

선박 추진축계 선미관 베어링의 강제 압입 피팅 방식에 관한 연구

조권희[†] · 이재현¹ · 김양곤²

(원고접수일 : 2010년 5월 7일, 원고수정일 : 2010년 6월 17일, 심사완료일 : 2010년 7월 5일)

A Study on the Forced Fitting Method of Stern Tube Bearing for Propulsion Shafting in Ships

Kwon-Hae Cho[†] · Jae-Hyun Lee¹ · Yang-Gon Kim²

요약 : 선미관 베어링은 프로펠러가 회전할 시 슬립을 방지하기 위하여 충분한 간섭량을 가지고 캐스팅에 강제 압입되어야 한다. 선미관 베어링을 캐스팅에 강제 압입 시에 필요한 힘을 계산할 때 사용되어지는 공식은 업체별로 각각 다르며, 계산 시 사용되어지는 요소들의 값도 상이하다. 이에 따라 조선소에서 선미관 베어링 강제 압입력을 계산할 때에는 업체별로 제시된 공식과 재질에 따라 고려되어지는 요소들의 값을 사용하지만 간섭량은 조선소의 경험에 기반한 값을 표준으로 사용하고 있다. 본 논문은 강제 압입법에 의한 시공시에 선미관 베어링에 사용되어지는 피팅관계식을 검토하여 선미관 베어링 업체별로 제시되어지는 값을 기반으로 한 결과를 실제 값과 비교하였다. 그 결과 업체별로 제시한 식이 두께가 두꺼운 실린더 이론을 이용하였음을 알 수 있었다. 특히 J사 및 B사의 경우에는 K사와는 달리 두께가 두꺼운 실린더 이론을 근간으로 하였지만, 두께가 얇은 실린더의 경우에도 사용할 수 있도록 변형하여 사용하고 있음을 알 수 있었다.

주제어 : 선미관, 강제압입피팅, 간섭량, 실린더이론

Abstract: The stern tube bearing is installed to the stern tube and stern boss casting by using the method of the force pressured fitting. The adequate value of the interference between the stern tube bearing and casting should be considered owing to the slip. In this study, to review and compare the fitting force and the contact pressure, the theory of thick walled cylinder is considered to clarify the formula which received from the maker. Also the fitting force and contact pressure are calculated by using the standard value of interference, Young's modulus, Poisson's ratio and friction coefficient.

Key words: Stern tube, Forced pressure fitting, Interference value, Cylinder theory

1. 서 론

선미관 베어링은 프로펠러와 프로펠러축의 하중을 지지하는 역할을 하며, 최근 선박이 대형화됨에 따라 축계 및 프로펠러의 치수가 점차 크게 되었다. 이러한 선미관 베어링은 프로펠러가 회전할 시, 즉 동적 하중 하에서의 슬립 및 움직임을 방지

하기 위하여 충분한 간섭량(interference, 베어링과 캐스팅의 반경방향 변위차)을 가지고 선미관의 후부인 스텐 보스 캐스팅과 선미관의 전부인 스텐 튜브 캐스팅(stern boss casting & stern tube casting)에 강제 압입되어야 한다.

선미관 베어링을 캐스팅에 강제 압입 시에 필요

[†] 교신저자(한국해양대학교 기관시스템공학부, E-mail: khcho@hhu.ac.kr, Tel: 051-410-4252)

¹ 한국해양대학교 기관시스템공학부

² 한국해양대학교 대학원

한 힘을 계산할 때 사용되어지는 공식은 선미관 베어링 업체별로 각각 다르며, 또한 계산 시 사용되는 요소들의 값도 상이하다. 이에 따라 조선소에서 선미관 베어링 강제 압입력을 계산할 때에는 업체별로 제시된 공식과 재질에 따라 고려되어지는 요소들의 값을 사용하지만, 선미관 베어링과 선미부 캐스팅의 간섭량은 조선소의 경험에 기반한 값을 표준으로 사용하고 있다. 따라서, 조선소에서 계산된 값과 베어링 업체에서 계산된 값이 상이하여 업무에 혼선이 발생하고 현장에서 베어링을 설치 시에 사용되어지는 실제 강제 압입력이 조선소 설계에서 제시한 값을 벗어나는 경우가 발생하기도 한다.

