메인 엔진 탑-브레이싱의 효과적 배치에 관한 연구

정준모^{1,†} · 민덕기²
인하대학교 조선해양공학과¹
(주)현대미포조선²

Study on Effective Arrangement of Main Engine Top-Bracing

Joonmo Choung^{1,†} · Dug-Ki Min²
Department of Naval Architecture and Ocean Engineering, Inha University¹
Hyundai Mipo Dockyard Co., Ltd.²

Abstract

This paper provides procedures to effectively determine arrangement of hydraulic type top-bracings, which are popular for the main engine of the mid and large sized commercial vessels. Analyzing the operation mechanism of hydraulic top-bracing, ideal unified nonlinear stiffness curve is presented for linear frequency response analysis and nonlinear transient response analysis. Nonlinear stiffnesses of the curve are determined based on the regression analysis of test results. It is noted from linear frequency response analysis, initial setting pressure is most important among the setting values of the other stiffness intervals. From transient response analyses for two top-bracing arrangement scenarios, it is recognized that, as far as initial setting pressure is well controlled for the concerning vessels, only two top-bracings are enough to suppress H-mode excitation forces from main engine.

Keywords : Main engine(메인 엔진), Hydraulic top-bracing(유압식 탑-브레이싱), H-mode(H-모드), NCR(연속 상용 출력), MCR(연속 최대 출력), Frequency response analysis(주파수 응답 해석), Time domain nonlinear transient analysis(비선형 시간 영역 해석), Initial setting pressure(초기 세팅 압력)

1. 서론

선박의 대형화는 선박 엔진의 기진력을 증가시켜왔으며, 엔진 상부의 좌우현 방향 진동을 억제하기 위하여 탑-브레이싱(top-bracing)의 사용이 보편화 되었다. 재화 중량 기준 10만톤급 이하의 중형 선박에도 탑-브레이싱의 사용이 많이 증가하는 추세이다.

그러나 선박의 대형화 추세는 계속되고 있으며, 엔진 크기 및 높이도 점점 증가하지만, 메인 엔진을 지지하는 선체의 강성은 상대적으로 유연해짐에 따라, 엔진 자체의 좌우현 방향 진동이 거주구, 기관실 의장품 등의 각종 구조물에 심각한 진동을 유발하는 사례가 종종 보고되고 있다.

탑-브레이싱은 메인 엔진의 좌우현 고유진동수를 상향시켜 진동을 억제하기 위하여 선체 내부의 갑판(주로 제 3갑판)과 엔진 상부를 기계적으로 연결하는 장치이며, 크게 고정식과 유압식이 많이 적용되고 있다.

고정식 탑-브레이싱을 사용한 중형 선박의 경우, 엔진의 고유 진동수가 연속 상용 출력(NCR) 또는 연속 최대 출력(MCR) 부근에서 공진 현상이 자주 발생하여 다음과 같은 손상이 보고되고 있다.

- 선체 및 각종 의장품 과도진동 및 구조 손상
- 브레이싱-선체 또는 -엔진 연결부 피로 파손

따라서 최근에는 단순히 강봉으로 선체와 메인 엔진을 연결하는 고정식보다, 선체에 전달되는 진동 충격을 유압/공압 댐퍼를 이용하여 흡수할 수 있는 유압식을 많이 사용하는 추세이다.

고정식 탑-브레이싱의 구조 해석은 간단히 보 요소 또는 트러스 요소로 메인 엔진과 선체를 연결하여 진동 특성의 변화 또는 진동에 의한 기진력 전달 특성의 변화를 설계 단계에서 추정할 수 있으나, 유압식 탑-브레이싱은 유압/공압에 의한 압축 및 인장 비선형성이 동시에 발생할 가능성이 크기 때문에, 이를 고려한 수치해석 기법의 개발이 요구된다.

Lee, et al. (2010)은 유압식 탑-브레이싱에 대한 동적 압축 실험을 실시한 바 있으며, 기진력 주파수(기진력의 속도)에 따라 강성의 차이가 크지 않지만, 기진력의 진폭(변위)에 따라 비선형적인 거동을 보임을 실험적으로 증명하였다. Jin, et al. (2010)은 탑-브레이싱의 등가 압축 강성을 산출하여 기진력의 선체 전달 특성을 규명하고자 하였다.

그러나 아직까지 탑-브레이싱의 정확한 준정적 및 동적 거동 특성을 고려한 탑-브레이싱의 효과적 배치에 대한 연구를 찾기 보기 어려우며, 따라서 본 연구의 목표는 유압식 탑-브레이싱을 장착한 메인 엔진의 비선형적인 거동 시뮬레이션 수치해석을 통하여, 효과적인 탑-브레이싱의 부착 위치 및 부착 개수를 결정하는 사례를 제시하고자 한다.

