

디젤기관 추진축계의 연성진동에 관한 연구

(제2보: 강제 감쇠 연성진동 해석)

이돈출* · 김의간** · 전효중**

Studies on Coupled Vibrations of Diesel Engine Propulsion Shafting

(2nd Report: Analyzing of Forced Vibration with Damping)

D. C. Lee* · U. K. Kim** · H. J. Jeon**

Key words: Coupled vibration(연성진동), Forced vibration(강제진동), Torsional vibration
(비틀림 진동), Axial vibration(종진동), Forced vibration with damping(감쇠 강제진동)

Abstract

With the results of calculation for natural frequencies, the forced responses of coupled vibration of propulsion shafting were analysed by the modal analysis method. For the forced response analysis, axial exciting forces, axial damper/detuner, propeller exciting forces and damping coefficients were extensively investigated. As the conclusion of this study, some items are cleared as next.

- The torsional amplitudes are not influenced by the radial excitation forces.
- The axial vibrational amplitudes are influenced by the tangential exciting forces. An increase of amplitude is observed for the speed range in the neighbourhood of any torsional critical speed.
- The coupling effect becomes larger if torsional and axial critical speed are closer together.
- The axial exciting force of propeller is relatively strong, comparing with those of axial forces of cylinder gas pressure and oscillating inertia of reciprocating mechanism.

Therefore, as a resume one can say, that

- Torsional vibration calculation with the classical one dimension model is still valid.
- The influence of torsional excitation at each crank upon the axial vibration is impotent, especially in the neighbourhood of a torsional critical speed. That means that the calculation of axial vibration with the classical one dimension model is insufficient in most of cases.
- The torsional exciting torque of propeller can be neglected in most of cases. But, the axial exciting forces of propeller can not be neglected for calculating axial vibration of propulsion shafting.

1. 서론

이미 제1보에서 크랭크 축계의 비틀림 진동과 종진동이 연성진동을 일으키는 경우에는 이들을 분리하여 독립적으로 계산한 결과와 동시에 연성으로 계산할 결과에는 고유진동수와 진동 모드에 큰 차이가 있음을 지적한 바 있다. 그리고 특히 이와 같은 현상은

진동모드에서 현저함을 알 수 있었다¹⁾. 크랭크 축계의 강제 감쇠 연성진동의 해법에 관해서 필자중의 한사람은 이미 이 문제를 해석할 수 있는 기법을 발표한바 있다²⁾. 그러나 그 당시의 전자계산기 용량이나 처리속도 등에 많은 제한이 있었기 때문에 충분히 문제를 다루지 못하였다. 이번 기회에 이 문제를 좀더 깊이 있게 다루는 동시에 그 당시에는 검토가 부족하였던 기진력의 계산과 평가

* 목포해양대학교

** 한국해양대학교 공과대학

방법, 왕복관성력의 종진동 기진력, 프로펠러 기진력, 종진동 댐퍼 또는 데튜너 등을 다루었으며 특히 그 당시에 잘못 과대 평가한 크랭크 스로우 반경력을 올바르게 평가함으로써 감쇠력도 올바르게 도입할 수 있게 되었다.

금번의 PC용 전산 프로그램의 개발에 있어서는 새로운 기법을 많이 도입함으로써 짧은 시간내에 간단한 입력자료만으로 연성진동의 특성을 쉽게 판정할 수 있도록 하였다.

현재 디젤기관의 강제 감쇠 종진동의 계산에 있어서는 비틀림 진동의 계산시와 같은 수법으로 집중 질점과 이들을 연결하는 질량이 없는 스프링으로 연결하는 진동계를 구성하고 이들 질점에 기진력이 작용하는 것으로 보고 종진동 계산을 수행하는 경우를 많이 보게된다. 그 결과로 계산결과에는 종진동과 비틀림 진동의 연성 효과가 반영되지 않는다.

Fig.1에는 크랭크축 선단의 비틀림 진동 진폭과 종진동 변위를 계산결과와 계측결과를 대비하여 보여 주고 있다. 그림에 보이는 속도 범위에서 비틀림 진동은 두 개의 공진점이 보이고 종진동은 한 개의 공진점이 보인다. 비틀림 진동의 진동진폭은 계측치와 계산치가 일치한다. 그러나 종진동 진폭의 경우 계산치는 한 개의 공진점만이 나타나며 실측치와는 많은 차이를 보이게 된다.

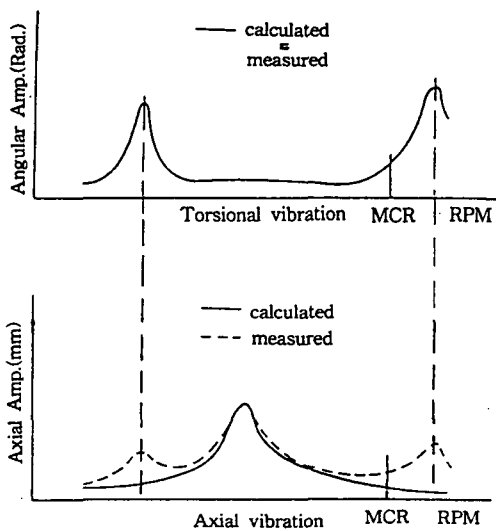


Fig.1 Comparison the results of measurements with the results of the classical vibration calculation

따라서 지금까지 비틀림 진동에 이용하던 계산방법을 종진동에도 적용하여 얻은 결과치와 계측치를 비교함으로써 다음과 같은 것을 알 수 있다.

