

박용엔진 축계 비틀림/종 연성진동 해석을 위한 크랭크 축 강성행렬 구축

김원진*, 전민규**, 정동관**

Crankshaft Stiffness Matrix Construction for the Vibration Analysis Coupled with Torsional and Axial Directions of a Marine Engine Shaft System

Won Jin Kim*, Min Kyu Jeon**, and Dong Gwan Jeong**

ABSTRACT

The torsional and axial vibrations of shaft system have been calculated independently because of both the limitation of computing time and the complexity of crankshaft model. In actual system, however, the torsional and axial vibrations are coupled. Therefore, in recent, many works in the coupled vibration analysis have been done to find out the more exact dynamic behavior of shaft system. The crankshaft model is very important in the vibration analysis of shaft system because most of excitation forces act on the crankshaft. It is, however, difficult to establish an exact model of crankshaft since its shape is very complex. In this work, an efficient method is proposed to construct the stiffness matrix of crankshaft using a finite element model of half crankthrow. The proposed and existing methods are compared by applying to both a simple thick beam with circular cross section and an actual crankshaft.

Key Words : crankthrow(크랭크스로우), stiffness matrix(강성행렬), marine engine(박용엔진), coupled vibration(연성진동)

1. 서론

박용엔진에 있어서 축계 진동은 축계 자체 진동 뿐만 아니라 엔진 본체 진동을 야기하고, 더 나아가서는 선박의 선체 진동에 중요한 영향을 미치는 가진원 역할을 하게 되므로 축계 진동과 관련하여 비틀림진동, 종진동, 횡진동 등 다양한 연구가 진행되어 왔다. 70년대 오일파동이후 대형 디젤엔진 제

작사들은 출력향상과 연료소모량의 감소를 위하여 평균유효압력 및 최대 폭발압력을 꾸준히 증가시켜 왔으며 이로 인하여 엔진 축계의 가진력이 상당히 증가된 반면 엔진과 선체의 구조적인 강성은 종래 보다 상대적으로 작아져서 각종 진동의 주 공진점들이 낮아져서 문제가 되는 경우가 많아지고 있다. 엔진 및 축계에서 발생하는 진동으로는 앞서 기술한 바와 같이 비틀림진동, 종진동, 횡진동, 엔진 본체진동 등을 들 수 있으나, 과거의 연구는 축계

* 계명대학교 자동차공학부

** 삼성중공업(주)

진동 모델의 단순화 및 전산해석의 제한 등을 이유로 축계 해석에 필수적인 비틀림 진동에 집중되었다. 그러나 최근들어 고효율 및 초장 행정 엔진이 개발되면서 크랭크스로우의 필렛부분에 굽힘 응력이 증가되고, 선체의 길이방향과 수직방향의 진동원인이 되는 종진동이 중요한 문제로 대두되었다.⁽¹⁾ 초기에는 축력 변환율을 이용하여 크랭크 축의 종방향에 수직한 엔진의 폭발력과 왕복 관성력으로부터 종방향의 가진력을 계산하고, 종방향에 대해 독립적으로 강제응답해석을 수행하였다. 그러나 종진동 현상은 다양한 이유로 비틀림 진동과 연성되어 발생되기 때문에 종진동 단독 해석만으로는 정확한 종방향 진동 거동을 예측하기 어려웠다. 그러므로 종진동과 비틀림진동의 연계성을 고려하여 동시에 해석하는 비틀림/종 연성 진동해석의 필요성이 제기되었다. 이러한 비틀림/연성진동해석을 위한 진동 모델을 구축하기 위해서는 각 축계 요소의 질량 및 질량 관성모멘트, 강성값, 감쇠값이 필요하게 된다. 연성진동해석기술은 최근에 개발된 진동해석 기술로써 주로 1990년대에 들어서 관련 부분에 대한 연구가 발표되기 시작하였는데, 대부분의 연구가 엔진 축계 요소 중에서 연성진동이 유발되는 크랭크 축의 모델링 방법 도출에 집중되었으며, 형상이 복잡한 크랭크축을 보다 정확하게 모델링하기 위하여 3차원 유한요소 모델링 기법을 사용하고 있다. S.B.Jakobsen⁽²⁾은 크랭크스로우 반단부의 유한요소 모델을 티모센코 보(Timoshenko beam)으로 등가시키는 방법을 제안하여 크랭크 핀측과 메인 베어링측의 질점에 각각 병진운동 3방향과 비틀림 방향을 포함한 총 4개의 자유도를 가지는 크랭크 축의 강성행렬을 구하였다. W.Schiffer⁽³⁾는 크랭크스로우 반단부의 유한요소 모델로부터 메인 베어링측에는 병진운동 3방향과 회전운동 3방향을 갖는 6자유도 질점, 크랭크 핀측에는 병진운동 3방향만 갖는 3자유도 질점으로 축약과정을 거쳐 크랭크 축에 대한 강성행렬과 질량행렬을 구하였다. A.Kikuchi 등⁽⁴⁾은 크랭크스로우 반단부의 유한요소모델을 양단 질점에서 병진, 회전운동을 모두 고려하여 각각 6자유도 질점으로 강성행렬을 축약하고, 질량행렬은 단순 집중질량계로 모델링하였다. 그러나 기존에 발표된 대부분의 논문에서는 구체적인 강성행렬 구성방법에 대해서는 기술하고 있지 않으며, 일부 기술된 방법은 강성행렬을 계산하는 과정이 매우 복잡하다. 따라서 본 연구에서는

