

參 考 文 獻

1. 全孝重, 金喜徹, “船舶推進軸系の 橫振動 計算에 關한 研究”, 韓國船用機關學會誌 第三卷 一號, 1979, p. 2~18.
2. 全孝重, 安時榮, “傳達매트릭스法에 의한 多點支持軸系の 聯成自由橫振動計算에 關한 研究”, 韓國船用機關學會誌 第七卷 一號, 1983, p. 49~63.
3. 全孝重, 趙錫守, “變化하는 斷面の 門型構造物の 振動計算에 關한 研究”, 韓國船用機關學會誌 第九卷 三號, 1985, p. 214~224.
4. Jasper, N.H and Rupp, L. A., An Experimental and Theoretical Investigation of Propeller Shaft Failures, SNAME, Vol.60, 1952, p. 314~381
5. Panagopoulos, E., Design Stage Calculations of Torsional, Axial and Lateral Vibrations of Marine Shafting, SNAME, Vol.58, 1952, p. 329~384
6. Vassilopoulos, L. and Bradshaw, R., Coupled Transverse Shaft Vibrations of Modern Ships, ISP, Vol.21, No.239, 1974, p. 193~219.
7. Hylarides, S., Transverse Vibrations of Ship's Propulsion System, ISP, Vol.22, No.252, 1975, p. 275~288
8. Wevers, Jr. L. J., Transverse Vibrations of Ship's Propulsion System, ISP, Vol.22, 1975, p. 375~384.
9. Rockey, K. C., Evans, H. R, Griffiths, D. W. and Nethercot, D. A, The Finite Element Method, Crosby Lockwood Staples in London, 1975.
10. Bathe, K. J. and Wilson, E. L., Numerical Methods in Finite Element Analysis, Prentice-Hall, Inc., 1976
11. Mario Paz, Structural Dynamics, Litton Education Publishing, Inc., 1980
12. Tse, F. S., Morse, I. E, and Hinkle, R. T., Mechanical Vibrations Allyn and Bacon, Inc., 1978.

디젤機關 着火失敗가 크랭크軸系 비틀림 振動에 미치는 影響의 理論的 考察

林 永 福

A Theoretical Investigation of Misfiring Effects on
the Crankshaft Torsional Vibration of Diesel Engine

Lim Young-bok

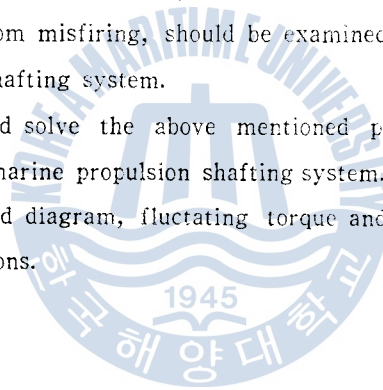
〈目 次〉

- Abstract
記號說明
1. 머 리 말
 2. 密閉사이클의 電算시뮬레이션
 - 2.1 燃燒化學 方程式
 - 2.2 密閉사이클의 計算法
 3. 着火失敗에 의한 變動토크 計算
 4. 着火失敗時의 비틀림振動 計算
 - 4.1 起振에너지
 - 4.2 減衰에너지
 - 4.3 비틀림振動應力の 計算
 - 4.4 着火失敗時의 비틀림振動 應力計算
 5. 計算實例
 6. 結 論
- 參考文獻

Abstract

Since the oil shock of '70s the engine makers have developed new types of diesel engine with low fuel consumption. There is an obvious tendency towards the use of poorer quality fuels, such as the residual oil from chemical processes of refinery. The shaft driving generators is also widely adopted on behalf of the auxiliary diesel engines, which are driving on the expensive diesel oil and have high fuel oil consumption rates, and some main propulsion diesel engines are equipped with reduction gear systems to get better propulsive efficiency by slower propeller revolutions. The propulsion shafting system equipped with the shaft driving generator or the geared diesel engine shafting system has flexible couplings, and it requires extensive investigations of the torsional vibration and torque fluctuation in order to ensure the acceptable operation range in service. The characteristics of misfiring must be especially examined for the high viscosity fuels to be used. Both torsional vibration and fluctuating torque resulted from misfiring, should be examined for their effects on the flexible coupling and propulsion shafting system.

This paper is to investigate and solve the above mentioned problems which must be predicted on the design-stage of marine propulsion shafting system. A computer program is developed to calculate the indicated diagram, fluctating torque and torsional vibration for both normal and misfiring conditions.



記號說明

A_s : 冷却水와 接하는 面積	R : 레이놀드 數
a_i : 段階 末期 各成分의 物數	R_{mol} : 시린더內 가스 物數
b_i : 段階 初期 各成分의 物數	r : 크랭크 半徑
C_P : 定壓比熱	S : 行程
C_S : 推進器減衰係數	T : 시린더內 溫度($^{\circ}K$)
C_R : 壓縮比	T_C : 段階初期와 末期溫度的 平均値
C_V : 定壓比熱	T_W : 시린더內部 壁面의 溫度
D : 시린더 內徑	V : 시린더 體積
dE : 內部에너지 變化	V_C : 시린더 壓縮間隔
dQ : 界에 加해진 熱量	V_P : 平均피스톤 速度
dW : 界가 한일	w : 사이클當 噴射된 燃料의 物數
J_i : 慣性質量 모멘트	Z_P : 極斷面係數
dm_f : 段階에서 燃燒된 燃料의 物數	W_I : 起振에너지
k : 熱傳達率	W_E : 機關減衰 에너지
K_t : 軸비틀림 剛性	W_H : 히스테리시스 減衰에너지
l : 連接棒의 길이	W_P : 推進器 減衰에너지
m_a : 往復運動部의 質量	α : 크랭크 角度
M_i : 燃料 噴射量	α_P : 推進器 減衰係數
M_w : 燃燒準備가 되지않은 燃料의 物數	β_i : 크랭크軸先端에 대한 比振幅
M_{ti} : 비틀림 振動 모멘트	ε : 減衰係數
N_m : 分當回轉數	θ : 비틀림振動 振幅
N_S : 秒當回轉數	θ' : 비틀림 角
P : 燃料準備率	θ_1 : 크랭크軸 先端振幅
P_1, P_2 : 段階初期와 末期의 壓力	θ_{st} : 平衡振幅
P_C : 가스壓力	λ : 크랭크 半徑/連接棒 길이
P_{O_2} : 시린더內 酸素의 分壓	μ : 가스의 粘性係數
P_S : 機關의 出力	ρ : 가스의 密度
q_{vs} : 低位發熱量	σ_a : 應力의 振幅
q_i : 크랭크軸에 作用하는 瞬間토크	τ : 비틀림 振動 應力
Q_i : 크랭크軸에 作用하는 토크	ω : 角速度
R : 燃料燃燒率	ω_P : 推進器의 角速度