- 비틀림 진동은 반경방향의 기진력, 즉 종진동에 의하여 영향을 받지 않으나 종진동은 접선 방향 기진력, 즉 비틀림 진동의 영향을 받는다. 특히 비틀림 진동의 공진점 부근에서는 종진동 진폭이 증대한다.
- 비틀림 진동과 종진동의 공진점이 접근하면 연성효과는 더욱 증대한다.

위와 같은 사실로부터 비틀림 진동의 계산은 지금까지 채택하여 오던 방법이 계속 유효하나 종진동의 경우 이 방법에는 어떤 한계가 있으며 연성진동에 의한 계산이 필요함을 알 수 있다.

다음에 실제 측계에 대하여 이러한 문제점들을 확인하고자 한다.

2. 강제 감쇠 연성진동의 해법

2.1 강제 감쇠 연성진동의 해법 개요

지금까지 소개된 강제 감쇠 연성진동의 해법은 크게 세 가지로 구분할 수 있다.

첫째는 필자들이 개발한 영향계수법에 의한 방법이다. 이 방법은 크랭크축 스로우를 크랭크 중심선으로 형상화한 하나의 단순 등가계로 간주하되 축 질량을 양끝에 배치한다. 이들 질점이 4자유도를 갖는다고 보고 회전축 중심들레, 중방향 및 상하, 좌우 들레의 영향계수를 구하고 이들의 매트릭스를 역산하여 강성 매트릭스를 구하는 방법이다^{2),3)}

이 방법의 최대 장점은 처리해야 하는 자유도가 최대 200미만, 통상 100내외로 매우 적기 때문에 PC로서도 용이하게 처리가 가능하다는 점이다.

결점으로서의 축을 너무나 단순화하였기 때문에 최근의 디젤 엔진처럼 크랭크 암의 두께와 폭이 매우 불규칙적인 형상을 하고 있는 경우 그의 적절한 대표적 두께와 폭을 결정하는 것이 곤란한 점이다. 그러나 이 문제는 몇 번의 시행착오에 의하여 극복할 수 있을 것이다.

두 번째 방법은 전달 매트릭스법이다⁴⁾.

이 방법은 크랭크 스프링을 6개의 블록으로 분할하고 크랭크 암은 다시 1~10개의 블록으로 분할하며 축계의 나머지 부분도 적당한 수의 블록으로 분할한 다음 각 블록간은 6자유도의 복합 스프링으로 연결되는 것으로 간주한다. 전달매트릭스를 구성하여 축계의 한 끝으로부터 다른 끝으로 계산을 진행하는 방법이다. 계산하는 수법은 1 자유도계의 질점에 대한 것과 같은 요령으로 시행한다.

자세한 정보가 없기 때문에 상세한 것은 알 수 없으나 1 자유도계의 강제진동으로부터 추정하건데 단위 매트릭스의 구성은 최소한 25×25 의 크기를 가질 것으로 예상되기 때문에 계산량은 상당히 방대하여지고 수많은 계산의 반복으로 오차의 누적도 피할 수 없을 것으로 생각된다.

세 번째의 방법은 유한 요소법에 의하는 방법이다. 이 방법은 다시 부분적으로 유한 요소법을 적용하는 경우와 전체적으로 적용하는 경우로 구분할 수 있다.

초기에는 유한요소법의 계산량이 너무나 방대하기 때문에 부분적으로 유한 요소법을 적용하는 방법이 여러 가지로 고안되었다.

예를 들어 크랭크 암에 대하여서만 유한 요소법을 적용하고 그 결과로부터 등가 단면계수를 구한 다음 여타의 계산은 필자들의 방법과 같은 요령으로 행하는 등가단면계수법^{5),6),7)}, 크랭크 암을 3~4개의 등가봉으로 치환하고 핀과 자널도 봉으로 간주하여 축계 전체를 봉의 결합으로 환산하여 진동계산을 수행하는 동강성법(動剛性法)^{8),9)}, 크랭크의 자널과 핀에 대하여서는 환봉의 해석해로부터 임피던스 행렬을 직접 유도하고 크랭크 암 부분에만 유한 요소법을 적용하는 축소 임피던스법, 크랭크 축을 3차원 솔리드 요소로 분할하여 유한 요소법을 적용하는 모드 합성법¹⁰⁾, 크랭크 스프링마다 유한요소로 해석한 다음 3차원 등가 단순봉을 구한 다음 이들을 순차로 연결하여 축계 전체의 진동을 해석하는 부분구조 합성법¹¹⁾ 등 여러 가지 방법들이 있다.

축계 전체에 유한 요소법을 적용하는 기법은 주로 대형 엔진 제작회사들이 이용하고 있는 방법이다.

현재 각 대형 엔진 제작사는 제 각기 강제 감쇠 연성진동에 관한 계산결과를 발표하고 계산 프로그램을 선전하고 있는데 이들은 모두 유한 요소법에 의하는 것들이다^{12),13),14),15)}.

