

마멸율에 관한 저널베어링의 최적설계

Optimum Design of Journal Bearings considering the Wear Rate

임 오 강† 이 왕 진*

Lim, O-Kaung Lee, Wang-Jin

(논문접수일 : 2001년 9월 1일 ; 심사종료일 : 2002년 1월 31일)

요 지

저널과의 마찰과 마멸을 줄이기 위하여 저널베어링이 사용된다. 저널베어링은 유체 윤활 상태에서 사용되나, 압력이 지나치게 높거나 회전 속도가 작아지면 탄성 유체 윤활 상태의 유막이 파괴되어 접촉부의 돌기가 접촉되는 경계 윤활 상태가 된다. 따라서 혼합 윤활 상태가 되면 저널베어링의 마멸률이 증가하게 된다.

본 논문은 마멸율을 최소화함으로 저널베어링의 수명을 연장하는 최적설계를 수행하였다. 목적 함수로 혼합 윤활 영역에서 적용되는 마멸율 함수를 사용하였고, 저널베어링 설계에서 고려할 성능 인자들인 마찰 손실, 안정 한계 속도, 유막 파라미터 등을 제약 함수로 사용하였다. 저널베어링 형상을 나타내는 베어링 반경, 축 반경, 베어링 폭 등에서 본 연구는 베어링 반경을 설계 변수로 하였다. 정식화한 설계인자를 이용하여 저널베어링의 최적 설계를 순차 이차 계획법인 PLBA 알고리즘을 사용하여 수행하였다.

핵심용어 : 마멸율, 최적설계, 저널베어링, 마찰, 안정한계속도, 유막파라미터

Abstract

The journal bearings use in machine parts which move relative to each other and those reduce friction and wear of journals. The journal bearings are designed to operate in the hydrodynamic lubrication regime, but elasto-hydrodynamic lubrication may occur if the pressures are too high or the running speeds are too low at machine elements. It is the phenomenon that the lubricant film is broken and some parts of surfaces are in rolling contact, so that wear will increase in mixed lubrication regime. The purpose of this study is to minimize the wear rate of journal bearings for extending machine life. The wear rate in mixed lubricated regime is selected as objective function because most of wear of the journal bearings develops in elasto-hydrodynamic lubrication. The journal bearings are represented by a bearing radius, shaft radius, and bearing width, but the bearing radius only is selected as design variables due to a bearing radius has an influence on friction loss, stability limit velocity, and film parameter, which are used as constraints. For numerical calculation, PLBA, that is a class of the RQP algorithm, is used.

Keywords : wear rate, optimum design, journal bearing, stability limit velocity, film parameter

† 책임저자. 정회원 · 부산대학교 기계공학부 교수 iDOT 연구원
전화: 051-510-2306; Fax: 051-582-9164
E-mail: oklim@pusan.ac.kr

* 부산대학교 기계설계공학과 석사과정

· 이 논문에 대한 토론을 2002년 6월 29일까지 본 학회에
보내주시면 2002년 9월호에 그 결과를 게재하겠습니다.

1. 서 론

회전체를 지지하는 베어링의 경우 상대면과의 마찰, 마멸이 적은 윤활 영역에서 운전되는 것이 중요하지만 때로는 유막이 충분히 형성되지 못하는 경우가 발생하게 된다. 예를 들면 미끄럼 속도가 너무 작거나, 일시적인 과하중으로 유막 두께가 급격히 줄어들 때, 축을 기동하거나 정지시킬 때 등의 경우가 있다. 이 영역에서 운전이 오래 지속되면 접촉면 마멸에 의해 베어링 및 축의 수명 단축과 마멸에 의한 회전체 시스템의 파손을 초래 할 수 있으므로 최소화하여야 한다. 마멸에 대한 연구는 건마찰 미끄럼 접촉일 때 연삭 마멸(adhesive wear)에 대한 Archard와 Hirst 이론¹⁾이 있다. Wu와 Cheng은 미끄럼마멸에 대한 이론을 부분적인 탄성유체윤활 상태에서 해석²⁾하였다. 이를 바탕으로 Zou는 혼합윤활 상태에서 연삭마멸합수³⁾를 구하였다.