유한요소모델에서 축 단면의 강제화 방법을 이용하여 보다 간단한 계산과정을 통하여 크랭크축의 강성행렬을 구할 수 있는 새로운 방법을 제시하였다. 그리고 제안한 방법의 적용성을 검증하기 위하여 제안된 방법과 기존의 방법을 각각 적용하여 얻어진 결과를 비교하였다. 즉 단순한 형태의 원형 단면을 갖는 후단보를 대상으로 각 방법으로 구한 강성행렬을 비교하였으며, 실제 엔진의 크랭크 강성행렬을 각 방법으로 구하여 축계의 진동모델을 구성하고, 각 방법으로 얻어진 진동모델에 대한 모드 해석 결과를 비교하였다.

2. 크랭크 축 강성행렬 구축 방법

비틀림/종 연성진동의 강제응답 해석과정에서 고려되는 축계 외력은 크게 프로펠러에 작용하는 수중력의 불균일로 인한 토오크(torque), 조력에 의한 종 방향 추력, 그리고 실린더 폭발에 의한 가스 폭발력 및 실린더 부의 관성력으로 나눌 수 있다. 여기서 크랭크 축에 직접 작용하는 주요 외력은 가스 폭발력과 관성력이며, 두 가지 외력이 모두 크랭크 축계에서 크랭크 축과 피스톤을 연결해 주는 커넥팅 로드가 결합되는 부분인 크랭크 핀 부분에 집중된다. 따라서 일반적으로 집중질량 모델의 질점은 입력을 고려하기 위한 크랭크 핀 부분과 베어링 반력을 고려하기 위한 메인 베어링 부분에 설정한다. 여기서 크랭크 핀 부분에 작용하는 외력은 회전축에 수직하고 크랭크 핀의 단면에 평행한 방향을 가지므로 핀의 단면 상에서 독립적인 두 방향(U_y, U_z) 성분으로 분리할 수 있다. 그리고 비틀림/종 연성진동 해석에 있어서 비틀림 방향(R_x)과 종방향(U_x)의 좌표가 추가적으로 필요하다. 해석의 편리를 위해 크랭크 핀 부분과 메인 베어링 부분의 질점에 대한 구분없이 각 질점에 대해 모두 4개의 자유도(U_x, U_y, U_z, R_x)로 모델링하였다. 크랭크 축은 박용엔진의 축계·요소 중 외력이 집중되는 부분이고, 강성특성이 형상에 따라 크게 바뀔 수 있는 복잡한 형상을 가지므로 강성특성을 간략하게 표현하기에는 많은 어려움이 있다. 따라서 보다 정확한 크랭크 축의 강성특성을 진동거동에 반영하기 위하여 유한요소 모델링 방법을 도입하였다. 하나의 크랭크스로우는 크랭크핀 단면에 대해 대칭을 이루므로 Fig.1과 같이 크랭크 축의 크랭크스로우 반단부를 유한요소해석 소프트웨어(ANSYS)를 이용하여

