

선박 추진축 선미 베어링 압력 분포 해석

신상훈^{†*}, 최익흥^{*}

현대중공업 선박해양연구소^{*}

Pressure Distribution Analysis for After Bush Bearing of Ship Propulsion Shaft

Sang-Hoon Shin^{†*} and Ick-Hung Choe^{*}

Hyundai Maritime Research Institute, Hyundai Heavy Industries Co., Ltd.^{*}

Abstract

Since the scale of vessels is growing up recently, some troubles between the shaft and after bush bearing are frequently reported. Generally, mean pressure on bush bearing is used as a design criterion. However, in some case of the long bearing such as after bush bearing of the propulsion shaft, it might be liable to be locally under high pressure. As for the main engine bearings and the intermediate shaft bearing, it is reasonable to take the mean pressure as a design criterion. But, in case of after bush bearing, it is not sufficient because of the possibility of high pressure caused by local contact. In this study, Hertzian contact condition was applied to evaluation of the local pressure for after bush bearing. To reduce the local maximum pressure, the height of the after bush bearing was controlled. It was found that local maximum pressure could be reduced effectively by taking a partial slope on the white metal of the aft bush bearing.

※Keyword : Aafter bush bearing (후방 선미 베어링), Hertzian contact condition (허쯔 접촉 조건), Partial slope (부분 경사), White metal (화이트 메탈)

1. 서론

최근 선박이 대형화되면서 선체 추진 축계 시스템 중 선미 베어링 부분의 발열 사고가 다수 보고되고 있다. 따라서 기존의 축계 해석법의 문제점을 파악하고, 새로운 축계 해석 방법을 정립해야

할 필요성이 대두되고 있다. 일반적으로 선미 부시 베어링의 설계 기준으로 평균 압력을 채택하고 있으나 선미 베어링의 경우 길이가 길기 때문에 국부적으로 높은 압력이 부하될 수 있으므로 선미 베어링 고장 원인을 타당하게 분석하기 위하여 선미 부시 베어링에 부하되는 국부 최대 압력을 구하는 방법이 요구된다. 선미 베어링은 전방 선미 베어링(forward bush bearing)과 후방 선미 베어링(after bush bearing)으로 나뉘는데, 발열 사고는 후방 선미 베어링에서 발생하고 있다. 엔진 거

접수일:2003년 11월 7일, 승인일:2004년 5월 18일

† 주저자, E-mail: sshoon@hhi.co.kr

Tel: 052-230-3067

더 베어링, 중간축 베어링 등은 베어링의 평균 압력만으로 평가해도 무리는 없으나, 선미 부시 베어링은 긴 원통형이므로 베어링 평균 압력이 크지 않다 하더라도 접촉이 국부적으로 발생할 경우 큰 압력이 작용할 수 있다.

이러한 현상을 고려하기 위해서, Bureau Veritas(1987)는 Hertzian 접촉 조건을 후방 선미 베어링에 적용한 연구를 수행한 바 있다. Hertzian 접촉은 접촉너비를 따라 반 타원 형상의 압력 분포(Johnson 1989)를 가정하고 있다. 본 연구에서도 Hertzian 접촉 조건을 부시 베어링에 구간 별로 적용하여 부시의 국부 압력 분포를 계산하였고, 발열사고를 막기 위하여 국부 최대 압력을 낮추는 방안을 제안하였다. 선체와 축계 사이의 반력은 유한요소 모델을 구성하여 구하였으며 상용 유한요소해석 프로그램인 NASTRAN을 사용하였다. 선체 하중 조건 변화에 따른 선미 베어링 반력 및 최대 압력 변화를 조사하기 위하여 ballast 조건, full load 조건, full load와 6m 파랑하중의 복합조건에 대하여 각각 계산을 수행하였다. 또한, 국부 최대 압력을 낮추기 위해 후방 선미 베어링 전후의 높낮이를 조절하였으며, 추가적으로 후방 선미 베어링 안의 라이닝 재료에 약간의 경사각을 주어 국부 최대 압력을 효과적으로 낮출 수 있었다.

2. 축계 해석

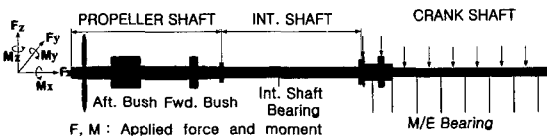


Fig. 1 Analysis model of VLCC shaft system

본 해석에서 채택하고 있는 축계 해석 모델은 VLCC 축계 모델로서 Fig.1에 나타내었고, 축계 해석 시 고려하고 있는 사항은 다음과 같다.

