

상반회전 프로펠러 축계 저널 베어링 반력해석

신상훈, 이승민*
경운대학교 항공기계공학과

Reaction Force Analysis on the Journal Bearing of Shafting System with Contra-Rotating Propeller

Sang-Hoon Shin, Seung-Min Lee*
Department of Aero Mechanical Engineering, Kyungwoon University

요약 국제해사기구(IMO) 2020 규정에 의해, 2020년 1월부터 지정된 배출규제해역 밖을 운항하는 선박도 황 함유량이 0.5% 이하인 저유황유를 사용하여야한다. 고가의 저유황유 소비를 최소화하기 위해 에너지저감 장치의 도입이 시급하며, 그 중에서도 상반회전 프로펠러 시스템이 가장 효과적이라고 알려져 있다. 상반회전 프로펠러를 구동하는 축계는 내축과 외축으로 구성되고 상호 영향을 주는 시스템으로 하나의 축으로 이루어진 일반 축계 시스템보다 훨씬 복잡하며 무거운 구조이다. 국내에서는 처음으로 상반회전 프로펠러 축계 시스템을 장착하기 위해 37K 정유운반선 용 상반회전 프로펠러 축계의 초기 설계가 진행되었다. 본연구의 목적은 초기 설계의 선급승인을 위해 베어링 반력해석을 수행하여, 저널 베어링이 선급에서 요구하는 설계기준을 만족하는지를 검증하는 것이다. 프로펠러의 추력은 축 중심에 작용하는 것이 이상적이지만, 선미부 선체 형상에 의해 발생하는 불균일한 반류 등의 영향으로 추력 편심이 발생한다. 본 연구에서는 추력 편심을 반영한 하중조건을 적용하여 축계해석을 수행하였고, 그 결과를 선급 요구 설계기준과 비교하였다.

Abstract According to the International Maritime Organization (IMO) 2020 Regulation, ships operating outside designated emission control areas (ECA) have to use low-sulfur oil with a sulfur content of 0.5% or less by January 2020. To minimize the consumption of high-priced low-sulfur oil, it is urgent to introduce efficient energy-saving devices (ESD), and contra-rotating propeller (CRP) systems are well known to be the most effective one. The shafting system that drives a CRP is composed of an inner shaft and an outer one and has a mutually influential system that is much more complex and heavier than a general shafting system. An initial design was carried out to install a CRP system for the first time in Korea. The purpose of this study is to verify whether the journal bearing meets the classification's design criteria through a bearing reaction force analysis for the classification's approval of the initial design. It is ideal for the thrust of the propeller to act on the center of the shaft, but thrust eccentricity occurs due to the uneven wake caused by the stern shape. Load conditions were applied while considering thrust eccentricity to perform the shaft analysis, and the results were compared with the classification's criteria.

Keywords : IMO, Emission Control Areas, Energy Saving Devices, Contra-Rotating Propeller, Bearing Reaction Force Analysis, Thrust Eccentricity

*Corresponding Author : Seung-Min Lee(Kyungwoon Univ.)

email: acemin@ikw.ac.kr

Received July 10, 2019

Accepted October 4, 2019

Revised August 12, 2019

Published October 31, 2019

1. 서론

2020년 1월부터 발효되는 국제해사기구(IMO)의 새로운 선박 황산화물 배출 규제는 해상 선박 연료유의 황 함유량을 현행 3.5%에서 0.5%로 크게 낮추게 된다. 황 함유량이 0.5%를 초과하는 고유황 제품들은 규제가 시행 되면 선박 연료유로 사용할 수 없게 되며, 고가의 저유황 유에 대한 수요가 급등할 것으로 예측된다. 이러한 유가 상승은 에너지저감 장치(Energy Saving Devices, ESD)의 개발과 장착으로 이어질 것이다. 잘 알려진 ESD로는 Super Stream Duct(SSD)와 Semi-Duct System(SDS) 같은 비교적 간단한 장치에서 국내에서 개발하여 장착한 바가 없는 Fig. 1에 나타난 상반회전 프로펠러(Contra-Rotating Propeller, CRP) 시스템이라는 비교적 복잡한 추진 장치가 있다.



