

대형저속 디젤엔진용 박판형 메탈 베어링의 국산화 개발에 관한 연구

김 영 주* · 조 문 제**

A Study on the Development of Thin - walled Metal Bearing
for the Large - sized Slow Speed Diesel Engines

Y. J. Kim · M. J. Cho

Key words : Thin - walled bearing(박판형 베어링), Crosshead pin(크로스헤드 핀), White metal(화이트 메탈), Crush(눌림량), Steel - backed(보강판), Flashlay(주석도금층), Overlay(메탈표면도금층), Oil film(유막), Friction coefficient(마찰계수), Hard contact(금속간 접촉)

Abstract

Nowadays the thin - walled metal bearing, which is made seperately from the bearing housing and has the ratio of wall thickness/bearing diameter being less than 1/30, are used in many newly developed large - sized slow speed diesel engines for the purpose of upgrading lubrication performance and easy maintenance according to the trends of increasing output per cylinder and lowering engine speed. The type of this bearing has been used generally in many small - sized high speed engines applied for automobile, high speed craft and industrial power generation systems since 1950s. But the traditional thick - walled bearings, whice are linned white metal on the bearing housing directly, have been installed on the large and slow speed engines until 1990s due to the easy manufacturing procedures.

In this study we have calculated optimum dimensions of the metal bearing, fabricated special zigs for crush measurement, model test machine, 2 sets of specimens.(crosshead pin bearing, $\phi 818 \times 552 \times 20$ mm) for B & W 6S70MC(20,940 \times 88rpm), and evaluated metal contact phenomena of white metal, its friction coefficient, temperature rise through the model test and field performance test.

* 정회원, 한국기계연구원
** 정회원, 신아정기(주)

1. 서 론

선박 주기판이나 육상용 발전기로 널리 이용되고 있는 최근의 대형저속 디젤엔진의 저어널 베어링은 정비유지, 내구성 향상, 고하중에서의 운환성능의 개선을 목적으로 베어링 메탈과 하우싱을 별도로 분리하여 제작·가공할수 있는 박판형 메탈베어링을 채용하고 있으나 국내 관련업계의 설계 제작기술이 미흡하여 전량 수입에 의존하고 있는 실정이다. 이들 제품은 국내 조선수주량과 육상 발전설비의 증가로 연간 50억원 이상의 시장이 예상되며 우리와 인접한 일본의 엔고상승으로 국내 베어링 제작사들에게 적극적인 구매요구를 하고 있는 시점에서 부가가치가 높고 대형 디젤엔진이나 터어빈의 핵심부품인 박판형 저어널 베어링의 국산화가 매우 시급하다. 종래에는 베어링 메탈과 하우싱을 일체로 주조하여 제작되는 후판형 베어링을 많이 사용하여 왔으나 연료유의 저질화, 기통당 출력증가, 저속화 추세에 따라 베어링의 내구성과 정비유지를 크게 개선 시키기 위해 최근에 개발되고 있는 대형엔진에서는 박판형을 채용하고 있다. 이 베어링의 메탈은 중소형 엔진의 경우 메탈두께가 베어링 외경의 1/30 - 1/20 정도 이지만 대형엔진의 경우 1/30 이하이고 칫수가 크기 때문에 정밀주조, 표면처리 및 제작 조립이 매우 어렵고 양호한 운환상태를 유지하기가 어려워서 내구성 문제가 있어 사용을 기피하여 왔으나 성능이 우수한 화이트 메탈과 표면처리 도금액의 공급이 가능하고 정밀제작 또는 설계기술의 발달로 1990년대 초부터 실용화 가능하게 되었다.

저어널 베어링은 연소압력과 크랭크 기구의 복잡한 동력학적 하중을 받으면서 마찰열이나 윤활유에 혼입된 이물질이 존재하여도 적절한 유막을 형성하여 회전축과 베어링이 접촉하지 않고 축의 하중을 지지하고 저어널과 베어링의 손상을 방지할수 있어야 한다. 저어널 베어링을 기능별로 분류하면 크랭크축의 저어널을 지지하는 메인베어링, 연결봉과 크랭크 핀을 연결하는 크랭크 핀 베어링, 피스톤과 연결봉을 연결하는 크로스헤드 핀 베어링 및 가이드 슈 베어링과 추력을 지지하는 스러스트 베어링을 들수 있는데 이 가운데 크로스헤드 핀

베어링은 피스톤의 상하운동을 크랭크축이 회전운동으로 변환시키는 연결봉을 연결하므로 피스톤의 연소압력과 관성력을 일차적으로 받으면서 크로스헤드 핀과 베어링이 완전 회전운동을 하지 않고 베어링 하우싱에 해당하는 연결봉에 따라 일정한 각도범위에서 좌우 스윙운동을 하기 때문에 유막형성이 어렵고 윤활유를 피스톤, 크랭크 핀 베어링과 가이드 슈 베어링에 공급하는 다지관(Manifold) 역할을 하기 때문에 베어링 가운데 가장 중요하고 내구성이 요구되는 부품이므로 설계·제작시 고도의 기술이 요구된다.

본 연구에서는 선박용 주기판으로 많이 사용되고 있는 기통당 출력 3,490ps/cyl, 회전수 88rpm, 연결봉 동요각 $\pm 23.6^\circ$ 인 B&W S70MC 기종의 박판형 크로스헤드 핀 베어링을 국산화 개발하기 위해 베어링의 유체역학적 이론을 이용하여 베어링 메탈의 주요칫수를 결정하고 베어링 제작·가공을 위한 치구, 모델시험장치, crush 측정장치, 시제품(2set)을 설계 제작하고 메탈의 모델시험과 시제품의 내구성시험을 대상엔진에 탑재하여 수행하고 이들 결과를 분석하여 미비점에 대한 개선대책을 수립하므로써 실용화 가능성을 확인하였다.