2. 고유진동수 분석

2.1 유한 요소 모델

탑-브레이싱의 효과적 배치를 위한 대상 선박은 5만 톤급 이하 PC선 (product carrier)이며, Fig. 1 및 Fig. 2는 전선 및 메인 엔진 유한 요소 모델을 나타낸다. 메인 엔진을 포함한 전선 유한 요소 모델에 사용된 정보를 Table 1에 나타내었으며, 또한 메인 엔진에 대한 유한 요소 모델 정보를 Table 2에 나타내었다.

Fig. 1 Full ship FE model of product carrier

Fig. 2 Main engine FE model

Table 1 Information of full ship FE model

Number of mass element	1019
Number of 1D element	6833
Number of 2D element	11119
Number of node	6547
Total mass (kg)	3.89×10^7
C_x, C_y, C_z (m)	92.65, 0.00, 3.50
I_{xx}, I_{yy}, I_{zz} ($\text{kg} \cdot \text{m}^2$)	7.04×10^{10} , 0.00, 3.02×10^9
Elastic modulus (N/m^2)	2.1×10^{11}

C_x, C_y, C_z : distance components from AP, CL & BL
 I_{xx}, I_{yy}, I_{zz} : uncoupled components of mass moment of inertia about full ship center of mass

Table 2 Information of main engine FE model

Number of 1D element	18
Number of 1D element	252
Number of node	135
Total mass (kg)	2.10×10^5
Elastic modulus (N/m^2)	2.1×10^{11}
Number of cylinders	6
NCR & MCR (CPM)	120.30 & 127.00
H-moment at MCR ($\text{kN} \cdot \text{m}$)	506

2.2 선체 지지 스프링 강성 도출

선체와 메인 엔진을 한 개의 유한 요소 모델에 포함하여 동적 해석을 수행할 경우 고유 진동수 해석을 1회 수행하는데 약 2시간 이상의 시간이 소요되며, 선체의 국부 진동 모드와 엔진의 강체/변형 모드가 혼합되어 육안으로 모드 식별이 상당히 불편하다.

선체를 포함하지 않고 엔진만 단독으로 고유 진동수 해석을 실시할 경우 해석 시간이 매우 단축(1분 미만)되는 점을 감안하고, 모델의 변경 또는 질량 분포의 변경 등으로 인하여 수차례의 고유 진동수 해석을 수행할 경우 해석 시간의 감소는 설계 생산성에 있어서 매우 중요한 인자이다. 또한 선체와 메인 엔진을 동시에 모드 분석할 경우, 모드 분석에 있어서 오류를 범할 가능성이 매우 크다.

이와 같은 두 가지 문제점을 해결하기 위하여, 메인 엔진이 지지되는 선체의 지지 스프링 강성을 도출하였다. 메인 엔진으로부터 충분히 멀리 떨어진 전선 모델의 선수미 절점 한 개씩 고정 조건을 부여하여 구조해석을 실시하였다. Fig. 3(a)는 메인 엔진을 지지하는 선체 절점의 강성을 도출하기 위한 강성 복원점을 나타내고 있으며, Fig. 3(b)는 탑-브레이싱이 연결되는 제 3갑판의 강성 복원점을 나타내고 있다. 전선 진동 해석을 위한 유한 요소 모델은 요소가 상당히 크기 때문에 그리고 국부 부재에 대한 보효소 보강보다는 트러스 요소 보강을 실시하기 때문에, 제 3갑판의 선체 강성을 도출하지 못한다. 따라서 제 3갑판의 경우 도면에 나타난 보강재를 보 효소로 정확히 표현한 후 강성을 도출하였다.

선체의 강성을 도출하는 과정은 각 강성 복원점마다 단위 하중 또는 단위 강제 변위를 부여하여 얻어진 절점력 또는 절점 반력으로부터 용이하게 얻을 수 있으나, 강성 복원점간의 연성을 완벽히 배제하기 위하여 강성 복원점마다 6자유도 단위 하중 또는 단위 변위를 부여해야 한다. 메인 엔진을 지지하는 지지점이 다수이기 때문에 메인 엔진의 절점 회전 변위는 절점의 이동 변위에 의하여 완벽히 구속된다고 가정하여 이동 변위 3자유도에 대하여 강성을 구성하였다.

Table 3과 Table 4는 각각 이중저 및 제 3갑판의 선체 지지 강성을 도출하여 나타내었으며, 각 성분의 최대값으로 무차원화하여 나타내었다. 이중저를 지지 강성은 전반적으로 균일한 반면, 탑-브레이싱을 지지하는 제 3갑판의 경우 지지점에 따른 강성의 차이가 매우 큰 것을 확인할 수 있다.