본 논문에서는 선미관 베어링이 강제 압입법(Forced fitting method)에 의한 시공일 경우에 사용 되어지는 각 업체별 피팅 관계식을 검토하여 선미관 베어링 업체별로 제시되어지는 값을 기반으로 매트랩(MATLAB)[1]을 이용하여 비교 분석한 결과를 보고한다.

2. 강제 압입 이론 고찰

2.1 강제 압입 이론

강제 압입법은 일정한 간섭량을 가진 선미관 베어링을 선박 선미부의 캐스팅에 설치하는 방법으로서 피팅 잭과 전동펌프를 이용하여 선미관 베어링을 캐스팅에 20~50 mm의 단위로 피팅 거리 및 압력을 증가시키면서 강제로 밀어넣는 방법으로서 조선소에서 자주 이용하고 있다.

2.1.1 얇은 실린더 이론

원통 실린더의 경우는 보통 얇은 실린더(thin walled cylinder)와 두꺼운 실린더(thick walled cylinder)로 나누어진다. 얇은 실린더란 **Figure 1**에 보이는 바와 같이, 실린더의 표면에 작용하는 접선방향 응력과 반경방향 응력 중 반경방향 응력이 매우 작아서 무시할 수 있는 실린더를 의미하며, 일반적으로 실린더의 직경을 두께로 나눈 값이 20 보다 클 때를 얇은 실린더로 간주한다. 따라서 얇은 실린더의 경우 내압에 따라 다음 식(1)과 같이 표현할 수 있다[2-3].

$$\sigma_{\theta} = \frac{Pr}{t} \quad (1)$$

P : 내압(internal pressure)

r : 평균 반지름(mean radius)

t : 두께(thickness)

σ_{θ} : 접선 방향 응력(tangential stress)

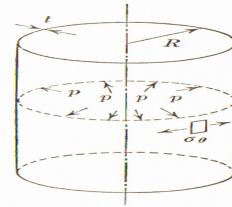


Figure 1: Thin walled cylinder

2.1.2 두꺼운 실린더 이론

두께가 내경의 10%를 초과하는 경우에는 일반적으로 두꺼운 실린더로 간주되며 얇은 실린더와는 달리 반경방향 응력을 무시할 수 없다.

Figure 2와 같은 두꺼운 실린더에 내압과 외압이 균등하게 작용하는 경우에, 변형은 z 축에 대하여 대칭이다. 축 대칭 변형에서는 $\tau_{r\theta} = \tau_{rz} = 0$ 이므로, 원주 좌표계에 따른 평형방정식은 다음 식(2)와 같다[2-3].

$$\frac{d\sigma_r}{dr} + \frac{\sigma_r - \sigma_{\theta}}{r} + F_r = 0 \quad (2)$$

σ_{θ} : 접선방향 응력

σ_r : 반경 방향 응력

F_r : 반경 방향 물체력

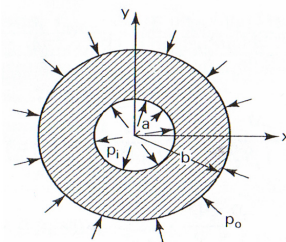


Figure 2: Thick walled cylinder

2.1.3 합성 원관의 접촉압력 및 압입력

선미관 베어링을 캐스팅에 강제 압입할 경우에는 **Figure 3**과 같이 접촉면에 접촉 압력이 발생하며 접촉 압력은 안쪽에 있는 베어링은 외압으로, 바깥쪽에 있는 캐스팅은 내압으로서 작용한다.