2. 대상엔진의 사양 및 크로스헤드 핀 베어링의 특성

대상엔진의 사양은 Table 1에 보이는 바와 같이 6기통 2행정 대형 저속 디젤엔진이며 여기에서 크로스헤드 핀 베어링의 하우싱으로 작용되는 연결봉과 저어널로 작용하는 크로스헤드 핀의 구조는

Table 1 Specification of engine

Articles	Specification
Engine Model	B & W 6S70MC, 2 Stroke
Rated output/speed	20,940 PS/88 RPM
Combustion Press.	Pmax = 102bar, Pme = 15.02bar
Cyl. bore/stroke	700/2,647mm
Length of Con. rod	3,066mm
Crosshead pin	
- Material/Dia.	SF60/f784mm
- Swing range	$\pm 23.6^\circ$
Lubrication oil	SAE30
- Viscosity	48.2cp(55℃), 23.4cp(70℃)
- Press./Temp.	4.5bar/55℃

Table 2 Specification of Sn - base white metal

Metal	Chemical component(Wt %)						Melt Temp °C	s. g	Mechan. property			Application
	Sn	Sb	Cu	Pb	Ni	Cd			Hv	EL%	Ts N/mm ²	
WJ2	Rem.	8 - 10	5 - 6				380	7.27	27	8	83	Journal
WJ3	"	11 - 12	3 - 5				370	7.33	30.5	2	86.5	High speed
WJ4	"	11 - 13	3 - 5				380	7.70	28.7	1.2	84.6	Medium speed
HM07	<88	7.4 - 7.8	2.8 - 3.2	<0.1	0.15 - 0.25	0.8 - 1.1	390	7.3	30	3.6	89	Heavy duty
HM02	82 - 84	10 - 11	4.5 - 5.5	<1.5	<0.25	1	400	7.4	29	4	86.7	"
HOYT 11 - Hi	87	7.5	3	0.2	1		388	7.3	31	11.8	118	"

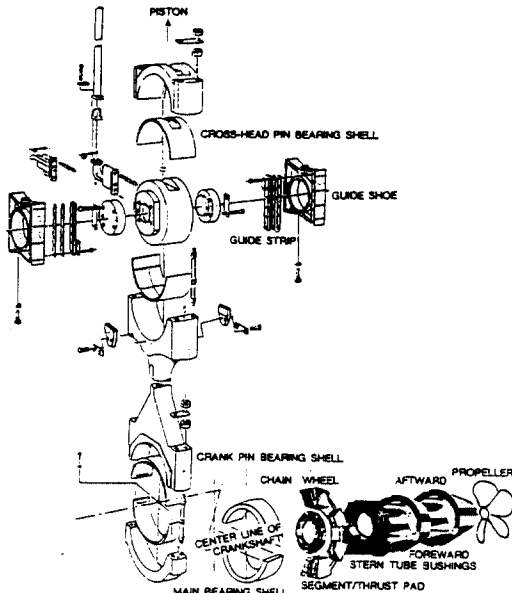


Fig.1 Schematic diagram of crosshead pin bearing

Fig. 1에서와 같이 상부 베어링은 피스톤봉이 조립될수 있도록 중앙부에 사각형 홈을 설치하고 하부 베어링은 연접봉 상단부에 조립된다. 크로스헤드 핀은 양단에 가이드 슈가 설치되어 연접봉이 좌우 스윙운동을 할때 발생하는 축력을 지지하도록 하고 크로스헤드 핀에 연결된 신축관은 핀을 통하여 윤활유가 상부로는 피스톤봉을 통하여 피스톤과 피스톤링에, 좌우로는 가이드 슈 베어링에, 하부로는 연접봉을 통하여 크랭크 핀 베어링에 공급되도록 하는 다지관 역할을 하고 이들 베어링을 윤활시킨 오일은 크랭크실로 떨어지도록 되어있다. 연접봉 길이와 크랭크 반경으로 결정되는 연접봉의 좌우 동요각도는 $\pm 23.6^\circ$ 이고 크로스헤드 핀의 윤활면 평균 미끄럼 속도는 완전 회전운동을 하는 일

반적인 저어널에 비해 1/8 정도로 저속이며 크랭크축 1 회전당 2회 좌우 동요를 하므로 유막형성이 매우 어렵고 윤활유 공급방법도 매우 복잡하여 운전중 메탈이나 핀의 표면손상이 발생하거나 메탈의 눌림량(Crush)에 영향을 받는 면압에 의한 하우싱과의 접착력 부족으로 베어링메탈 조립위치가 회전하여 변할때 주유공이 폐쇄되어 이곳으로부터 공급되는 윤활유량이 부족하여 엔진의 대형사고에 지대한 영향을 미치게 된다. 윤활유에 혼합된 이물질의 크기는 최소유막두께 이하의 크기로 제한해야 하며 메탈의 재질은 저속 대형엔진의 경우 일반적으로 Table 2에 보이는 주석계 화이트 메탈을 이용하고 있으며 B&W엔진의 경우 Hoyt사의 HM07을 사용하고 있다.

3. 박판형 저어널 베어링의 설계이론

3.1 개요

베어링의 설계이론은 Reynolds에 의해 최초로 제안된 유체역학적 이론에 근거한 것이며 Tower가 실험적으로 증명하였으며 2차 대전후 Stodola와 Trumpler에 의해 저어널 베어링 설계에 적용할수 있게 비교적 간단한 운동방정식으로 유도되었다. 이 이론을 유도하는데는 어느정도의 가정이 있지만 어떠한 복잡한 문제를 단순화 시켜 나아가는 방법을 이용한다. 이들 가정으로는 유막내 압력이나 점도가 변하지 않고 유체는 고체면에 흡착되며 층류라고 하였다.베어링 설계시 중요하게 고려해야 할 사항은 주어진 운전조건에서 양호한 유막을 유지하여 베어링이 마모 또는 변형을 일으키지