엔진 제작사들이 현재 이용하고 있는 유한 요소법은 중, 대형 엔진의 경우 크랭크 스프링 한 개를 최소한 2500요소 이상으로 분할하여 스프링 상수를 구하고 이들 중 연성진동에 직접 관련이 있는 요소를 추출하여 연성진동 방정식을 구성한 다음 문제를 해석하고 있다.

이 방법의 최대 난점은 방대한 계산량과 처리시간이고 대형 전산기의 이용이 전제로 된다는 점이다. 물론 엔진 제작사는 자기회사가 개발한 전산 프로그램을 이용할 경우 유한요소를 사전에 처리하여 저장한 자료들로부터 계산에 필요한 자료를 제공받을 수 있으므로 PC로도 해석이 가능하다고 말하고 있다.

엔진 제작사가 이와 같이 유한 요소법을 적용할 수 있는 것은 엔진 개발단계에서 크랭크 축의 설계를 위하여 유한 요소법에 의한 상세한 강도 및 응력 계산을 실시하므로 진동계산에는 그 일부를 이용할 수 있기 때문이다. 따라서 엔진 개발과 관계없는 사람이 진동계산을 수행하고자 할 경우 천문학적인 자료처리와 상세한 크랭크 축계 도면이 필요하게 된다.

또한 이와 같이 방대한 계산처리 양과 시간과 노력에도 불구하고 그에 상응한 정확한 계산결과를 얻지 못하고 있다는 점이다. 최근의 보고에 의하면 고유진동수는 1%내외, 강제진동은 10%내외의 정밀도를 얻고있다고 하는데 이 결과는 필자의 방법에 의하는 결과와 대동소이하다.

2.2 모드 해석법에 의한 강제 감쇠 연성진동의 계산

강제 감쇠 연성진동의 계산방법으로서 가장 보편적으로 이용하고 있는 방법은 모드해석법이다. 이 방법 외에도 기계적 임피던스법과 같이 직접 강제감쇠 진동방정식을 해석하는 방법도 채택할 수 있으나 이 경우에는

자유진동해석과는 관계없이 수행할 수 있기 때문에 계산의 절차는 간단하지만 자유진동에 관한 정보가 없으므로 진동 억제의 대책 수립이나 진동의 원인 규명 등에는 미흡한 점이 많다.

따라서 본 연구에서는 모드해석법에 의하여 강제 감쇠진동을 계산하며 다음에 그의 내용을 소개한다.

n 자유도 감쇠 진동계에 기진 외력이 작용하는 다음과 같은 강제진동 방정식에 대하여 고찰한다.

$$[M]\{\ddot{q}\} + [C]\{\dot{q}\} + [K]\{q\} = \{Q\} \quad (2.1)$$

여기서 $[M]$, $[C]$, $[K]$ 는 $n \times n$ 의 대칭 매트릭스이다. 먼저 제1보에서 설명한 것처럼 감쇠와 기진력이 없는 n 자유도계의 자유진동해석에 의하여 고유 각진동수 ω_r 과 기준진동모드 $u^{(r)}$ 을 구하고 기준진동 모드로 구성되는 매트릭스 $[\Phi] = [u^{(1)}, u^{(2)}, \dots, u^{(n)}]$ 를 이용하여 위의 강제 감쇠진동방정식의 계수 매트릭스를 다음과 같이 변환한다.

$$[M][\Phi][\omega^2 \setminus] = [K][\Phi] \quad (2.2)$$

여기서,

$$[\omega^2 \setminus] = \begin{bmatrix} \omega_1^2 & 0 & \dots & 0 \\ 0 & \omega_2^2 & \dots & 0 \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ 0 & 0 & \dots & \omega_n^2 \end{bmatrix} \quad (2.3)$$

기준 모드를 이용하여

$$[\Phi]^T [M][\Phi] = [I] \quad (2.4)$$

$$[\Phi]^T [K][\Phi] = [\omega^2 \setminus] \quad (2.5)$$

$$[\Phi]^T [C][\Phi] = [D] \quad (2.6)$$

$$[\Phi]^T \{Q(t)\} = \{R(t)\} \quad (2.7)$$

$$[\Phi]\{\eta(t)\} = \{q(t)\} \quad (2.8)$$

$$\{\eta(t)\} = \begin{bmatrix} \eta_1(t) \\ \eta_2(t) \\ \vdots \\ \eta_n(t) \end{bmatrix} \quad (2.9)$$

(2.1)식에 (2.4)~(2.8)의 관계를 대입하면

$$\{\ddot{\eta}(t)\} + [D]\{\dot{\eta}(t)\} + [\omega^2 \setminus]\{\eta(t)\} = \{R(t)\} \quad (2.10)$$

여기서 $[D]$ 는 $n \times n$ 의 대각 매트릭스이나

일반적으로는 대각 매트릭스로 되지 않는다. 따라서 (2.10)식의 각 구성식은 기준진동모드마다 독립한 방정식으로 분리되지 않는다. 따라서 $[D]$ 가 대각 매트릭스로 되거나 아니면 근사적으로 대각 매트릭스로 되는 다음과 같은 특별한 경우를 다룬다.