1. 머 리 말

1973년과 1979년의 2차례 일어난 油類波動으로 인한 燃料消費率을 갖는 船用디젤기관의 需要가 한층 高揚되었으므로 이에 對應하여 各 機關製作會社는 새로운 機種의 機關을 開發하게 되었다. 또한 船用디젤기관의 燃料로서 利用되는 殘渣油는 그의 質이 顯著히 低下하는 傾向이 일어나고 있으며 값비싼 燃料를 多量으로 消費하는 디젤補助發電機를 設置하는 目的의 船舶主機關의 推進에너지 一部를 利用하는 軸發電機를 設置한 船舶이 登場하였다. 한편 機關의 熱效率을 높이고 推進效率을 向上시키는 爲하여 低速, 少數실린더 및 超長行程 機關이 登場하였다. 이러한 種類의 機關은 비틀림 振動 및 토오크變動이 增加하게 된다. 또한 高粘度低質油를 使用하는 機關은 着火失敗의 發生危險이 있고 특히 軸發電機를 設置할 경우나 推進器 回轉數를 低下시킨 때 彈性커플링을 利用하여 增進齒車나 減速齒車를 連結하므로 安全한 運轉을 確保하기 爲하여 着火失敗時의 推進軸系 토오크變動의 增加와 비틀림振動狀態의 變動을 豫見하여 彈性커플링을 備하여 推進軸系 全體에 미치는 影響을 把握하여야 한다.

本 論文은 着火失敗가 發生하였을 때 推進軸系에 일어날 수 있는 여러가지 問題를 機關의 設計段階에서 豫測하고 解決하기 爲한 것이다.

먼저 大形2行程 船用디젤機關의 基本要件만으로 電算시뮬레이션을 行하여 機關의 指壓線圖를 計算하고 이로부터 定常變動토오크와 着火失敗時의 變動토오크를 計算한다. 이들을 調和分析하여 起振하모닉 係數를 얻고 이들 起振하모닉 係數로부터 調和起振力을 얻으며 이것으로 비틀림振動 應力을 計算하여 着火失敗時에 일어날 수 있는 狀況을 豫測한다. 또한 機關製作者가 提示한 結果와 本 論文 電算프로그램으로 計算한 結果를 서로 比較 檢討하였다.

2. 密閉사이클의 電算시뮬레이션

機關시뮬레이션 方法은 한 사이클을 크랭크角度에 따라 여러段階로 나누어 計算한다. 그 分割度는 크랭크角度 1° 로 한다. 또한 燃料噴射率과 燃燒率을 考慮하며 熱損失도 每段階마다 計算한다. 사이클計算은 閉鎖사이클 期間, 즉 吸入밸브가 닫혔을 때부터 始作하여 壓縮, 燃燒, 膨脹過程을 計算한後 排氣밸브가 열리기 直前까지를 計算한다.

디젤엔진의 燃燒系는 매우 複雜하다. 그 複雜性은 수많은 計算을 要求하고 이를 收容할 爲한 計算法이 確立되어 있지 않으므로 다음의 假定에 의해 計算을 單純化한다.

- (1) 系外로의 熱損失은 冷却水에 의한 熱傳達란을 考慮한다.
- (2) 실린더사이클 初期吸入狀態의 壓力과 溫度는 一定한 것으로 본다.
- (3) 실린더에서의 壓力波影響은 無視한다. 즉, 실린더內의 氣의 狀態는 均一하다.
- (4) 실린더의 排氣氣는 完全히 除去되어 殘留氣는 없다.
- (5) 燃料은 炭素와 水素로만 되어있고 燃料의 成分은 重量퍼센트로 나타낸다.

2.1. 燃燒化學 方程式

燃燒室內에서 燃燒過程에 參與하는 것은 燃料과 酸素뿐이며 窒素는 吸入된 그대로 排出된다고 본다. 따라서 燃燒化學 方程式은



만약 dm_f 몰의 燃料가 微少時間 dt 동안에 燃燒한다면 실린더內의 燃料물은 dm_f 만큼 減少하게 되며 酸素물도 $\left(n + \frac{m}{4}\right)dm_f$ 만큼 減少하게 된다. 反面에 二酸化炭素와 물의 物數는 各各 $ndm_f, \frac{m}{2}dm_f$ 만큼씩 增加한다.

燃燒過程동안 실린더 內에는 燃料, 酸素, 窒素, 二酸化炭素 및 水蒸氣가 存在한다. 이들은 微少時間 dt 의 初期를 記號 b_i 로 末期를 a_i 로 表示하면 다음 式과 같이 된다

$$b_1CO_2 + b_2H_2O + b_3O_2 + b_4N_2 + b_5C_nH_m \quad (2)$$

時間 $t_2 = t_1 + dt$ 에서는

$$a_1CO_2 + a_2H_2O + a_3O_2 + a_4N_2 + a_5C_nH_m \quad (3)$$

여기서 燃料 C_nH_m 의 dm_f 몰이 微少時間 dt 에서 燃燒하면 a_i 와 b_i 의 關係는 다음과 같다.

$$\begin{aligned} a_1 &= b_1 + dm_f & a_2 &= b_2 + \frac{m}{2}dm_f \\ a_3 &= b_3 - \left(n + \frac{m}{4}\right)dm_f & a_4 &= b_4 & a_5 &= b_5 - dm_f \end{aligned} \quad (4)$$

그리고 실린더 內의 에너지平衡은 系에 加해진 熱量 dQ , 系가 한 일 dW 및 内部에너지변화 dE 의 項으로 이루어진 熱力學第一法則으로 表示할 수 있으며 아래와 같다.

$$\begin{aligned} dQ - dW &= dE \\ &= (E[T_2] - E_2[T_s]) - (E[T_1] - E_1[T_s]) + dm_f q_{vs} \end{aligned} \quad (5)$$

여기서 T_1, T_2, T_s 는 各各 反應前, 反應後 및 基準狀態에서의 溫度, $E[T_1], E[T_2]$ 는 反應前과 反應後의 内部에너지, $E_1[T_s], E_2[T_s]$ 는 基準溫度 T_s 에 대한 反應前과 反應後의 内部에너지, dm_f 는 燃燒된 燃料量, q_{vs} 는 燃料의 發熱量이다. (5)式은 모든 燃燒사이클에 利用할 수 있는 가장 一般的인 方程式이다.

2.1.1. 燃燒室에서의 熱傳達

(5)式에서의 dQ 는 燃燒室로부터 外部에로의 熱傳達이나 혹은 壓縮初期에 있어서 실린더 壁面으로부터 가스로의 熱傳達을 나타낸다. 이 熱傳達에 관한 計算은 상당히 複雜하므로 보통 Eichelberg [2], Annand [2], Woschni [2] 등의 式을 利用한다. 本 研究에서는 Annand의 式을 利用하며 그 式은 아래와 같고 時間當의 熱傳達量을 表示한다.

$$\frac{dQ}{dt} = A_s |a \cdot \frac{k}{D}(R_s) \cdot b \cdot (T_c - T_w) + C \cdot (T_c^4 - T_w^4)| (J/S) \quad (6)$$

여기서 常數 a, b, c 는 定常狀態의 熱傳達 平衡으로 부터 推定한 것과 全體 熱傳達의 퍼센트를 比

較해서 얻은 輕微值이다. 그리고 A_s 는 冷却水와 接하는 面積, D 는 실린더 內徑, T_c 는 燃燒室內 各 計算階前後 溫度의 平均値, T_w 는 실린더內部 端面的 溫度이다. R_i 는 레이놀드 數의 1/4 次方과 같다.