모델링하였다.¹⁶⁾

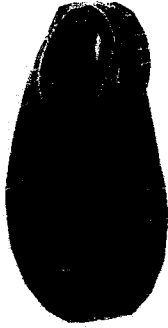


Fig. 1 Finite element model of half crankthrow

2.1 축 단면의 강체화를 이용한 방법

본 방법은 크랭크 축이 주어진 가진력을 받을 때 크랭크스로우 반단부의 크랭크 핀 부와 메인 베어링 부의 양단면이 강체처럼 평면을 유지한다는 가정에서부터 시작된다. 즉 크랭크스로우 반단부 유한요소모델의 전체 노드(node)로부터 메인 베어링 부분과 크랭크 핀 부분의 중앙에 있는 노드를 축출하고, 이를 각각 주 노드(master node)로 선정하여 크랭크스로우 반단부의 전체적인 물리적 거동특성을 양 단면상의 주 노드 2개에서 표현될 수 있도록 하는 방법이다. 그 과정은 먼저 크랭크스로우 반단부의 유한요소모델에서 각 노드를 연성진동해석 모델의 각 질점에 필요한 4개의 자유도를 반영할 수 있도록 병진과 회전운동을 모두 고려한 6개의 자유도($U_x, U_y, U_z, R_x, R_y, R_z$)로 모델링한다. 그리고 외력은 모두 메인 베어링과 크랭크 핀 부분의 각 단면의 중앙에 있는 노드에 집중된다고 가정하고, 각 단면의 중앙에 위치하는 노드 하나씩을 선택하여 그 노드의 6개 자유도($U_x, U_y, U_z, R_x, R_y, R_z$)를 주 자유도(master degree of freedom)로 설정하고, 나머지 노드들의 자유도는 부 자유도(slave degree of freedom)로 설정한다. 주 자유도가 설정되면 이를 중심으로 각 단면상에 있는 모든 노드들이 강체운동을 하도록 단면구속을 준다. 그리고 주부 자유도를 분리한 후 좌표축약을 통하여 크랭크스로우를 구성하는 전체 노드들의 자유도를 선정된 주 노드의 자유도로 다음과 같은 방법으로 정적축약(static condensation)을 수행한다. 즉 모델링된 크랭크스로우 반단부의 강성행렬을 $[S]$, 크랭크스로우의 변형

벡터를 $\{\delta\}$ 라고 할 때, 외력 $\{F\}$ 와의 관계는 다음 식(1)과 같이 쓸 수 있다.

$$[S]\{\delta\} = \{F\} \tag{1}$$

위 식(1)에서 크랭크 핀 부분과 메인 베어링 부분의 중앙에 있는 노드를 주 자유도로, 이 외의 부분을 부 자유도로 분리하여 강성행렬을 표현하면 다음과 같다.

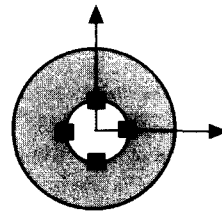
$$\begin{bmatrix} [S_{mm}] & [S_{ms}] \\ [S_{sm}] & [S_{ss}] \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \{\delta_m\} \\ \{\delta_s\} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \{F_m\} \\ \{0\} \end{Bmatrix} \tag{2}$$