(1) $[C]$ 를 $[M]$ 와 $[K]$ 의 선형 결합으로

보는 경우

$$[C] = \alpha[M] + \beta[K] \quad (2.11)$$

로 나타낼 수 있는 경우에는 (2.4), (2.5)식에 의하여

$$[D] = \alpha[I] + \beta[\omega^2 \setminus] \quad (2.12)$$

으로 되어 대각 매트릭스로 된다. 여기서 α, β 는 정수이다.

(2) 감쇠가 작은 경우

이 경우에 $[D]$ 의 비 대각 항은 대각 항에 비하여 작고 이것을 무시하면 근사적으로 대각 매트릭스로 된다.

이상과 같이 $[D]$ 가 대각 매트릭스인 경우에

$$[D] = [2\xi\omega \setminus] \quad (2.12)$$

로 나타내면 (2.10)식은 n 개의 기준 모드마다 독립한 방정식

$$\ddot{\eta}_r(t) + 2\xi_r \omega_r \dot{\eta}_r(t) + \omega_r^2 \eta_r(t) = R_r(t) \quad (r=1, 2, \dots, n) \quad (2.13)$$

으로 된다. 이들의 해 $\eta_r(t)$ 는 1자유도계의 강제 감쇠진동과 같은 요령으로 해석할 수 있다.

이상으로부터 강제 감쇠 진동의 응답은

$$\{q(t)\} = [\Phi]\{\eta(t)\} = \sum_{r=1}^n \{u^{(r)}\} \eta_r(t) \quad (2.14)$$

로 주어진다. 다만, $\eta_r(t)$ 의 결정에는 초기조건

$$\{q(0)\} = \sum_{r=1}^n \{u^{(r)}\} \eta_r(0) \quad (2.15)$$

$$\{\dot{q}(0)\} = \sum_{r=1}^n \{u^{(r)}\} \dot{\eta}_r(0) \quad (2.16)$$

이 필요하다.

(2.14)식과 같이 모드해석에서는 강제진동의 응답을 각 기준진동모드의 응답에 대한 겹침이라 생각한다. 이 방법은 항상 적용할

수 있는 것은 아니나 다 자유도계에서 연성을 하고 있는 방정식군을 독립한 방정식군으로 변환하기 때문에 계산이 간단하고 고속으로 행할 수 있는 이점이 있다.

2.3 디젤기관 추진 축계의 연성 다 자유도 방정식의 구성에서 문제로 되는 요소

크랭크축을 갖는 추진 축계의 연성진동 방정식을 유도함에 있어 문제로 되는 몇 가지 항목이 있다.

자유진동 방정식의 유도와 입력자료 작성 및 해석방법에 관하여서는 이미 제1보에서 다룬바 있다. 또한 강제 감쇠 진동방정식의 유도에 있어 비틀림 진동에 관련되는 항의 구체적 구성방법은 종래의 비틀림 진동 단독 계산에 이용하는 자료를 그대로 이용할 수 있다. 문제는 종진동에 관련되는 자료이다.

다음에 이들의 항목중 중요한 것에 대하여 검토하여 본다.

(1) 폭발 가스의 중방향 기진력

중방향 기진력은 가스 폭발압력의 반경력이 축방향으로 변환한 것이다. 따라서 여기서 문제로 되는 것은 먼저 반경력의 가스 하모닉스를 구하고 이것을 다시 축방향의 하모닉스로 변환하여야 한다.

반경력 하모닉스는 최근 중요 대형 디젤기관 제작회사가 상세한 값을 제시하고 있으므로 이들 값을 이용하면 된다. 접선방향 토크 하모닉스와 마찬가지로 20~24차까지 제시되고 있다.

반경력 하모닉스의 축방향 하모닉스로의 변환율은 엔진 제작회사의 경우, 대략 반경방향력의 20~30%로 취하고 있으나 필자들의 연구에 의하면 이 값은 크랭크 스톱형상과 인접 크랭크 스톱형상의 접속각 등의 지배를 받기 때문에 동일 엔진에서도 스톱형에 따라 각기 다른 값을 갖는다는 것이 확인되고 있다^{16),17)}.

또한 본 논문의 경우 각 크랭크의 질점은 지지베어링에 집중하고 있으며 기진력은 크랭크 핀의 중심에 작용하는 것으로 보고 있다. 따라서 비틀림 진동의 경우에 각 접선력 토크는 질점의 상당 관성체에 작용한다고 보아도 문제가 없으나 종진동의 경우 크랭크

핀의 중심에 작용하는 반경력은 그의 절반씩이 축의 전후방향으로 분할되어 작용하므로 질점에는 그의 전후 크랭크핀으로부터 절반씩이 작용한다(크랭크 전단과 후단은 절반씩만 작용). 만약 각 질점에 작용하는 중방향 기진력의 위상이 같다면 서로 상쇄하여 기진력은 0으로 되고 크랭크축 전단과 후단의 절반 성분만이 남게될 것이다.

실제로는 질점에 양측으로부터 작용하는 축방향 기진력의 위상은 다르므로 감하거나 합산된다. 또한 각 질점의 진동 진폭은 모두 상이하므로 같은 기진력이 작용하더라도 기진 에너지의 값은 같지 않다.