$$R_i = \rho \frac{V_P}{\mu} \quad (7)$$

여기서 V_P 는 平均피스톤 速度이고 秒當回轉數 N_s 와 行程距離 S 와의 곱의 배인 $2N_s S$ 이다. ρ 는 가스의 密度이며 μ 는 가스의 粘滯係數로서 溫度와 成分의 函數이다. 熱傳達率 k 는 定壓比熱 C_p 와 0.7의 Prandtl數의 1/4 次方의 乘積과 같은 關係가 있다.

$$k = \frac{C_p \mu}{0.7} \quad (8)$$

A_s 는 冷却水와 接하고 있는 露出表面積이며 아래와 같다.

$$A_s = \frac{\pi D^2}{4} + \frac{V}{\left(\frac{D}{4}\right)} \quad V: \text{실린더 體積} \quad (9)$$

(6)式을 微少時間 dt 로 되어 있으므로 크랭크 角度 α 當의 熱傳達量으로 보치면

$$dQ = \frac{dQ}{dt} \cdot \frac{dt}{d\alpha} \cdot d\alpha = \frac{1}{360N_s} \cdot \frac{dQ}{dt} \cdot d\alpha \quad (10)$$

2·1·2. 燃燒室에서의 일

일의 項 dW 는 실린더 平均壓力으로 부터 다음과 같이 얻어진다.

$$dW = \left[\frac{P_1 + P_2}{2} \right] (V_2 - V_1) \quad (11)$$

여기서 실린더體積 V 는 실린더 內徑을 D , 行程을 S , 連接棒길이를 l , 그리고 間隔體積을 V_c 라 할 때 다음과 같다.

$$V = V_c + \left[\frac{\pi D^2}{4} \right] \left(\frac{S}{2} \right) \left(1 + \frac{l}{S} - \left(\frac{l}{S} \right)^2 - \sin^2 \alpha \right) - \cos \alpha \quad (12)$$

여기서 α 는 크랭크 角度의 成分, $\sin(S/2)/l$ 이다. 間隔體積 V_c 는 壓縮比 $C_r = (V_s + V_c)/V_c$ 에 따라 行程體積 V_s 와 關聯한다.

2·1·3. 燃燒燃料量

1) 燃料噴射率

燃料의 噴射의 始作角을 角度 α_1 라 하고는 角度 α_2 까지 一定하게 噴射하는 것으로 한다. 燃料噴射量 M_i 는

$$M_i = \frac{\alpha - \alpha_1}{\alpha_2 - \alpha_1} \cdot w \quad (13)$$

여기서 w 는 1/秒當 噴射된 燃料의 量數이고 α_1 와 α_2 는 各各 燃料噴射의 始作와 終 角度이며 α 는 任意의 1/秒當 角度이다.

2) 燃料準備率과 燃料 燃燒率

任意的 크랭크 角度에서 噴射된 燃料量 M_i 는 燃料準備率에 따라 燃燒를 위한 準備가 되어 燃料 燃燒率에 따라서 燃燒하게 된다. 本 論文에서는 Whitehouse-Way[2]의 式을 利用한다.

燃料準備率 P 는

$$P = KM_i^{1-x} M_u^y P_{O_2}^y \quad (Kmol/deg) \quad (14)$$

燃料燃燒率 R 은

$$R = \frac{K' P_{O_2}}{N_m \sqrt{T}} e^{-\frac{a_i}{T}} \int (P-R) d\alpha \quad (Kmol/deg) \quad (15)$$

여기서 K , x , y , K' , a_i 등은 機關의 型式에 따라 變하는 常數이고 M_u 는 실린더 內의 아직 燃燒 準備가 되어있지 않은 燃料의 物數이며 $M_i - \int P d\alpha$ 에 該當한다. P_{O_2} 는 실린더內 酸素의 分壓이며 N_m 은 機關의 分當回轉數, T 는 溫度이다. 計算段階를 []로 나타내고 (14), (15)式을 시뮬레이션에 適用시키기 위한 式으로 고치면

$$M_i = [M_i]_n \quad M_u = [M_i]_n - [P]_{n-1} \quad (16)$$

燃料準備率은

$$P_n = K [M_i]_n^{1-x} ([M_i]_n - [P]_{n-1})^y P_{O_2}^y \quad (Kmol/deg) \quad (17)$$

$$[P]_n = [P]_{n-1} + P_n \Delta\alpha \quad (Kmol) \quad (18)$$

燃料燃燒率은

$$R_n = \frac{K' P_{O_2}}{N_m \sqrt{T}} e^{-\frac{a_i}{T}} ([P]_n - [R]_{n-1}) \quad (Kmol/deg) \quad (19)$$

$$[R]_n = [R]_{n-1} + R_n \Delta\alpha \quad (Kmol) \quad (20)$$

만약 $[R]_n$ 이 $[P]_n$ 보다 적으면 充分한 燃料가 準備되므로 燃料의 燃燒는 R_n 에 따른다.

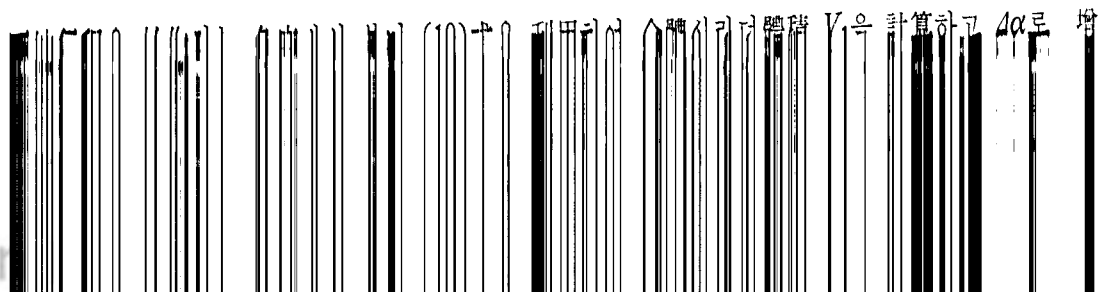
$$dm_f = R_n \Delta\alpha \quad (21)$$

만약 $[R]_n$ 이 $[P]_n$ 보다 크면 실린더內에서 燃料의 準備가 不充分하므로 燃燒는 燃料準備率 P_n 에 따르게 된다.

$$dm_f = P_n \Delta\alpha \quad (22)$$

2.2. 密閉사이클의 計算法

앞의 理論으로 燃燒사이클의 計算을 始作할 수 있다. 計算은 初期充填狀態의 壓力 P_1 , 溫度 T_1 , 실린더內 가스의 成分 b_i 로 부터 始作한다. 初期에는 燃料噴射가 없으므로 (1), (2)式에서 $a_i = b_i$ 로 하고 初期溫度 T_1 에서 內部에너지 $E[T_1]$, $E_1[T_s]$ 및 $C_v[T_1]$ 을 計算한다.