않고 마찰손실을 작게 할수 있어야 하므로 저어널에 적합한 메탈재질을 선정하고 운전하중이나 온도조건에서도 적절한 유막을 형성할수 있는 베어링 형상과 간극, 윤활유의 종류, 압력 및 입구온도를 결정해야 한다. 베어링의 유막형성은 베어링의 성능에 크게 영향을 미치므로 베어링의 치수가 크거나 하중이 증가할때 온도가 상승되지 않도록 하고 유체의 관성력이 클때에는 비선형 운동에 주의해야 하며 고속운전의 경우 동역학적인 특성을 감안하여 유막의 강성계수나 감쇄계수를 결정해야 한다. 유막특성을 검토하는데 가장 많이 이용되는 특성계수로 Sommerfeld 수(S)와 Reynolds 수(Re)를 들수 있다.

$$S = (\mu_0 L D_0 N_j / W)(r/c)^2 \quad (1)$$

$$Re = 2\pi N_j r c \rho / \mu_0 \quad (2)$$

여기서

μ_0 : 윤활유의 절대점도 (kg - sec/cm²)

N_j : 저어널 회전수(rps)

D_0 : 저어널 직경(cm)

L : 베어링 길이(cm)

W : 연소압력과 왕복 관성력에 의한하중(kg)

r : 저어널 반경(cm)

c : 베어링 반경방향 간극(cm)

ρ : 윤활유 밀도(kg sec²/cm⁴)

3.2 베어링의 주요치수 계산식

1) 최소 유막두께, h_r (cm)

$$h_r = (5.08 + 1.143D_0) \times 10^{-3} \quad (3)$$

2) 경계마찰에 의한 초기 파손하중, W_b (kg)

$$W_b = 2W \quad (4)$$

3) 베어링 간극, C (cm)

$$C = 0.001D_0 \quad (5)$$

4) 접촉파손 한계의 편심율 (n)과 편심량(e)

$$n = 1 - h_r(C/2) \quad (6)$$

$$e = n(C/2) \quad (7)$$

5) 베어링 두께 및 외경, t, D (cm)

크로스헷드 핀 직경(D_0), 베어링 간극(C) 및 화이트메탈의 두께(t_B)의 치수를 감안하여 베어링 두께를 결정하면

$$t = (0.019 \sim 0.021)(D_0 + C) - t_B \quad (8)$$

$$D = D_0 + C + 2t + 2t_B \quad (9)$$

6) 윤활유 유량과 공급압력, Q (cm³/min), p_s (kg/cm²)

$$Q = \pi r_0 c L N_j \quad (10)$$

오일의 공급압력 p_s 는 저어널의 반경(r_0)과 베어링 간극($c=C/2$)의 치수를 고려하여

$$p_s = Q \mu_0 L / (r_0 c^3 (1 + 1.5n^2)) \quad (11)$$

7) 윤활유 속도와 축방향 오일홀의 반경, v (cm/sec), b (cm)

$$v = (V/h_r)y - (dp/dx)(h_r y - y^2)/(2\mu_0) \quad (12)$$

$$b = \{2Q/(n'v\pi^2)\}^{0.5} \quad (13)$$

여기서

V : 축의 표면속도(= $\pi D_0 N_j$, cm/sec)

h_r : 최소유막 두께(cm)

$dp/dx = (6\mu_0 V n / c^2)(1 - \cos\theta_1)/(1 + n)$

y : 베어링 표면과 축간 거리(= $h_r/2$)

Q : 윤활유 유량(cm³/sec)

n' : 유구의 수량

θ_1 : 최대유압 위치각(= 45°)

3.3 베어링 조립시 필요한 주요치수 계산식

박판형 저어널 베어링을 메탈과 하우스이 별도로 제작되므로 소형베어링의 경우와 같이 메탈에 돌기(lug)를 제작하지 않고 메탈 높이를 하우스보다 약간 크게하여 Fig. 2와 같이 베어링 하우스를 조립할때 메탈이 눌러게 하여 발생된 면압이 작용

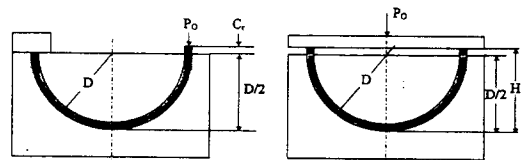


Fig. 2 Dimension of bearing crush

하여 운전중 메탈이 하우싱 내에서 회전하지 않고 고정되도록 하는 눌림량(crush)을 계산해야 한다. 베어링 직경이 600mm 이상인 경우는 베어링 양단의 눌림량과 압축력을 고려한다.

1) 온도상승에 의한 베어링 변화량, ΔD , ΔH , δ

· 온도상승량, $T(^{\circ}F)$

운전중 베어링의 온도상승량은 윤활유 점도와 상관관계가 있으므로 온도-점도의 곡선과 시행오차법을 이용하여 적절한 값을 구한다.

$$\Delta T/\mu_0 = (20.63)N_j(r/c)^2 \quad (14)$$

여기서

N_j : 저어널의 회전수(rps)

μ_0 : 운전상태에서의 점도(kg/sec/cm²)

· 베어링의 외경변화량, ΔD (mm)

$$\Delta D = -\beta(T/2)D \left[\frac{2DH^2}{(D_H^2 - D^2)} - 1 / [2.3 \log(D_H/D)] \right] \quad (15)$$

여기서

β : 열팽창 계수(강재일때 $\beta = 12 \times 10^{-6}/^{\circ}C$)

D_H/D : 하우싱 내외경비(=1.2)

· 베어링의 높이 감소량, H (mm)

$$H = 0.3 \times D \quad (16)$$

· 베어링의 외경변화에 따른 수축량, (mm)

$$\delta = (B_B + B_H)/B_H \times \Delta D \quad (17)$$

$$B_B = \frac{[(1 - \nu_B) + (1 + \nu_B)(1 - 2t/D)^2]}{[E_B 4(t/D)(1 - t/D)]} \quad (18)$$

$$B_H = \frac{[(1 - \nu_H) + (1 + \nu_H)(D_H/D)^2]}{[E_H((D_H/D)^2 - 1)]} \quad (19)$$

여기서

ν_B, ν_H : 포와송비(=0.3)

t/D : 메탈의 두께와 직경 비(=0.019-0.021)

B_B, B_H : 베어링과 하우싱의 조립계수

참고로 베어링 하우싱의 재질에 따른 조립계수 B_H 의 값은 Table 3에 보이는 바와 같다.