Fig. 1. Contra-rotating propeller

상반회전 프로펠러는 두 개의 프로펠러가 동일 축 상에 배치되어 서로 반대 방향으로 회전하는 추진 장치이다. 전방 프로펠러에서 손실되는 회전 에너지를 후방 프로펠러가 회수하는 원리로 연료 절감 효과가 상당히 큰 추진 장치로 알려져 있다[1].

19세기에 상반회전 프로펠러의 개념이 등장하였으나, 본격적인 연구는 최근 50년 전부터 진행되었다고 할 수 있다.

상반회전 프로펠러에 대한 연구로는 모형시험 관련 연구[2-3], 성능 추정 관련 연구[4-5], 계측 관련 연구[6] 등이 진행되어 왔으나, CRP를 작동시키는 축계에 대한 연구 자료는 찾기가 매우 힘든 실정이다. CRP 축계는 내축과 외축으로 구성되고 상호 영향을 주게 되어 하나의 축으로 이루어진 일반 축계 시스템보다 훨씬 복잡한 구조이다. 또한, 단일 축계 시스템보다 무거운 구조이므로 축계를 지지하는 저널 베어링이 견딜 수 있는지가 주요

관심사이다.

Ko[7]는 국내에서는 처음으로 내축과 외축을 동시에 고려하여 대형 컨테이너선을 대상으로 설계한 상반회전 프로펠러 축계의 축계해석을 시도한 바 있으나, 축계해석 보다는 축계해석을 위한 내축과 외축의 모델링 방법에 초점을 맞추었다. 설계한 상반회전 프로펠러 축계를 실제 선박에 장착하기 위해서는 축과 프로펠러 하중 이외에도 추력 편심에 의해 발생하는 하중을 고려하여야 하며[8], 프로펠러 내축과 외축을 지지하는 저널베어링이 선급에서 요구하는 설계기준[9-12]을 만족하여야 한다.

국내에서 처음으로 상반회전 프로펠러 축계 시스템을 장착하기 위해 H 중공업에서 37K 정유운반선 용 상반회전 프로펠러 축계의 초기 설계가 진행되었다.

본 연구에서는 초기 설계의 선급 승인을 위해 Ko의 모델링 방법을 도입하여 추력 편심을 고려한 하중을 적용해 축계의 베어링 반력해석을 수행하고자한다. 본 연구의 목적은 수행 결과로부터 저널베어링이 선급에서 요구하는 설계기준을 만족하는지를 검증하는 것이다.

2. 상반회전 프로펠러 축계 해석모델

2.1 상반회전 프로펠러 축계

상반회전 프로펠러를 구동하는 일반적인 축계 배치도는 Fig. 2와 같다. 4개의 저널 베어링이 무거운 전방 프로펠러(Forward Propeller), 후방 프로펠러(Aft Propeller) 및 축계를 지지하고 있다. 저널 베어링은 원통 모양의 회전축이 원활하게 회전할 수 있도록 지지해주며 회전축에 수직으로 하중을 받는다.

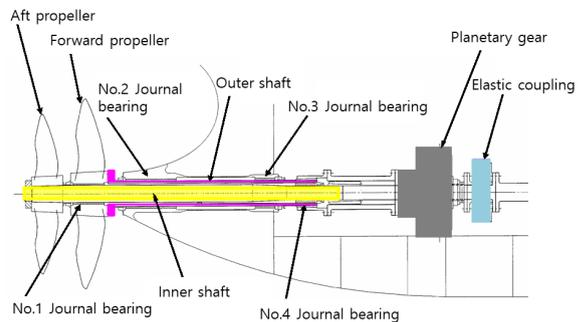


Fig. 2. Shafting system for contra-rotating propeller

저널 베어링은 하중이 크게 걸리는 부분을 지지하기 위해 원통 모양의 긴 형상을 하고 있으며 베어링에 걸고

루 하중이 전달되지 않으면 쉽게 발열사고가 발생한다. Fig. 2에서 가장 관심을 받는 저널 베어링은 No.2와 No.3 베어링이다. 그 이유는 고정되어 있는 선미관(stern tube) 내에서 외축이 회전하기 때문에 압착이 가장 강하게 나타날 우려가 있기 때문이다. 다음 관심 베어링은 No.1 베어링으로 No.2와 No.3 베어링에 비해 유연하지만 무거운 구조를 지지하고 있다. 따라서 세 베어링의 반력해석을 통해 개발된 상반회전 프로펠러 시스템의 실선 적용 가능성을 확인하고자 한다.