기계요소의 마멸량을 최소화하여 수명을 늘리는 것은 성능면에서 유리하며 작동조건에 맞는 저널베어링의 최적의 설계는 중요하다. 수명의 척도가 되는 마멸율을 최소화하기 위하여 경험적인 방법에서 마멸을 합수를 적용한 이론적인 최적값을 알아야 한다. 가장 널리 사용되는 유체윤활 영역에서의 저널베어링은 마멸이 적으므로 마멸이 큰 혼합윤활 영역에서의 해석이 필요하다. 즉, 저널베어링의 유막이 깨어지는 경우인 혼합윤활 상태가 관심 영역이다. Zou의 이론이 혼합윤활 상태의 해석이므로 이를 사용하여 마멸율을 최소화하는 저널베어링 틈새값을 구할 수 있다. 마멸율을 최소화하면서 축과 베어링은 진동 없이 구동되어야 한다. 또한 마찰효율도 고려하여 저널베어링 형상을 설계해야 한다. 회전속도가 느리면 유막이 줄어들고 유막과 라미터 범위가 유체윤활 영역이 아닌 탄성유체윤활 영역이나 혼합윤활 영역으로 변하므로 이를 확인하여야 한다.

본 연구에서는 마멸율을 최소화하는 저널베어링 설계를 최적화 문제로 정식화하여 최적화 기법을 적용하였다. 설계는 틈새값이며, 목적함수는 혼합윤활 상태의 마멸율이다. 제약조건으로 저널베어링의 마찰과 진동과 윤활상태를 고려하였다.

최적화 기법으로는 순차이차계획법을 이용한 PLBA (Pshenichny-Lim-Belegundu-Arora)알고리즘⁴⁾을 사용하였다.

2. 저널베어링의 성능 이론

2.1 저널베어링 설계 형상

일반적으로 베어링은 고정되어 있고 저널이 회전한다. 때로는 반대의 경우도 있고 두 부분이 모두 회전하는 경우도 있다. 저널베어링(journal bearing)의 단면 형상과 설계 인자가 Fig. 1에 나타나 있다. 내부 축은 저널이라고도 하며 반경 방향의 하중을 받으며 회전한다. 외부 요소가 베어링이며 저널과 베어링 사이에는 원활한 회전을 위해서 유막을 형성된다.

저널베어링에는 틈새 c 가 있으며, 틈새값은 저널반경 r 과 베어링반경 R 의 차이값이다. 틈새에는 Fig. 1 (a)와 같이 유막이 존재한다. 축반경과 베어링의 폭 L 의 비는 소폭저널베어링의 경우 0.5 이하⁵⁾이다.

저널베어링의 작동 해석에서 중요한 인자인 최소유막두께식은 다음과 같다.

$$h_{\min} = c(1 - \epsilon) \quad (1)$$

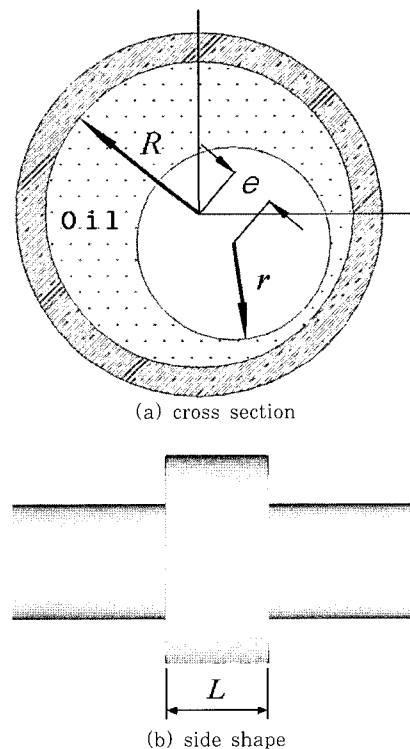


Fig. 1 Full journal bearing

저널과 베어링 부의 접촉위치를 나타내는 위상각 ϕ 는 다음과 같이 편심비 ϵ 의 함수이다.

$$\phi = \tan^{-1} \left[\frac{\pi}{2\epsilon} (1 - \epsilon^2)^{1/2} \right] \quad (2)$$

여기서, $\epsilon = e/c$ 이며 편심비라고 한다. 편심량 e 는 축 중심의 베어링 중심부에 대한 편심값이다.

2.2 유막파라미터

마찰하는 면의 마멸과 표면 손상을 피할 수 있는 가장 좋은 방법은 두 고체 면을 유체 유막으로 격리시키는 것이나, 작동 환경이 바뀌게 되면 유막 효과가 감소하는 경우가 생긴다. 본 논문에서 가정한 저널베어링의 작동 조건은 혼합윤활(Mixed or Partial Lubrication, ML)상태이다. 혼합윤활영역은 탄성유체윤활로 윤활되는 기계요소의 작용압력이 높거나 축의 회전속도가 너무 느린 경우 윤활 유막이 깨어져 표면의 돌기간에 접촉이 일어나는 경우이다. 이런 윤활 영역은 경계윤활과 유체윤활의 효과가 복합적으로 일어난다. 일정형태 표면(conformal surfaces)의 경우 윤활 영역이 유체윤활에서 혼합윤활로 바로 천이 되기도 한다.

