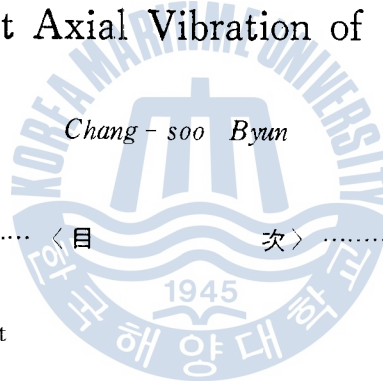


船用디젤機關의着火失敗가推進軸系 縱振動에 미치는影響에 關한 理論的 研究

卞 昌 洙

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

Chang-soo Byun



〈目 次〉

Abstract

記號說明

1. 序 論
 2. 着火失敗에 의한 縱振動 起振力 計算
 - 2.1 機關의 縱振動 起振力
 - 2.2 프로펠러의 縱振動 起振力
 3. 着火失敗時의 縱振動 計算
 - 3.1 縱力向 振動質量
 - 3.2 縱力向 스프링定數
 - 3.3 起振에너지
 - 3.4 減衰에너지
 - 3.5 크랭크軸의 先端振幅
 - 3.6 着火失敗時 縱振動 計算
 4. 計算例와 考察
 - 4.1 디젤機關 및 軸系要目과 計算資料
 - 4.2 縱振動 計算結果와 實測值와의 比較檢討
 5. 結 論
- 參考文獻

1. 序 論

船舶用 燃料油로서 低質重油를 使用하는 境遇 燃料油中の 炭化物이 노즐에 附着되면 노즐막힘이 일어나거나 또는 노즐孔이 작아짐으로 因해 燃料油의 壓力이 過度히 上乘하여 슬리이브가 破損할 수 있다. 또한 이 炭化物은 燃料噴射펌프, 燃料噴射밸브 및 스프링밸브 등의 精密 다듬질된 接觸部 틈속으로 들어가 磨滅, 固着等 燃料噴射系의 故障을 일으키기도 한다. 그밖에 플란저 外周 및 슬리이브內面의 摩擦面磨滅로 因한 燃料의 漏泄量 增加, 피스톤링, 라이너의 磨滅 및 排氣밸브의 漏泄等으로 因한 壓縮壓力의 低下, 汽缸 溫度의 低下 그리고 燃料油의 높은 着火溫度等 여러가지 不利한 原因들이 複合的으로 作用하여 低速領域에서 着火失敗가 發生하는 일이 있다.

한편 縱振動은 크랭크핀 크랭크암 및 저어널 接觸部에 크랙을 發生시키며 推力베어링의 急速한 磨滅, 各 固定볼트 및 連結部 등의 疲勞破損, 推力베어링을 통한 船體局部振動을 誘發시키고 특히 軸發電機를 設置한 機關은 連結커플링으로서 彈性커플링을 利用하는데 着火失敗時 비틀림振動으로 因한 破損危險이 擡頭됨에 따라[1] 着火失敗時의 縱振動으로 因한 安全與否를 비릇 推進軸系 全體에 미치는 影響을 把握해야 할 必要가 생기게 되었다.

本 論文은 지금까지 別로 關心의 對象이 되고있지 않는 着火失敗時의 推進軸系 縱振動이 어떠한 特性을 나타내는지를 살펴보기 위한 것으로 研究內容은 大形 2行程 船用디젤機關에 대한 電算 시뮬레이션에 의하여 運轉中の 汽缸內 壓力을 計算하고 이로부터 半徑力하모니係數를 求한 다음 縱振動起振力과 共振點의 振幅을 計算하여 着火失敗時 일어날 수 있는 狀況을 豫測한다.

2. 着火失敗에 依한 縱振動 起振力 計算

2.1 機關의 縱振動 起振力

1) 가스壓力의 半徑力

密閉사이클의 電算 시뮬레이션은 이미 發表된 文獻[1]을 利用하고, 이 시뮬레이션에 依하여 正常 狀態, 着火失敗時 등의 壓力·크랭크角 線圖를 求한 다음 이 線圖를 利用하여 爆發가스 壓力에 依한 半徑力을 計算한다. Fig.1에서 가스壓力 P_g , 連接棒의 길이 L , 크랭크半徑 R , 連接棒에 作用하는 힘 Q , 크랭크핀 接線力 T , 크랭크 半徑力 P_R , $\lambda=R/L$ 로 놓으면 $\sin \phi = \lambda \sin \theta$ 이므로

$$\begin{aligned} P_R &= Q \cos(\theta + \phi) = P_g \cdot \sec \phi \cdot \cos(\theta + \phi) \\ &= P_g \{ \cos \theta - \lambda \sin^2 \theta (1 - \lambda^2 \sin^2 \theta)^{-1/2} \} \end{aligned} \quad (1)$$

$\lambda = \frac{1}{3} \sim \frac{1}{5}$ 이므로 $(1 - \lambda^2 \sin^2 \theta)^{-1/2}$ 項을 展開하여 λ^3 以上の 項을 省略하면

$$P_R \doteq P_g \left(-\frac{\lambda}{2} + \cos \theta + \frac{\lambda}{2} \cos 2\theta \right) \quad (2)$$