2.2 상반회전 프로펠러 정보

H 중공업에서 개발한 37K 정유운반선 용 상반회전 프로펠러는 감속비가 1:1.333으로 설계되어 내축에 연결된 후방 프로펠러가 엔진 출력이 MCR(Maximum Continuous Rating)일 때 129 RPM의 속도로 회전하면, 외축에 연결된 전방 프로펠러는 반대 방향으로 96.8 RPM의 속도로 회전한다. Table 1은 본 연구에 적용한 상반회전 프로펠러의 정보를 나타낸다.

Table 1. Information of developed contra-rotating propeller

Propeller	Diameter (m)	Weight (ton)	Design RPM
Forward	5.6	9.9	96.8
Aft	4.5	7.0	129

2.3 유한요소 해석모델

본 연구에서 수행한 축계해석 모델링 방법은 상반회전 프로펠러 축계 모델링을 국내에서 처음 시도한 Ko[7]의 방법을 그대로 적용하였으며, Fig. 3은 본 연구에 적용한 유한요소 해석모델이다.

내축은 보(Beam)로 모델링 하였으며, 후방 프로펠러는 내축의 프로펠러 무게중심부분에 작용하는 집중하중으로 모델링 하였다. 내축의 후방 저널 베어링인 No.1 베어링을 7개의 구간(section)으로 분할하였고, 외축의 프로펠러 축과는 비선형 접촉요소인 Nastran의 갭(Gap) 요소로 연결하였다. 내축의 전방 저널 베어링인 No.4 베어링은 4개의 구간으로 분할되어 져고 마찬가지로 외축의 프로펠러축과 갭요소로 연결되어 졌다. 내축과 외축사이에는 저널 베어링의 윤활을 위해 오일이 채워져 있으며 오일에 의한 부력도 고려하였다.

내축의 프로펠러축과 내축의 중간축의 연결을 위한 슬

리브 커플링은 솔리드(Solid)요소로 모델링 하였고 유성 치차기어의 하중의 30%가 내축의 중간축에 작용하는 것으로 하였다[7]. 탄성커플링의 하중은 외축의 중간축 커플링 중심부분에 집중하중으로 반영하였고, 중간축과 메인엔진은 보로 모델링하였다.

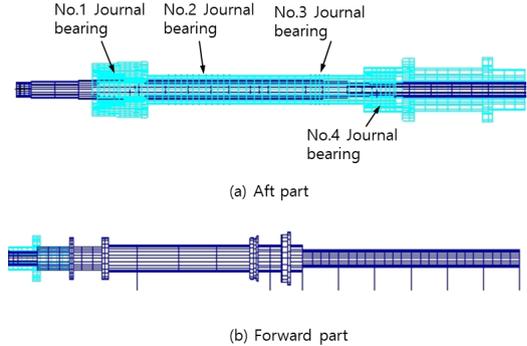


Fig. 3. FE model for the shafting system

외축은 솔리드 요소로 모델링 하였으며, 전방 프로펠러 하중은 해석모델에 구현된 프로펠러 허브의 무게를 뺀 나머지의 하중을 전방 프로펠러의 무게중심에 집중하중으로 고려하였다. 외축의 후방 저널 베어링인 No.2 베어링은 10등분하여 갭요소로 대체되었으며, 외축의 전방 저널 베어링인 No.3 베어링은 4등분하여 갭요소로 대체되었다. Fig. 4는 갭요소로 대체된 저널 베어링을 나타내고 있다.