2) 燃料準備率과 燃料 燃燒率

任意의 크랭크 角度에서 噴射된 燃料量 M_f 는 燃料準備率에 따라 燃燒을 위한 準備가 되어 燃料 燃燒率에 따라서 燃燒하게 된다. 本 論文에서는 Whitehouse-Way[2]의 式을 利用한다.

燃料準備率 P 는

$$P = KM_i^{1-x} M_u^x P_{O_2}^y \quad (Kmol/deg) \quad (14)$$

燃料燃燒率 R 은

$$R = \frac{K' P_{O_2}}{N_m \sqrt{T}} e^{-\frac{a_{c1}}{T}} \int (P-R) d\alpha \quad (Kmol/deg) \quad (15)$$

여기서 K, x, y, K', a_{c1} 등은 機關의 型式에 따라 變하는 常數이고 M_u 는 실린더 內의 아직 燃燒 準備가 되어있지 않은 燃料의 物數이며 $M_i - \int P d\alpha$ 에 該當한다. P_{O_2} 는 실린더 內 酸素의 分壓이며 N_m 은 機關의 分當回轉數, T 는 溫度이다. 計算段階를 $[\]$ 로 나타내고 (14), (15)式을 시뮬레이션에 適用시키기 위한 式으로 고치면

$$M_i = [M_i]_n \quad M_u = [M_i]_n - [P]_{n-1} \quad (16)$$

燃料準備率은

$$P_n = K [M_i]_n^{1-x} ([M_i]_n - [P]_{n-1})^x P_{O_2}^y \quad (Kmol/deg) \quad (17)$$

$$[P]_n = [P]_{n-1} + P_n \Delta\alpha \quad (Kmol) \quad (18)$$

燃料燃燒率은

$$R_n = \frac{K' P_{O_2}}{N_m \sqrt{T}} e^{-\frac{a_{c1}}{T}} ([P]_n - [R]_{n-1}) \quad (Kmol/deg) \quad (19)$$

$$[R]_n = [R]_{n-1} + R_n \Delta\alpha \quad (Kmol) \quad (20)$$

만약 $[R]_n$ 이 $[P]_n$ 보다 적으면 充分한 燃料가 準備되므로 燃料의 燃燒는 R_n 에 따른다.

$$dm_f = R_n \Delta\alpha \quad (21)$$

만약 $[R]_n$ 이 $[P]_n$ 보다 크면 실린더 內에서 燃料의 準備가 不充分하므로 燃燒는 燃料準備率 P_n 에 따르게 된다.

$$dm_f = P_n \Delta\alpha \quad (22)$$

2.2. 密閉사이클의 計算法

앞의 理論으로 燃燒사이클의 計算을 始作할 수 있다. 計算은 初期充塡狀態의 壓力 P_1 , 溫度 T_1 , 실린더 內 가스의 成分 b_i 로 부터 始作한다. 初期에는 燃料噴射가 없으므로 (1), (2)式에서 $a_i = b_i$ 로 하고 初期溫度 T_1 에서 內部에너지 $E[T_1]$, $E_1[T_s]$ 및 $C_v[T_1]$ 을 計算한다.

壓縮行程을 始作하는 角度에서 부터 (10)式을 利用하여 全體실린더體積 V_1 을 計算하고 $\Delta\alpha$ 로 增加한 角 $\alpha_2 = \alpha_1 + \Delta\alpha$ 에서 V_2 를 計算한다. 角을 增加 시키면서 이 角을 燃料噴射를 위한 角 α_f 와 比較하여 α_f 보다 크면 (21), (22)式으로 燃燒燃料量 dm_f 를 評價한다. 만약 α_f 보다 작으면 dm_f 를 0

으로 看做한다.

위의 모든 既知의 資料로 數值解法의 一種인 Newton-Rapsen法을 利用하여 溫度 T_2 를 計算한다.

$$T_2 = T \left[\frac{V_1}{V_2} \right]^{\frac{R_{mol}}{C_V \bar{M} T}} + \frac{dm_f q_{VS}}{M_1 C_V [T_1]} \quad (23)$$

여기서 q_{VS} 는 低位發熱量이고 R_{mol} 은 실린더內 가스의 몰數이다.

이 溫度 T_2 를 利用하여 $E[T_2]$, $E_2[T_2]$ 와 $C_V[T_2]$ 를 計算하여 段階末의 壓力 P_2 를 計算할 수 있다. w_1 , w_2 를 段階初와 末의 全體 몰數라 하면

$$P_2 = \left[\frac{w_2}{w_1} \right] \left[\frac{T_2}{T_1} \right] P_1 \quad (24)$$

이것으로 한 段階의 計算이 完成되었다. 角度를 $\Delta\alpha$ 增加시켜 同一한 計算을 反復한다. 前段階의 完狀態는 새로운 段階에 대하여 初期條件으로 設定된다.

機關이 着火失敗하면 실린더內에는 空氣만 存在하게 되어 空氣만이 壓縮, 膨脹하게 된다. 따라서 着火失敗時의 空氣사이클은 앞의 計算過程에서 燃料가 噴射되지 않는 것으로 하여 同一한 計算을 하면된다.

3. 着火失敗에 의한 變動토크 計算

機關의 크랭크軸에는 실린더內의 가스壓力과 往復質量慣性力에 의한 토크가 作用한다. 이들은 繼續해서 變動하며 그結果 크랭크軸에 作用하는 토크는 甚히 不均一하게 된다.

1) 가스壓力에 의한 토크

Fig. 1에서 보는바와 같이 合成壓力 P_c 가 크랭크에 傳해져서 크랭크軸에 作用하는 토크는 $Q_t = T_c r$ 이 된다.

$$Q_t = T_c r = \frac{\sin(\alpha + \varphi)}{\cos \varphi} = P_c r (\sin \alpha + \frac{\lambda}{2} \sin 2\alpha) \quad (25)$$

$$\lambda = r/l$$

r : 크랭크半徑, l : 連接棒의 길이

2) 慣性力에 의한 토크

피스톤 및 連接棒往復質量 등의 慣性力에 의한 토크 Q'_t 는

$$\begin{aligned} Q'_t &= m_o \omega^2 r^2 (\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha) (\sin \alpha + \frac{\lambda}{2} \sin 2\alpha) \\ &= m_o \omega^2 r^2 \left(\frac{\lambda}{4} \sin \alpha - \frac{1}{2} \sin 2\alpha - \frac{3\lambda}{4} \sin 3\alpha - \frac{\lambda^2}{4} \sin 4\alpha \right) \quad (26) \end{aligned}$$

m_o : 往復運動部의 質量, ω : 크랭크 回轉 角速度

(25)式과 (26)式을 1 사이클에 대하여 計算하여 合成하면 이 式된다

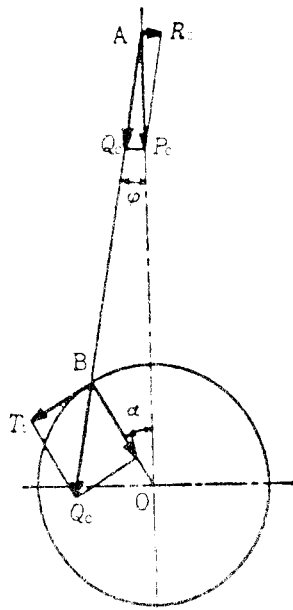


Fig. 1. Diagram of acting forces.