2) 베어링 조립시 필요한 압축력과 눌림량, P_o (kg), C_r (cm)

베어링 접합면의 조립시 눌림량 공차 H (cm)를 단순압축 한다고 할때 필요한 압축력 P_o 를 계산하면

$$P_o = \Delta H(2/\pi)(EA/D) \quad (20)$$

베어링과 하우싱 사이의 마찰력으로 인한 눌림량 ΔCr_1 은

$$\Delta Cr_1 = DP_o/(2EA) \times [\exp(-\mu\alpha)/(-\mu)]_0^{\pi} \quad (21)$$

여기서

μ : 베어링과 메탈간의 마찰계수(=0.15)

A : 메탈의 단면적(cm²)

E : 탄성계수(=2.1×10⁶kg/cm²)

따라서 베어링 양단의 눌림량(C_r)은 상하부 베어링을 분리하여 베어링을 조립할 경우

$$C_r = (\Delta Cr_1 + \delta\pi/2)/2 + \Delta Cr \quad (22)$$

3) 눌림량에 의한 면압 발생량, P_m (kg/cm²)

$$P_m = 2Cr/[D(B_B + B_H)] \quad (23)$$

3.4 설계된 베어링의 안전성 평가를 위한 계산식

1) 최소 Crush량, $C_{r \min}$ (cm)

$$C_{r \min} = 0.34 \times 10^{-3} \times D < C_r \quad (24)$$

Table 3 Bearing assembly coefficient of various material

Material	E_H (kg/cm ²)	ν_H	B_H (cm ² /kg)		
			$D_H/D=2$	$D_H/D=1.5$	$D_H/D=1.2$
Steel	2.1×10^6	0.3	0.94×10^{-6}	1.38×10^{-6}	2.8×10^{-6}
Cast iron	1.2×10^6	0.3	1.64×10^{-6}	2.4×10^{-6}	5×10^{-6}
Aluminum	7.6×10^5	0.3	32.6×10^{-6}	-	-
Magnesium	4.5×10^5	0.3	4.4×10^{-6}	-	-

2) 유막압력에 의한 지지하중, W_1 (kg)
크로스헤드 핀 베어링은 $L/D < 1$ 이고 180° 유막 분포이므로 좌우방향 하중 F_x 와 상하방향 하중 F_y 을 이용한 합성하중 W_1 은

$$F_x = -6\pi^2 LD\mu_0 N_j (r/c)^2 [n / \{(2+n^2)(1-n^2)^{0.5}\}] \quad (25)$$

$$F_y = +12\pi LD\pi_0 N_j (r/c)^2 [n^2 / \{(2+n^2)(1-n^2)\}] \quad (26)$$

$$W_1 = (F_x^2 + F_y^2)^{0.5} > W_b \quad (27)$$

• 마찰 토크, M_f (kg · cm)

베어링의 발열량은 메탈의 마모나 내구성에 중요하므로 충분히 냉각시킬수 있도록 했다. 대상엔진의 베어링온도는 유막두께, 유량, 윤활유의 점도 등에 영향을 미치므로 온도상승 요인 마찰토크 M_f 를 계산해야 한다.

$$M_f = (39.167)\mu_0 LN_j (r^2/c) \{1 + 3n^2 / (2+n^2)\} / (1-n^2)^{0.5} \quad (28)$$

• 베어링의 발열량, q_g (KJ/sec)

베어링이 회전하면서 발생시키는 발열량 q_g 는

$$q_g = \{2\pi N_j / (9.9 \times 10^{-5})\} \times M_f \quad (29)$$

3) 윤활유에 의한 제거열량, q_o (KJ/sec)

$$q_o = 31.75 \times (62.4/172.8) \rho s Q (\Delta T) \quad (30)$$

여기서

ρ : 윤활유의 비중 (=0.85)

s : 비열 (=0.547 KJ/Kg/°C)

ΔT : 윤활유 온도차 (°C)

Q : 윤활유 유량 (cm³/sec)

4) 베어링 회전방지 토크, M_r (Kg · cm)

대상엔진의 운전중 면압 (P_m)과 마찰계수 ($\mu = 0.15$)에 의한 베어링의 회전방지 토크 M_r 는

$$M_r = (\pi/2) D^2 L P_m \mu > M_f \quad (31)$$

4. 시작품 및 모델시험장치 설계 제작

4.1 시작품 설계

상기의 계산식을 이용하여 시작품의 주요치수

Table 4 Calculated dimensions of crosshead pin bearing

Articles	Symbol	Dimmensions
Sommerfeld number	S	0.028($\mu = 22cp, 68.6^\circ C$)
Film thickness(min.)	h_r	0.04(mm)
Bearing load(max.)	W_b	2.02×10^4 (kg)
Radial clearance	C, c	0.784, 0.392(mm)
Eccentricity ratio	n	0.907
Eccentricity	e	0.356(mm)
Bearing thickness	t	15.4(mm)
Bearing outside Dia.	D	818(mm)
Oil flow rate	Q	1.761(l/sec)
Oil supply pressure	ps	3.9(kg/cm ²)
Oil velocity	v	3.60(m/sec)
Oil groove radius	b	3.3(mm)
Temperature rise	ΔT	13.6°C
Difference of Dia.	ΔD	0.07(mm), $D_{it}/D = 1.2$
Decreased height	ΔH	0.021(mm)
Diametral Shrinkage	δ	0.38(mm)
Compressed force	p_o	2,920(kg), $\mu = 0.15$
Maximum crush	C_r	0.33(mm)
Minimum crush	C_r, min	0.28(mm)
Load on oil film	W_1	2.17×10^4 (kg)
Friction torque	M_f	682(Kg · m)
Generated heat	q_g	12.43(KJ/sec)
Rememoved heat	q_o	158(KJ/sec)
Facing pressure	P_m	0.56(kg/mm ²)
Resistered torque	M_r	556(Kg · m)

를 계산한 결과는 Table 4에 보이는 바와 같다.