(a) On the double bottom

(b) On the third deck

Fig. 3 Points for stiffness recovery of hull support

Table 3 Normalized stiffness on the double bottom recovery points

Point	$K_x / K_{x,max}$	$K_y / K_{y,max}$	$K_z / K_{z,max}$
B01	0.97	1.00	1.00
B02	0.98	0.99	0.97
B03	0.99	0.98	0.91
B04	1.00	0.98	0.87
B05	1.00	0.99	0.83
B06	0.97	1.00	0.99
B07	0.98	0.99	0.97
B08	0.99	0.98	0.91
B09	1.00	0.98	0.86
B10	1.00	0.98	0.82

Table 4 Normalized stiffness on the 3rd deck recovery points

Point	$K_x / K_{x,max}$	$K_y / K_{y,max}$	$K_z / K_{z,max}$
D01	0.99	0.03	0.72
D02	1.00	0.05	0.62
D03	0.94	0.12	0.69
D04	0.88	1.00	0.94
D05	0.91	0.02	0.63
D06	0.90	0.01	0.54
D07	0.64	0.18	0.75
D08	0.50	0.86	1.00

2.3 고유 진동수 해석

강성 행렬의 유효성을 검토하기 위하여 엔진을 포함하는 전선 모델과 선체 지지 스프링 강성을 포함하는 엔진 모델에 대하여 고유 진동수 해석을 실시하여 Table 5에 모드별로 비교하였는데, 두가지 해석법에는 거의 차이가 없음을 확인할 수 있다. Table 5에서 1차 및 3차 모드는 각각 H-모드 및 X-모드를 의미한다 (Fig. 4 참조).

Table 5 Comparison of natural frequencies of full ship FE model and main engine model with support spring stiffness (unit: Hz)

Mode	Main engine + hull stiffness	Full ship model
mode 1	5.84	5.82
mode 2	9.79	9.70
mode 3	22.87	22.73
mode 4	27.33	27.11
mode 5	39.39	39.23

(a) H-mode (b) X-mode (c) x-mode

Fig. 4 Lateral vibration mode of main engine (KR, 1991)

3. 탑-브레이싱의 작동 기구의 이상화

3.1 메인 엔진 기진력의 추정

Fig. 4에 나타난 바와 같이 메인 엔진의 횡진동은 크게 2가지의 강체운동 모드인 H-모드 및 X-모드로 나누어지며, 변형체 모드인 x-모드로 나눌 수 있다 (KR, 1991). 디젤유 메인 엔진의 경우 거주구를 비롯한 선체에 가장 큰 영향을 주는 모드는 H-모드로 알려져 있다. 엔진 제조사에서 제공하는 H-모드 기진력 모멘트 (T)는 식 (1)을 이용하여 결정되며, 엔진 회전수에 따라 변동적이다. 본 연구에서는 식 (1)에 의하여 결정된 모멘트를 메인 엔진의 탑-브레이싱 높이 수준에 작용하는 수평 외력으로 변환하여 작용시켰다.

$$T = \left(\frac{CPM}{MCR} \right)^2 T_{MCR} \quad (1)$$

T_{MCR} : MCR에서의 H-모드 기진력 모멘트, 엔진 제조사에서 제공

3.2 유압식 탑-브레이싱의 작동 메커니즘

본 연구에서 대상으로 하는 탑-브레이싱의 경우 작동 메커니즘은 Fig. 5에 보인 바와 같이 3단계로 나누어지지만 초기 공기 조절기 (air regulator) 세팅 압력만 지지하는 경우를 포함하여 4단계로 나누어진다.

Fig. 5 Load-carrying mechanism of hydraulic top-bracing

정하중 구간(static load condition): 공기 조절기 세팅 압력 (F_a) 보다 작을 경우, 즉 외력이 F_a 를 초과하지 않을 경우 고정식 탑-브레이싱과 동일한 역할을 수행한다.

경하중 구간(light load condition): 외력이 공기 조절기 세팅 압력 (F_a)을 초과하고 릴리프 밸브 세팅 압력 (F_b)보다 작을 경우 축압기 (accumulator)가 외력을 흡수하고 실질적으로는 일차 챔버 (primary chamber)가 외력을 지지한다.

중하중 구간(heavy load condition): 외력이 릴리프 밸브 세팅 압력 (F_b)을 초과할 경우 릴리프 밸브가 열리고 일차 챔버의 작동 유가 이차 챔버 (secondary chamber)로 이동하면서 이차 챔버의 압력이 공기 챔버 (air chamber)의 압력과 같을 때까지 자동적으로 피스톤이 선체 방향으로 후진한다. 따라서 공압의 체적 탄성 계수가 유압에 비하여 현저히 작기 때문에 공압 챔버가 대부분의 외력을 지지한다.