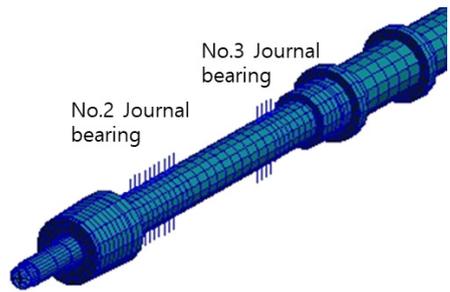


Fig. 4. Gap elements for No.2 and No.3 journal bearings

3. 추력 편심 및 베어링 설계기준

3.1 추력 편심

프로펠러에서는 프로펠러의 자중이외에도 축방향의 추력과 회전력이 작용하고 있다. 프로펠러의 추력은 축 중심에 작용하는 것이 이상적이지만, 선미부 선체 형상에 의해 발생하는 불균일한 반류 등의 영향으로 추력 편심이 발생한다[8].

추력과 회전력은 추력 편심에 의해 Fig. 5와 같이 6자유도의 힘으로 변환되어 선미에 있는 저널 베어링에 큰 영향을 주게 된다. 과거에는 베어링 설계에 프로펠러의 자중만을 고려하였으나, 최근에는 6자유도의 힘 중 수평 방향의 모멘트(M_y)와 수직방향의 힘(F_z)을 추가로 반영하여 베어링 설계 및 축계해석을 수행하고 있다.

CFD 해석 프로그램인 FLUENT를 이용하여 3차원 반류분포를 계산한 후 H 중공업 프로펠러 성능 해석 인하우스 프로그램(MPUF3A)을 이용하여 6자유도 힘의 무차원 값을 도출하였고, 그 결과를 Table 2에 나타내었다.

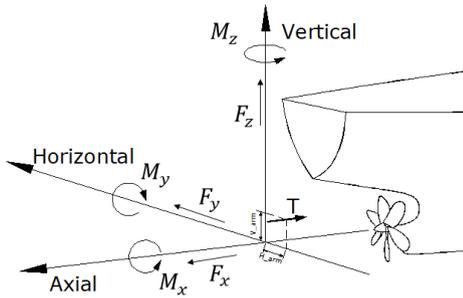


Fig. 5. Propeller forces

Table 2. Non-dimensional forces for six degrees of freedom

Direction	Non-dimensional coefficient	Forward prop.	Aft prop.
Axial	C_{fx}	0.17416	0.13411
	C_{mx}	0.02185	-0.01464
Horizontal	C_{fy}	-0.00076	0.00010
	C_{my}	0.00233	0.00018
Vertical	C_{fz}	-0.00018	-0.00018
	C_{mz}	0.00056	-0.00053

힘은 흐르는 유체의 밀도(ρ), 초당회전수의 제곱(n^2), 프로펠러 지름의 4제곱(D^4)에 비례하며, 모멘트는 유체의 밀도(ρ), 초당회전수의 제곱(n^2), 프로펠러 지름의 5제곱(D^5)에 비례한다[13].

상하방향의 추력 편심 크기(Δ_V)와 좌우방향의 추력 편심 크기(Δ_H)는 각각 식 (1)과 (2)로 나타낼 수 있으며, 계산 결과를 Table 3에 나타내었다. 우현(starboard)은 선박의 뒤에서 앞을 보았을 때 우측을 의미하며, 좌현(port)은 좌측을 의미한다.

$$\Delta_V = \frac{M_y}{F_x} = \frac{C_{my}\rho n^2 D^5}{C_{fx}\rho n^2 D^4} = \frac{C_{my}D}{C_{fx}} \quad (1)$$

$$\Delta_H = \frac{M_z}{F_x} = \frac{C_{mz}\rho n^2 D^5}{C_{fx}\rho n^2 D^4} = \frac{C_{mz}D}{C_{fx}} \quad (2)$$

Fig. 6은 계산된 추력 편심을 축의 단면에 표시한 그림이다. 상하방향의 추력 편심은 모두 축의 중앙보다 위에 있으며, 좌우방향은 후방 프로펠러의 위치에서 좌현에, 전방 프로펠러 위치에서 우현에 발생한다.