저어널의 실제직경이 가공공차를 감안하여 계산시 보다 약간 작고 상부베어링은 하부베어링에 비해 연소압력에 의한 하중은 거의 받지않고 관성력만을 대상으로 하기때문에 외형치수(베어링 두께, 화이트메탈 두께, 베어링 간극)를 하부베어링 보다 작게하였다. 특히 베어링간극을 저어널직경의 -0.077% 내지 +0.14% 범위로 조정하였다. 상하베어링 접촉면에서의 유막을 양호하게 유지하기 위해 접합면 부근의 두께를 0.1-0.2mm 얇게 함에 따라 베어링 좌우간극이 상하방향 보다 0.2mm정도 크게하였다. 원주방향 오일홈의 폭은 크랭크 핀 베어링의 주유량과 관계되므로 엔진제작자가 제시한 치수를 이용하였으며 메탈표면도금층 두께는 Flashlay의 경우 2-3 μm , Overlay의 경우 20-30 μm 를 취하였다. 이렇게 하여 결정된 시작품의 주요 설계치수 및 외형도는 Table 5와 Fig. 3에 보이는 바와 같다.

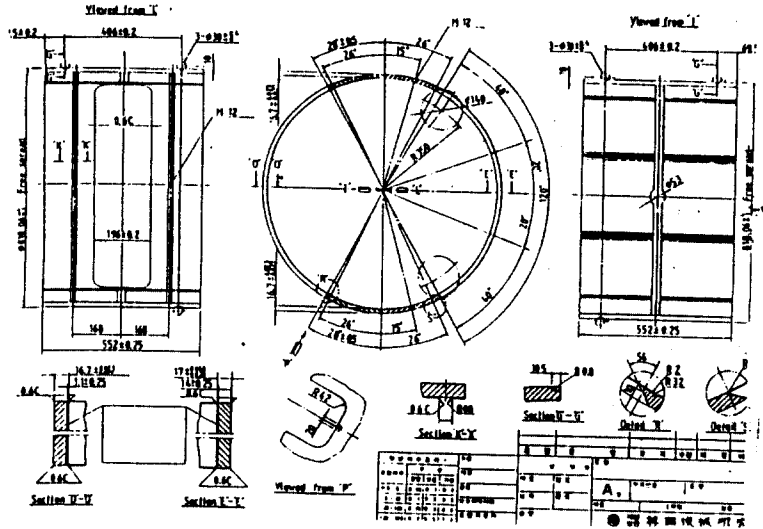


Fig. 3 Dimensions of designed bearing

Table 5 Dimensions of designed bearing

Articles	Dimensions
Journal Dia.(actual)	783.91 - 783.94mm
Housing Dia.(\varnothing)	818 - 818.06mm
Bearing Dia.(inside)	784.217 - 784.367mm(crown) 784.554 - 784.714mm(joint)
Bearing length	552.025mm
Bearing thickness	16.7 + 0.023(up), 17 + 0.06(low) - 0.027mm - 0.02mm
Bearing clearance	0.277 - 0.457mm(crown) 0.614 - 0.804mm(joint)
Whitemetal thickness	1.1.025(up), 1.4.025(low)
Flashlay thickness	0.002 - 0.003mm, 100%Sn
Overlayer thickness	0.02 - 0.03mm, 90%Pb + 10%Sn
Axial groove	R3.2 x 552mm, 2ea(up), 4ea(flow)
Cicular groove	W15 x t 1.1.025(up), 2ea W28 x t 1.4.025(low), 1ea
Metal backed thickness	15.5 ± 0.274mm, SS41
Bearing crush	0.295 - 0.32mm(both end, 34,500N)

4.2 시작품 제작

박판형 메탈 베어링을 제작하기 위해서는 보강판의 성형 및 열처리, 기계가공을 위한 고정치구, 원심주조 시설보완, 놀림량 측정장치와 메탈의 표면처리시설 등을 제작해야 한다.

시작품의 제작공정은 Fig. 4에 보이는 바와 같고 메탈의 표면처리를 위해 사용된 독일 Blasberg사의 Flashlay 와 Overlay 도금액의 사양은 Table 6 과 Table 7과 같다.

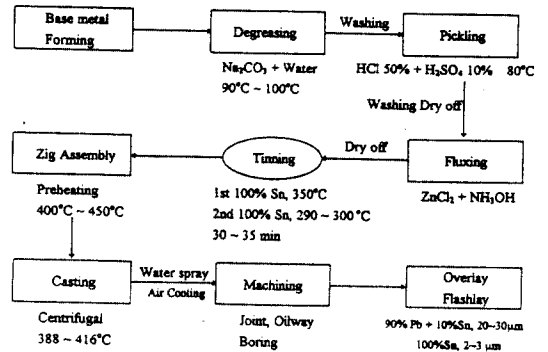


Fig.4 Manufacturing process of crosshead pin bearing

Table 6 Specification of Sn plating liquid(flashlay)

Articles	Specification
Liquid composition	Sn 100ml + Alkyne acid 70g + brightner 40ml
Specific gravity	1.063
Temperature	18 - 30 ℃, Ambient
Anode ampere density	2 - 4A/dm ²
Anode shift speed	0.5 - 1m/min
Plating speed	3A/dm ² , 1.5μm/min
Sn content	20g/liter

메탈표면을 도금한후 표면거칠기는 Surfrest 301 정밀측정장치로 측정한 바 ISO 거칠기 등급 N6에 해당하는 0.8μm 이내에 있음을 확인하였다.