에 대한 變動토포크가 計算된다. 多실린더 機關에서는 1回轉동안 連續해서 全體 실린더가 着火하므로 各各의 실린더에 의한 變動토포크는 서로 겹쳐진다. 따라서 한 실린더에 의한 變動토포크를 $(360^\circ/\text{실린더 數})$ 의 角度差를 두어 着火順序에 따라 合成하면 合成變動토포크가 計算된다.

着火失敗時 合成變動 토포크는 서로 合成할 때 그 실린더의 가스壓力에 의한 變動토포크 代身에 空氣사이클에 의한 變動토포크만을 考慮하여 위와 같이 合成하면 된다.

4. 着火失敗時的 비틀림振動 計算

4.1. 起振에너지

船用機關軸系는 매우 複雜한 振動系를 形成하므로 力學的으로 等價인 等價系로 置換하여 逐次近似法에 의해 固有振動數를 計算한다. 이를 各次數로 나누면 그 次數에 대한 危險回轉數가 된다. 起振에너지는 앞에서 求한 變動 토포크를 調和分析하여 얻은 하모닉 係數로서 計算한다. $\theta = \theta_0 \sin \omega t$ 의 調和振動을 하고 있는 軸에 $q_i = Q_{ii} \sin(\omega t + \psi)$ 의 토포크가 作用할 때 1 사이클當의 일 W_I 는

$$W_I = \int_0^{2\pi} q_i \frac{d\theta}{dt} dt = \int_0^{2\pi} Q_{ii} \sin(\omega t - \psi) \omega \theta_0 \cos \omega t dt = \pi \theta_0 Q_{ii} \sin \psi \quad (27)$$

多 실린더機關에서 各各의 실린더는 크랭크 配置가 다르므로 (27)式을 適用하기 위하여 各 실린더 일의 벡터합을 取하여야 한다. 起振에너지의 벡터합을 $\sum \theta_i$ 라 하면 (27)式은 $\pi Q_{ii} \sum \theta_i \sin \psi$ 가 되고 共振時 $\psi = \frac{\pi}{2}$ 이므로 이때의 起振에너지는

$$W_I = \pi Q_{ii} \sum \theta_i \quad (28)$$

4.2. 減衰에너지

各種減衰를 定量的으로 把握하는 것이 不可能하므로 本 論文에서는 減衰에너지를 機關減衰에너지, 히스테리시스 減衰에너지, 推進器減衰 에너지로 나누어 計算한다.

4.2.1. 機關 減衰에너지

減衰係數를 C 라 하면 機關減衰 에너지 W_E 는

$$W_E = \pi C \omega \theta_1^2 \sum \beta_i^2 = 2\pi \epsilon \omega^2 \theta_1^2 \sum (J_i \beta_i^2) \quad (\text{kg} \cdot \text{cm}/\text{cycle}) \quad (29)$$

여기서 오는 減衰係數比로서 減衰係數와 臨界減衰係數와의 比이다. β_i 는 크랭크軸先端에 대한 比振幅이며 $\sum \beta_i^2$ 은 機關部에 대한 各 質量의 比振幅의 合이며 J_i 는 質量慣性모멘트이다. ϵ 의 값으로서 Hansen[10]은 0.005~0.015를 주며 動倍率 $(1/2\epsilon)$ 을 利用하는 境遇 Holzer[10]는 25를, Wydler[10]는 20을, Dorey는 비틀림應力 $\tau = 100 \text{ kg/cm}^2$ 일 때 300, $\tau = 200 \text{ kg/cm}^2$ 일 때 58을 주고있다. 大形船 用往復動機關에 대하여서는 ϵ 의 平均値로서 0.013을 利用하여 良好한 結果를 얻고 있으므로 本 論文에서는 減衰係數比 ϵ 의 값으로 0.013을 取하였다.

4.2.2. 히스테리시스 減衰에너지

反復應力을 받는 金屬材料는 彈性限界內에 있어서도 嚴密하게 Hook의 法則에 따르지 않으며 應力과 變位間에 히스테리시스曲線을 그리게 된다. 이때 每사이클마다 그리는 閉曲線面積을 消費되는 에너지를 나타낸다. 一般的으로 機械材料의 히스테리시스 減衰는 다음 式으로 表示된다.

$$W_h = S_h \sigma_a^n \tag{30}$$

여기서 S_h 는 材料의 種類와 應力의 크기에 의한 定數이고 σ_a 는 비틀림, 剪斷, 引張 또는 壓縮應力의 振幅이다. B. J. Lazan[5]은 히스테리시스 減衰에너지를 다음과 같이 表現한다.

$$W_h = 0.711 \times 10^{-8} \times \frac{\pi}{8} \sigma_a^2 d^2 L \text{ (kg. cm/cycle)} \tag{31}$$

여기서 d 는 實際軸의 直徑, L 은 實際軸의 길이이다. (31)式을 크랭크軸端의 振幅 1rad에 相當하는 軸系의 各 質量間의 히스테리시스 損失이므로 크랭크軸端의 任意의 振幅 θ rad에 대한 크랭크軸系 全體의 히스테리시스 減衰에너지는

$$W_H = \sum W_h \theta^2 \tag{32}$$

4.2.3. 推進器 減衰에너지

推進器 減衰에너지 W_p 는 다음 式으로 주어진다.

$$W_p = C_s \pi \omega \theta_p^2 \theta_1^2 \text{ (kg. cm/cycle)} \tag{33}$$

여기서 C_s 는 推進器減衰係數, θ_p 는 推進器에 있어서의 比振幅, θ_1 은 크랭크軸先端의 振幅이다. 비틀림振動에 대한 推進器減衰는 프로펠러의 瞬間速度에 대한 토오크變動率로서 주어지므로

$$C_s = \frac{dQ_t}{d\omega_p} \tag{34}$$

여기서 Q_t 는 프로펠러의 토오크, ω_p 는 推進器의 角速度이다. 이와같이 速力이 一定한 狀態에서 슬림이 變하는 경우 (34)式의 C_s 의 값은 슬림이 一定하고 速力이 變化하는 定常狀態에 比하여 상당히 크게 된다.

이 값을 Z 로 表示하면

$$C_s = Z \frac{dQ_t}{d\omega_p} = Z' \frac{Q_t}{\omega_p} = \alpha_p \frac{Q_t}{N_m} \tag{35}$$

α_p 의 값으로서 Lewis[10]와 Taylor[10]는 模型推進器特性을 基礎로 하여 33.5를 Den Hartog[7]와 Dorey[10]는 28.6, Porter[10]는 35를 주고있다. 本 論文에서는 α_p 의 값으로서 28.6을 取하였다. 以上の 結果를 (33)式에 代入하여 整理하면

$$W_p = 2.356 \times 10^4 \frac{i P_s \alpha_p \theta_p^2 \theta_1^2}{N_m} \text{ (kg. cm/cycle)} \tag{36}$$

여기서 N_m 은 推進器의 回轉數, P_s 는 N_m 에 의하 出力, i 는 危險振動의 次數이다.