2) 往復慣性力의 半徑力

피스톤, 피스톤棒, 크로스헤드 및 連桿棒 등의 往復質量慣性力에 依한 半徑力 R 을 近似的으로

$$\begin{aligned}
 R_N &\approx -m_{rec} R \omega^2 (\cos \theta + \lambda \cos 2\theta) \left(-\frac{\lambda}{2} + \cos \theta + \frac{\lambda}{2} \cos 2\theta \right) \\
 &\approx -m_{rec} R \omega^2 \left\{ \left(\frac{1}{2} + \frac{\lambda^2}{4} \right) - \frac{\lambda}{2} \cos \theta - \frac{\lambda(1-\lambda^2)}{2} \cos 2\theta \right. \\
 &\quad \left. + \frac{3\lambda}{4} \cos 3\theta + \frac{\lambda^3}{2} \cos 4\theta \right\} \quad (2)
 \end{aligned}$$

m_{rec} : 피스톤을 包含한 1기 器 往復質量

ω : 크랭크軸 回轉 角速度

크랭크軸에 作用하는 合體 半徑力은 (2)式과 (3)式으로 表示되는 氣壓壓力의 半徑力과 往復慣性力의 半徑力을 合成한 것이니 여기서 推力變換率[3],[4]을 用하면 變動軸力이 된다. 多缸디젤機關 > 2는 1기 轉動은 連續해서 合體의 力이 着火時에 各 各의 力에 依한 變動軸力을 計算 檢査한다. 따라서 한 시점에서 各 各의 半徑力을 着火順序에 依한 順序에 依한 推力變換率을 用하여 (360)의 轉數(2)시 轉數 機關의 境遇)의 角度位置에서 合成하면 合成變動軸力이 計算

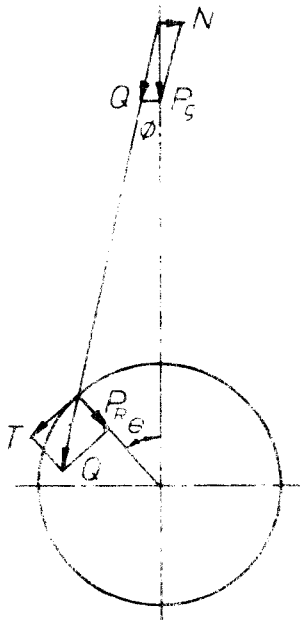


Fig. 1 Working force of single cylinder 된다.

着火失敗時의 合成變動軸力을 서로 合成할 때 着火失敗時 1기 轉動의 爆發氣壓壓力이 作用하지 않고 空氣가 氣缸에 依한 壓力이 作用하는 것으로 보며, 減速回轉時에는 氣壓壓力이 作用하지 않고 往復質量慣性力이 作用하는 것으로 보고 檢査한 合成軸力이 된다.

2.2 프로펠러의 縱振動 起振力

프로펠러의 推力變動은 프로펠러 轉數數의 倍數次의 問題로 되어 轉數 轉數 數인 境遇에서는 平均推力에 對한 推力變動值의 檢査를 受는다. [2]의 프로펠러의 推力變動 位相은 船尾의 狀態, 吃水, 船速, 波浪狀態等 無數의 條件에 依한 變動의 起振力은 프로펠러의 推力變動起振力과 槳起振力이 서로 相殺되도록 固定하는 것은 困難하다. 따라서 設計段階에서 兩槳의 位相을 檢査로 檢査로 計算하는 것이 普通이다.

3. 着火失敗時의 縱振動 計算

3.1 縱方向 振動質量

振動質量의 計算은 通常 크랭크자이널 中心에 兩側 크랭크스로우折半을 集中시키고 이 境遇 往復

質量은 無視하며 構造가 簡單한 軸의 質量은 任意點에 集中시킨다. 프로펠러의 質量은 附加水의 影響을 考慮할 必要가 있는데 縱振動의 境遇에는 一般的으로 空氣中 質量의 50~60%를 加算하는것이 慣例로 되어있다.

3.2 縱方向 스프링定數

크랭크 스톱우 縱方向 스프링定數 計算式은 Dorey, Draminsky, Anderson, Guglielmotti, Johnson 等 많은 사람들에 依하여 提示되었으나 비틀림振動에 對한 計算式 만큼 信賴性이 없기 때문에 利用되지 못하고 있으며 다만 그中 Anderson의 式이 比較的 자주 利用되고 있다. [5, 6, 7, 8, 9] 本 論文에서는 Castigliano의 定理를 利用하여 求한 Jeon의 理論式으로 크랭크스톱우의 縱方向 스프링定數를 計算하였다. [2] 스러스트베어링의 縱方向스프링 定數에 關해서는 經驗值로 從來의 大形 2行程機關의 境遇 $0.150 \times 10^7 \sim 0.400 \times 10^7 \text{ kgf/cm}$, 에너지 節約型 超長行程機關의 境遇 $0.6 \times 10^7 \sim 1.3 \times 10^7 \text{ kgf/cm}$ 의 값이 提示되고 있으며 [13] 推力軸, 中間軸 및 프로펠러軸과 같은 單純한 圓形斷面棒의 縱方向스프링 定數는 影響係數로 부터 計算된다.