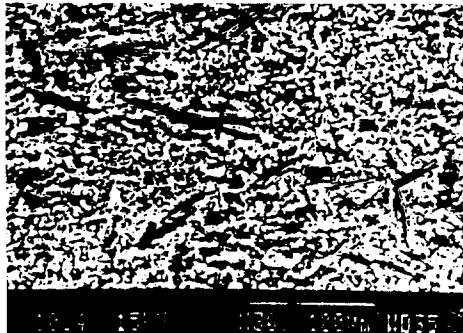
1차로 제작된 시작품의 재료시험결과는 Table 8

Table 7 Specification of Pb - Sn alloy plating liquid(overlay)

Articles	Specification
Liquid composition	Sn 90ml+ Pb 4.8ml+ Alkyne acid 70g+ brightner 40ml
Specific gravity	1.056
Temperature	18 - 30℃, Ambient
Anode ampere density	2 - 4A/dm ²
Anode shift speed	0.5 - 1m/min
Plating speed	3A/dm ² , 1.5 m/min
Sn - Pb content ratio	18/2g/ liter

Table 8 Test results of bearing metal property

	Items	Test results
Steel -backed (SS41)	Chem.component	C<0.2, P<0.05, S<0.05%
	Yield point	262 - 281N/mm ² (235N/mm ²)
	Tens.strength	443 - 451N/mm ² (402 - 501N/mm ²)
	Elongation	28.3%(>21%)
Bearing metal () : standard	Yield point	67 - 68N/mm ² (64N/mm ²)
	Tens. strength	85 - 86N/mm ² (90N/mm ²)
	Elongation	7.4 - 8.0%(>7%)
	Hardness(30℃)	HB30.5(29 - 33)



(Previous)



(Modified)

Fig. 5 Microstructure of whitmetal

에 보이는 바와 같이 기준치에 적합하였으며 보강판과 메탈의 중앙부에서는 접합상태가 비교적 양호하였으나 가장자리 부근에서는 불량하여 원심주조시 보강판의 예열온도를 240℃ 보다 10℃ 상승시키고 원심주조기의 회전속도(N=6000/Do.5)에 가까운 230rpm으로 낮추고 주조후 메탈의 국부적인 냉각을 피하기 위해 냉각수 분사노즐 수를 1개에서 3개로 증가하여 균일하게 냉각시키고 냉각수 공급시간도 5분에서 3분으로 단축시킴으로서 접합부의 메탈조직중 SbSn 결정체의 석출을 억제하고 Cu₆Sn₅ 합금이 미세하고 고르게 분포토록 하여 미비점을 보완하였다. 보강판과 화이트메탈 가장자리 부근의 금속조직을 비교검사한 바 Fig. 5에 보이는 바와같이 당초보다 Cu₆Sn₅ 조직이 침상으로 미세화 되었으며 EDX 성분분석결과로 보아서도 Cu성분이 크게 감소하였다.

5. 성능시험 및 결과분석

5.1 모델시험

시작품의 Sommerfeld 수(S=0.014)와 동일한 상태를 유지할수 있는 모델시험장치를 제작하여 운전조건에 따른 메탈의 마찰계수, 온도상승, 내구성 등을 검토하기 위해 모델베어링의 직경 D=60mm, 길이 L=40mm, 반경방향 간극 c=0.025mm, 회전수 N=2.5rps이고 메탈표면 도금은 시작품과 동일하게 하였다. 사용된 윤활유는 SAE10으로 모델시험장치의 구동을 변속모터로 하여 회전수를 100~180rpm 범위로 조정하고 윤활유량을 0.1~0.5liter/min, 베어링 면압을 20 - 40kg/cm² 범위로 하였다. 윤활유점도 $\mu_s = 1.76 \times 10^{-3}$ kg.sec/cm²이라 할때 식(1)로부터 작용하중 W'=370kg 정도임을 감안하여 모델베어링의 하중을 1ton 용량의 유압실린더로 조정할수 있도록 하였다. 모델시험장치의 구성도는 Fig. 6에 보이는 바와 같이 모델 베어링의 유막두께, 온도, 윤활유 압력과 유량, 작용면압(p), 저어널의 회전수(N) 등을 측정할수 있도록 하여 윤활유의 절대점도 Z=0일 때 특성계수(ZN/p)와 유량 및 회전속도에 따른 마찰계수, 상승온도 등을 검토한 결과 Fig. 7과 Fig.