제하 구간(reverse load condition): 메인 엔진의 하중이 감소하거나 제거되는 경우 원위치되는 과정이며, 일차 챔버, 이차 챔버, 공기 챔버의 압력이 동일해질 때까지 하중이 제거되는 과정이므로 공압이 외력을 지지하는 것으로 볼 수 있다.

이와 같은 탑-브레이싱 작동 메커니즘을 이상화하면 Fig. 6과 같이 4가지 강성 영역으로 표현이 가능하며, 하중과 변위의 비선형 관계를 나타낼 수 나타낼 수 있는데, 정하중 구간이 K_3 , 경하중 구간이 K_2 , 중하중 구간이 K_1 , 제하 구간이 K_4 에 상응한다.

탑-브레이싱이 엔진의 길이 방향으로 한 개만 설치되었을 경우를 가정하여, Fig. 6을 분석해보면 다음의 두 가지 결과를 얻을 수 있다.

Fig. 6 Idealized nonlinear stiffness curve of hydraulic top-bracing

K_3 의 결정: 탑-브레이싱 제조사에 의하여 제공된 탑-브레이싱의 압축 실험 데이터를 분석하여 초기 세팅 압력까지의 변위를 조사하여 결정가능하다.

초기 세팅 압력: H-모드 고유 진동수에 상응하는 엔진 회전수에서의 기진력이 를 벗어나지 못한다면 유압식 탑-브레이싱은 고정식과 동일한 효과만 존재한다. 이 같은 상황은 NCR 및 MCR에 대하여도 반드시 점검해야 할 상황이다.

Fig. 7은 K_2 및 K_3 를 결정하기 위한 탑-브레이싱 압축 강성 실험 결과를 나타내고 있다. 초기 세팅 압력을 4bar부터 8bar까지 0.5bar 씩 변동시키면서 압축 하중과 압축 변위의 관계를 나타내었다. 각 곡선의 최대 압축 하중으로 압축 하중을 무차원화하여 나타내었다. 이때 최대 압축 하중은 실험을 수행한 최대 압축력을 의미한다. 세팅 압력이 4bar와 8bar일 때 P_3 의 최소치 및 최대치는 각각 44.74 및 58.31이었다. 본 연구에서 적용한 실선에 탑재된 탑-브레이싱의 경우 12bar (= 85)으로 설치된 바 있다. U_3 를 결정하기 위해서는 K_3 를 상당히 큰 수로 가정하여 결정할 수 있다.

Fig. 7 Test stiffness of hydraulic top-bracing

Table 6은 Fig. 7 곡선이 선형으로 간주될 수 있는 범위를 대상으로 범위 범위를 축소한 후 선형 회귀 분석을 실시하여 얻은 선형 기울기, 즉 K_2 를 나타낸다. Table 6에서 $adj R^2$ 는 수정 결정 계수(coefficient of adjusted determination)로서 회귀 분석한 결과와 원래 직선 사이의 상관도를 나타낸다. 전반적으로 99% 이상의 상관도를 나타내므로 가정한 선형 구간은 완전 선형강성으로 간주될 수 있다. 초기 세팅 압력에 따라 기울기의 변화 즉 K_2 의 변화가 크게 나타나지는 않음을 확인할 수 있다. Fig. 7에 나타난 실험 데이터의 최대 변위는 U_2 가 되고, 선형화 되어 도출된 K_2 를 이용하여 P_2 를 결정할 수 있다.

Table 6 Variation of according to initial setting pressure

Setting pressure	$K_2 / K_{2,max}$	$adj R^2$
4.0 bar	6.68E-01	1.000
4.5 bar	7.31E-01	1.000
5.0 bar	7.57E-01	0.997
5.5 bar	6.98E-01	0.991
6.0 bar	8.44E-01	0.993
6.5 bar	8.30E-01	0.994
7.0 bar	8.72E-01	0.995
7.5 bar	9.07E-01	0.993
8.0 bar	1.00E+00	0.997

4. 효과적 배치안 제시

4.1 주파수 응답 해석 (frequency response analyses)

탐-브레이싱이 어떠한 강성 구간에서 작동하는지 확인하기 위해서는, 기진력이 K_3 구간 (정하중 구간)의 최대 하중(P_3)을 초과하는지 먼저 판정할 필요가 있다. NCR 및 MCR에서 H-모멘트 기진력의 수평 성분은 탐-브레이싱 높이에서 78.28kN과 87.24 kN이며, 본 연구에서 적용한 탐-브레이싱의 P_3 는 85kN정도이다. 따라서 탐-브레이싱이 1개 이상 배치되는 경우, 기진력이 초기 세팅 압력을 초과하기 어렵기 때문에, 동적 증폭 효과 (DAF, dynamic amplification factor)를 무시한다면, 기진력의 수평 성분은 P_3 를 초과할 수 없다. 단지 공진이 발생하는 경우에 기진력의 증폭으로 인하여 탐-브레이싱이 정하중 구간에서 경하중 또는 중하중 구간으로 이동할 수 있다. 이러한 관점에서 탐-브레이싱의 배치와 초기 세팅 압력의 변화 (K_3 변화)에 따른 주파수 응답 해석을 수행할 필요가 있다.