그러나 일반적으로 진동 모드에 따라 같은 방향의 기진력이 모두 합산되는 비틀림 진동의 접선력에 비하여 반경력은 절반으로 분할되고 다시 축방향의 힘으로 변환되므로 상대적으로 적은 값으로 됨은 틀림없다.

(2) 왕복관성력의 중방향 기진력

접선력의 경우와 마찬가지로 중방향 기진력을 계산할 수 있다. 다음에 이들의 계산식을 보인다.

$$\begin{aligned} 1차: C_1 &= -E_0(0.5)(\lambda)/A \\ 2차: C_2 &= +E_0(0.50)(1+\lambda^2)/A \\ 3차: C_3 &= -E_0(0.75)(\lambda)/A \\ 4차: C_4 &= -E_0(0.25)(\lambda^2)/A \\ E_0 &= m_{rec}r\omega^2, A = \pi D^2/4 \end{aligned} \quad (2.17)$$

위의 식에서 m_{rec} 는 왕복기구 왕복 질량, r 는 크랭크 스톱의 길이, ω 는 회전각속도, D 는 실린더 지름, λ 는 연접봉 비이다. 그리고 이들 계수는 접선력과 달리 cos성분이며(접선력은 sin성분) 따라서 개스의 반경력 하모닉스의 cos성분에 합산한다.

접선력 성분과 마찬가지로 2차의 값이 가장 크며 5차 이상은 매우 작은 값이 되므로 생략한다.

(3) 프로펠러의 중방향 기진력

잘 알려져 있는 바와 같이 불균일한 반류속에서 프로펠러가 회전하고 있으므로 접선력 변동과 더불어 추력 변동이 발생하며 이 추력 변동은 축계 종진동에 기여하게 된다.

최근 축계 비틀림 진동의 계산이 점차 정밀도를 더하면서 프로펠러의 비틀림 진동 기

진력을 배려하는 경우가 늘어가고 있다. 그러나 그의 중요도는 별로 크지 않다.

중진동의 경우 가스폭발압력의 중진동 기진력의 값에 비하여 프로펠러 기진력의 값이 상대적으로 크기 때문에 중진동 계산에서 프로펠러 기진력은 무시할 수 없는 요소로 된다. 그러나 이 경우에도 프로펠러의 날개 수 차수 및 그의 배수 차만이 문제로 되며 3매 날개 내지 6매 날개에서 6내지 4배수 차까지를 고려하면 충분하다.

다만, 아직도 프로펠러의 중진동 기진력을 이론적으로 계산하는 것은 매우 번거로우며 이론적으로 계산하여도 실익이 별로 없기 때문에 평균 추력의 일정 비율을 취하는 방식을 택하고 있다. 이 경우 비율의 크기는 지금까지 이루어진 실측치를 이용하도록 한다.

(4) 중진동 댐퍼 또는 데튜너

70년대 중반이후 80년대까지 장행정 저속 대형 고출력 연료 절약형 디젤기관이 도입되면서 5실린더 이상의 모든 대형 엔진에서 중진동이 문제로 되었다.

이것은 크랭크축의 진동절량이 크게되고 상대적으로 크랭크 암이 길게되면서 중방향의 스프링 상수가 낮아 저서 강력한 0절 및 1절 중진동이 엔진 사용범위에서 발생하며 이것이 다른 한편으로 1절이나 2절의 비틀림 진동과 연성하여 중진동을 유발하게 된다. 당시에는 값싸고 구조가 단순하며 효과적인 댐퍼나 데튜너가 개발되지 못하였기 때문에 문제가 심각하였다. 다행히도 그후 값싸고 성능이 좋은 댐퍼(또는 데튜너)가 개발되면서 모든 대형 2행정 엔진에서 5실린더 이상일 경우에는 표준적으로 이것을 장착하면서 문제가 일단락 하였다. 따라서 지금도 중진동은 발생하고 있으나 이것을 억제하고 있을 뿐이다.

여기서 댐퍼는 중진동 감쇠 에너지만을 시스템에 부여하는 감쇠 장치이고 데튜너는 강력한 감쇠력과 거기에 더하여 중진동 방향의 탄성을 갖기 때문에 공진점에도 영향을 미치는 감쇠장치이다. 순수한 의미에서는 감쇠력은 없고 공진점만을 이동시키는 것이 데튜너일 것이나 중진동의 경우 강한 감쇠력까지를 동반하는 것이 보통이다.

이러한 댐퍼나 데튜너를 중진동계에 도입하는 방법에는 두가지가 있다. 즉, 순수한 감쇠력만을 고려하는 경우(고유진동수의 변화 없음)와 데튜너와 같이 강성과 질량을 시스템에 추가해야되는 경우(고유진동수의 변화 있음)가 있는데 후자의 경우에는 일종의 분지계를 형성한다. 또한 최근에는 12실린더 엔진과 같이 크랭크축이 긴 엔진에서 긴 중간축계를 갖는 경우에는 크랭크 앞쪽에만 댐퍼를 다는 것이 아니라 뒤쪽에도 또 다른 중진동 댐퍼를 설치하는 경우도 있게 된다.

따라서 연성진동 해석 프로그램의 개발에 있어서는 비틀림 진동 댐퍼는 물론이고 중진동 댐퍼(또는 데튜너)를 2개씩 분지형으로 장착하는 경우도 예상하여 개발할 필요가 있다.