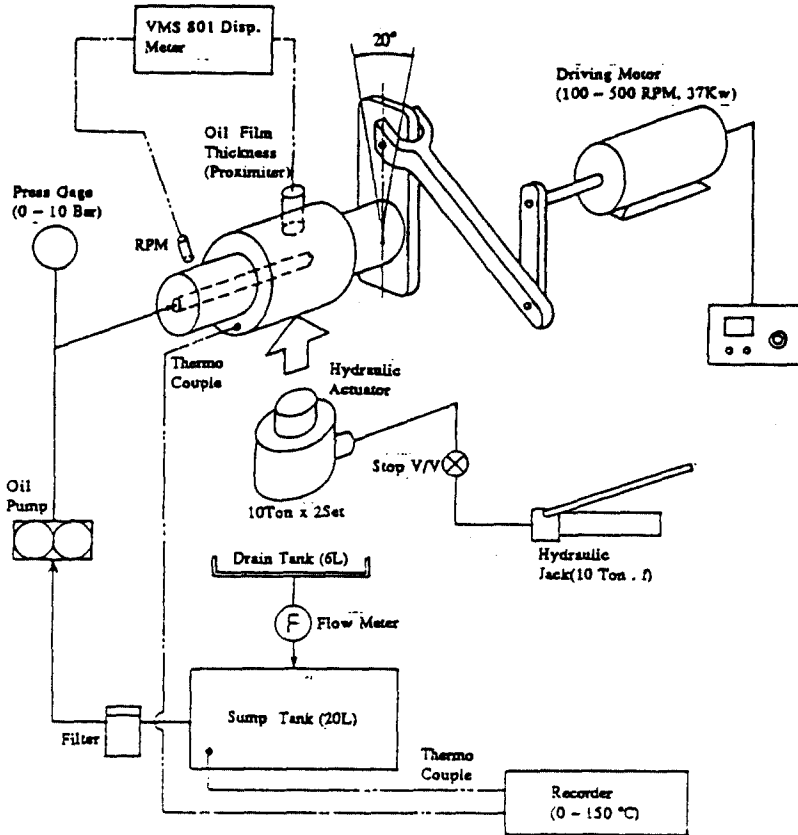


Fig. 6 Schematic diagram of model test machine

8에 보이는 바와 같다. 윤활유 유량에 따른 온도상승은 베어링 하중이 증가할수록 크고 하중이 작을수록 유량에 따른 온도상승 변화는 감소하는 경향을 나타내었다. 이들 시험결과를 \times 표로 표시된 일본 Daito사의 유사제품 실험치와 비교하면 마찰계수는 유사하나 온도상승을 다소 높게 나타나고 있었다. 윤활특성계수가 커짐에 따라 온도상승이 감소하고 저어닐의 회전속도가 높을수록 증가하며 마찰계수 ($f = \mu$)는 특성계수와 윤활유량이 증가할수록 커지고 있음은 온도상승을 저감에 따른 윤활유의 점도가 상대적으로 커지기 때문이며 회전수 증가의 영향은 거의 없는 것으로 보아 베어링 마찰손실을 감소하기 위해서는 적절한 유량과 운전조건에 맞는 윤활유의 점도를 유지하는 것이 필요함을 알 수 있다. 메탈표면처리에 따라 마찰계수는 유막형성이 정상적일 때는 윤활유 점도에 영향을 받지 않지만 경계마찰이나 금속간 마찰의 경우를 고려하

여 납-주석합금이 표면처리 도금액으로 사용되어야 한다.

5. 2 시작품 성능시험

제작된 시작품의 외형치수검사결과 각각의 허용공차인 베어링 폭 0.25mm, 두께 +0.023 ~ -0.02mm(상부), +0.06 ~ -0.02mm(하부), 메탈두께 0.25mm, 베어링 양단의 놀림량 +0.015 ~ -0.015mm, 저어닐과 베어링 사이의 간극 +0.277 ~ +0.457mm(상하), +0.614 ~ +0.804mm(좌우) 범위내에 있음을 엔진제작자와 공동으로 확인하였으며 대상엔진의 육상 시우전중 No.2,3 실린더에 탑재하여 30시간 정도 내구성시험을 행한후 개방검사결과 Fig. 9에 보이는 바와같이 No.2 실린더의 경우 하부베어링 메탈표면의 양단 가이드쉬 베어링측에 폭 10mm, 길이 410mm, 축방향 중앙부 2개의 오일홈 부근에 길이 35mm, 폭 6mm인

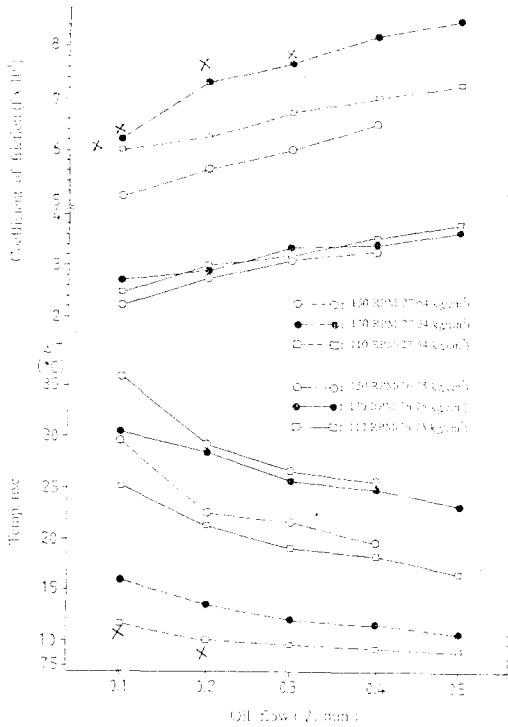


Fig. 7 Temp. rise and friction according to oil flow rate(liter/min)

면적으로 마멸(hard contact) 되었고 일부가 조직 이탈현상이 있어 마멸부분을 2차 수정(scraping) 하였지만 운전결과는 개선되지 않았다. 이것은 베어링 제작시 눌림량 부적합에 의한 조립상태에서의 베어링 변형이나 오일홈 형상불량에 의한 유막 형성이 불량한 원인이 크게 작용한 것으로 판단되며 Table 9에 보이는 엔진제작사(B&W)의 베어링 메탈표면 결합 허용기준을 초과하고 있어 문제점 해결을 위해 아래와 같은 대책을 강구하였다.

1) Oil wedge 경사도를 1/150~1/200 정도로 유지하게 경사각을 0.3° - 0.4°로 한다.

2) Crush량 측정은 베어링 직경이 500mm 이상 이므로 상하부 베어링 접합면 양단에서 압축력을 3,520Kg으로 작용시키고 측정장치의 변형을 방지하기 위해 고정치구의 재료를 주철재에서 주강재로 하여 강도를 보완하고 베어링 외경 접촉면의 표면거칠기를 30 m 이내로 유지한다.

3) Base metal의 열처리 온도를 200℃ 이상으로 유지하고 예열시간을 수정한다.