Fig. 8에 보인 바와 같이, 메인 엔진을 지지하는 이중저 연결부와 탐-브레이싱 - 제 3갑판 연결부에 3자유도 접지 스프링 요소를 배치하였다. 또한 탐-브레이싱은 선형 스프링으로 모델링하여 K_3 를 나타낼 수 있도록 하였다. 탐-브레이싱의 강성을 결정하기 위해서는 정하중 구간의 최대 변위 (U_3)를 결정해야 하는데

본 연구에서는 P_3 에 상응하는 변위가 $1.0E-4mm \leq U_3 \leq 1.0E2mm$ 에 존재한다고 가정하여 강성을 결정하였다. 실제로 탐-브레이싱의 설치시 세팅 압력의 변화가 가능하기 때문에 K_3 의 변화 시나리오는 매우 타당한 가정이다.

탐-브레이싱의 정하중 강성뿐만 아니라, 메인 엔진에 설치되는 탐-브레이싱의 개수도 메인 엔진의 H-모드 고유 진동수 및 동하중을 유발하는 주요 인자이므로 이를 적절히 결정할 필요가 있다. 본 연구에서는 Fig. 8와 같이, 탐-브레이싱의 길이 방향 위치별 번호를 부여하고 Table 7과 같은 해석 시나리오에 대하여 해석을 실시하였다. 즉 Table 7 및 아래에 보인 바와 같이, 탐-브레이싱의 배치를 크게 4가지로 분류하였다. Table 7에서 ($K_3/K_{3,max}$)는 탐-브레이싱 강성의 최대치 ($K_{3,max}$)로 K_3 를 나눈 값을 한 개의 탐-브레이싱에 대하여 나타내었다 ($(K_3/K_{3,max})/TB$).

- FRE0 : Without TB
- FRE1 : TB01+TB04+TB08
- FRE2 : TB01+TB08
- FRE3 : TB02+TB03+TB04+TB07+TB08

Fig. 8 FE model for frequency response analyses

K_3 를 적용한 탐-브레이싱에 의하여 지지된 메인 엔진에 발생한 H-모드 수평력 성분을 관찰하여 보면 (Table 7 참조), FRE1-4, FRE1-5, FRE1-6, FRE1-7의 경우, 탐-브레이싱의 수평 지지력 ($\sum_{i=1}^3 P_{3,i} = 255kN$)보다 크기 때문에 경하중 구간으로의 이동이 예상된다. 그러나 고유 진동수가 NCR 또는 MCR부근에 위치하므로, H-모드 수평력 성분이 급격히 증가하는 양상을 보이기 때문에 결코 바람직한 배치라고 볼 수 없다.

Table 7 Scenarios and analysis results for effective arrangement of top-bracings using natural frequency analyses

Cases	Arrangement	$\frac{K_3}{K_{3,max}}$ / TB	Natural Frequency (Hz)	Horizontal force at NCR (N)	Horizontal force at MCR (N)
FRE0	without top-bracing	0.00E+00	5.84	0.00E+00	0.00E+00
FRE1-1	TB01+TB04+TB08	1.00E-06	5.90	3.22E+02	3.10E+02
FRE1-2	TB01+TB04+TB08	1.00E-05	6.20	2.96E+03	2.84E+03
FRE1-3	TB01+TB04+TB08	1.00E-04	7.90	2.68E+04	2.48E+04
FRE1-4	TB01+TB04+TB08	1.00E-03	11.65	8.02E+05	3.39E+05
FRE1-5	TB01+TB04+TB08	1.00E-02	13.20	3.87E+05	9.85E+05
FRE1-6	TB01+TB04+TB08	1.00E-01	13.40	3.37E+05	7.07E+05
FRE1-7	TB01+TB04+TB08	1.00E+00	13.40	3.32E+05	6.87E+05
FRE2-1	TB01+TB08	1.00E-06	5.85	2.04E+02	1.95E+02
FRE2-2	TB01+TB08	1.00E-05	6.05	1.74E+03	1.66E+03
FRE2-3	TB01+TB08	1.00E-04	6.70	1.17E+04	1.10E+04
FRE2-4	TB01+TB08	1.00E-03	9.00	5.42E+04	4.75E+04
FRE2-5	TB01+TB08	1.00E-02	9.75	9.11E+04	7.53E+04
FRE2-6	TB01+TB08	1.00E-01	9.90	9.79E+04	8.01E+04
FRE2-7	TB01+TB08	1.00E+00	9.90	9.86E+04	8.06E+04
FRE3-1	TB02+TB03+TB04+TB07+TB08	1.00E-06	5.90	5.62E+02	5.44E+02
FRE3-2	TB02+TB03+TB04+TB07+TB08	1.00E-05	6.40	5.44E+03	5.22E+03
FRE3-3	TB02+TB03+TB04+TB07+TB08	1.00E-04	8.85	5.24E+04	4.69E+04
FRE3-4	TB02+TB03+TB04+TB07+TB08	1.00E-03	12.70	6.32E+05	9.85E+07
FRE3-5	TB02+TB03+TB04+TB07+TB08	1.00E-02	14.15	2.37E+05	3.70E+05
FRE3-6	TB02+TB03+TB04+TB07+TB08	1.00E-01	14.35	2.23E+05	3.34E+05
FRE3-7	TB02+TB03+TB04+TB07+TB08	1.00E+00	14.40	2.21E+05	3.31E+05