(5) 중진동의 감쇠계수

과거에는 중진동 기진력의 값을 너무 과대하게 평가한 결과 진동 진폭이 크게되고 이것을 실측치에 맞추려고 감쇠 계수비를 크게 취하였다. 그 결과로 감쇠 계수비는 5~8%에 달하고 비틀림 진동의 1.2~1.5%에 비하여 상대적으로 큰 값으로 되었다.

실제로 비틀림 진동에 의하여 유발되는 중진동의 Q계수는 비틀림 진동과 별 차이가 없으며 중진동 단독으로 발생하는 진동의 Q계수도 감쇠 계수비 5%미만으로 나타나는 경우가 대부분이다.

아직도 감쇠계수는 프로펠러와 같은 특수한 구성요소를 제외하고 이론적으로 계산할 수 있는 방법은 없으며 실측치를 이용하여 감쇠 계수비를 역산하여 유사 엔진의 해석에 활용하고 있는 것이 오늘날의 실정이다.

실측에서 얻는 감쇠 계수비와 계산에 이용하는 감쇠 계수비 간에 차이가 많이 생기는 것은 기진력의 산정이 부정확한데 있음이 금번의 연구에서 확인되었으며 기진력의 계산과 입력방법을 개선한 결과 계산결과와 실측 결과의 양호한 일치를 볼 수 있었고 Q계수도 양호한 일치를 보였다.

3. 계산 예와 검토

위에서 언급된 사항들을 배려하여 새로이 개발된 PC용 감쇠 강제 연성진동 해석 프로그램

램에 의하여 계산한 결과를 다음에 보인다. 해석에 이용한 엔진과 축계는 S-ship이며 이 선박과 탑재엔진 및 축계의 개요는 제1보를 참조 바란다. 또한 본 추진축계의 고유진동수, 공진회전수, 비진폭 등도 제1보를 참조 바란다.

앞서 수행한 계산에 의하면 1절 종진동(고유진동수:1062.93 cpm)과 2절 비틀림 진동(고유진동수:1093.27 cpm)은 고유진동수가 매우 접근하고 있기 때문에 어느 한 쪽에 의하여 다른 쪽의 진동이 유발될 가능성이 높다.

이미 앞서 지적한 바와 같이 종진동이 비틀림 진동을 유발하는 경우는 없으며 주로 비틀림 진동이 종진동을 유발하게 된다.

본 계산의 경우 반경력의 축방향으로의 변환율은 Table 1과 같으며 평균 변환율은 0.5870526으로서 최근의 장행정 크랭크의 0.2~0.3보다 2배 가까이 된다.

계산에 이용된 감쇠 계수비는 비틀림 진동과 같은 0.013이고 프로펠러 감쇠계수는 수정 Schwanecke의 식을 이용하였다. 또한 하모닉 계수는 반경력과 접선력 하모닉스를 동시에 제공하는 엔진 형식중 가장 유사하다고 생각되는 L50-90MC형의 것을 이용하였으나 실제 엔진은 구식이기 때문에 약간의 차이가 예상된다.

Table 1 conversion factor of radial force to axial force

CONVERSION FACTOR			
.6061229E+00	.6472427E+00	.4695695E+00	.4695695E+00
.6419644E+00	.6237378E+00	.6083784E+00	.6298369E+00

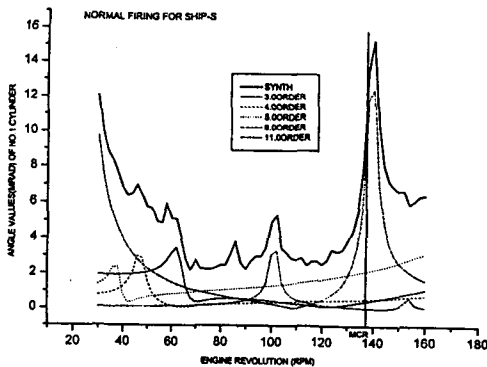


Fig.2 Torsional amplitude of crankshaft fore-end

비틀림 진동 단독 계산에 의할 경우 에너지 법에 의한 계산결과를 살펴보면 벡터 합이 크

게되는 것은 엔진 사용범위에서 2절 8차(139.02 rpm), 11차(101.10rpm), 13차(85.5rpm), 16차(69.51 rpm)등이고 강제진동 계산에서도 같은 결과를 얻게된다. 다만, 8차와 11차에 비하여 여타의 것은 회전수가 낮아지면서 하모닉 계수가 작아지기 때문에 기진력은 상대적으로 작은 값으로 된다.

Fig.2는 이러한 비틀림 진동의 강제 감쇠진동 계산 결과를 선도로 보이는 것이다.

마찬가지로 종진동을 단독으로 계산하여 보면 벡터합이 크게되는 것은 0절 진동에서 8차(125.81rpm), 16차(62.91rpm), 1절 진동에서 벡터 합성치가 약간 큰 값을 갖는 것은 8차(134.35 rpm), 16차(67.17rpm) 정도이고 11차(97.71 rpm)는 이들의 절반정도이다.