여기서 $[S_{mm}]$ 은 주 부분행렬(master submatrix), $[S_{ss}]$ 은 부 부분행렬(slave submatrix)이다. 위 식(2)의 행렬을 풀어서 정리하면 식(4)와 같이 축약된 행렬(condensated matrix)를 구성할 수 있게 된다.⁽⁷⁾

$$[[S_{mm}] - [S_{ms}][S_{ss}]^{-1}[S_{sm}]]\{\delta_m\} = \{F_m\} \tag{3}$$

$$[K_{L0}] = [[S_{mm}] - [S_{ms}][S_{ss}]^{-1}[S_{sm}]] \tag{4}$$

위 식(4)의 좌표축약 과정을 전체 크랭크 축 강성행렬 구축 과정 상에서 1차 정적축약이라 하고, 이 과정을 통하여 하나의 크랭크스로우 반단면에 대한 $[12 \times 12]$ 크기의 강성행렬을 만들게 된다. 크랭크스로우는 크랭크 핀 단면을 기준으로 대칭형상을 이루지만 두 크랭크스로우의 강성행렬은 각 단면의 방향성에 따라 좌표가 바뀌므로 다른 반쪽 부분에 대해서도 이상과 동일한 축약과정을 적용하여 강성행렬을 구한다. 엔진의 종류에 따라 크랭크 축의 메인 베어링 부분과 크랭크 핀 부분에 내부 구멍을 가지는 경우가 있는데, 이러한 경우에는 양 단면의 중앙노드가 없기 때문에 이상의 방법으로 축약할 수 없다. 따라서 Fig.2와 같이 구멍 주위의 노드를 선택하여 각각 선택된 노드를 중심으로 강성행렬을 구한 후 그 강성행렬의 평균값을 취해 크랭크스로우의 강성행렬로 이용한다.



■ : position of master node
Fig. 2 Master node of hole type crankthrow

엔진의 전체 크랭크 축은 각 피스톤의 폭발순서에 따라 해당 크랭크스로우가 기준축 (1번 실린더)에 대하여 각각의 결합각을 가지며 연결되어 구성된다

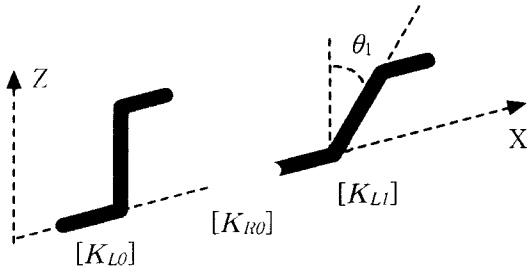


Fig. 3 Crankthrows connected with angle θ_i

즉 실린더가 5개인 엔진의 경우, 크랭크 축은 실린더 폭발순서에 따라 크랭크 축간 상대각(72°)을 가지면서 5쌍의 크랭크스로우가 결합된다. 이런 크랭크 축계 전체 강성행렬을 구성하기 위하여 Fig.3과 같이 기준축에 대하여 임의의 각도 θ_i 만큼 기울어진 크랭크스로우의 강성행렬은 다음 식(5)와 같이 표현할 수 있다.

$$\begin{aligned}
 [K_{Li}] &= [B]^T [K_{L0}] [B] \\
 [K_{Ri}] &= [B]^T [K_{R0}] [B]
 \end{aligned} \tag{5}$$

여기서

$$[B] = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & \dots \\ 0 & \cos \theta_i & -\sin \theta_i & 0 & \dots \\ 0 & \sin \theta_i & \cos \theta_i & 0 & \dots \\ 0 & 0 & 0 & 1 & \dots \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \ddots \end{bmatrix}$$

이상과 같이 폭발순서에 따라 상대 결합각을 가지는 크랭크스로우의 강성행렬로부터 식(6)과 같이 전체 크랭크 축의 강성행렬을 구성하게 된다. 이렇게 구해진 전체 크랭크 축의 강성행렬은 크랭크스로우의 메인 베어링 부분과 크랭크 핀 부분에 설정된 강체단면 별로 각각 6개의 자유도를 가지고 있다. 여기서 관심있는 진동방향과 질량관성항의 모델링 단순화를 고려하여 각 강체 단면별 4개의 자유도(U_x, U_y, U_z, R_x)로 정적축약을 실시한다.

