 둘레의 不靜定 反 모멘트

$$\rho = \frac{D}{C} \quad (19)$$

다만, 여기서

$$\begin{aligned} C = & \frac{l^3 + a_1^3 - (l-a_2)^3}{3J_1 l^2} + \frac{(l-a_2)^3 - a_1^3}{3J_2 l^2} \\ & + \frac{R \{ a_1^2 + (l-a_2)^2 \}}{J_Z l^2} \end{aligned}$$

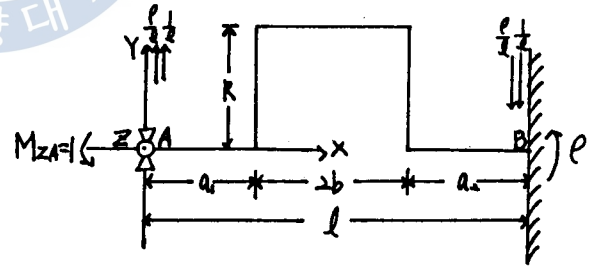


그림 3 Z軸 둘레의 모멘트에 대한 反力과 反 모멘트

$$D = \frac{(l-a_2)^3 - a_1^3 - l^3}{3J_1 l^2} + \frac{a_1^2 - a_2^2 + a_2 l}{J_1 l} + \frac{b}{J_2} - \frac{(l-a_2)^2 - a_1^2}{3J_2 l^2} + \frac{2Ra_2(l-a_2)}{J_Z l^2}$$

② Z軸 둘레의 모멘트에 의한 影響係數

$$\begin{aligned} f_{\psi\psi} = & \frac{1}{EJ_1} \left[a_1 + a_2 - \frac{(\rho+1) \{ l^3 + a_1^3 - (l-a_2)^3 \}}{l} + \frac{(\rho+1)^2 \{ l^3 + a_1^3 - (l-a_2)^3 \}}{3l^2} \right] \\ & + \frac{1}{EJ_2} \left[2b - \frac{(\rho+1) \{ (l-a_2)^2 - a_1^2 \}}{l} + \frac{(\rho+1)^2 \{ (l-a_2)^2 - a_1^2 \}}{3l^2} \right] \\ & + \frac{R}{EJ_Z l^2} \left[\left\{ l - (\rho+1)a_1 \right\}^2 + \left\{ l\rho - (\rho+1)a_2 \right\}^2 \right] \end{aligned} \quad (20)$$

2.2 振動 方程式

플라이휠의 質量과 크랭크軸 質量의 크기에 差異가 적으면 質量에 의한 聯成振動이 일어난다. 그러나 現在 使用中인 大部分의 單氣筒機關은 큰 플라이휠을 갖고 있다.

플라이휠이 클 때는 축의 質量은 상대적으로 작기 때문에 無視하고 따라서 크랭크軸 質量에 의한 聯成振動도 無視한다. 크랭크軸의 스프링常數는 앞서 구한 影響係數의 逆數이다.

그림 1과 같이 等價系로 바꾸어 놓은 플라이휠을 갖는 單一 크랭크 드로우의 振動 方程式은 다음과 같다.

$$I \frac{d^2\theta}{dt^2} + k\theta = 0 \tag{21}$$

이로부터

$$\text{角振動數} : \omega_c = \sqrt{\frac{k}{I}} \text{ (rad/sec)} \tag{22}$$

$$\text{振動數} : f = \frac{\omega_c}{2\pi} \text{ (Hz)} \tag{23}$$

여기서,

$I = \frac{1}{2} I_f + \frac{1}{4} I_c$: 플라이휠의 直徑方向의 慣性 모멘트 + 크랭크軸 直徑方向의 慣性 모멘트의 절반

$k = \text{影響係數의 逆數} \left(\frac{1}{f_{\Phi\Phi}} \text{ 혹은 } \frac{1}{f_{\Psi\Psi}} \right)$