FRE3-4, FRE3-5, FRE3-6, FRE3-7의 경우에도, H-모드 수평력 성분이 탑-브레이싱의 수평 지지력 ($\sum_{i=1}^5 P_{3,i} = 425\text{kN}$)보다 크기 때문에 경하중 구간으로의 이동이 예상된다. 그러나 고유 진동수가 NCR 또는 MCR부근에 위치하거나, 탑-브레이싱의 강성이 과대하여, 과대H-모드 수평력 성분을 유발하는 문제점이 있다.

FRE2의 모든 경우는 고유 진동수가 비교적 NCR 또는 MCR과 차이를 보이며, 따라서 수평 기진력이 정하중 구간에서 탑-브레이싱의 수평 지지력 ($\sum_{i=1}^2 P_{3,i} = 170\text{kN}$)을 초과하지 않는다.

FRE1-1, FRE1-2, FRE1-3, FRE3-1, FRE3-2, FRE3-3의 경우, 탑-브레이싱의 정하중 강성이 작아서, 메인 엔진에 작용하는 H-모드 기진력은 메인 엔진 자체의 고유 강성과 선체 지지 강성에 의하여 흡수되고, NCR 및 MCR에서 공진이 발생하지 않기 때문에 수평 성분이 작게 산정됨을 확인할 수 있다.

주파수 응답 해석의 경우 시스템의 고유 진동수와 부여한 기진력의 주파수와 일치도에 따라 해가 매우 변동적이기 때문에, 정량적인 응답값을 얻기 위해서는 확인하고자 하는 주파수에 상응하는 기진력의 주파수에 따른 응답값을 확인해야 한다. 주파수 응답 해석을 수행하지 않고 단순히 고유 진동수 해석을 수행하여도 경향을 판단할 수 있다. 예를 들어 초기 세팅 압력을 크게 설정한 후 탑-브레이싱을 장착한다면 (FRE1-4, FRE1-5,

FRE1-6, FRE1-7, FRE3-4, FRE3-5, FRE3-6, FRE3-7), 메인 엔진의 H-모드 고유 진동수가 NCR 또는 MCR에 근접할 것이고, 공진으로 인하여 메인 엔진에 많은 기진력을 유발하게 됨을 Table 7로부터 알 수 있다. 이러한 배치를 할 경우 고가의 유압식 탑-브레이싱을 사용하기 보다는 고정식 탑-브레이싱을 이용하는 것이 바람직하다.

4.2 비선형 시간 영역 해석

(time domain nonlinear transient response analyses)

유압식 탑-브레이싱의 비선형적인 거동 특성을 관찰하기 위하여, 비선형 시간 영역 응답 해석을 수행하였다. 탑-브레이싱의 설치 개수를 최소화하면서 적절한 진동 제어 성능을 발휘해야 하므로 실제와 유사한 배치를 가지는 TB01+TB04+TB08 경우와 탑-브레이싱 부재 절감을 위한 TB01+TB08 경우를 해석 대상 배치로 결정하였다.

비선형 시간 영역 해석을 위해서는 탑-브레이싱의 비선형 강성을 정의해야 한다. 해석 시간을 감안하여 Table 6에 제시된 K_2 중에서 4bar, 6bar, 8bar에 상응하는 강성을 적용하였다. P_3 는 주파수 응답해석과 동일하게 85kN으로 고정하고, 매우 작은 변위 (8.5E-6mm 내외)를 가정하여 K_3 를 1.0E10 N/m로 결정하였다.

H-모드 기진력으로 인한 하중은 K_2 구간을 벗어나지 못한다고 예측하여 $K_1=0$ 으로 가정하였다. K_4 의 경우 인장 강성 실험으로부터 얻어야 하는데, 본 연구에서는 이와 같은 정보를 얻을 수 없어서 $K_4=0$ 으로 가정하였다.