$$[Kcr] =$$

$$\left[\begin{array}{c} [K_{L0}] \\ \quad [K_{R0}] \\ \quad \quad [K_{L1}] \\ \quad \quad \quad [K_{R1}] \\ \quad \quad \quad \quad \dots \\ \quad \quad \quad \quad \quad [K_{Ln}] \\ \quad \quad \quad \quad \quad \quad [K_{Rn}] \end{array} \right] \tag{6}$$

이를 위하여 6개의 자유도($U_x, U_y, U_z, R_x, R_y, R_z$) 중 주 자유도로 4개의 자유도(U_x, U_y, U_z, R_x)를 선택하고, 그 이외의 자유도는 부 자유도로 설정한다. 여기서 2차 좌표축약을 위한 주부의 부분행렬로 분리된 강성행렬은 다음과 같이 표현된다.

$$[Kcr] = \begin{bmatrix} [Kcr_{mm}] & [Kcr_{ms}] \\ [Kcr_{sm}] & [Kcr_{ss}] \end{bmatrix} \tag{7}$$

위 식과 같이 재배열된 강성행렬을 1차 좌표축약에서와 같은 정적좌표축약을 거쳐 식(8)과 같이 각 절점 별로 4개의 자유도를 가지는 전체 크랭크 축의 강성행렬을 구하게 된다.

$$\begin{aligned}
 [K] &= [[Kcr_{mm}] \\
 &\quad - [Kcr_{ms}] [Kcr_{ss}]^{-1} [Kcr_{sm}]]
 \end{aligned} \tag{8}$$

이상의 크랭크 축 단면 강체화를 통한 강성행렬 구축방법은 기존 발표자료의 강성행렬 구축방법에 비하여 1차 좌표축약으로 얻는 강성행렬 크기가 작으므로 계산량이 줄어들고 크랭크 축의 결합각에 대한 고려가 용이하다는 장점이 있다.

2.2 등가 보를 이용한 기존의 방법

앞 절에서 제안된 크랭크 축 강성행렬 구축방법을 검토하기 위하여 여러 가지 크랭크 축 강성행렬을 구하는 방법 중에서 티모센코 보(Timoshenko beam) 이론을 크랭크 축계에 적용하여 강성행렬을 구한 Jakobsen(2)의 방법과 비교하였다. 이 방법은 크랭크스로우를 후단보(thick beam)로 등가시켜서 보가 축력과 굽힘하중을 받을 때, 단순 세장보의 굽힘해석에서는 무시했던 보 단면에서의 전단응력까지 고려하여 크랭크 축의 실제 외력에 의한 동적 거동을 예상하는 방법이다. 제안된 단면 강체화 방법은 크랭크스로우 반단부의 유한요소모델에서 양

단면의 주 좌표점으로 두고 한번의 정적축약 방법에 의하여 강성행렬을 구할 수 있는 반면, 이 방법에서는 유한요소모델에서 양단면에 위치한 모든 노드를 주 좌표점으로 하여 1차 정적축약을 실시하고, 축약된 강성행렬을 다시 양단에 9개의 자유도를 갖는 티모셴코 등가보로 근사시키는 작업이 필요하다. 여기서 얻어지는 등가보의 강성행렬은 $[18 \times 18]$ 크기를 가지며, 등가보의 좌표는 병진운동을 표현하는 자유도(U_x, U_y, U_z) 3개와 함께 회전운동을 표현하는 자유도(R_x, R_y, R_z) 3개 그리고 단면수축에 대한 자유도(C_x) 그리고 프와송비(poision's ratio)로 인한 굽힘변형에 대한 자유도(C_y, C_z) 2개로 총 9개 자유도로 이루어진다. 축약된 강성행렬을 티모셴코 등가보로 변환시키는 행렬을 $[A]$ 라고 할 때 주 노드의 변형벡터 $\{\delta_m\}$ 와 $[A]$ 행렬은 다음과 같은 관계를 갖는다.