$\theta = \text{크랭크軸의 角變位} (\Phi \text{ 혹은 } \Psi)$

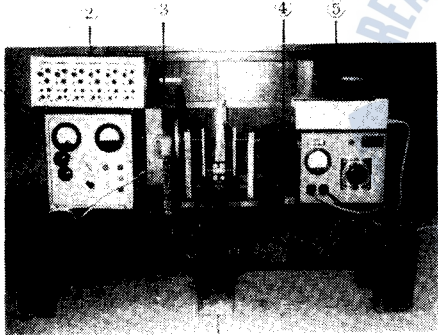


그림 4 實驗裝置의 全體配置圖

- ① 周波數發生器
- ② 動的스트레이크인 增幅器
- ③ 加振器(電磁石)
- ④ 브릿지 박스
- ⑤ 直視式 電磁 오실로그래프
- ⑥ 自動電壓調整器

3. 實 驗

3.1 實驗裝置와 實驗方法

實驗裝置는 數值計算이 便利하도록 單純化된 크랭크軸 模型을 만들었으며 一端에 固定된 플라이

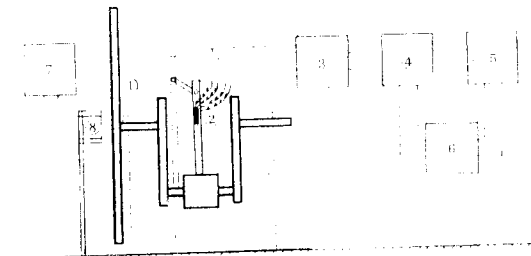
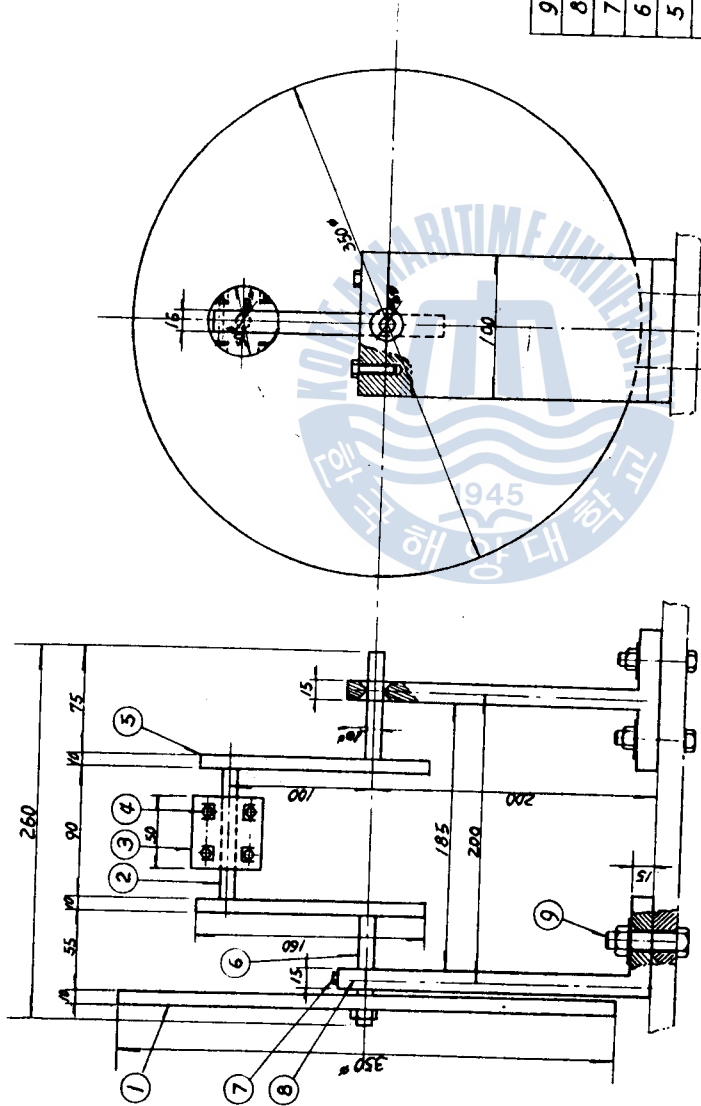