3.3 起振에너지

振動質量과 스프링定數가 求하여 지면 逐次近似法에 의해 固有振動數를 計算한다. 이를 各 次數로 나누면 危險回轉數가 된다. 크랭크핀 中央에 作用하는 半徑力에 依한 起振에너지는 앞에서 求한 半徑力을 調和分析하여 얻은 하모닉係數로서 計算한다. 지금 j 次의 半徑力하모닉스를 p_{rj} , 피스턴 直徑을 D , 半徑力의 軸力變換率을 f_R/f_A 라하면

$$Q_{rj} = \frac{\pi}{4} D^2 p_{rj} (f_R/f_A) \quad (4)$$

$$q_{rj} = Q_{rj} \sin j\omega t \quad (5)$$

q_{rj} 에 依한 振動變位를 x_{ij} 라하면

$$x_{ij} = a_{ij} \sin(j\omega t - \varphi_{ij}) \quad (6)$$

다만, φ_{ij} 는 起振力 q_{rj} 에 對한 位相角

이때의 1사이클當 起振에너지 U_{ij} 는

$$\begin{aligned} U_{ij} &= \oint q_{rj} dx_{ij} = \oint q_{rj} \frac{dx_{ij}}{dt} \cdot dt = Q_{rj} a_{ij} j\omega \int_0^{2\pi} \sin j\omega t \cdot \cos(j\omega t - \varphi_{ij}) dt \\ &= \pi Q_{rj} a_{ij} \sin \varphi_{ij} \end{aligned} \quad (7)$$

共振狀態에서 $\sin \varphi_{ij} = 1$ 이고 $U_{ij} = \pi Q_{rj} a_{ij}$ 이다.

따라서 Fig. 2에서 右方向을 (+)로 取하면 m_{i+1} 質點에 對하여 P_R 은 (+)의 일을 行하고 m_i 質點에 對하여서는 (-)의 일을 行한다.

따라서 크랭크 스톱우가 N 개인 크랭크軸 全體에 對한 j 次 振動의 總起振에너지 W_j 는

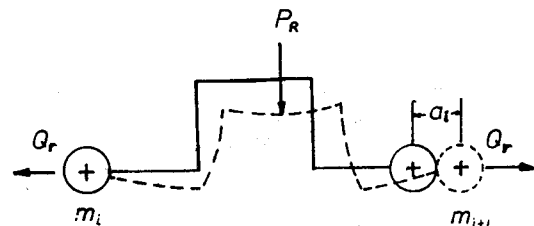


Fig. 2 Exciting force of crankshaft axial vibration

$$W_o = \sum_{i=1}^N (U_{ij} - U_{(i+1)j}) = \pi Q_{rj} \sum_{i=1}^N (a_{ij} - a_{(i+1)j}) \quad (8)$$

m_1 에 對한 比振幅을 利用하여 表示하면

$$W_o = \pi Q_{rj} a_{1j} \sum_{i=1}^N (\gamma_i - \gamma_{i+1}) = \pi Q_{rj} a_{1j} \sum_{i=1}^N v_i \quad (9)$$

$$\text{다만, } v_i = \gamma_i - \gamma_{i+1}, \quad \gamma_i = \frac{a_{ij}}{a_{1j}}, \quad \gamma_{i+1} = \frac{a_{(i+1)j}}{a_{1j}}$$

한편 프로펠러의 j 次 推力變動值 Q_{pj} 에 依한 起振에너지 W_i 는 上記 比振幅差의 合과의 位相角을 ψ_j 라 하면

$$W_i = \pi Q_{pj} a_{1j} \gamma_p \cos \psi_j \quad (10)$$

3.4 減衰에너지

크랭크 全體의 減衰에너지를 W_a 라하고 相當粘性減衰係數를 利用하여 計算하면

$$W_a = 2\varepsilon_a \pi \omega_r^2 a_1^2 \sum (m_i r_i^2) \quad (kg \cdot cm/cycle) \quad (11)$$

ε_a : 縱減衰係數比 (=0.030~0.060, 平均值로서 0.045)

ω_r : 共振角振動數(rad/sec)

$\sum m_i r_i^2$: 크랭크軸 先端부터 프로펠러까지의 各 質量과 比振幅 제곱과의 相乘積의 合

a_1 : 크랭크軸 先端質點變位 (cm)

減衰 에너지를 베어링減衰에너지 W_b , 軸內部 減衰에너지 W_h , 프로펠러減衰에너지 W_p 로 나누어서 計算하면 다음과 같다.

$$W_b = 2\varepsilon_b \pi \omega_r^2 a_1^2 \sum m_i r_i^2 \quad (kg \cdot cm/cycle) \quad (12)$$

ε_b : 크랭크軸部 베어링 縱減衰係數比 (=0.040)

$\sum m_i r_i^2$: 크랭크軸 先端質點부터 스톱스트베어링까지의 質量과 比振幅 제곱과의 相乘積의 合

$$W_h = \sum \omega_h a_1^2 (kg \cdot cm/cycle) \quad (13)$$

$$\sum \omega_h = 0.711 \times 10^{-8} \sum (V \sigma^2) (kg \cdot cm/cycle) \quad (14)[10]$$