Table 3. Calculated thrust eccentricity

Propeller	Vertical eccentricity(mm)	Horizontal eccentricity(mm)
Forward	74.7 above	18.0 starboard
Aft	6.0 above	17.8 port

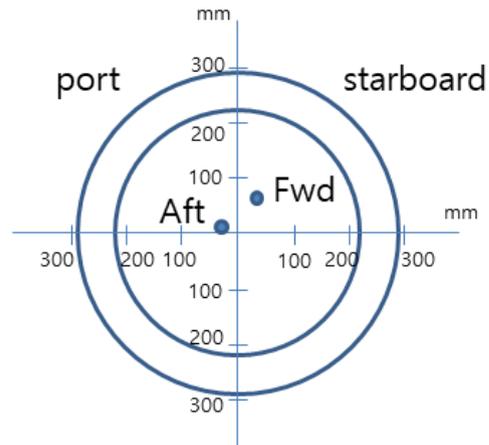


Fig. 6. Position of the thrust eccentricity

3.2 베어링 설계기준

일반적으로 선박에 사용되는 저널 베어링의 라이닝 재질은 Sn(89%)-Pb(8%)-Cu(3%)의 성분을 함유한 주석베이스의 화이트메탈(white metal)을 사용하고 있다. 이러한 경우 대부분의 선급에서 제시하는 저널 베어링의 최

대 면압은 0.8MPa(8bar)이다[9-12]. 면압은 평균압력의 개념으로 축을 베어링에 투영했을 때의 면적(축의 직경과 화이트 메탈의 유효 길이의 곱)을 베어링에 작용하는 하중으로 나눈 값으로 선급승인을 획득하기 위해서는 이 조건을 반드시 만족하여야한다.

4. 하중조건 및 해석결과

4.1 하중조건

본 연구에서는 프로펠러의 자중이외에도 수평방향의 모멘트(M_y)와 수직방향의 힘(F_z)을 추가로 반영하였다.

Δ_H 에 의해 발생하는 수직방향의 모멘트(M_z)는 저널 베어링에 큰 영향을 주지는 않는다. M_z 는 축을 좌우로 움직이는 효과를 주기 때문에 선회를 위한 축계해석[8]을 제외한다면 일반적으로 무시된다. 하지만, Δ_V 에 의해 발생하는 M_y 는 저널 베어링에 큰 영향을 끼친다. M_y 는 축을 상하로 움직이는 효과를 주기 때문에 발열사고[14]의 발생이 높은 베어링 하부와의 접촉에 직접적인 영향을 주게 된다.

또한, Table 2에서 알 수 있듯이 수직방향의 힘(F_z)의 부호가 음수이므로 베어링 하부를 누르는 방향으로 작용하게 된다. 본 연구에 적용한 프로펠러 하중을 Table 4에 나타내었다.

Table 4. Propeller forces applying to shaft analysis

Force calculation	Forward prop.	Aft prop.
C_{fz}	-0.00018	-0.00018
C_{my}	0.00233	0.00018
$\rho(kg/m^3)$	1.025	1.025
$n(rev/sec)$	1.613	2.15
$D(m)$	5.6	4.5
$F_z(kN)$	-0.472	-0.350
$M_y(kNm)$	34.235	1.574

후방 프로펠러는 축계 모델에 포함되지 않아 해수 밀도를 반영한 프로펠러 중량을 집중하중으로 대체하였으며, 전방 프로펠러 하중은 해석모델에 구현된 프로펠러 허브의 무게를 뺀 나머지의 하중을 전방 프로펠러의 무게중심에 집중하중으로 고려하였고, Fig. 7에 그 크기와 방향을 나타내었다.