그림 5 實驗裝置의 系統圖

- ① 플라이휠
- ② 스트레이크인 게이지
- ③ 브릿지 박스
- ④ 動的 스트레이크인 增幅器
- ⑤ 오실로그래프
- ⑥ 自動 電壓 調整器
- ⑦ 周波數 發生器
- ⑧ 加振器(電磁石)



9	軸受	固定	1.5000
8	軸受	軸	
7	軸受	軸	1.5000
6	크리크	자갈	
5	크리크	자갈	
4	輪	固定	1.5000
3	크리크	자갈	
2	크리크	자갈	
1	크리크	자갈	
品名			
製法	三角法	尺度	1/4
圖名	模型 크리크 組立圖		

그림 6 模型 크리크 組立圖

휠을 自作電磁石으로 加振하였다. 電磁石에 供給되는 펄스의 周期를 變化시켜서 模型 크랭크의 共振點을 計測하였다.

그림 4는 實驗裝置의 全体 配置圖이고 그림 5는 그의 系統圖이다.

그림 6은 實驗裝置의 模型 크랭크 組立圖이다.

表 1은 模型 크랭크의 寸수와 計算資料이다.

表 1 模型 크랭크의 寸수와 計算資料

項 目	數 值	單 位	項 目	數 值	單 位
D_j	1.0	cm	I_f	1.18009	kg·sec ² ·cm
D_P	1.0	cm	I_C	0.09902	kg·sec ² ·cm
R	10	cm	J_1	0.04909	cm ⁴
h	1.0	cm	J_2	0.04909	cm ⁴
w	1.6	cm	J_P	0.09817	cm ⁴
a_1	5.0	cm	J_X	0.34133	cm ⁴
a_2	5.0	cm	J_Y	0.32592	cm ⁴
b	5.0	cm	J_Z	0.13333	cm ⁴
l	20	cm	E	2.12×10^6	kg/cm ²
G	0.84×10^6	kg/cm ²			

$$*J_Y = C_1 w h^3, \quad \frac{w}{h} = \frac{1.6}{1.0} = 1.6 \text{ 일 때 } C_1 = 0.2037$$

플라이휠과 크랭크軸은 축에 나사를 만들어서 固定하였고 휠 중앙에는 往復質量을 代身하는 重量物을 달았다.

測定裝置로서는 크랭크휠 中央에 스트레인 게이지(日本 共和電業社製, KF-5-C1-11)를 兩面に 附着한 얇은 鐵板을 固定시켜 브릿지 박스를 經由하여 動的 스트레인 增幅器(日本 共和電業社製, DPM-100A)에 連結하고 直視式 電磁오실로그래프(日本 共和電業社, RAPET RMS-11EPT)에 의한 觀測과 記錄을 行하였다.

3.2 實驗 結果

그림 7의 (A)~(E)와 그림 8의 (A)~(E)는 오실로 그래프의 測定 記錄이며 그림 9는 이들의 振幅을 加振振動數에 대하여 表示한 것이다. 이로부터 알 수 있는 바와같이 Y軸 둘레(크랭크 드로우 直角方向)에 대하여서는 18Hz 附近에서, Z軸(크랭크 드로우 平面内)에 대하여서는 24Hz 附近에서 共振點이 나타나고 있다.



(A)



(B)



(C)



(D)

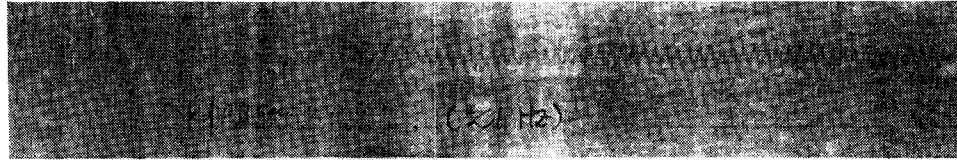


(E)