- 1) 하중조건에 의한 선체 변형 영향
- 2) 축계 시스템의 보 요소 모델링
- 3) 엔진 가동에 의한 프로펠러 하중
- 4) 엔진 가동에 의한 열팽창 효과

- 5) 해수와 베어링 윤활류에 의한 부력 효과
 - 6) 선미 베어링의 국부 압력 분포
- 추진축 장치들의 기능 및 제한사항들은 (전효중 1983)과 (대한조선학회 1976)를 참조하였다.

2.1 베어링 압력 계산

현재 일반적으로 선미 부시 베어링 설계 기준으로 평균 압력을 채택하고 있으며, 평균 압력은 Fig.2에서와 같이 부시 베어링에 걸리는 총하중을 투영면적으로 나누어 구하고 있다.

$$Mean\ pressure = \frac{Resultant\ force}{Projected\ area}$$

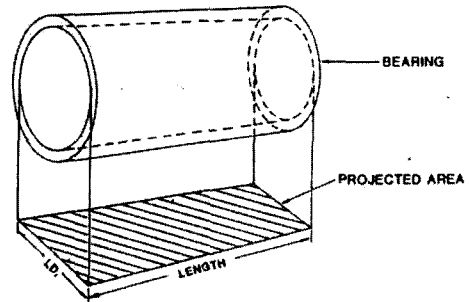


Fig. 2 Calculation of mean pressure for bush bearing

평균 압력만을 계산하면 발열사고의 원인을 찾기가 어렵다. 발열사고는 대부분 후방 선미 베어링(after bush bearing)의 후방부에서 발생하며, 후방부의 압력이 상대적으로 높음을 의미한다. 베어링의 전체적인 압력 분포 모습을 얻기 위하여 베어링을 길이 방향으로 여러 부분 나누어 계산하였다.

2.2 Hertzian 접촉 조건

추진축과 부시 사이에 국부적으로 발생하는 압력 분포를 계산하기 위해 Hertzian 접촉 조건을 적용하였다. Fig.3은 추진축과 부시의 라이닝 재료인 화이트 메탈(white metal)과의 접촉을 그림으로 나타낸 것이다.

여기서,

c : breadth of contact

- D_1 : diameter of bushing material
- D_2 : diameter of shaft
- ν_1 : poisson ratio of bushing material
- ν_2 : poisson ratio of shaft material
- E_1 : Young's modulus of bushing material
- E_2 : Young's modulus of shaft material
- 2α : diametral clearance ($D_1 - D_2$)
- Q : load per unit length

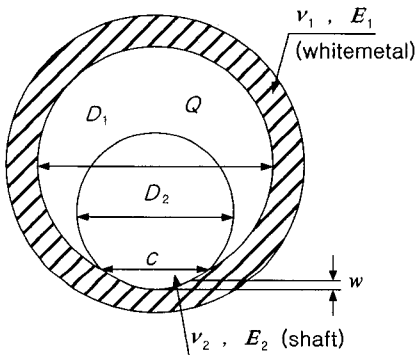


Fig. 3 Contact of shaft and white metal

Hertzian 접촉 조건은 다음의 2가지 조건을 포함하고 있으며, 이로부터 최대 압력을 도출할 수 있다.

1) 접촉하는 두 재료의 재료 물성치와 곡률에 의해 접촉너비와 단위 길이 당 하중(반력)과의 조건을 다음과 같이 정의하고 있다.

$$Q = \frac{\pi b^2 E^*}{2R} \quad (1)$$

여기서,

$$b = c/2$$

$$\frac{1}{E^*} = \frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2}$$

$$R = \frac{D_1 D_2}{D_1 - D_2}$$

2) 접촉에 의한 압력 분포는 다음과 같이 반 타원 형상이다.

$$P(x) = P_{\max} \sqrt{1 - \left(\frac{x}{b}\right)^2} \quad (2)$$

식(1)과 식(2)를 바탕으로 P_{\max} 를 유도할 수 있다.