4.3. 비틀림振動 附加應力의 計算

4.3.1. 크랭크軸의 先端振幅

크랭크軸의 先端振幅을 推定하는 데는 다음과 같은 方法이 있다.

(1) 平衡振幅과 動倍率로부터 推定하는 方法

軸系의 全減衰를 機關減衰에너지의 境遇와 같이 粘性減衰로 計算하면 全減衰에너지 W_T 는

$$W_T = 2\pi \varepsilon \omega^2 \theta_1^2 \sum (J_i \beta_i^2) \text{ (kg. cm/cycle)} \quad (37)$$

으로 되고 振動振幅은 $W_I = W_T$ 로 부터

$$\theta_1 = \frac{Q_{ii} \sum \beta_i}{2\varepsilon \omega^2 \sum (J_i \beta_i^2)} \text{ (rad)} \quad (38)$$

그리고

$$\theta_{s,i} = \frac{Q_{ii} \sum \beta_i}{\omega^2 \sum (J_i \beta_i^2)} \quad (39)$$

여기서 $\theta_{s,i}$ 는 平衡振幅이라 하며 最大起振토크가 靜的으로 作用하였을 때의 角變位에 相當하는 振幅이다. 그러므로 危險速度에 있어서의 크랭크軸 先端振幅 θ_1 은

$$\theta_1 = \frac{1}{2\varepsilon} \theta_{s,i} \quad (40)$$

1/2\varepsilon의 여러가지 값은 4.2.1에 提示하였다.

(2) 에너지法에 의한 推定法

危險速度에서의 定常振動에 대하여 다음 等式이 成立한다.

$$W_I = W_E + W_H + W_P \quad (41)$$

(29), (32), (36) 式으로 부터 크랭크軸 先端振幅 θ_1 은

$$\theta_1 = \frac{\pi \theta_{s,i} \sum \beta_i}{2\pi \varepsilon \omega^2 \sum J_i \beta_i^2 + \sum W_H + 2.356 \times 10^4 \frac{i p_r \alpha_r \alpha \beta_r^2}{N}} \text{ (rad)} \quad (42)$$

4.3.2. 비틀림振動附加應力 計算

軸系質量間의 相對的 비틀림角을 θ' , 軸의 비틀림剛性을 K_i 라 하면 軸의 抵抗모멘트 즉, 비틀림 모멘트 $\sum M_{ii}$ 는

$$\sum M_{ii} = \sum \theta' K_i = \sum J_i \omega^2 \theta' \text{ (kg. cm)} \quad (43)$$

따라서 實際軸의 極斷面係數를 Z_p 라 하면 비틀림應力 τ 는

$$\tau = \frac{\sum M_{ii}}{Z_p} = \frac{\sum K_i \theta'}{Z_p} = \frac{\sum J_i \omega^2 \theta'}{Z_p} \text{ (kg/cm}^2\text{)} \quad (44)$$

여기서 $\sum J_i \omega^2 \theta'$ 는 軸端에서의 振幅이 1 rad일 때 Holzer 表에서 全振動 토크이므로 軸端에서의 振幅이 θ rad 일 때의 附加應力은

$$\tau = \frac{\sum J_i \omega^2 \beta_i}{Z_p} \theta \text{ (kg/cm}^2\text{)} \quad (45)$$

最大 負荷應力이 發生하는 곳은 節點을 包含하는 質點間의 軸이며 船舶推進軸系에서 一般的으로 1節振動의 節點은 中間軸에 있고 2節振動의 節點은 크랭크軸과 推進器軸에 있게 된다.

4.4. 着火失敗時의 비틀림振動 應力計算

機關의 한 실린더가 燃料條件의 惡化에 의하여 着火失敗 하였을 때의 비틀림振動應力을 定常狀態의 비틀림振動 計算에서 起振力 部分을 修正한 後 同一한 計算을 하면 된다. 着火失敗時 起振에너지는 가스壓力에 의한 變動토크로중 着火失敗가 發生한 실린더의 가스壓力에 의한 變動토크로가 作用하지 않고 空氣사이탈에 의한 變動 토크로만이 作用하므로 3章에서 說明한 바와같이 着火失敗時의 合成變動 토크로 曲線을 作成한 後 그것을 調和分忻하고 그 計算에서 다른 起振하모닉數를 求하면 된다. 그러나, 이와같은 方法으로 計算한 境遇에는 다른 各種負荷에 대한 振應線圖를 合成하고 調和分析하여 하모닉 係數를 알아야 하는 번거로움이 있으므로 다른 方法을 擇한다. 1項에서 起振에너지를 計算한 때 한 실린더 機關에서 發生하는 起振하모닉스중 計算하고 이것을 크랭크 角度에 따라 배타승을 求하여 多실린더 機關에 適用하였다. 着火失敗時에는 이와같이 배타승을 求할 때 着火失敗 실린더는 空氣사이탈에서 純순 調和하모닉 크랭크 力과 慣性力만이 作用하는 것으로 하여 배타승을 計算하면 된다.

5. 計算 實例

本 論文에서는 電算프로그램의 信賴性을 應證하기 위하여 特定機關을 選定하고 그 資料로 計算을 行하여 機關製作者가 提示한 結果와 比較하였다. Table. 1에 本 論文에서 利用한 計算資料를 示한다.

Fig. 2에는 說明한 바와 같이 電算시뮬레이션 프로그램으로 計算한 壓力線圖와 機關始運轉時의 計測한 指應線圖가 나타나 있다. 그림에서 보는 바와 같이 良好한 一致를 보여주고 있으며 平均有效壓力 計算値는 13.91(bar), 機關製作者의 計測 値는 14.15(bar)로써 약 2%의 誤差를 나타낸다. 容積功率의 正確性 推定과 冷却水로의 熱傳達 計算의 正確性을 知할 수 있다면 이와같은 誤差는 許容될 수 있을 것으로 思料된다. Fig. 3에 着火失敗時와 正常狀態時의 合成變動 토크로 曲線의 表示되어 있다. Table. 2에 正常狀態時와 着火失敗時의 토크로에 대한 平均値, 最大値 및 最小値가 表示되어 있다. 表에서와 같이 平均값에 의한 토크로變動 振幅이 着火失敗時 時 35% 增大을 示하고 있다. 이와 같은 토크로變動 振幅의 增大은 減速齒車를 設置한 境遇나 軸發電機를 設置하였을 때의 彈性 共振에 過度한 應力이 生리케하여 破損의 原因이 된다. 따라서 船舶의 推進軸系에 彈性共振을 設置할 때는 合成變動 토크로를 計算하여 그 크기가 許容限度內에 生어오는지를 반드시 應證하여야 한다. Table. 3에 正常時와 各 실린더가 하나씩 着火失敗 하였을 때의 비틀림振動應力을 서로 比較하여 나타내었다. Fig. 4에는 이 振動應力을 船級協會의 許容振動應力線圖에 表示한 것을 보여 준다. 그림에서 主危險次數인 1節 4次의 共振回轉數는 113 RPM에 存在하며 이 振動應力은 1073 (kgf/cm²)으로 許容 限度를 超한다. 이쪽의 共振點이 常用運轉範圍인 MCR의 25%~120% 사이에 위치하고 있다. 그러나 1節 3次의 回轉數에서는 許容限度近處까지 接近하는 容許振動應力이 發生하며, 着火失敗時에는 Table. 2에 Fig. 4에 나와 같이 1節 5次와 1節 7次, 1節 9次의 振動

```

*****
*
*   DIESEL COMBUSTION CYCLE ANALYSIS PROGRAM
*
*****