$$\{\delta_m\} = [A]\{\Delta_{beam}\} \quad (9)$$

여기서 $\{\Delta_{beam}\}$ 는 메인 베어링 부분과 크랭크 핀 부분에서의 등가보 자유도를 나타낸다. 그리고 크랭크스로우 반단부로부터 얻은 강성행렬을 다음 식에 의하여 보 자유도로 등가시킬 수 있다.

$$[K_T] = [A]^T[S][A]^T \quad (10)$$

여기서 $[S]$ 는 크랭크스로우의 유한요소모델을 양단면에 대하여 축약된 강성행렬을 나타낸다. 그리고 제안된 방법에서와 마찬가지로 크랭크축의 전체 강성행렬을 구성하기 위해서 크랭크스로우의 결합각에 대한 고려가 추가되어야 한다. 따라서 본 방법에서도 식(5)을 이용하여 축약된 유한요소모델의 강성행렬을 결합각 만큼 좌표변환시킨다. 이렇게 구한 각각의 크랭크스로우에 대한 강성행렬을 이용하여 식(6)에서와 같은 방법으로 전체 크랭크축에 대한 강성행렬을 구성하게 된다. 전체 크랭크축의 강성행렬은 크랭크스로우의 메인 베어링 부분과 크랭크 핀 부분에 설정된 질량체 별로 각각 9개의 보 자유도로 표현되어 있으므로 강제응답해석에 필요한 자유도로 축약시켜야 한다. 즉 9개의 보 자유도 중에서 4개의 자유도(U_x, U_y, U_z, R_x)를 주 자유도로 선택하여 2차 정적축약을 실시하므로 각 절점

별로 4개의 자유도(U_x, U_y, U_z, R_x)를 가지는 전체 크랭크축의 강성행렬을 구하게 된다.

3. 강성행렬 구축 방법에 따른 결과 비교

각 강성행렬 구축 방법으로 얻은 결과를 비교하기 위하여 원형 단면을 가지는 후단보를 대상으로 각 방법으로 구한 강성행렬을 비교하였다. 또한 실제 엔진의 크랭크축 강성행렬을 각 방법으로 구하여 축계의 진동모델을 구성하고, 각 방법으로 얻어진 진동모델에 대한 모드해석 결과를 비교하였다.

3.1 원형단면을 갖는 후단보의 강성행렬

크랭크 축계 강성행렬 구축방법을 검증하기 위하여 Fig.4에서와 같은 간단한 형상의 원형 단면 후단보에 대한 강성행렬 값을 비교하였다. 본 예제에서는 단면이 y, z 좌표축에 대하여 대칭형태를 가지고, x 방향에 대해서는 강성이 연성되지 않으므로 y 축에 대한 변위와 x 축에 대한 회전각 변위에 대해서 강성행렬을 축약하였다. 따라서 여기서 구해지는 강성행렬은 주로 단면의 전단력과 굽힘 모멘트에 대한 강성을 표현한다. 두 가지 방법에 의해 강성행렬을 구하여 각각 Table 1과 Table 2에 나타내었으며, 두 결과의 차이에 대한 비율을 Table 3에 정리하였다. 각 방법으로 구한 원형 단면보의 강성행렬을 비교해보면 비대각 요소 값에 대해서 부분적으로 차이가 나는 것을 볼 수 있으나, 대체적으로 유사한 결과를 보이고 있다.

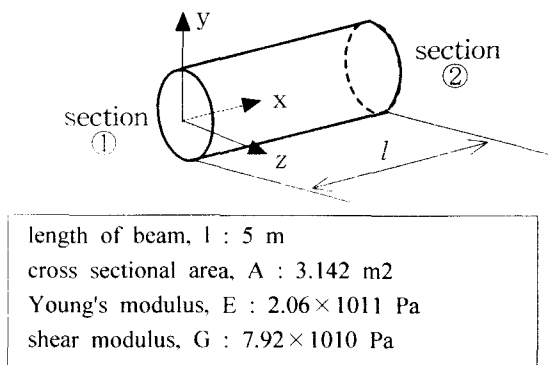


Fig. 4 Thick beam with circular cross section

Table 1 Stiffness matrix of thick beam obtained by the existing method

[$\times 10^{10}$ N/m, N, N/rad Nm/rad]