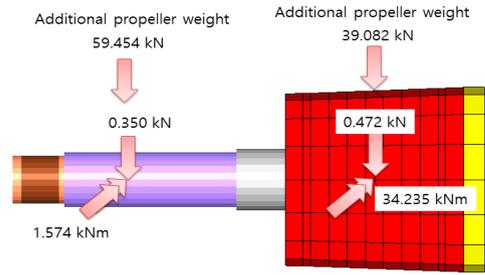


Fig. 7. Propeller forces and additional propeller weight

엔진은 Man B & W에서 제작하는 6S46MC-C 모델이며, 크랭크의 등가 하중 등 엔진 관련 데이터는 엔진 제작업체에서 제공한 값을 적용하였다.

엔진 관련 하중의 종류, 크기 및 방향을 Fig. 8에 나타내었고, 등가 축 아래에 나타낸 것은 엔진 베어링의 위치를 의미한다.

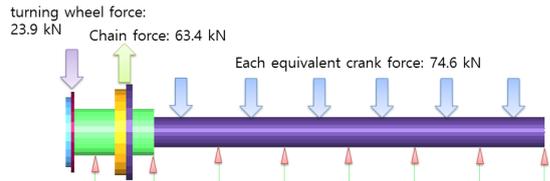


Fig. 8. Loading related to the main engine

4.2 해석결과

해석결과를 나타내기 위하여 관심 베어링(No.1~3 베어링)의 구간(section)을 Fig. 9와 같이 정의한다. 구간의 번호가 낮은 쪽이 선미방향을 의미한다.

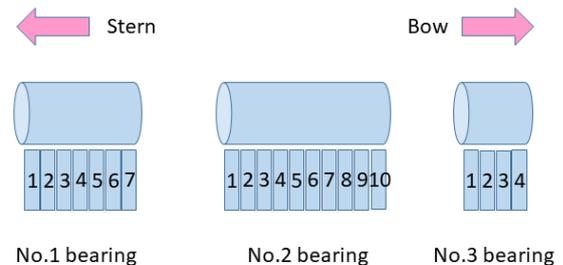


Fig. 9. Definition of the section for each journal bearing

추력 편심을 반영한 하중조건을 적용하여 축계해석을 수행한 결과, 관심 베어링에 나타난 반력들을 Fig. 10~12에 나타내었다.

상대적으로 유연한 조건인 No.1 베어링은 전 구간에

걸쳐 축과 접촉하고 있으나, No.2 베어링은 선미방향을 향하는 구간만이 축과 접촉하고 있어 발열사고의 가능성이 존재한다.

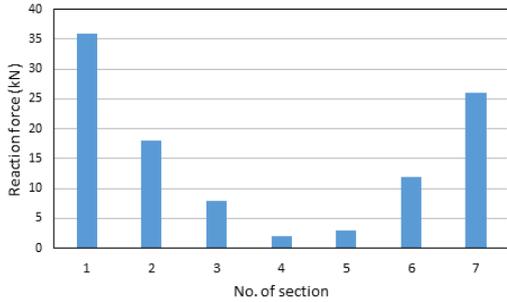


Fig. 10. Reaction forces in the No. 1 journal bearing

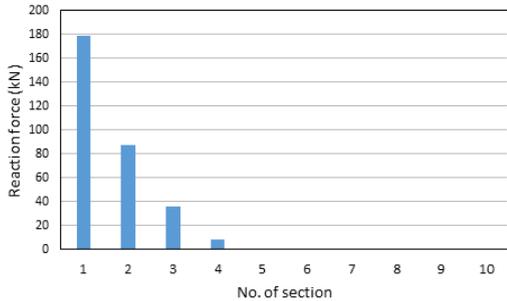


Fig. 11. Reaction forces in the No. 2 journal bearing

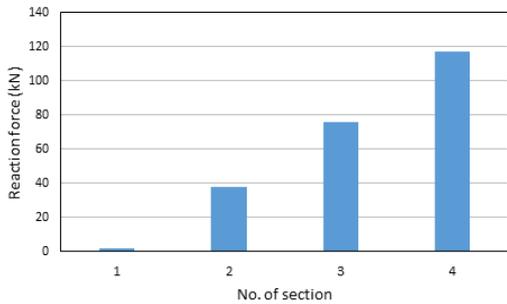


Fig. 12. Reaction forces in the No. 3 journal bearing

No.3 베어링은 전 구간에 걸쳐 축과 접촉하고 있으나 베어링의 유효길이가 No.1 베어링의 절반임에도 불구하고 두 배가 넘는 하중을 지지하고 있어 평균압력이 매우 높다. Table 5는 각 저널 베어링에 발생한 반력의 합과 평균압력을 계산한 결과이다.