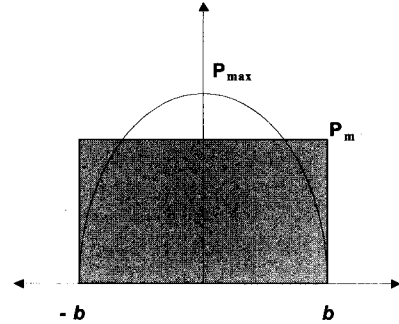


Fig. 4 Relation of maximum pressure and mean pressure

Fig.4는 평균 압력과 최대 압력을 나타낸 그림이다. 직사각형의 넓이와 반타원의 넓이는 같으므로 식(3)을 유도할 수 있다.

$$2bP_m = \frac{\pi b}{2} P_{\max}$$

$$\therefore P_{\max} = \frac{4}{\pi} P_m \quad (3)$$

식(3)에서 평균 압력은 식(4)와 같이 나타낼 수 있다.

$$P_m = \frac{Q4I}{2b4I} \quad (4)$$

식(1)을 식(4)에 대입하면 식(5)와 같이 나타낼 수 있다.

$$P_m = \frac{1}{2b} \frac{\pi b^2 E^*}{2R} = \frac{\pi}{4} \frac{bE^*}{R} \quad (5)$$

식(5)를 식(3)에 대입하면 식(6)이 된다.

$$P_{\max} = \frac{bE^*}{R} \quad (6)$$

식(1)을 정리하여 접촉너비를 나타내면 다음과 같다.

$$b = \sqrt{\frac{2}{\pi}} \sqrt{\frac{QR}{E^*}} = 0.798 \sqrt{\frac{QR}{E^*}} \quad (7)$$

식(7)을 식(6)에 대입하면 식(8)과 같은 최대 압력식을 유도할 수 있다.

$$P_{\max} = 0.798 \sqrt{\frac{QE^*}{R}} \quad (8)$$

본 연구에서는 식(7)과 식(8)에 나타낸 접촉 너

비와 최대압력을 다음과 같이 계산하였다.

부시 베어링을 길이 방향에 따라 10개의 구간으로 나누었으며 각 구간에 상용 유한요소해석 프로그램(NASTRAN)의 접촉 요소인 gap 요소를 사용하였다. 축계해석을 수행하면 gap 요소의 반력으로 단위 길이 당 반력(Q)을 구할 수 있으며, 식(7)과 식(8)에 대입하여 접촉 너비와 최대압력을 계산하였고, 압력분포는 식(2)에 대입하여 나타내었다.

2.3 선체의 하중 조건

선체의 변형을 고려하기 위한 선체의 하중 조건은 Table1과 같이 엔진 가동 상태의 ballast 조건, full load 조건, full load와 6m 파랑하중의 복합조건을 각각 적용하였다.

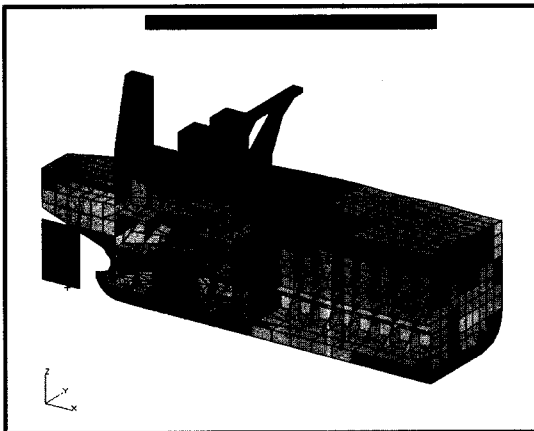


Fig. 5 FE model of VLCC

Fig.5는 VLCC의 유한요소 모델로서 엔진룸 부분의 요소크기를 다른 부분에 비해 상대적으로 작게 하였다. 선체의 구조해석을 통하여 각 하중조건에서 일어난 변위들을 축계에 강제변위로 적용하였다.

Fig.6은 각 하중조건에서의 선체의 상대 변형량을 나타내며, 열효과를 고려할 때와 고려하지 않을 때로 구분하였다. 축(shaft)의 양 끝단 위치에서의 선체 변형량을 0으로 하여 나타낸 변형량을 의미한다.

베어링 반력의 효과적 분포를 위해 베어링의 높

이에 대한 배치가 먼저 이루어져야하는데 Table2는 구조해석을 통해 얻어진 축계 기준선으로부터의 베어링 높이 초기배치를 나타내며, 엔진 가동 상태에서의 베어링 위치를 의미한다. 이는 축계의 지름 및 재질, 온도 분포 등을 고려하여 계산되어진다. 일반적으로 h_{aa} , h_{af} , h_f 는 "0" level을 유지하며, h_i 와 h_e 는 아래 방향인 음의 부호를 갖도록 한다.