	U_{y1}	R_{x1}	U_{y2}	R_{x2}
U_{y1}	1.26	3.14	-1.26	3.14
R_{x1}	3.14	11.00	-3.14	4.64
U_{y2}	-1.26	-3.14	1.26	-3.14
R_{x2}	3.14	4.64	-3.14	11.00

Table 2 Stiffness matrix of thick beam obtained by the proposed method

[$\times 10^{10}$ N/m, N, N/rad Nm/rad]

	U_{y1}	R_{x1}	U_{y2}	R_{x2}
U_{y1}	1.22	3.05	-1.22	3.05
R_{x1}	3.05	10.9	-3.05	4.40
U_{y2}	-1.22	-3.05	1.22	-3.05
R_{x2}	3.05	4.40	-3.05	10.9

Table 3 Difference values of two stiffness matrices [%]

	U_{y1}	R_{x1}	U_{y2}	R_{x2}
U_{y1}	3.18	2.87	3.18	2.87
R_{x1}	2.87	0.91	2.87	5.17
U_{y2}	3.18	2.87	3.18	2.87
R_{x2}	2.87	5.17	2.87	0.91

3.2 강성행렬 구축방법에 따른 모드해석 결과

실린더 지름이 70 cm 인 6기통 엔진에 대한 크랭크 축의 강성행렬을 앞 절에서 기술한 두 가지 강성행렬 구축 방법에 따라 구하여 각각의 축계에 대한 진동해석 모델을 구성하였다. 대상엔진의 크랭크 축은 6기통이므로 메인 베어링과 핀 부분에서 13개의 질점과 52개의 자유도를 갖는 집중질량으로 모델링되었다. 그리고 구성된 두 가지 모델은 질량 및 질량관성 모멘트는 서로 같고, 단지 크랭크 축의 강성행렬만 각각의 근사방법에 따라 계산하므로 약간의 차이가 있다. 여기서 두 방법으로 구해진 강성행렬은 자유도 수가 많으므로 직접 비교하지 않고, 축계 모델이 구성된 상태에서 모드해

석을 수행하여 그 결과를 비교하였다. 그리고 일반적으로 축계의 비틀림/종 연성진동은 비틀림 진동이 종진동을 유발하는 형태로 나타나므로 종방향의 3개 모드해석의 결과를 비교하였다. 모드해석으로 얻어진 3개의 종 진동모드에 대한 고유진동수와 모드형상 결과를 Table 4 와 Fig.5~7에 나타내었다. 대상 축계 모델은 크랭크 축에 튜닝휠(tuning wheel), 트러스트베어링(thrust bearing), 프로펠러(propeller) 등을 포함하고 있으며, Fig.5~7에서 가로축의 2~14가 크랭크 축의 질점을 나타낸다. 두

Table 4 Comparison of natural frequencies

[Hz]

	1st mode	2nd mode	3rd mode
proposed method	3.20	6.76	18.90
existing method	3.74	6.80	18.70