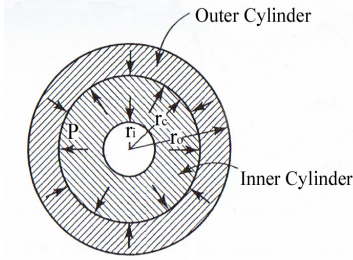


Figure 3: Contact pressure on compound cylinder

이러한 접촉 압력에 의해서 베어링과 캐스팅은 변형이 발생하며, 간섭량과 변위의 상관관계에 의해서 다음 식 (3)과 같이 접촉 압력을 구할 수 있다[3-6].

$$P = \frac{\delta}{2r_c} \frac{1}{\frac{1}{E_o} \frac{1 + \left(\frac{r_c}{r_o}\right)^2}{1 - \left(\frac{r_c}{r_o}\right)^2} + \frac{1}{E_i} \frac{1 + \left(\frac{r_i}{r_c}\right)^2}{1 - \left(\frac{r_i}{r_c}\right)^2} + \frac{\nu_o}{E_o} - \frac{\nu_i}{E_i}} \quad (3)$$

- r_i : 베어링내경 r_c : 접촉면 반경
- r_o : 캐스팅 외경 P : 접촉 압력
- δ : 간섭량 E_o : 캐스팅 종탄성계수
- E_i : 베어링 종탄성계수
- ν_i : 베어링 프와송비 ν_o : 캐스팅 프와송비

2.2 업체별 피팅 방정식의 비교

2.2.1 K사의 경우[7]

(i) 압입력(pressing-in force)

$$F = \pi P U d_o L$$

(ii) 접촉면 압력(contact pressure)

$$P = \frac{I}{d_o} \frac{1}{\left[\frac{1 + K_o^2}{E_o(1 - K_o^2)} + \frac{1 + K_i^2}{E_i(1 - K_i^2)} + \frac{1}{m_o E_o} - \frac{1}{m_i E_i} \right]} \quad (4)$$

D_o : Outer diameter of outer bushing [mm]

d_i : Inner diameter of inner bushing [mm]

d_o : Outer diameter of inner bushing [mm]

E_i : Young's modulus of inner bushing

E_o : Young's modulus of outer bushing

F : Fitting force [N]

I : Interference on diameter [mm]

L : Fitting length [mm]

P : Pressure on contact surface [N/mm²]

U : Coefficient of friction

ν_i : Poisson's ratio of inner bushing

ν_o : Poisson's ratio of outer bushing

$$K_o = \frac{d_o}{D_o} \quad K_i = \frac{d_i}{D_o}$$

2.2.2 J사의 경우[8]

(i) 압입력(pressing-in force)

$$F = 2\pi P R_2 L u$$

(ii) 접촉면 압력(contact pressure)

$$P = \frac{\sigma}{2R_2} \times \frac{1}{\left[\frac{1}{E_A} \left(\frac{R_1}{t_1} + 1 - V_A \right) + \frac{1}{E_B} \left(\frac{R_2}{t_2} + 1 + V_B \right) \right]} \quad (5)$$

여기서,

E_A : Young's modulus of back metal (FC300)

E_B : Young's modulus of stern tube (SC410)

F : Pres. fit force of bearing [N]

L : Length of pres. fit part of bearing [mm]

P : Pressure on contact surface [N/mm²]

R_1 : Inside radius of back metal [mm]

R_2 : Outside radius of back metal [mm]

t_1 : Thickness of back metal [mm]

t_2 : Thickness of stern tube [mm]

u : Friction coefficient

ν_A : Poisson's ratio of back metal

ν_B : Poisson's ratio of stern tube
 σ : Interference on diameter [mm]

2.2.3 B사의 경우[9]

(i) 압입력(pressing-in force)

$$F = \frac{\pi E_1 \mu}{2} \times L_1 \times \left[1 - \left(\frac{d}{D_1} \right)^2 \right] \times U \quad (6)$$

D_1 : Outside diameter of the stern tube bush [mm]

d : Inside diameter of the stern tube bush [mm]

E_1 : Young's modulus of bearing

F : Fitting force [N]

L_1 : Total length of the carrying outside diameter of the stern tube bush [mm]

U : Interference on diameter [mm]

μ : Friction coefficient

2.3 재질에 따른 종탄성계수 및 프와송비 비교

Table 1은 업체별로 사용되어지는 베어링의 재질이 각각 다르며, 그에 따른 영모듈 및 프와송비가 각각 다를 것을 보여주고 있다.