V : 크랭크軸系의 縱振動體積

σ : 크랭크軸系의 縱振動應力

$$W_p = C_p \pi \omega_r a_1^2 \gamma_p^2 (kg \cdot cm/cycle) \quad (15)$$

C_p : 프로펠러 減衰係數로 Kane, Schuster, Schwanecke 等の 式으로 計算한다.[10]

γ_p : 프로펠러의 크랭크軸 先端質點에 對한 比振幅

3.5 크랭크軸의 先端振幅

危險速度에 있어서의 定常振幅을 求하기 爲하여 에너지法을 利用하면 起振에너지와 減衰에너지가 같다는 關係로부터

$$W_o + W_t = W_a \quad (16)$$

$$W_o + W_t = W_b + W_h + W_p \quad (17)$$

式 (16)과 (17)로부터 크랭크軸 先端振幅 a_1 은

$$a_1 = \frac{\pi Q_{rj} \sum_{i=1}^N v_i + \pi Q_{pj} \gamma_p \cos \psi_j}{2 \varepsilon_o \pi \omega_r^2 \sum m_i r_i^2} \quad (cm) \quad (18)$$

또는

$$a_1 = \frac{\pi Q_{rj} \sum_{i=1}^N v_i + \pi Q_{pj} \gamma_p \cos \psi_j}{2 \varepsilon_o \pi \omega_r^2 \sum_{i=1}^N m_i r_i^2 + 0.711 \times 10^{-8} \sum V \sigma^2 + C_p \pi \omega_r \gamma_p^2} \quad (cm) \quad (19)$$

3.6 着火失敗時의 縱振動 計算

運轉中 燃燒條件의 惡化에 依하여 着火失敗하거나 不可避하게 減筒運轉하여야 하는 境遇 縱振動의 先端振幅은 定常狀態의 縱振動計算에서 起振力部分을 修正한 後 同一한 計算을 하면 된다.

지금 i 번째 시린더가 着火失敗하고 그 크랭크스로우에 作用하는 起振力이 Q_{rj}' 라 하면 比振幅差의 벡터합의 項으로 表示된 式(9)로부터 크랭크軸 全體에 對한 j 次 振動의 起振에너지는

$$\begin{aligned} W_o' &= \pi a_{1j} \{ Q_{rj} v_1 + Q_{rj} v_2 + \dots + Q_{rj}' v_i + \dots + Q_{rj} v_N \} \\ &= \pi a_{1j} Q_{rj}' \left\{ v_1 + v_2 + \dots + \frac{Q_{rj}}{Q_{rj}'} v_i + \dots + v_N \right\} \\ &= \pi a_{1j} Q_{rj}' \sum_{i=1}^N v_i' \end{aligned} \quad (20)$$

따라서 着火失敗時에는 벡터합을 求할때 着火失敗한 시린더의 爆發가스壓力 대신 空氣사이클에서 얻은 調和하모닉 크기의 벡터와 慣性力 벡터만이 作用하는 것으로하여 벡터합을 計算하고 減筒運轉時에는 가스壓의 調和하모닉 크기의 벡터는 削除하고 慣性力 벡터만이 作用하는 것으로 하여 벡터합을 計算하면 된다.

4. 計算例와 考察

앞서 檢討한 理論의 內容을 確認하기 爲하여 HYUNDAI-B&W 5L80MCE 機關을 選定하고 그에 對한 資料로 計算을 行하여 實測値와 比較 考察하였다.

4.1 디젤機關 및 軸系要目과 計算資料

(1) 機關 및 軸系 要目

機關形式	: B&W 5L80MCE
시린더數	: 5

시린더直徑×行程	: 80cm×259.2cm
連接棒比	: 0.415
往復動重量	: 12765kgf/Cyl.
連續最大出力	: 16000ps×83rpm
指示平均有効壓力	: 14.25kgf/cm ²
着火順序	: 1-4-3-2-5
크랭크핀直徑	: 89.6cmφ
크랭크셔어널直徑	: 89.6cmφ
中間軸	: 90.0cmφ×790cm
프로펠러軸	: 90.0cmφ×689cm

(2) 프로펠러 要目

直徑	: 790cm
날개數	: 4
피치比	: 0.70
展開面積比	: 0.40
重量	: 34700kgf
프로펠러附加水	: 空氣中質量의 60%

(3) 커플링 要目

Coupling Type	: VULKAN-EZR
Size	: 3512
Dimension Group	: 3502
Permissible Axial Displacement(ΔKa)	: 14.0 mm
Inner Part Weight	: 1146 kgf
Outer Part Weight	: 1971 kgf
Axial Stiffness	: 8.00 kn/mm
Static Axial Displacement	: ΔW _a ≤ ΔK _a
Dynamic Axial Displacement	: ΔW _a ≤ Δ0.33K _a

(4) 密閉사이클 電算 시뮬레이션 計算資料

Engine Revolution	: 83 rpm
Compression Ratio	: 14.5
Fuel Injection Start	: 2° BTDC