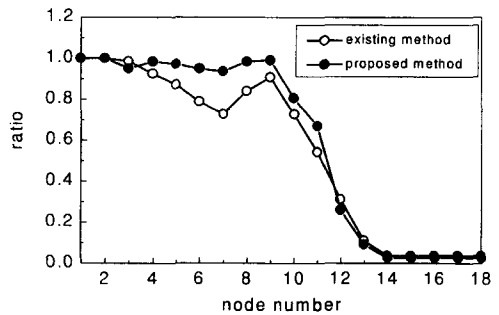


Fig. 5 Comparison of the first mode shapes

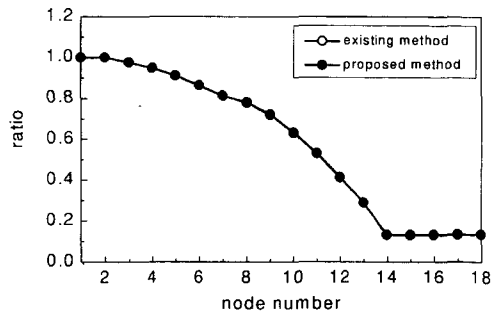


Fig. 6 Comparison of the second mode shapes

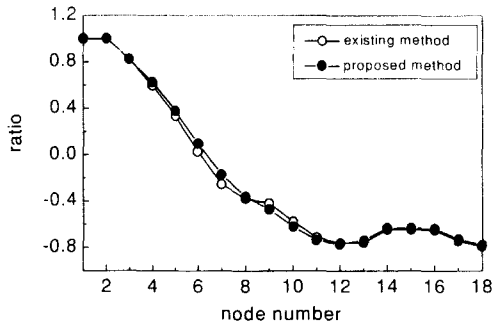


Fig. 7 Comparison of the third mode shapes

방법으로 구해진 결과를 비교해보면, 첫 번째 모드에서는 약간의 차이를 보이고, 두 번째와 세 번째 모드에서는 아주 잘 일치됨을 알 수 있다. 첫 번째 모드에서의 두 가지 방법에 의한 결과의 차이와 두 방법에 대한 정확성 검토는 실험적 연구가 더 필요하다.

4. 결론

본 연구에서는 박용엔진의 비틀림/종 연성진동 해석을 위한 크랭크 축의 강성행렬을 구축하는 방안을 새롭게 제시하고, 간단한 예제와 실제 엔진의 크랭크 축에 대해 기존의 강성행렬 구축 방법과 그 적용 결과를 비교하였다. 단면 강체화 적용 방법으로 구한 강성행렬 결과를 종래의 방법으로 구한 강성행렬 결과와 비교해 볼 때 대체로 잘 일치하였다. 기존의 방법은 크랭크스로우의 양단면에 있는 전체노드를 주 노드로 선정함으로써 얻은 강성행렬을 통하여 좌표전환 및 자유도 축약 등의 과정을 거치는 반면 단면 강체화를 통한 강성행렬 구축 방법은 크랭크스로우의 양단면 중앙에 있는 노드 2개만을 주 노드로 선정하여 얻은 강성행렬로써 좌표전환 및 자유도 축약과정을 거치므로 계산량이 상당량 줄어들고, 서로 결합각을 가지면서 연결되는 크랭크 축에 대한 별도의 고려사항이 없다는 장점이 있다. 본 연구에서 얻어진 결과를 정리하면 다음과 같다.

- (1) 기존의 강성행렬 구축방법에 비하여 간단하고 계산량이 적어 쉽게 적용할 수 있다.
- (2) 크랭크 축 결합각에 대한 고려가 용이하여

다양한 기종의 엔진에 활용이 용이하다.

- (3) 모드해석 결과로부터 모드별로 각각의 강성행렬 도출 방법으로 얻은 결과가 상이함에 따라 종진동 해석분야에서는 새로운 활용방안이라 판단된다.

후기

본 연구는 일부 1997년도 계명대학교 비사연구 기금으로 이루어졌음.

참고문헌

1. 전효중, "선박 동력전달장치," 태화출판사, 1986.
2. S. B. Jakobsen, "Coupled Axial and Torsional Vibration Calculations on Long-Stroke Diesel Engine," SNAME, Transactions, Vol. 99, pp. 405-419, 1991.
3. W. Schiffer, "Calculation of Coupled Vibration," the IMechE Conference vibrations in Rotating Machinery, Oxford, Sep. 1996.
4. A. Kikuchi and H. Makuta, "Vibration Analysis of a Diesel Engine Crankshaft System Considering Coupling Effects of Torsional and Axial Modes," 21st International Congress on Combustion Engine, D35, 1995.
5. Maurice Petyt, "Introduction to finite element vibration analysis," Cambridge Univ. Press, 1990.
6. ANSYS User's Manual 5.4, Swanson Analysis Sys., Inc.
7. Leonard Meirovitch, "Analytical method in vibration," Macmillan Publishing, 1967.