저주파수에 범위의 기진력은 크기가 작기도 하지만, 운전 속도에서 벗어나기 때문에 NCR과 MCR로 메인 엔진이 회전할 때의 기진력에 대한 응답을 도출하였다.

실제 엔진이 NCR 또는 MCR에 도달하기 위해서는 운전 속도의 지속적인 증가가 필요하지만, 본 연구에서는 NCR 또는 MCR 엔진 회전수에 해당하는 기진력을 해석 모델에 직접 부여하였기 때문에, 해석 초기 불안정화 구간 (transient)이 발생하였다. 따라서 안정화 구간 (steady state)에서의 응답을 확인하기 위하여 엔진 회전 반복수를 20회 정도로 확장하였다. 20회에 걸친 지속적인 외력이 가해지는 점을 감안하고, 탑-브레이싱 배치에 따른 상대적인 비교를 위하여 유압 등으로 인한 감쇠 효과를 고려하지 않았다.

비선형 해석의 경우 시간 증분의 크기가 너무 크면 수렴성에 문제를 발생하기 때문에 한 주기당 180회의 일정 시간 증분을 적용하였다. 시간 증분의 경우 일정 증분 또는 자동 증분을 사용할 수 있는데 본 연구에서는 균일한 시간 간격으로 해를 얻기 위하여 충분히 작은 균일 시간 증분을 적용하였다. Table 8은 해석에 적용된 조건을 요약하여 나타내고 있다. 또한 Table 9는 비선형 시간 영역 해석을 위한 시나리오를 요약하여 나타내고 있다.

Table 8 Condition for time domain analysis of top-bracing

	NCR	MCR
Frequency (Hz)	12.03	12.70
Cycle iteration	20	20
Total time (sec)	1.6625	1.5748
Number of step	3600	3600
Time increment	4.62E-04	4.37E-04

Table 9 Scenarios for optimum arrangement of top-bracing using time domain nonlinear transient response analyses

Cases	Arrangement	CPM	K_2 /TB
TM1-1	TB01+TB04+TB08	NCR	4 bar
TM1-2	TB01+TB04+TB08	NCR	6 bar
TM1-3	TB01+TB04+TB08	NCR	8 bar
TM1-4	TB01+TB04+TB08	MCR	4 bar
TM1-5	TB01+TB04+TB08	MCR	6 bar
TM1-6	TB01+TB04+TB08	MCR	8 bar
TM2-1	TB01+TB08	NCR	4 bar
TM2-2	TB01+TB08	NCR	6 bar
TM2-3	TB01+TB08	NCR	8 bar
TM2-4	TB01+TB08	MCR	4 bar
TM2-5	TB01+TB08	MCR	6 bar
TM2-6	TB01+TB08	MCR	8 bar

TB01 (Fig. 8 참조)과 메인 엔진과의 접점에서 변위와 가속도의 수평 성분을 추출하여 Fig. 9 ~ Fig. 12에 나타내었다. Fig. 9에 배치 조건 TM1-1, TM1-2, TM1-3에 대한 응답 탑-브레이싱을 비교하여 나타내고 있다. Fig. 9(a)에서 수평 방향 변위를 비교해 보면, K_2 가 작을수록 변위가 오히려 감소하는 현상을 관찰할 수 있었다. 즉 K_2 를 4bar로 상응하도록 세팅할 경우 (TM1-1) 가장 작은 변위 이력을 나타내었다. 또한 이 경우 가속도가 전반적으로 1G를 초과하지 않지만 세팅 압력이 커질수록 가속도가 커지는 경향이 뚜렷함을 Fig. 9(b)로부터 알 수 있다. 이는 큰 H-모드 기진력이 탑-브레이싱을 거쳐 선체에 전달됨을 의미하므로 바람직하지 않은 현상이다. 따라서 이와 같은 배치 조건으로 탑-브레이싱을 설치하고 NCR로 운전할 경우 초기 세팅 압력을 4bar로 설정하는 것이 가장 적절한 탑-브레이싱 배치로 볼 수 있다.

Fig. 10에 배치 조건 TM1-4, TM1-5, TM1-6에 대한 응답을 비교하여 나타내고 있다. Fig. 10(a)에 수평 방향 변위를 비교해 보면, K_2 를 6bar에 상응하도록 세팅할 경우 (TM1-5) 가장 큰 변위 이력을 나타내며, K_2 를 8bar로 세팅할 때 (TM1-6) 가장 작은 변위 이력을 나타내었다. 가속도의 경우에는 초기 세팅 압력이 8bar일 때 2G를 초과하는 가속도가 확인 되었으며 초기 세팅 압력이 작을 때 가속도도 작게 발생함을 확인하였다. 그러나 0.8초 이후 즉 안정화 구간 이후에 가속도 분포를 살펴보면 8bar로 세팅할 때에도 1G를 초과하는 경우가 많지 않음을 확인할 수 있다. 따라서 현재의 탑-브레이싱 배치 상황 하에서 MCR로 운전할 경우 8bar가 가장 효과적 탑-브레이싱 배치로 볼 수 있다.