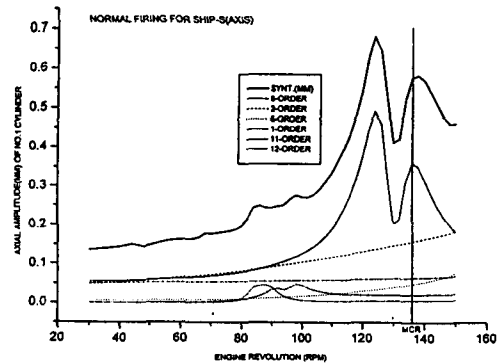


Fig.3 Axial amplitude of crankshaft fore-end

Fig.3은 이러한 종진동의 강제 감쇠진동 계산결과를 보이는 선도이다. 특히 84 rpm부근에서 약간 진동 진폭이 크게되는 데 이것은 0절 12차(83.9 rpm)의 프로펠러 기진력에

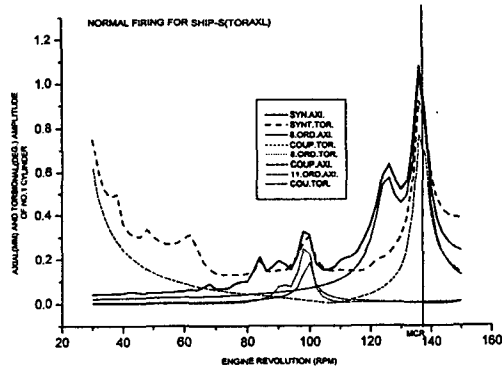


Fig.4 Synthesized and individual major order amplitude of crankshaft fore-end

기인한 것이다.

Fig.4는 비틀림 진동과 종진동을 연성하여 계산한 것이다. 합성 비틀림 진동(굵은 점선으로 표시)은 단독 비틀림 진동(Fig.2의 굵은 실선)의 경우와 별 차이가 없으며 종진동의

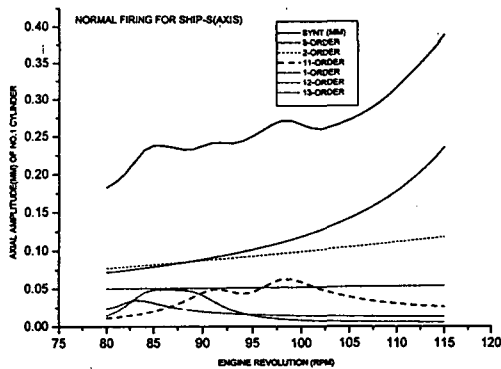


Fig.5 Axial amplitude of crankshaft fore-end(80~115rpm)

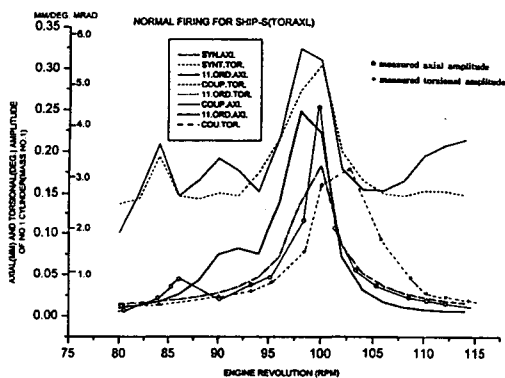


Fig.6 Synthesized and individual major order coupled amplitude of crankshaft fore-end(80~115 rpm)

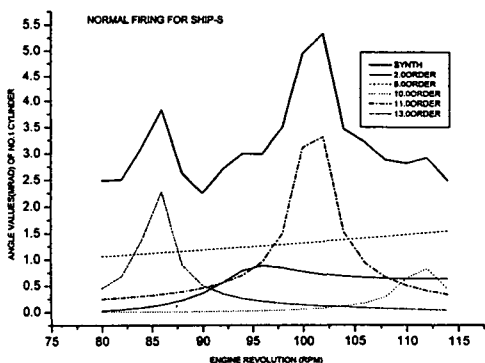


Fig.7 Torsional amplitude of crankshaft fore-end(80~115 rpm)

영향이 없음을 확인 할 수 있다. 그러나 굵은 실선으로 표시되는 합성 종진동은 단독 종진동(Fig.3의 굵은 실선)에 비하여 많은 변화를 보이고 있다. 특히 MCR(137rpm)부근과 80~115rpm부근에서 현저한 차이를 볼 수 있다.

여기서는 80~115rpm부분의 상태를 좀더 상세히 확인하여 보기 위하여 Fig.5에 종진동 단독의 경우를, Fig.6에 연성진동의 경우를, Fig.7에 비틀림 진동 단독의 경우를 대비하여 보이고 있다.

특히 연성진동의 경우에는 종진동과 비틀림 진동의 실측치를 함께 표시하였다.

Fig.5에 의하면 1절 11차 종진동(공진회전수 98 rpm)의 진폭은 최대 0.0627mm(98rpm에서)이고 연성진동의 경우 0.2483mm(98 rpm)이다. 따라서 101rpm부근의 11차 비틀림 진동의 강한 영향을 받고 있음을 알 수 있다.

또한 실측치를 보면 실제 공진 회전수와 계측 공진 회전수가 1rpm정도 어긋나기 때문에 최대 진폭은 약간 벗어나 있으나 최대치와 진폭의 퍼짐(Q계수)은 비슷함을 알 수 있다.