Table 1: Young's modulus and Poisson's ratio according to materials

Material	E [MPa]	ν	Maker	Supplies
FC20	105,912	0.25		Inside bush
FC25	117,680	0.25	K	
FC30	132,390	0.3	J	
FCD40	151,022	0.27		
FCD45	157,887	0.27		
BC	83,367	0.34		
GG20 (EN-GJL-200)	100,000~120,000	0.3	B	
GGG-40	170,000	0.3		outside bush
SC410	210,843	0.3	J	
SC42	205,940	0.3		
SS400	205940	0.3	K	

2.4 선미관 베어링 업체별 마찰계수 및 간섭량 비교

Table 2는 마찰계수와 간섭량은 업체별로 권장하는 값이 다를 수 있으며, 특히 B사의 경우에는 다른 업체에 비해 간섭량이 상당히 큰 것을 알 수 있다.

Table 2: Comparison on friction coefficient and interference

Maker	Friction coefficient	Interference
K	0.14 ~ 0.2	0.01 ~ 0.03
J	0.1 ~ 0.2	0.02 ~ 0.05
B	0.16 ~ 0.2	0.04 ~ 0.06
Builder	Blohm+Voss 값 사용	0.01 ~ 0.05

3. 시뮬레이션 결과 및 고찰

본 논문에서는 14,000 TEU 컨테이너선을 기반으로 실제 계측된 값과 계산값을 우선 비교하고 동일한 재원에서 선미관 베어링 업체별로 사용되는 피팅관계식과 물성치를 이용하여 계산을 수행하였다.

Table 3: Specification of 14,000 TEU containership

		Specification
Class		GL
Length (LOA)	Overall	approx. 365.5 m
Length Between Perpendiculars (LBP)		349.5 m
Designed draft		14.0 m
Deadweight		133,000 M/T at designed draft approx. 165,000 M/T at scantling draft
M/E		MAN B&W 12K98MC-C7 x 1set MCR : 72,240 kW x 104.0 rpm NCR : 65,020 kW x 100.4 rpm
Seal & bearing maker		Blohm + Voss
Propeller shaft		∅ 990 mm x 14,160 mm
No.1 shaft	intermediate	∅ 815 mm x 9,200 mm
No.2 shaft	intermediate	∅ 815 mm x 10,115 mm

14,000 TEU 컨테이너선의 일반 요목은 **Table 3** 과 같다. 이 선박의 엔진은 MAN B&W 12K98 MC-C7이며, MCR은 104 rpm에서 72,240 kW 이다. 프로펠러축의 직경은 990mm, 선미관 베어링 및 밀봉 장치에 사용된 업체는 에어 실 형식의 B사 제품이다. 선미관 베어링의 경우에는 선미축은 4단으로 단이 형성되어 있으며, 선수축은 2단으로 단이 형성되어 있다. 이는 과도한 압입력을 방지하기 위하여 취한 방법이다.

Table 4 는 상기 선박을 선행탐재(pre-erection) 단계에서 블록에 설치된 캐스팅에 선미관 베어링을 강제 압입할 당시의 검사 결과를 나타낸 것이다. **Table 4** 및 **Figure 4**, **Figure 5** 는 14,000 TEU 컨테이너선에 선미관 베어링을 끼워 넣을 때 실제 현장에서 선주/선급 입회하에서 작성하는 검사 시트이다. 유압 잭의 이동거리(push up distance)에 따른 압력의 변화가 선형성을 갖고 있음을 나타내 주고 있으며, 실제 피팅 힘을 계산한 값을 보면 각각 설계 단계에서 계산된 압입력의 범위 내에 있음을 알 수 있다.