Fuel Injection End	: 10° ATDC
Compression Start	: 60° ABDC
Exhaust Valve Open	: 50° BBDC
Air Fuel Ratio	: 30.05
Carbon Atoms in Fuel	: 88%
Hydrogen Atoms in Fuel	: 12%
Heat of Reaction	: -43050000 J/kgf
Trapped Pressure	: 168233 N/m ²
Trapped Temperature	: 309.5 K
Reference Pressure	: 98915 N/m ²
Reference Temperature	: 294.5 K
Max. Explosion Pressure	: 120.3 bar

(5) 縱振動計算資料

NO	MASS NAME	MASS (KG. SEC ² /CM)	THRUST SPRING CONSTANT (KG/CM)	AXIAL SPRING CONSTANT (KG/CM)
1	CYL. NO.1	20.5300	0.0000E 00	0.1305E 07
2	CYL. NO.2	24.9310	0.0000E 00	0.1662E 07
3	CYL. NO.3	24.9310	0.0000E 00	0.2182E 07
4	CYL. NO.4	24.2890	0.0000E 00	0.1642E 07
5	CYL. NO.3	24.9310	0.0000E 00	0.1570E 07
6	THRUST COLLAR	25.0840	0.1800E 07	0.1162E 09
7	FLY WHEEL	44.9360	0.0000E 00	0.1186E 08
8	COUPLING	50.8500	0.0000E 00	0.2304E 08
9	PROPELLER	81.1700		

4.2 縱振動 計算結果와 實測值와의 比軸檢討

Table. 1(a)에는 위 機關에 對한 正常狀態에서와 各 시린더가 하나씩 着火失敗하였을 때의 縱振動 共振振幅을, Table. 1(b)에는 正常狀態에서와 各 시린더를 하나씩 減筒運轉하였을 때의 縱振動 共振振幅을 서로 比較하여 나타내었고 이들에 對한 縱振動 共振曲線이 Fig. 3에 보여지고 있다.

그림에서 0節 5次의 共振回轉數는 115RPM에 存在하며 그 振幅은 1.55(mm)로 매우크게 나타난다. 비록 이 共振點이 常用運轉範圍에서 벗어나 있지만 그 振動기습이 MCR 附近에 出現할 可能性이 있다. 그리고 0節 6次와 0節 10次에서도 比較的 큰 共振振幅이 發生한다. 着火失敗時와 減筒運轉時 主危險次數인 0節5次와 0節10次의 共振振幅은 減少하나 MCR의 115% 回轉數에 있는 0節6次, MCR과 거의 一致하는 0節 7次 그리고 MCR의 85% 回轉數에 있는 0節 8次에서의 共振振幅은 눈

Table. 1 O-node axial vibration amplitudes

(a) (mm)

ORDER	CRITICAL SPEED	NORMAL AMPLITUDE	AMPLITUDE AT THE MISFIRING OF ONE CYLINDER				
			NO. 1	NO. 2	NO. 3	NO. 4	NO. 5
1	573.2095	1.0529	1.1667	1.1597	0.4828	0.8217	1.4733
2	286.6047	0.8178	1.0232	1.0745	1.2299	0.5799	0.4909
3	191.0698	0.6229	0.7729	0.8084	0.9192	0.4311	0.3810
4	143.3024	0.5815	0.6384	0.6335	0.2921	0.4576	0.7924
5	114.6419	1.5462	1.4829	1.4065	1.3177	1.2793	1.4043
6	95.5349	0.2212	0.2394	0.2359	0.1237	0.1705	0.2896
7	81.8871	0.0977	0.1123	0.1139	0.1218	0.0642	0.0719
8	71.6512	0.0954	0.1165	0.1211	0.1362	0.0648	0.0607
9	63.6899	0.0822	0.0902	0.0893	0.0408	0.6634	0.1120
10	57.3209	0.2466	0.2357	0.2226	0.2073	0.2067	0.2222
11	52.1099	0.0469	0.0529	0.0525	0.0198	0.0374	0.0676
12	47.7675	0.0254	0.0321	0.0338	0.0390	0.0186	0.0149
13	44.0930	0.0192	0.0249	0.0266	0.0314	0.0156	0.0167
14	40.9435	0.0170	0.0192	0.0193	0.0068	0.0139	0.0251
15	38.2140	0.0630	0.0594	0.0550	0.0429	0.0477	0.0549
16	35.8256	0.0115	0.0134	0.0137	0.0043	0.0104	0.0183

(b) (mm)