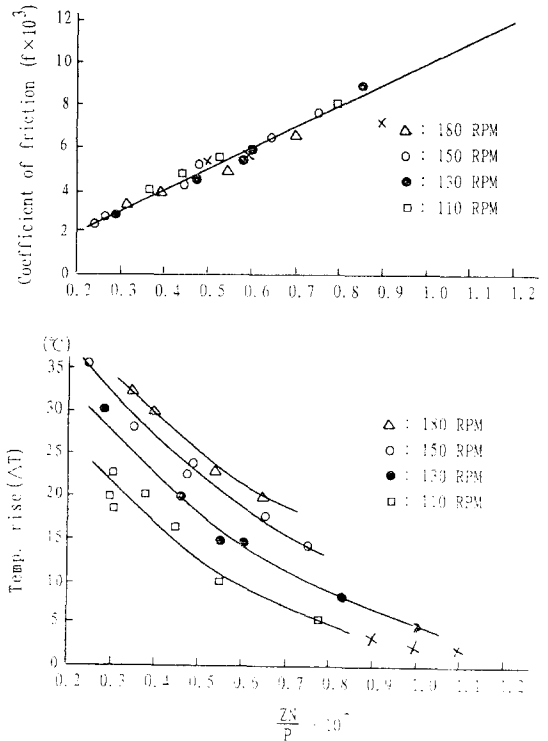


Fig.8 Temp. rise and friction according to oil flow rate(liter/min) to characteristic coeff.(ZN/p)

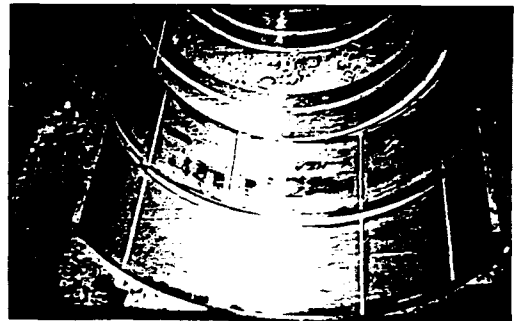


Fig. 9 Damaged bearing surface installed No.2 cylinder

4) 유막형성을 개선하기 위해 Oil groove, Oil wedge 및 반경방향 간극을 정밀 측정하여 적정치를 유지한다.

5) 메탈조직이나 표면 가공상태를 양호하게 하도록 Tinning, 주조속도 및 냉각시간을 조정하여 최적조건을 찾는다.

6) 베어링 내면을 도금할때 도금봉(PbSn)을 베어링 중앙에 위치시키고 원통형 음극판을 베어링

Table 9 Acceptable surface irregularities

Type of defect	Descriptions	Permis. size	
		Low, 240°	Up, 102°
I	Scattered surface defect		
	- Max. dim. of single defect, mm	0.5	0.5
	- Max. no of defects per cm ²	3	3
	- Max. total defect area, cm ²	0.2×D	0.2×D
II	Blisters :		
	- Max. size of single defect : Dia. x depth, mm	φ1×0.5	φ1×0.5
	- Min. dist. betw. defects, mm	10	10
	- Max. total no of defects	0.1×D	0.1×D
III	Prositities :		
	- Max. dim. single defect cluster, cm ²	1	2
	- Min. distribution between two adjacent defects	3×max. defect	3×max. defect
	- Max. total defect area, cm ²	0.1×D	0.1×D
IV	Surface cracks : cracks	0	0

외주에 둘러 도금표면이 균일하게 한다.

6. 결 론

대형 저속형 디젤엔진의 박판베어링 가운데 윤활유 공급이 가장 어렵고 피스톤 상부의 연소압력과 왕복질량으로 인한 관성력을 직접 받기 때문에 하중조건이 심각한 크로스헤드 핀 베어링을 국산화하므로서 부하조건이나 윤활조건이 비교적 용이한 크랭크핀 베어링이나 저어널 베어링을 포함한 대부분의 박판베어링의 설계·제작기술을 확보할 수 있다고 판단하였다. 본 연구를 통하여 주어진 엔진사양에 따라 박판형 메탈베어링의 최적 칫수를 계산하는 이론식을 정리하고 모델시험장치, 베어링 제작시 사용되는 고정치구, 놀림량 측

정치구 등을 제작하였으며 보강판 열처리장치, 화이트메탈 원심주조장치, 메탈표면 도금설비, 정밀가공을 위한 측정설비와 가공기계의 성능을 보완하였다. 모델시험장치를 이용하여 사용된 화이트메탈의 윤활조건에 따른 온도상승 및 마찰계수변화를 일본 Daito사의 알미늄 베어링의 실험결과와 비교할때 마찰계수는 유사하나 온도상승은 다소 높게 나타났는데 이것은 동요각이 ±14°로 시작품의 59%로 작기때문이라고 판단된다. 최근에 사용실적이 가장 많은 신기종 엔진인 B/W 6S70MC에 탑재되는 박판베어링의 주요칫수를 상기 계산식을 이용하여 시작품을 설계하고 2set를 제작하여 성능시험을 행한 바 메탈표면의 결함이 발생하여 5장에서 언급한 대책으로 주조방법, 메탈표면처리액, 놀림량 측정치구, 오일홈 칫수 등의 미비점을 보완하여 2차 시작품을 성능시험한 결과 수입제품의 성능과 유사한 결과를 얻을 수 있었다.

참고문헌

- 1) 상공부, 박판형 메탈 베어링 개발(1차), 한국기계연구회 보고서, 1993
- 2) 大同メタル工業(株), 平軸受の組付
- 3) G.C. Pratt, Materials for Plain Bearings, The Gracier Metal Co., BM403/73
- 4) O. Ehrentraut, Quality Assurance in Bearing Production, Miba Technical Information, 1988
- 5) R.R. Slaymaker, Theory in a Bearing(Nut) Shell, SAE SP-148, 1957
- 6) 森早苗, すべり軸受と潤滑(第二版), 幸書房, 1988, p. 72-91
- 7) P. R. Trumpler, Design of Film Bearings, Tree Macmillan Co. NY, 1966, p. 120-130, p. 162-170