Fig. 11에 배치 조건 TM2-1, TM2-2, TM2-3에 대한 응답을 비교하여 나타내고 있다. Fig. 11(a)에 수평 방향 변위를 비교해 보면 초기 강성이 커질수록 변위가 감소하는 현상을 관찰할 수 있었다. K_2 를 8bar에 상응하도록 세팅할 경우 (TM2-3) 가장 작은 변위 이력을 나타내었다. 또한 세팅 압력의 증가에 따라 가속도가 약간 증가하는 경향을 보이는 하지만, 심각한 증가를 초래하지는 않았다.

Fig. 12에 배치 조건 TM2-4, TM2-5, TM2-6에 대한 응답을 비교하여 나타내고 있다. Fig. 12(a)에 수평 방향 변위를 비교해 보면, 세팅 압력이 클수록 오히려 변위가 크게 나타났다. 반면 $K_2=4$ bar 또는 6bar로 세팅된 경우 (TM2-4 또는 TM2-5) 가속도는 가장 작게 나타났음을 볼 수 있다. $K_2=8$ bar로 세팅할 경우 (TM2-6) 가속도 이력이 상당히 증가는 것으로 나타났다. 따라서 현재의 배치 조건하에서 MCR로 운전할 경우, 높은 초기 압력은 높은 H-모드 기진력을 유발할 가능성이 있다.

탑-브레이싱의 용도가 H-모드 기진력을 흡수하기 위한 용도인데, 공진으로 인한 관성력의 변동 (H-모드 수평력 성분 변동)을 가속도를 이용하여 관찰 할 수 있다. 배치 조건 TM2는 배치 조건 TM1에 비하여 큰 변위를 보여주고 있지만, 가속도 측면에서 크게 불리하지 않거나 오히려 유리한 것으로 나타났다.

도출된 변위 또는 가속도 정보는 FFT(fast Fourier transform)을 이용하여 주파수 분석을 실시하면 기진력 변동에 따른 강성 변화가 고유 진동수와 연동되는 현상을 추정할 수 있을 것이다.

(a) lateral displacement

(b) lateral acceleration

Fig. 9 Comparison of responses for arrangement of TB01+TB04+TB08 under NCR condition

(a) lateral displacement

(b) lateral acceleration

Fig. 10 Comparison of responses for arrangement of TB01+TB04+TB08 under MCR condition

(a) lateral displacement

(a) lateral displacement

(b) lateral acceleration

(b) lateral acceleration

Fig. 11 Comparison of responses for arrangement of TB01+TB08 under NCR condition

Fig. 12 Comparison of responses for arrangement of TB01+TB08 under MCR condition

5. 결 론

본 논문에서는 최근 중대형 상선에 사용률이 높은 유압식 탑-브레이싱의 효과적 배치에 대한 연구를 수행하여, 다음과 같은 결과를 얻을 수 있었다.

- (1) 유압식 탑-브레이싱의 작동 메커니즘을 정밀하게 분석하였으며, 고유진동수 해석 및 시간 영역 과도 응답 해석을 수행하기 위한 이상화 강성 선도를 제시하였다.
- (2) 이상화 강성 선도의 초기 강성을 주파수 응답 해석에 적용한 결과, 첫번째 압축 구간에서의 강성 (K_3)과 세팅 압력 (P_3)이 매우 중요한 설계 인자임을 제시하였다.
- (3) 실선에 많이 적용되는 탑-브레이싱의 배치안과 엔진의 선수 미부만 한 개씩 지지하는 탑-브레이싱의 배치안에 대하여 시간 영역 비선형 과도 해석을 실시하여 초기 세팅 압력의 중요성을 다시 한번 인식하였으며, 두 개 정도의 탑-브레이싱 배치만으로도 충분히 H-모드 기진력을 제어할 수 있음을 확인하였다.

후 기

본 논문은 (주)현대미포조선의 연구비 지원으로 수행되었습니다.

참 고 문 헌

- Korean Register (KR), 1991. *Specification of Vibration and Noise Control*. KR.
- Jin, B.M. Kim, N.S. & Park, J.H., 2010. Stiffness Estimation Considering Coupling of Main Engine Platform and Top Bracing. *Proceeding of 2010 KAOST*, Jeju, 3-4 June 2010, pp.968-972.
- Lee, C.W. et al., 2010. Study on Accuracy Improvement of Full Ship Analysis Considering Dynamic Characteristics of Hydraulic Top- Bracing, *Proceeding of 2010 KAOST*, Jeju, 3-4 June 2010, pp.966-967.

정 준 모

민 덕 기