Table 4: Inspection data for stern tube bearing

	FWD Bearing S/T	Aft S/T bearing
Used hyd. jack	20 ton x 4 ea	20 ton x 4 ea
Jack load's area	33.16 x 4 = 132.64 cm ²	33.16 x 4 = 132.64 cm ²
Design force	22.8 ~ 34.2 ton	60.0 ~ 90.0 ton
Actual pressure fitting	220 kgf/cm ²	620 kgf/cm ²
Actual fitting force	220 x 132.64 = 29.1 ton	620 x 132.64 = 82.2 ton

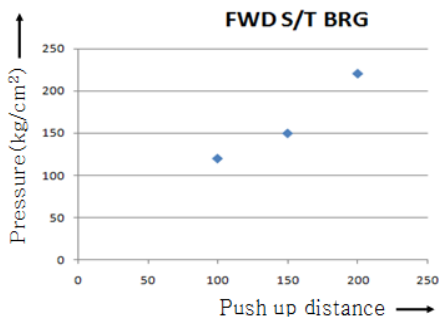


Figure 4: Inspection result of fwd stern tube bearing

다음은 상기의 컨테이너선을 기반으로 선미관 베어링 업체별로 압입력을 비교 검토해 보고자한다.

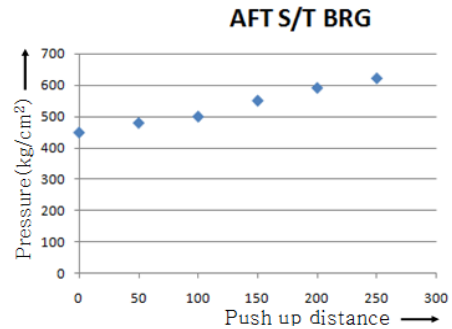


Figure 5: Inspection result of aft stern tube bearing

Table 5 는 업체별로 간섭량, 영계수, 프와송비를 나타내며, 마찰계수에 따른 업체별 압입력을 매트랩을 이용하여 산출한 결과를 **Figure 6~8** 에 보인다.

Table 5 는 시뮬레이션에 적용될 값들을 나타낸 것이며, 업체별로 사용되어지는 표준값과 시뮬레이션에 적용될 값들을 나타내주고 있다. 간섭량은 업체별로 범위가 서로 다르며, 특히 B사의 경우에는 동일한 프로펠러축의 직경임에도 불구하고 0.04~0.06mm으로 다른 업체에 비해 과도한 간섭량을 요구함을 알 수 있다. 또한 영계수 및 포아송비의 경우에는 업체별로 베어링의 백 메탈(back metal)에 사용되어지는 재질 차이 때문임을 알 수 있다.

Table 5: Input data for simulation

		manufacturer			
		K	J	B	
interference	s.v.	0.01~0.03	0.02~0.05	0.04~0.06	
friction coefficient	s.v.	0.14~0.02	0.1~0.2	0.16~0.2	
Young's modulus	s.v.	bearing	117,680	132,390	100,000~120,000
		casting	205,940	210,843	-
	a.v.	bearing	117,680	132,390	120,000
		casting	205,940	210,843	-
Poisson's ratio	s.v.	bearing	0.25	0.3	0.3
		casting	0.3	0.3	-
	a.v.	bearing	0.25	0.3	0.3
		casting	0.3	0.3	-

s.v: standard value, a.v: application value

Figures 6~8은 앞서 살펴본 선미관 베어링 업체별 피팅식을 이용하여 Table 5의 값을 적용하여 결과를 산출해 보았다. 여기서는 업체별로 제시된 표준값을 적용하도록 하였으며, 특히 간섭량은 업체별로 각각 범위가 다르므로 주어진 표준값에 따라 피팅힘이 어느 정도 차이가 나는지에 대해서 알아보았다. 따라서 매트랩에 적용할 때에는 변수를 마찰 계수와 간섭량으로 하였으며 이에 따라 피팅식에 업체별로 표준값들을 적용하였을 시에 변화되는 압입력을 살펴보았다.