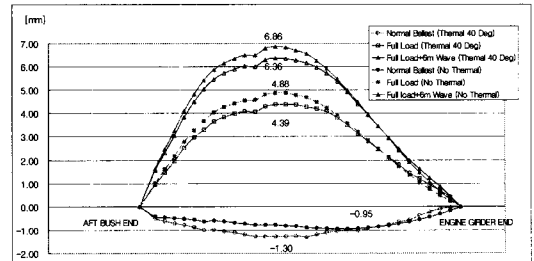


Fig. 6 Relative hull deflection

Table 1 Applied loading conditions

Loading condition	Draft	Thermal effect*
Ballast	Still water draft	0
Full load	Still water draft	0
Full load + 6m wave	Still water draft + 6m wave	0

- * M/E, L. O. Sump Tank : ΔT_{LO}
- M/E Bearing : ΔT_{EB}
- Int. Shaft Bearing Seat : ΔT_{IBS}
- Int. Shaft Bearing Body : ΔT_{IBB}

Table 2 Bearing height at running condition (mm)

Aft. bush bearing		Fwd. bush bearing	Int. shaft bearing	M/E bearing
Aft.	Fwd.			
h_{aa}	h_{af}	h_f	h_i	h_e

3. 압력 분포

3.1 축계의 압력 분포

Hertzian 접촉 조건을 후방 선미 베어링에 구간 별로 적용하기 위해 선미 베어링을 10개의 구간으로 나누었고, 개선 전 압력 분포 중 국부 최대 압력을 나타내는 full load와 6m 파랑하중의 복합조건에서의 압력 분포를 Fig.7에 나타내었다.

Fig.7을 보면 선미 베어링에 작용하는 압력은 길이방향으로 변하고 있으며 개선 전 압력 분포는 선미 베어링의 후방부에 치우쳐져 있음을 알 수 있다. 예상했던 바와 같이 발열사고 부위에 큰 압력이 분포함을 알 수 있다.

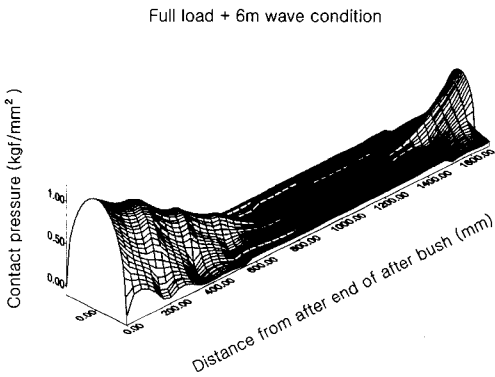


Fig. 7 Initial pressure distribution on after bush bearing

3.2 국부 최대 압력 강하 방안

베어링의 압력 분포를 변화시키기 위해서는 베어링의 위치 및 높낮이를 조절할 수 있으나, 본 계산의 대상인 축계 시스템의 경우 최대 압력을 줄이는 데는 큰 효과가 없었다. Fig.7의 압력 분포를 보면 부시 베어링의 후방이 전방보다 큰 하중 부담이 있음을 알 수 있다.

부시의 전방부와 후방부의 높낮이를 달리하면 상용 유한요소해석 프로그램에서 사용하는 gap 요소의 property 중 간격의 크기를 바꾸어 주어야 하며, 결과로 도출된 단위 길이 당 반력(Q)을 식(7)과 식(8)에 대입하여 접촉 너비와 최대압력을 계산하고, 다시 식(2)에 넣어 각 위치의 압력분포

를 계산하였다.

부시의 전방부를 더 올려 전방부에 하중 부담을 증가시켜 보았다. 이 경우는 국부 최대 압력이 full load 조건에서 발생하였고, 그 결과를 Fig.8에 나타내었다. 결과는 Fig.7과 비교하면, 후방부의 압력을 전방부가 많이 부담하고 있고 국부 최대 압력을 낮출 수가 있었다. 하지만, 압력 분포는 전방과 후방에 집중되어 나타나고 있다. 국부 최대 압력을 개선 전에 비해 10% 가량 줄일 수 있었으나, 재료의 허용한계치는 여전히 넘고 있다.

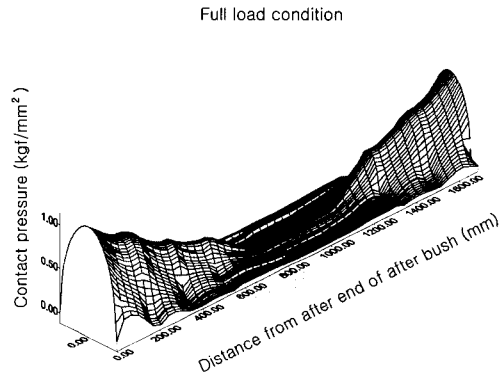


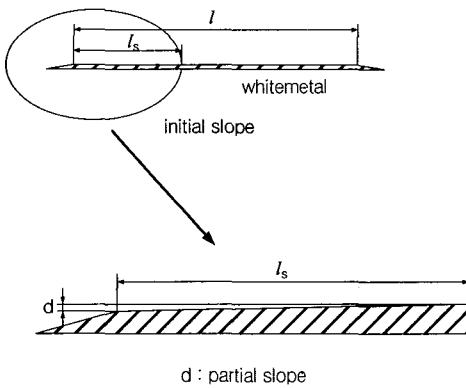
Fig. 8 Pressure distribution on after bush bearing (case to lift fwd. part of after bush)