```

*** INPUT DATA ***

```

CYLINDER DIAMETER          0.800000E 00 (M)
STROKE                     0.259200E 01 (M)
COMPRESSION RATIO          0.145000E 02
CYLINDER NUMBER           0.400000E 01
AIR FUEL RATIO             0.305000E 02
CARBON ATOMS IN FUEL      0.864300E 02 (%)
HYDROGEN ATOMS IN FUEL    0.135700E 02 (%)
HEAT OF REACTION          -0.427307E 08 (J/KG)
TRAPPED PRESSURE          0.263095E 06 (N/M**2)
TRAPPED TEMPERATURE       0.307000E 03 (K)
REFERENCE PRESSURE        0.102164E 06 (N/M**2)
REFERENCE TEMPERATURE     0.280000E 03 (K)
ENGINE REVOLUTION         0.830000E 02 (RPM)
AIR FUEL RATIO STOICHIOMETRIC 0.146110E 02
FUEL AIR EQUIVALENCE      0.479049E 00
COOLING WATER TEMPERATURE 0.400000E 03 (K)
DEGREE OF FUEL INJECTION START 0.361000E 03
DEGREE OF FUEL INJECTION END 0.377000E 03
DEGREE OF EXHAUST VALVE OPEN 0.476000E 03
MAX. EXPLOSION PRESSURE   0.127000E 03 (BAR)

```

```

*****
*
*   TORSIONAL VIBRATION CALCULATION
*   PROGRAMMED BY LIM YEONG-BOK
*
*****

```

```

ENGINE TYPE                HYUNDAI-B&W 4L80MCE
NUMBER OF CYLINDER        0.400000E 01
CYLINDER DIAMETER         0.8000000E 02 (CM)
STROKE                    0.2592000E 03 (CM)
MAX. CONTINUOUS RATING    0.1280000E 05 (H.P.)
ENGINE SPEED              0.8300000E 02 (R.P.M)
MEAN INDICATED PRESSURE   0.1425000E 02 (KG/CM2)

```

	NO	MOMENT OF INERTIA (KG-CM-SEC ²)	EQUIVALENT LENGTH (CM)	DIA. OF SHAFT (CM)	LENGTH OF SHAFT (CM)
	1	0.1381666E 06	0.2951943E 00	0.8959999E 02	0.1352000E 03
	2	0.3478637E 06	0.3363833E 00	0.8959999E 02	0.1424000E 03
	3	0.3478637E 06	0.3363833E 00	0.8959999E 02	0.1424000E 03
	4	0.3478637E 06	0.3363833E 00	0.8959999E 02	0.1424000E 03
	5	0.3478637E 06	0.2677305E 00	0.8959999E 02	0.1352000E 03
	6	0.1502490E 06	0.1990803E 00	0.8959999E 02	0.1370000E 03
	7	0.2348827E 06	0.5078746E 01	0.6600000E 02	0.7900000E 03
	8	0.1417661E 05	0.2515729E 01	0.7100000E 02	0.6890000E 03
	9	0.2509804E 00	0.2509804E 00	0.2509804E 00	0.2509804E 00

Table 1. Engine specification and calculation data

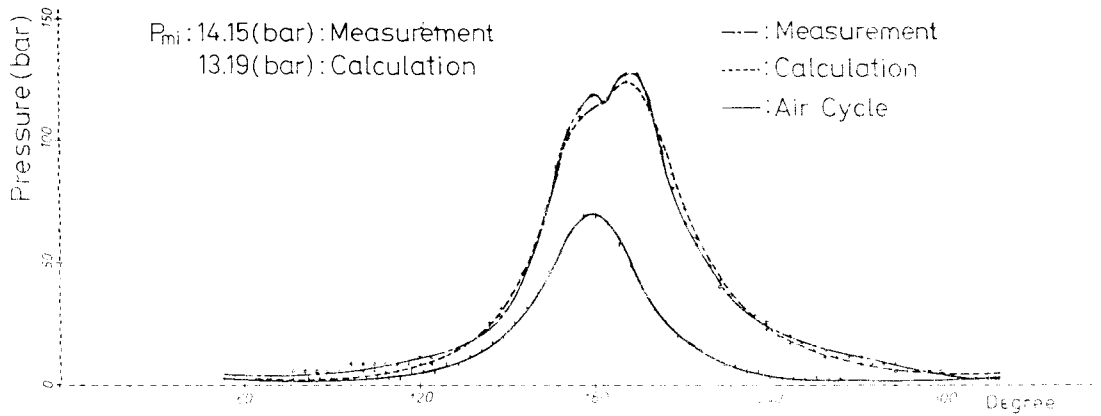


Fig. 2. Indicated diagram of measurement, calculation and air cycle.

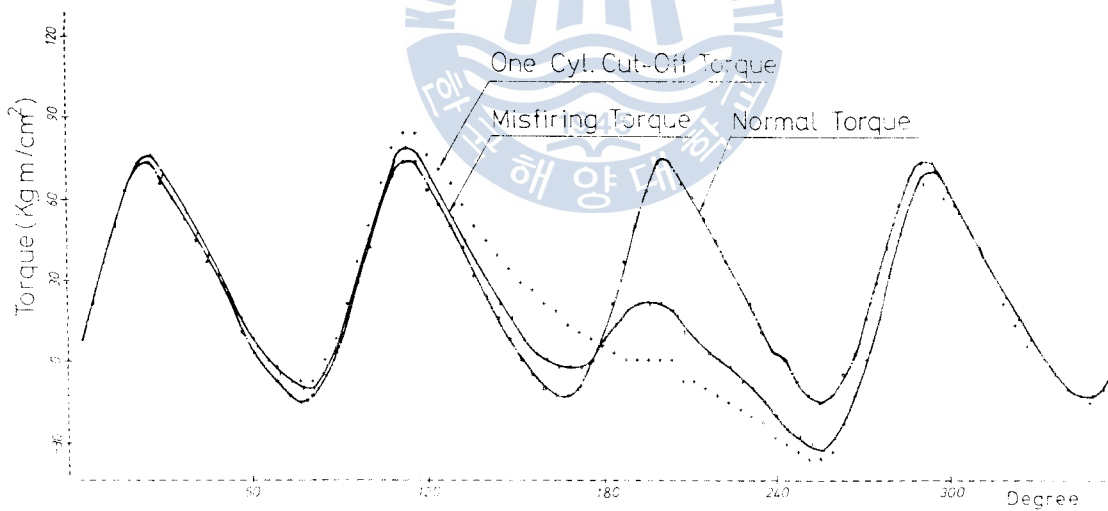


Fig. 3. Synthesized torque diagram of normal, misfiring and one cylinder cut-off condition.