3. 결론

지금까지 동일 축계에 대하여 본 연구에서 개발한 PC용 전산 프로그램에 의하여 종진동 단독, 비틀림 진동 단독 및 종 비틀림 연성 진동 등 세 가지 경우에 대하여 감쇠 강제 진동 계산을 수행하여 종진동과 비틀림 진동의 상호 관계에 대하여 검토하여 보았다.

그 결과 비틀림 진동은 종래와 마찬가지로 단독으로 계산하여도 문제가 없으나 종진동의 경우에는 단독으로 계산할 경우 비틀림 진동의 영향을 반영할 수 없기 때문에 실제 진동 상태와는 상당히 다른 결과로 된다. 따라서 종진동은 비틀림 진동과의 연성진동으로 계산하여야 함을 알 수 있다.

참고문헌

- [1] 이돈출, 김의간, 전효중, 디젤기관 추진축계의 연성진동에 관한 연구(제1보: 연성이 고유진동수와 그의 모드에 미치는 영향), 한국박용기관학회 2000년도 춘계 학술강연회논문집, 2000/5/12

- [2] K.Tsuda, H.Jeon, Theoretical Analysis of Coupled Torsional-Axial Undamped Vibration of Marine Diesel Engine Shafting, Japan Shipbuilding & Marine Engineering, Vol.4 No.5,1969, p.15
- [3] H. Jeon, K. Tsuda, Theoretical Analysis of the Coupled Torsional-Axial Forced Vibration of the Marine Diesel Engine Shafting, J. of The Faculty of Engineering, The University of Tokyo(B), Vol.32, No.3, 1974, p.535
- [4] S. Iwamoto, K. Shimoyamada, K. Wakabayashi, H. Nakamura, Vibration Analysis of Large Low Speed Marine Diesel Engine Shafting, J. of the M.E.S.J., Vol.24 No.12, 1989/9, p.568
- [5] 穂森 繁弘, 鎌田 實, 佐佐木 康夫, ロングストローク船用ディーゼル機関クランク軸系の振動および強度に関する研究(第1報 軸系の縦ねちりお考慮した自然振動の理論的解釋法), 日本造船學會論文集, 第163號, 1988/6, p.261
- [6] 穂森 繁弘, 鎌田 實, 佐佐木 康夫, ロングストローク船用ディーゼル機関クランク軸系の振動および強度に関する研究(第2報 軸系の縦ねちり連成強制振動計算法および實機計測), 日本造船學會論文集, 第164號, 189/12, p.282
- [7] 穂森 繁弘, 鎌田 實, 佐佐木 康夫, ロングストローク船用ディーゼル機関クランク軸系の振動および強度に関する研究(第3報 クランクピンフィレット部應力計算法), 日本造船學會論文集, 第165號, 1990/12, p.293
- [8] H.Okamura, A.Shino, K.Sogabe, Y.Sato, Dynamic Stiffness Matrix Method for Three-Dimensional Analysis of Crankshaft Vibrations(1st Report : The Background and Applications to a Planar Structure Crankshaft System), J. of the M.E.S.J., 1989/9, p.1965
- [9] H.Okamura, A.Shino, K.Sogabe, Y.Sato, Dynamic Stiffness Matrix Method for Three-Dimensional Analysis of Crankshaft Vibrations(2nd Report : Application to Solid Structure Crankshaft Systems and the influence Due to the Oil Stiffness of Crankshaft-Journal Bearing), M.E.S.J., 1989/9, p.1974
- [10] 谷田宏次, 久保田 稔, 長谷川 昇, モード集成分法によるロングストローク機関軸系の振動解析, 關西造船協會誌, 第202號, 1986/9, p.107
- [11] T. Hara, T.Furukawa, K.Shoda, Vibration Analysis of Marine Engine Shaft System by Building Block Approach, J. of M.E.S.J., Vol.29 No.10, 1994/10, p.736
- [12] J. Jenzer, Y. Welte, Coupling Effect between Torsional d Axial Vibration in Installations with the Two Stroke Diesel Engines, Sulzer Brothers Ltd., 1991/5
- [13] W, Schiffer, Calculation of Coupled Vibrations, IME Conference, Oxford, 'Vibration in Rotating Machinery', 1996/9.
- [14] A Kikuchi, H.Makita, Vibration Analysis of Diesel Engine Crankshaft System Considering Coupling Effects of Torsional and Axial Modes, 21st CIMAC, 1995, Interlaken.
- [15] S.B. Jacobsen, L. Bryndum, T. Fukud, M. Ohtsu, Axial Vibrations of Crankshafts of Long Stroke Diesel Engines, and the Control of their Influence on Crankshaft Strength and Hull Vibration Condition, 19th CIMAC, 1991
- [16] 全孝重, 王之錫, 金義珩, 船用ディーゼル機関クランク軸系 縦振動特性에 관한 研究, 韓國船用機關學會誌, 第7卷第2號, 1983, p.22
- [17] 金義珩, 全孝重, 船用ディーゼル機関クランク軸系縦振動に関する研究(第1報: クランク軸の縦ばね定数とクランク半徑方向力の軸方向力への變換率), 日本船用機關學會誌, 第22卷第2號, 1987/2, p.174