압력 집중 효과가 나타나는 주요 이유는 Fig.7과 8에서 알 수 있듯이 부시의 중간 부가 제 역할을 못하고 있다는 사실이다. 효과적으로 부시의 중간 부분에 하중 부담을 주기 위하여 Fig.9와 같이 부시의 후방부에 경사를 주는 것을 제안하였다. 전방부에 경사를 주지 않은 이유는 프로펠러에 가까운 후방부가 전방부에 비해 축과의 접촉이 상대적으로 크기 때문에 전방부에 경사를 주면 후방부에 하중 부담을 상당히 가중시키기 때문이다.

Fig.9와 같은 경사각으로 시공한 부시 베어링의 압력 분포 해석을 수행하였다. 이 경우는 국부 최대 압력이 ballast 조건에서 발생하였고, 그 결과를 Fig.10에 나타내었다. 예상한 바와 같이 국부 최대 압력을 크게 줄여 주었으며, 추진축이 부시에 골고루 접촉하고 있음을 알 수 있다.

선미 베어링에 작용하는 전체 하중이 한쪽에 치

우체도 평균 압력을 설계 기준으로 둔다면 수치상 안전하게 평가되지만, 국부 최대 압력 기준에서는 그렇지 못하다. 본 연구는 선미 베어링 부분의 발열 사고를 방지하기 위한 방안으로 축계 해석 시 부시 베어링에 작용하는 평균 압력을 설계 기준으로 두기보다는 상대적으로 긴 부시 베어링에 작용할 수 있는 최대 압력을 설계 기준으로 고려해야 한다는 사실이며, 부시 베어링의 국부 최대 압력을 낮추려면 추진축이 부시 베어링에 골고루 접촉할 것을 제안한다.



- l : effective length of whitmetal
- l_s : length for partial slope
- d : height for partial slope

Fig. 9 Partial slope of white metal (mm)

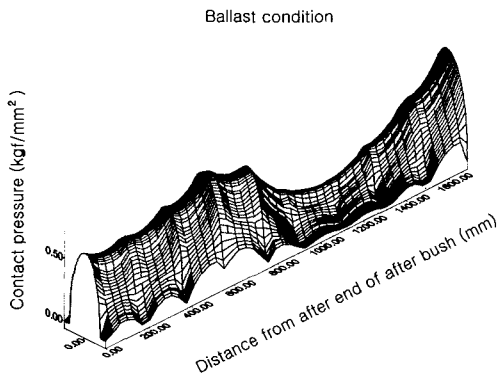


Fig. 10 Pressure distribution on after bush bearing (case with partial slope)

4. 결 론

선미 베어링 발열 사고 문제에 대한 원인 분석을 위해 국내외 많은 논문들을 검색하였으나 이 분야에 관한 논문은 거의 발견할 수 없었으며, 이 부분은 계측도 어려워 타당성의 검토가 이루어지지 않는 못하였다. 다만, 본 연구를 통해 설계된 축계 시스템에서는 아직 문제가 발생하지 않아 논문으로 제출하는 바, 그 주된 결론은 다음과 같다.

첫째, 축계 해석 시 부시 베어링을 길이 방향에 따라 여러 구간으로 나누어 압력 분포를 계산하면 발열사고 부위인 후방부의 압력 분포가 높음을 확인할 수 있었다.

둘째, 부시 베어링에 작용하는 평균 압력보다는 국부 최대 압력을 설계 기준으로 두는 것이 바람직하다고 사료된다.

셋째, 후방 선미 베어링의 뒤쪽에 경사를 주면, 추진축이 부시 베어링에 골고루 접촉하게 되어 국부 최대 압력을 효과적으로 낮출 수 있다.

참 고 문 헌

- 대한조선학회, 한국표준연구소, 1976, 추진축계 표준, 공업진흥청.
- 전효중, 1983, 축계장치와 추진기, 일중사
- Johnson, K.L., 1989, Contact Mechanics, Cambridge University Press.
- Bureau Veritas, 1987, Method of Calculations of Contact Conditions of Secondary Elastic Alignment of Line Shafting, Appendix C.V.



< 신 상 훈 >



< 최 익 홍 >