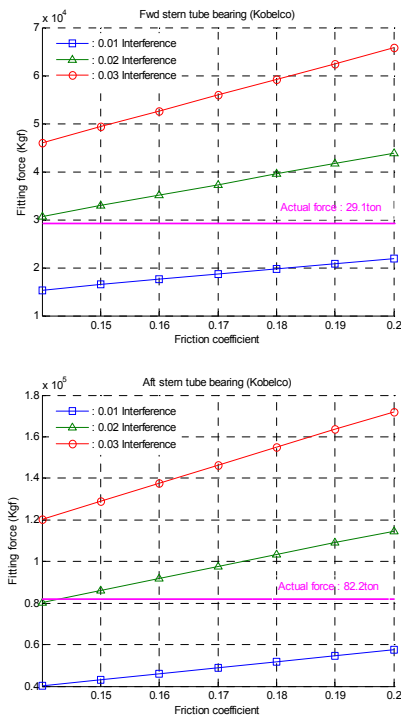


Figure 6: Fitting force of stern tube bearing(K)

Figures 6~8로부터 알 수 있는 바와 같이 선미축 및 선수축 선미관 베어링의 압입력을 비교해 보았을 때, J사식을 이용한 값이 가장 작음을 알 수 있으며, B사, K사 순으로 값이 커짐을 알 수 있다. 또한, 실제 압입력과 시뮬레이션 결과값과 비교해 보았을 때 K사와 B사의 경우가 실제 압입력이 시뮬레이션 결과값의 중간 범위에 존재하며 J사의 경우는 실제 압입력이 시뮬레이션 결과값의 끝

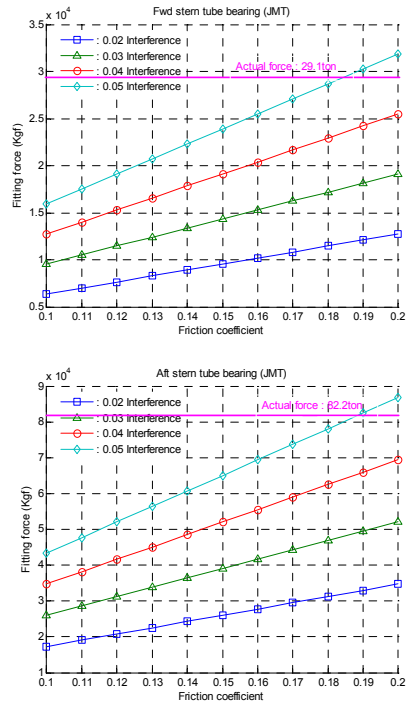


Figure 7: Fitting force of stern tube bearing(J)

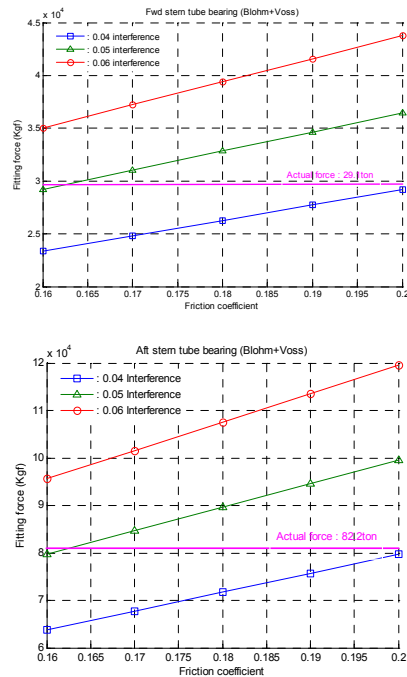


Figure 8: Fitting force of stern tube bearing(B)