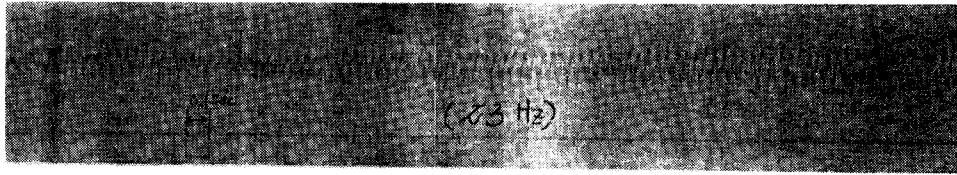
그림 7. 模型 크랭크의 Y軸 둘레 모멘트에 의한 振動記錄

記錄紙速度 : 4cm/sec

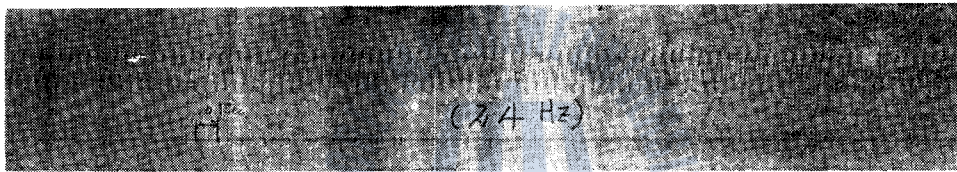
갈바노미터 : MS-400BH



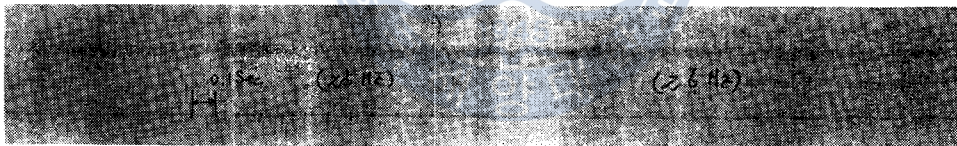
(A)



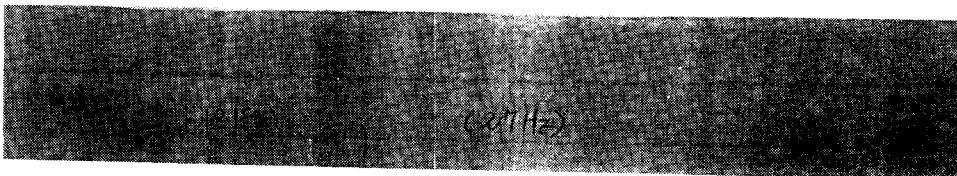
(B)



(C)



(D)



(E)

그림 8 模型 크랭크의 Z軸 돌레 모멘트에 의한 振動記錄
記錄紙速度 : 4cm/sec
감마노미터 : MS-400BH

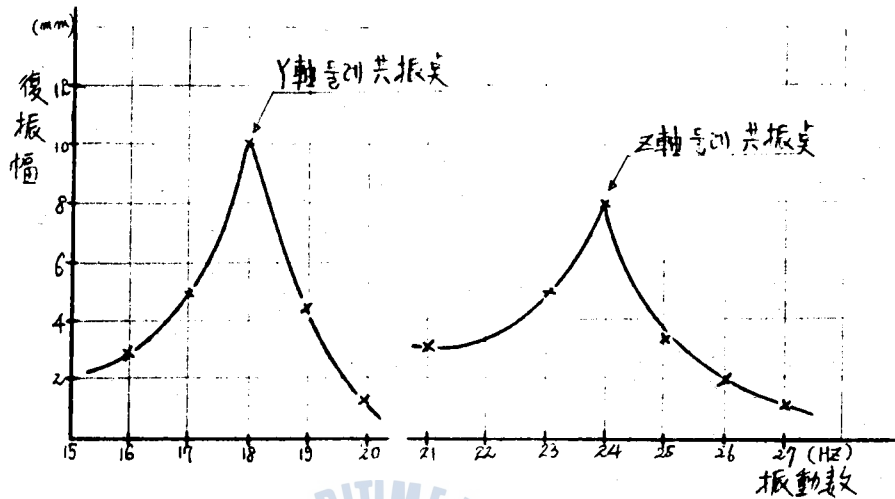


그림 9 振動振幅曲線

4. 數值計算과 實驗結果의 比較檢討

4.1 數值計算

표 1의 資料에 의하여 模型 크랭크軸系의 計算을 影響係數法으로 行하면 表2와 같다.