Table 2. Torque amplitude at normal and misfiring condition(kg·m/cm²)

Conditions	Average value	Max. value	Min. value	Torq. fluct. (%)
Normal	25.95	72.46	-15.03	168
Misfiring	19.17	75.32	-32.65	281
1 Cyl. cut-off	19.47	82.10	-36.41	303

Table 3. 1-node torsional vibration stress

Order	Critical speed	Normal stress	Stress by the misfiring cylinder				Engine maker
			No. 1	No. 2	No. 3	No. 4	
1	445.105	14.161	101.768	109.072	83.481	100.631	491.641
2	222.553	83.543	158.087	149.482	302.039	281.955	90.252
3	148.368	27.251	164.394	179.529	132.013	167.621	27.123
4	111.276	1,073.395	902.804	908.879	919.136	933.315	1,139.022
5	89.021	22.576	138.436	150.890	111.407	140.723	23.657
6	74.184	33.908	23.305	21.268	85.645	80.889	35.453
7	63.586	8.002	21.270	26.483	13.906	26.520	8.521
8	55.638	208.980	201.808	202.064	202.495	203.091	227.815
9	49.456	3.450	3.183	3.983	2.574	4.287	3.765
10	44.511	6.516	5.875	5.897	7.092	7.042	7.265
11	40.446	1.642	2.094	1.515	2.329	1.066	1.833
12	37.092	43.385	45.543	45.466	45.337	45.157	51.491
13	34.239	0.803	1.200	0.794	1.345	0.385	0.923
14	31.793	1.561	1.253	1.525	1.595	1.591	1.606
15	29.674	0.353	1.068	0.779	1.128	0.421	0.420
16	27.819	11.265	11.367	11.363	11.357	11.348	12.656

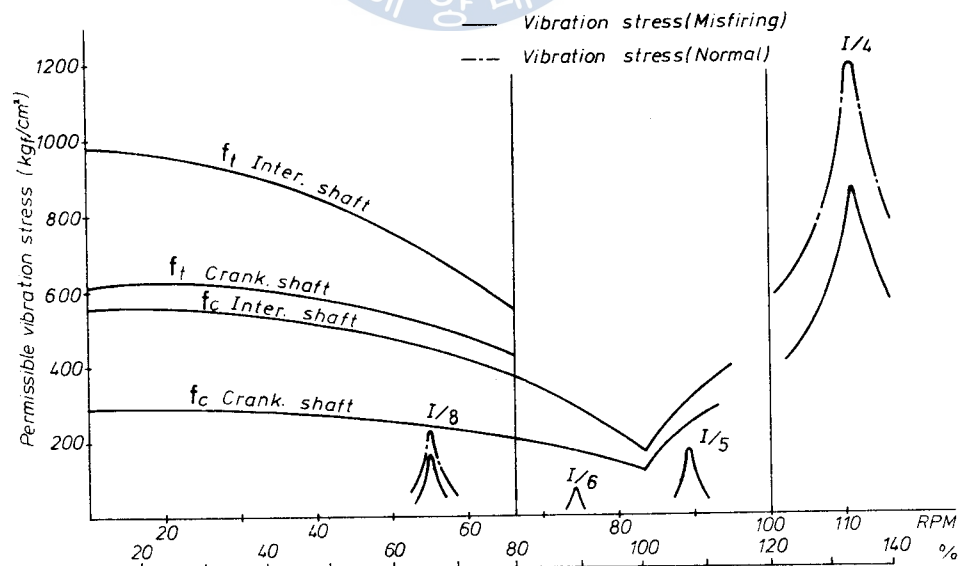


Fig. 4. Permissible vibration stress for torsional vibration by classification rule(KR)

應力이 急激히 增大함을 보여준다. 특히 여기서 1節 5次的 共振回轉數는 MCR의 107% 回轉數에 있고 그의 共振應力도 150(kgf/cm²)가 되어 許用限度에 肉迫하게 된다. 따라서 MCR에서의 安全한 連續運轉이 危脅받게 된다. 이와같이 着火失敗가 發生하면 連續使用 禁止區域이 擴大되고 變動함을 알 수 있다. 또한 이 回轉數에서 軸發電機와의 連結 彈性계數에 큰 振動振幅을 일으키 許用限度를 超過할 境遇도 생기게 된다. 따라서 低質의 高精度油을 使用하는 機關으로서 減速齒車나 軸發電機關을 設置한 船舶에 있어서는 着火失敗가 일어났을 때 推進軸系의 모호크變位와 비틀림振動이 問題로 되는지 興否를 確認하여야 한다. Table 3에는 機關製作者가 提示한 振動應力도 같이 表示하였다.

6. 結 論

지금까지 密閉容積의 電算프로그램에서와 着火失敗時의 變動모호크 및 비틀림振動應力을 計算하여 그 結果를 吟味한 結果로서 다음의 結論을 얻었다.

- 1) 機關製作者가 提示한 結果와 本 論文의 電算프로그램으로 計算한 結果는 良好한 一致를 보이기 있었다.
- 2) 着火失敗時 變動모호크 振幅이 增加하여 減速齒車나 軸發電機關을 設置하였을 境遇와 같이 彈性계數가 있을 때의는 여기에 過度한 反復應力이 걸리게 되어 破損의 危險性이 생기기
- 3) 着火失敗時 主危險次數의 應力은 減少하나 副危險次數에서의 應力이 急激히 增加하여 機關의 連續使用의 不可能한 區域이 增大하고 變動하는 境遇가 생기게 된다. 또한 彈性계數가 있을 境遇에는 여기에도 過度한 應力이 걸리게 된다.

따라서 機關을 設計하거나 軸系를 設計할 때는 着火失敗의 連結彈性계數를 爲始하여 推進軸系全體의 미치는 影響을 本 論文의 結果를 利用하여 미리 豫測하고 解決할 수 있을 것이다.

本 論文에서 開發한 電算프로그램의 자료交換過程과 合成振動應力 計算프로그램을 添加하면 더욱 明確한 豫測이 可能한 것으로 보인다.

參 考 文 獻

1. Rowland S. Benson, Advanced Engineering Thermodynamics, Second edition, pp.23-46. Pergamon Press, 1977.
2. Rowland S. Benson, Internal Combustion Engines, pp.79-84, pp. 155-161, pp.273-301, Pergamon Press, 1979.
3. S. Timoshenko, Vibration Problems in Engineering, pp.272-278, John Wiley & Sons, 1974.
4. BICERA, Hand Book on Torsional Vibration, pp.54-80, 1958.
5. B.J. Lazan, Damping of Materials and Members in Structural Mechanics, pp.175-189, Pergamon Press, 1968.
6. L.E. Goodman, Shock & Vibration Hand Book, Chap. 36, McGraw-Hill Co, 1976.
7. J.P. Den Hartog, Mechanical Vibration, pp.200-250, McGraw-Hill Co, 1934.
8. 全孝重, 船用內燃機關講義, pp.78~82, 一中社, 1979.
9. 全孝重, 機械力學, pp.89~163, 一中社, 1984.
10. 全孝重, 推進軸系振動, pp.66~107, 大韓造船學會, 1974.