부분에 존재함을 알 수 있었다. 이처럼 결과 값을 비교해 보아도 알 수 있듯이 J사의 경우 두꺼운 실린더의 이론을 기반으로 식을 만들었지만, 최종적으로는 얇은 실린더의 피팅시에도 사용할 수 있도록 식을 변환하여 적용하였음이 파악되었다. 또한 두꺼운 실린더 이론을 유도해 보았을 때 최종적으로 확인되어지는 접촉면 압력식의 접촉 압력을 비교해 보면 K사에서 제시한 식과 일치함을 알 수 있었다. 또한 J사의 경우에도 두꺼운 실린더 이론을 기반으로 두꺼운 실린더와 얇은 실린더의 경우에도 사용되어질 수 있도록 식을 변환하였음이 파악된 바, 매트랩의 결과값으로 미루어 볼 때, 선미관 베어링 업체 세 곳 모두 두꺼운 실린더 이론을 기반으로 베어링 피팅식이 유래되었지만 시간이 지나면서 나름대로 개선점을 가지고 식을 변형하였다고 결론지을 수 있다.

Table 4 및 Figure 4.5에서 보여지는 실제 14,000 TEU 컨테이너선에 시행된 선수 및 선미측 선미관 베어링의 피팅시에 계측된 압입력을 검토하고 이를 Figures 6~8의 값과 비교해 보면, 다음과 같은 결론이 내려진다. 14,000 TEU 컨테이너선에 사용된 베어링은 B사 이므로 Figure 8의 그래프와 비교해 보면 마찰 계수 약 0.17~0.18에서 압입력과 일치함을 알 수 있는데, 실제 현장에서 베어링을 피팅시에는 마찰에 의한 온도의 영향이 있을 것이므로 이에 대한 고려가 매트랩에서는 배제된 상태로 결과를 산출하였으므로 이를 고려하면 마찰계수의 값도 약 0.17 정도로 생각된다. 반면 K사나 J사의 시뮬레이션 결과값과 비교해 보면, 동일한 설계치에서 간섭량, 영계수와 프와송 비등이 다른 상황에서 비교하는 것이 다소 무리는 있어 보이지만, 동일한 선박을 건조한다는 가정하에 현장에서의 작업을 고려해 볼 때, 실제 압입력이 시뮬레이션 결과값 범위의 중간에 존재하는 것이 베어링을 가공할 때 여유를 갖을 것으로 사료되어 비교해 보았다 세 곳을 비교해보면, J사 식을 적용한 시뮬레이션 결과값이 동일한 디자인에서 가장 여유가 없어 베어링 가공시에 많은 주의를 기울일 필요가 있음을 알 수 있었다.

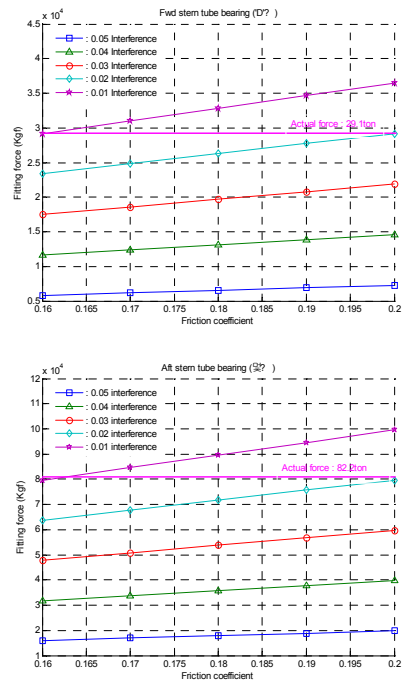


Figure 9: Fitting force of stern tube bearing

Figure 9의 그래프는 조선소에서 실제 적용되는 간섭량 0.01~0.05mm를 14,000 TEU 컨테이너선에 적용된 B사에서 제공된 표준값을 기반으로 하여 결과를 도출해 본 것이다. 보는 바와 같이 간섭량의 범위가 업체에 비해 넓음을 알 수 있는데, 이는 실제 선주와 선급 검사관의 입회하에서 상기의 작업이 이루어지며 승인을 받아야 하는 조선소의 입장에서 베어링 가공 오차 및 기타 요인에 의해 압입력이 업체에서 제시한 값을 벗어날 것을 고려하여 간섭량을 0.01~0.05mm로 적용하였음을 알 수 있었다.