表 2 模型 크랭크의 計算值

Y軸 돌레의 不靜定 反 모멘트 (kg·cm)	Y軸 돌레의 모멘트에 의한 영향계수 (rad/kg·cm)	Y軸 돌레의 모멘트에 의한 스프링상수 (kg·cm/rad)
0.10967	118.07052×10^{-6}	8469.5146
Z軸 돌레의 不靜定 反 모멘트 (kg·cm)	Z軸 돌레의 모멘트에 의한 영향계수 (rad/kg·cm)	Z軸 돌레의 모멘트에 의한 스프링상수 (kg·cm/rad)
0.52566	62.35987×10^{-6}	16035.953

質量 慣性 모멘트는 $\frac{1}{2}I_r + \frac{I_c}{4} = 0.6148 \text{ kg} \cdot \text{sec}^2 \cdot \text{cm}$ 이므로 이들을 식 (22), (23)에 代入하면 固有角振動數는 각각 117.37141, 161.50294 rad/sec로 되고 共振周波數는 각각 18.68, 25.70 Hz로 된다.

4.2 計算値와 實驗値의 比較

앞서 구한 計算에 의한 固有振動數와 前節에서 測定한 實驗結果를 比較하면 表3과 같다.

表 3 計算에 의한 固有振動數와 實驗値의 比較

振動型	實驗	計算	實驗/計算
Y軸 돌레 橫振動	18 Hz	18.68 Hz	0.964
Z軸 돌레 橫振動	24 Hz	25.70 Hz	0.934

5. 結 論

以上으로 크랭크軸系의 橫振動을 影響係數法으로 計算한 스프링常數를 利用하여 구하여 보았다. 模型 크랭크軸系에 대한 理論的 計算値와 實驗値와는 比較的 잘 맞고 있다. 單氣筒機關製作會社는 그 規模가 작으며 專門的 知識을 갖는 技術者도 별로 없는 實情이다.

本 論文에서 提示한 方法에 의할것 같으면 專門 知識이 별로 없이도 比較的 簡單하게 計算이 可能하며 結果도 信賴할만한 값을 주고 있어 便利하게 利用할 수 있을 것이다.

끝으로 本 論文에서는 간단한 플라이휠을 갖는 單氣筒機關에 관하여 考察하였으나 船用으로 쓰이는 大型 機關에 適用하기 위해서는 多氣筒 機關에 대한 研究가 必要하다.

參 考 文 獻

- 1) 機關振動研究委員會, 1968年における研究委員會の活動狀況, 日本船用機關學會誌 第4卷 4號 (1969. 6.), p. 233.
- 2) 全孝重, 船用內燃主機關クランク軸系ねじり連成振動のマトリクス解法に關する研究, 東大機械工学論文集, 第5輯(1971), pp. 63~70.
- 3) S. Timoshenko, "Vibration Problems in Engineering", Chapter IV § 43(1955), pp. 268~281.
- 4) J. P. Den Hartog, "Mechanical Vibrations", Chapter VI (1956).
- 5) C. M. Lowell, "Lateral Vibrations in Reciprocating Machinery", Mechanical Engineering Vol. 81, (1959. 4.), pp. 74~75.
- 6) E. H. Hull, "Shaft Whirling as Influenced by Stiffness Asymmetry", Journal of Engineering for Industry, Paper No. 60-WA252(1961. 5.) pp. 219~226.
- 7) R. B. Green, "Gyroscopic Effects in the Critical Speeds of Flexible Rotors", Journal of Applied Mechanics, Paper No. 48-SA-3(1948. 12.), pp. 369~376.
- 8) S. Timoshenko, "Strength of Materials", Part I, § 72(1955), pp. 328~335.
- 9) 津田公一, "機械力學", 山海堂(1961), pp. 40~51.