ORDER	CRITICAL SPEED (RPM)	NORMAL AMPLITUDE	AMPLITUDE AT THE CUT-OFF ONE CYLINDER				
			NO. 1	NO. 2	NO. 3	NO. 4	NO. 5
1	573.2095	1.0529	1.2599	1.3169	0.4420	1.0810	1.7771
2	286.6047	0.8178	1.1522	1.2943	1.6179	0.9503	0.4161
3	191.0698	0.6229	0.8784	0.9858	1.2323	0.7242	0.3322
4	143.3024	0.5815	0.6901	0.7199	0.2611	0.5962	0.9313
5	114.6419	1.5462	1.4397	1.2892	1.1253	1.0550	1.2851
6	95.5349	0.2212	0.2647	0.2767	0.0929	0.2271	0.3734
7	81.8871	0.0977	0.1377	0.1546	0.1932	0.1136	0.0921
8	71.6512	0.0954	0.1320	0.1497	0.1863	0.1105	0.0518
9	63.6899	0.0822	0.0984	0.1028	0.0345	0.0844	0.1387
10	57.3209	0.2466	0.2381	0.2056	0.1720	0.1683	0.1050
11	52.1099	0.0469	0.0561	0.0587	0.0197	0.0482	0.0792
12	47.7675	0.0254	0.0338	0.0401	0.0502	0.0295	0.0135
13	44.0930	0.0192	0.0270	0.0303	0.0379	0.0223	0.0102
14	40.9435	0.0170	0.0200	0.0212	0.0071	0.0174	0.0287
15	38.2140	0.0630	0.0583	0.0525	0.0459	0.0430	0.0524
16	35.8256	0.0115	0.0138	0.0144	0.0048	0.0118	0.0194

에 크게 增大한다. 그러나 B&W 半組立型 크랭크에 對해서 船級協會가 提示하는 縱振動變位에 對한 許容限度 (크랭크軸 先端振幅(a_1) < 크랭크암許容變位(δ)(mm) × 시런더數, $\delta = 2.4S/10,000$ [修正을 勸告하는 限界], $\delta = 3.6S/10,000$ [修正을 強要하는 限界], 行程(S) = 2592mm)에는 훨씬 못 미치므로 着火失敗로 因한 共振振幅의 變化가 船舶의 運航에 危脅을 주지 않음을 알수 있다.

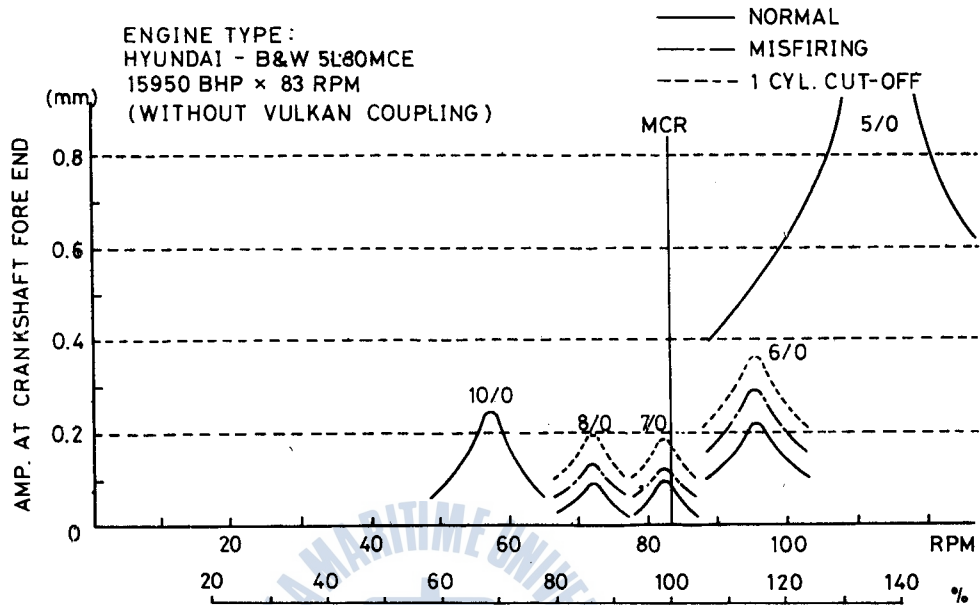


Fig. 3 Axial vibration resonance curve

위 機關의 正常運轉時 共振振幅에 對해 機關製作者가 提示한 값과 造船所에서 始運轉時 計測한 實測值 및 計算結果를 入手하여 0節 7次와 0節 10次에 對하여 Table.2에 比較하였으며, 計算結果와 實測值가 比較的 좋은 一致를 보여 주고 있음을 알 수 있다.

Table. 2 Calculated and measured results of resonance amplitudes

Engine type	Order/Node	Amplitudes of crankshaft fore-end (mm)		
		Maker's values	Measured values	Calculated values
B&W 5L80MCE	7/0	0.169	0.101	0.098
	10/0	0.449	0.204	0.247

또한 低質의 高粘度油를 使用하는 機關으로서 彈性커플링을 利用하여 軸發電機를 設置한 船舶에 있어서 着火失敗 및 減筒運轉으로 因한 縱振動의 問題與否를 確認하기 爲하여 同一機關의 汽缸前 前方部에 彈性커플링을 設置하여 計算을 行하였다.

Table. 3 (a)와 (b)에 着火失敗 및 減筒運轉時의 共振振幅을 正常運轉時와 比較하여 나타내었고 이에 대한 共振曲線을 Fig. 4에 나타내었다. 彈性커플링을 設置할 境遇 共振振幅은 커지고 있으나 커플링 製作者가 提示한 動的 許容 縱方向 커플링變位 $0.33K_a$ ($K_a = 14mm$)의 範圍內에 들어오므로 着火失敗로 因해 커플링에 미치는 影響은 없을 것으로 思料된다.