4. 결 론

선미관 베어링이 강제 압입법에 의해 선미관 캐스팅에 설치하는 경우를 고찰하였다. 피팅법에 관계되는 이론식을 검토하여 선미관 베어링 업체별로 제시되어지는 값을 기반으로 매트랩을 이용하여 실제 14,000 TEU 컨테이너선에 선미관 베어링을 설치할 때 작성된 검사 시트와 비교 분석하였다. 이 결과를 요약하여 정리하면 다음과 같다.

(1) 선미관 베어링 업체가 적용하는 이론은 두꺼운 실린더 이론을 이용하였다는 것이 파악되었다. J사 및 B사의 경우에는 K사와는 달리 두꺼운 실린더 이론을 근간으로 하였지만, 얇은 실린더의 경우에도 사용할 수 있도록 변형하여 적용하고 있음을 알 수 있었다.

(2) 유압 잭의 이동 거리에 따른 압력값으로 실제 피팅 힘을 계산한 결과를 보면 시뮬레이션에 의한 예측했던 결과값의 범위에 있음을 알 수 있었다.

(3) 선미축 및 선수축 선미관 베어링의 압입력을 비교하면, J사 식을 이용한 경우는 압입력을 비교하면 가장 작으며 실제 피팅힘이 시뮬레이션 결과값의 끝에 존재함으로 베어링 가공을 할 때 주의가 필요하지만, B사 식이나 K사 식의 경우에는 실제 피팅힘이 시뮬레이션 결과값의 중간에 존재하므로 베어링 가공시에 다소 여유가 있음을 알 수 있었다.

본 논문에서는 선미관 베어링의 압입력을 시뮬레이션 함에 있어서, 베어링 설치시 발생하는 마찰에 의한 온도 변화에 대해서는 고려하지 않았다. 향후 베어링 설치에 대한 개선을 위해서는 마찰에 의한 온도 변화에 대한 것을 고려할 필요가 있다고 사료된다.

참고문헌

- [1] 김용수, MATLAB 입문과 활용, ver 7.0, 2005.
- [2] A. C. Ugural, S. K. Fenster, Advanced Strength and Applied, Elasticity third edition, pp. 1~22, pp. 51~80, pp. 96~120, pp. 327~340, 2001.
- [3] 木原諄, 彈塑性力學, 丸善株式會社, pp. 51~52, pp. 83~84, 1986.
- [4] 後藤學, 塑性學 p. 3, pp. 40~42, pp. 188~193, 1995.
- [5] 金東垣, 塑性學, pp. 306~324, 2001.
- [6] 김영석, 소성역학, pp. 75~76, pp. 185~197, 2003.
- [7] KEMEL, Kobelco eagle marine engineering co.,LTD.

[8] JMT Stern tube seals & bearings, Japan marine technologies LTD.

[9] Simplex-Compact shaft components B+V Industritechnik.

저 자 소 개



조권회(趙權回)

1979년 한국해양대학교 기관학과 1996년 -현재 한국해양대학교 기관시스템공학부(교수). 관심분야: 내연기관, 기관관리



이재현(李在玄)

1984년 한국해양대학교 기관학과 2000년 - 현재 한국해양대학교 기관시스템공학부(부교수). 관심분야: 기관관리, 환경공학



김양곤(金良坤)

2005년 한국해양대학교 기관시스템공학부(공학사) 2010년 한국해양대학교 기관시스템공학과(공학석사), 관심분야: 기계공학, 축계진동