No.3 베어링은 선급에서 허용하는 화이트 메탈의 최대 면압(0.8MPa)을 76% 이상 초과하고 있어 축계정렬

해석을 통한 평균압력 저감 방안을 적용하기가 사실상 불가능하여 현재의 설계안은 선급 승인을 받을 수 없다고 판단된다.

Table 5. Bearing reaction forces and mean pressure

Journal bearing	Effective length(mm)	Total reaction force(kN)	Mean pressure(MPa)
No. 1	560	104.7	0.42
No. 2	1180	309.8	0.44
No. 3	280	233.0	1.41

No.1과 No.2 베어링은 평균압력에 대해서는 선급 허용 조건을 만족한다. 하지만, 평균압력에 대한 선급 허용 조건을 만족한다 하더라도 국부압력이 높으면 발열사고가 발생할 수 있다. 이러한 문제를 해결하기 위해서 일부 조선소에서는 Herzian 접촉조건을 이용하여 국부압력도 10MPa(100bar) 이내가 되도록 축계 설계를 수행하고 있다[8].

Fig. 13은 No.2 베어링에 발생하는 국부압력분포를 Herzian 접촉조건을 이용하여 계산한 결과이며, 베어링 하부 면의 압력을 볼 수 있도록 비스듬히 위로 돌린 그림이다. 최대 국부압력이 12.6MPa이며, 10MPa을 26% 초과하고 있다.

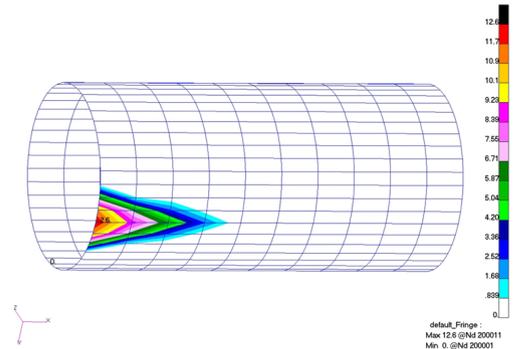


Fig. 13. Pressure distribution in the No. 2 journal bearing

현재의 설계안은 관심 베어링 3개 중에 2개의 베어링에서 문제점이 발생하여 재설계가 요구된다.

선박의 선미 형상을 좀 더 짧게 제작할 수 있다면 상반회전 프로펠러 축계의 길이를 줄일 수 있어 베어링에 발생하는 평균압력을 상당히 낮출 수 있을 것으로 판단되며, 향후 선박의 선미 형상 변화와 상반회전 프로펠러 축계 증량의 상관성에 대한 연구가 진행된다면 실제 적용 분야에 큰 도움이 될 것으로 사료된다.

5. 결론

본 연구에서는 H 중공업에서 설계한 37K 정유운반선용 상반회전 프로펠러 축계를 지지하는 저널 베어링에 대한 선급승인 가능성을 검토하였으며 다음과 같은 결론을 얻었다.

- (1) 현재의 설계안은 저널 베어링의 선급허용 최대 면압(0.8MPa)을 크게 초과하는 베어링이 존재하여 선급 승인을 받을 수 없다고 판단된다.
- (2) 선급허용 최대 면압을 만족하는 베어링도 Herzian 접촉조건을 이용한 국부압력 값이 커서 안전성이 떨어지며 발열사고 가능성이 매우 높다.
- (3) 선박의 선미 형상을 좀 더 짧게 제작할 수 있다면 상반회전 프로펠러 축계의 길이를 줄일 수 있어 베어링에 발생하는 평균압력을 상당히 낮출 수 있을 것으로 사료된다.