Table.3 O-node axial vibration amplitudes (with Vulkan coupling)

(a) (mm)

ORDER	CRITICAL SPEED (RPM)	NORMAL AMPLITUDE	AMPLITUDE AT THE MISFIRING OF ONE CYLINDER				
			NO. 1	NO. 2	NO. 3	NO. 4	NO. 5
1	561.8311	1.9776	2.3655	0.8743	2.2957	2.7120	1.5408
2	280.9155	0.9279	1.5719	2.1337	1.4499	0.7791	0.8465
3	187.2770	0.7043	1.1728	1.5770	1.0743	0.5842	0.5941
4	140.4578	1.0771	1.2679	0.5235	1.2299	1.4403	0.8455
5	112.3662	3.1970	2.9351	2.7506	2.8613	2.9332	2.6874
6	93.6385	0.4089	0.4691	0.2210	0.4519	0.5264	0.3120
7	80.2616	0.1214	0.1797	0.2256	0.1585	0.0970	0.0540
8	70.2289	0.1069	0.1704	0.2240	0.1547	0.0879	0.0790
9	62.4257	0.1517	0.1784	0.0726	0.1725	0.2028	0.1166
10	56.1831	0.5086	0.4739	0.4319	0.4510	0.4667	0.4211
11	51.0755	0.0798	0.0964	0.0338	0.0938	0.1110	0.0629
12	46.8192	0.0285	0.0493	0.0677	0.0459	0.0243	0.0289
13	43.2178	0.0184	0.0326	0.0454	0.0307	0.0161	0.0200
14	40.1308	0.0313	0.0588	0.0122	0.0380	0.0452	0.0257
15	37.4554	0.1141	0.1044	0.0926	0.0979	0.1023	0.0890
16	35.1144	0.0212	0.0276	0.0082	0.0276	0.0327	0.0195

(b) (mm)

ORDER	CRITICAL SPEED (RPM)	NORMAL AMPLITUDE	AMPLITUDE AT THE CUT-OFF ONE CYLINDER				
			NO. 1	NO. 2	NO. 3	NO. 4	NO. 5
1	561.8311	1.9776	2.6974	0.9110	2.7483	3.2422	2.0726
2	280.9155	0.9279	1.9854	3.0161	2.0334	1.0510	1.8713
3	187.2770	0.7043	1.5009	2.2891	1.5433	0.7977	1.4299
4	140.4578	1.0771	1.4493	0.5256	1.4756	1.7310	1.1269
5	112.3662	3.1970	2.8254	2.3755	2.5795	2.7483	2.2591
6	93.6385	0.4089	0.5577	0.1889	0.5689	0.6700	0.4285
7	80.2616	0.1214	0.2597	0.3945	0.2660	0.1375	0.2448
8	70.2289	0.1069	0.2342	0.3386	0.2296	0.1205	0.2110
9	62.4257	0.1517	0.2069	0.0699	0.2108	0.2487	0.1390
10	56.1831	0.5086	0.4495	0.3779	0.4104	0.4372	0.3594
11	51.0755	0.0798	0.1088	0.0368	0.1109	0.1308	0.0836
12	46.8192	0.0285	0.0510	0.0926	0.0625	0.0323	0.0575
13	43.2178	0.0184	0.0394	0.0598	0.0403	0.0209	0.0371
14	40.1308	0.0313	0.0437	0.0144	0.0435	0.0513	0.0328
15	37.4554	0.1141	0.1008	0.0847	0.0920	0.0981	0.0806
16	35.1144	0.0212	0.0290	0.0098	0.0295	0.0348	0.0222

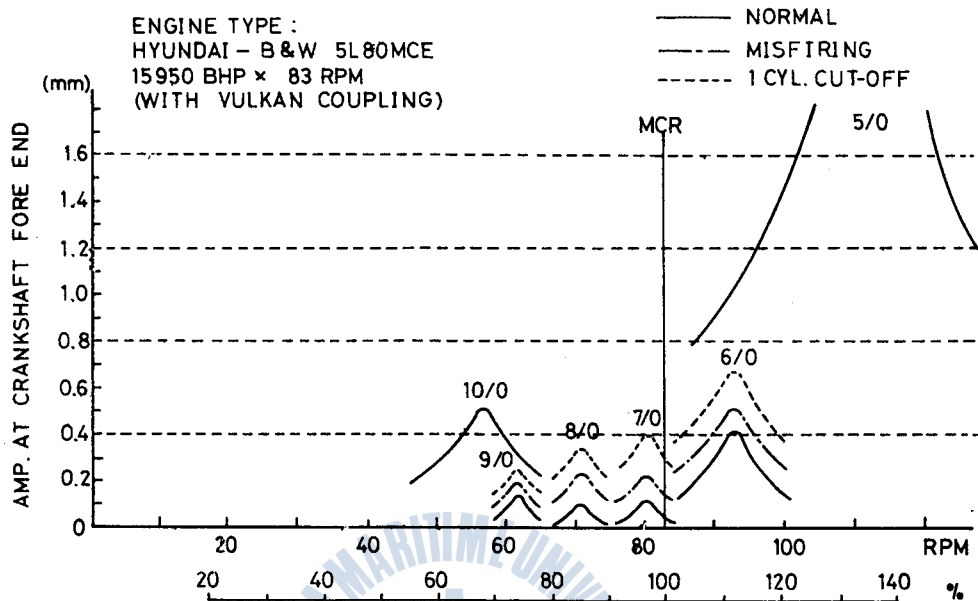


Fig. 4 Axial vibration resonance curve (with Vulkan coupling)

5. 結 論

本 研究에서는 船舶의 推進軸系와 關聯하여 大形 2行程 船用디젤機關을 對象으로 密閉사이클의 電算시뮬레이션으로 計算한 起振力을 利用하여 正常狀態, 着火失敗 및 減筒運轉時의 共振振幅을 計算하였다.

以上の 結果로서 다음의 結論을 얻었다.

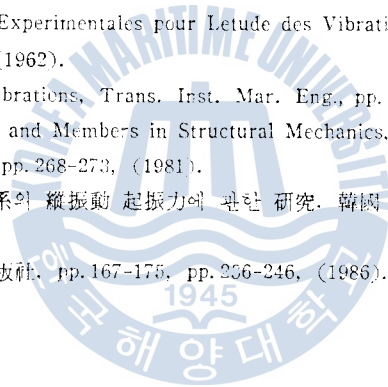
1) 着火失敗時 主危險次數의 共振振幅은 減少하나 MCR 近傍의 副危險次數의 共振振幅은 無視할 수 없을 程度로 增加한다. 그러나 船級協會가 提示하는 許容限度에 훨씬 못 미치므로 着火失敗로 因한 共振振幅의 變化가 船舶의 運航에 危脅을 주지 않음을 確認할 수 있었다.

2) 軸發電機를 設置한 境遇 着火失敗로 因해 連結彈性 커플링에 미치는 縱振動의 影響은 큰 問題가 없을 것으로 思料된다.

따라서 機關을 設計하거나 軸系를 設計할 때 着火失敗時 縱振動으로 因하여 推進軸系 및 連結彈性 커플링에 미치는 影響은 念慮하지 않아도 될 것으로 생각된다.

參 考 文 獻

1. 全孝重, 林永福: 디젤機關着火失敗가 크랭크軸系 비틀림振動에 미치는影響의 理論的 考察, 韓國船用機關學會誌, Vol.10, No.3, pp.262-274, (1986).
2. 全孝重, 金義珩: 內燃機關크랭크軸系縱振動에 關한 研究(第1報: 크랭크軸의縱剛性係數와縱自由振動計算), 韓國船用機關學會誌, Vol.5, No.1, pp.34-51, (1981).
3. 全孝重, 金永柱, 金義珩: 內燃機關크랭크軸系縱振動에 關한 研究(第2報: 크랭크軸系縱振動的共振振幅計算), 韓國船用機關學會誌, Vol.6, No.2, pp.69-91, (1982).
4. 全孝重, 王之錫, 金義珩: 船用디젤機關의 크랭크軸系縱振動特性에 關한 研究, 韓國船用機關學會誌, Vol.7, No.2, pp.22-28, (1983).
5. Dorcy S.F.: Strenght of Marine Engine Shafting, Trans. NEC Inst., Vol.57, pp.293-294, (1938).
6. Draminsky P. et al.: Axialschwingungen von Kurbelwellen, MTZ, II, 2, S.49-53, (1942).
7. Anderson G. et al.: Axial Vibrations and Measurement of Stress in Crankshaft, Int. Shipb. Prog., (1963/7).
8. Guglielmotti A., et al.: Recherches Experimentales pour Letude des Vibrations Axiales des Vileberquins. CIMAC Conference, pp.633-692, (1962).
9. Johnson A.: Machinery Induced Vibrations, Trans. Inst. Mar. Eng., pp.121-167, (1963).
10. Lazan B.H.: Damping of Materials and Members in Structural Mechanics, Pergamon Press, (1968).
11. 日本 海事協會, 船舶振動設計指針, pp.268-273, (1981).
12. 金永柱: 船用 디젤機關 크랭크軸系의縱振動起振力에 關한 研究, 韓國 海洋大學大學院 論文集 第4輯, pp.285-314, (1982).
13. 全孝重: 船舶動力傳達裝置, 大和出版社, pp.167-175, pp.236-246, (1986).



아아크熔射時 不活性개스에 의한 被膜密着強度 向上에 관한 研究

余 旭 鍾

A Study on the Improvement of Coating Film Adhesion
Strength in Arc Spraying by Using the Inert Gas.

Wook - jong Yeo

〈自1945 次〉

Abstract

1. 序 論
 2. 實驗方法
 - 2.1 熔射裝置
 - 2.2 熔射材 및 試驗片
 - 2.3 被膜密着強度 試驗方法
 3. 實驗結果 및 考察
 - 3.1 熔射霧圍氣에 따른 粒子 및 境界面의 變化
 - 3.2 熔射霧圍氣에 따른 酸化物 分布狀態 變化
 - 3.3 熔射霧圍氣에 따른 密着強度의 變化
 4. 結 論
- 參考文獻