References

- [1] Y. Inukai, "Development of Electric Propulsion Vessels with Contra-Rotating Propeller", *Journal of the Japan Institute of Marine Engineering*, Vol. 46, No. 3, pp.313-319, 2011.
DOI: <https://doi.org/10.5988/jime.46.313>
- [2] J. D. Van Manen and M. W. C. Oosterveld, "Model Tests on Contrarotating Propeller", *7th Symposium on Naval Hydrodynamics*, Rome, Italy, 1968.
- [3] M. L. Miller, Experimental Determination of Unsteady Forces on Counterrotating Propellers in Uniform Flow, David Naval Ship Research and Development Center Report SPD-659-01, 1976.
- [4] K. S. Min, B. J. Chang and H. W. Seo, "Study on Contra-Rotating Propeller system design and full-scale performance prediction method", *International Journal of Naval Architecture and Ocean Engineering*, Vol. 1, No. 1, pp.29-38, 2009.
DOI: <https://doi.org/10.3744/INAOE.2009.1.1.029>
- [5] Y. Inukai, T. Kanemaru and J. Ando, "Prediction of Steady Performance of Contra-Rotating Propellers Including Wake Alignment", *Journal of the Japan Society of Naval Architects and Ocean Engineers*, Vol. 19, pp.31-38, 2014.
DOI: <https://doi.org/10.2534/ijasnaoe.19.31>
- [6] K. J. Paik, S. Hwang, J. Jung, T. Lee, Y. Y. Lee, H. Ahn and S. H. Van, "Investigation on the wake evolution of contra-rotating propeller using RANS computation and SPIV measurement", *International Journal of Naval Architecture and Ocean Engineering*, Vol. 7, No. 3, pp.595-609, 2015.
DOI: <https://doi.org/10.1515/ijnaoe-2015-0042>

- [7] M. Ko, *A Study on Analysis of Shaft Alignment for the Contra-rotating Propeller*, Master's thesis, Pusan National University, Pusan, Korea, 2009.
- [8] S. H. Shin, "Effects of Propeller Forces on the Propeller Shaft Bearing during Going Straight and Turning of Ship", *Journal of the Society of Naval Architects of Korea*, Vol. 52, No. 1, pp.61-69, 2015.
DOI: <https://doi.org/10.3744/NAK.2015.52.1.61>
- [9] BV, Rules for the Classification of Ships, Pt.C Ch.1 Sec.7, 2003.
- [10] DNV, Rules for Classification of Ships, Pt.4 Ch.4 Sec.1, 2003.
- [11] KR, Rules for Classification Steel Ships, Pt.5 Ch.3 Sec.3, 2003.
- [12] NK, Rules for the Survey and Construction of Steel Ship, Pt.D Ch.6, 2003.
- [13] S. J. Yoon, *Aerodynamics*, pp.311-312, Seongdang, 2018.
- [14] B. J. Vartdal, T. Gjestland and T. I. Arvidsen, "Lateral Propeller Forces and their Effects on Shaft Bearings", *First International Symposium on Marine Propulsors*, Trondheim Norway, pp.475-481, June 2009.

신 상 훈(Sang-Hoon Shin)

[정회원]



- 1993년 2월 : 서울대학교 공과대학 조선해양공학과(공학석사)
- 2000년 2월 : 서울대학교 공과대학 조선해양공학과(공학박사)
- 1999년 3월 ~ 2017년 2월 : 현대중공업(주) 선박연구소
- 2017년 3월 ~ 현재 : 경운대학교 항공기계공학과 교수

<관심분야>

구조물의 설계/강도평가, 최적화기법 연구 및 최적설계

이 승 민(Seung-Min Lee)

[정회원]



- 2019년 8월 : 금오공과대학교 기계공학과(공학석사)
- 1984년 12월 ~ 1999년 9월 : 삼성항공(주) 항공기개발본부
- 1999년 10월 ~ 2015년 12월 : 한국항공(주) 사업관리본부
- 2016년 10월 ~ 현재 : 경운대학교 항공기계공학과 교수

<관심분야>

항공기 구조설계, 기계구조물의 설계 및 강도평가