저널베어링의 회전속도가 느린 작동조건에서는 베어링과 회전축 사이가 혼합윤활 상태가 되며 마멸도 유체윤활 상태일 때보다는 더 많이 일어나게 된다. 유체윤활 상태의 저널베어링 틈새값이 아닌 혼합윤활 상태의 틈새값이 필요하게 되는 것이다.

윤활 영역의 정의에는 유막파라미터를 사용한다. 이 무차원 변수값으로 축과 베어링 사이의 윤활 영역 상태를 알 수 있다. 유막파라미터 값에 따른 윤활 영역⁵⁾은 Tabel 1에 있고 유막파라미터 Λ 는 다음과 같다.

$$\Lambda = \frac{h_{\min}}{(\beta_1^2 + \beta_2^2)^{1/2}} \quad (3)$$

여기서, β_1, β_2 는 접촉하는 두 재료의 표면 거칠기이다.

유막파라미터로 저널베어링의 윤활 영역과 마멸과 마찰의 범위를 알 수 있다. 저널베어링 틈새간격이 줄면 최소유막두께가 증가하고 낮은 압력이 넓은 영역에 발생하여 최대유막 압력이 감소된다. 이는 접촉부에 작용하는 하중 면에서 유리하지만 소비되는 마찰에너지의 증가로 마멸 측면에서 좋지 않다.

Table 1 Lubrication regime

Lubrication regime	Film parameter
Hydrodynamic lubrication	$5 \leq \Lambda \leq 100$
Mixed lubrication	$1 \leq \Lambda \leq 5$
Boundary lubrication	$\Lambda \leq 1$

2.3 마멸율

마멸은 기계요소의 파손과 교체의 주요 요인이다. 저널베어링에서 일어나는 마멸의 연구가 많이 이루어져 있으며 본 연구에서는 마멸을 함수에 관한 기존 연구를 최적화 기법에 적용하였다. 혼합윤활 상태에서 저널베어링 마멸의 주원인은 연삭마멸이다. Fig. 2는 회전 속도에 따른 유막 형태를 나타내고 있다. Fig. 2(a)는 회전 속도가 빠른 유체윤활 상태이고, Fig. 2(b)는 혼합윤활 상태로서 회전 속도가 느려 재료의 일부가 직접 접촉이 일어나는 경우이다.

연삭마멸의 기본 모델은 점성탄성 모델³⁾이다. Ping과 Shizhu이 소개한 점성탄성 모델 이론은 모든 고체는 탄성과 점성의 성질을 가지고, 물체가 미끄럼 운동을 하면 변형이 일어나며, 변형시간보다 미끄럼 운동 시간이 짧을 경우 돌출부는 완전한 변형보다는 윤활 상태의 마멸이 일어나게 된다는 것이다. 따라서 혼합윤활 상태의 이론적 마멸율 함수³⁾는 다음과 같이 된다.

$$\frac{dV}{dL} = K \frac{P_c \alpha}{6\beta} H \times (3\beta \exp^{-S_m/4U\tau} - h_0)^2 \quad (4)$$

여기서,

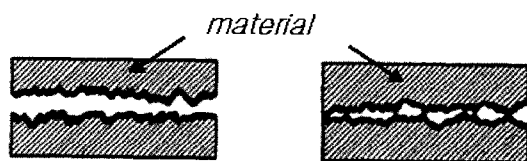
K : 마멸계수

W : 축 반경 방향에 대한 작용하중

H : 축과 베어링 재료의 경도비

$P_c = \exp[-\frac{1}{2}(\frac{h_0}{\beta} \exp^{d/2U\tau})^2]$: 접촉 확률 함수

$\beta = \sqrt{\beta_1^2 + \beta_2^2}$: 두 표면의 rms 거칠기 평균값



(a) Hydrodynamic lubrication (b) Mixed lubrication

Fig. 2 Film conditions of lubrication regimes

- β_1 : 저널의 표면 거칠기
- β_2 : 축의 표면 거칠기
- α : 높이 수정 계수
- S_m : 재료 표면의 평균 돌기 파형도 길이
- h_0 : 평균 유막 두께
- U : 접촉부의 미끄럼 속도
- $\tau = \eta/G$
- η : 윤활유의 점도
- G : 전단 탄성 물성치

식(4)는 혼합윤활 조건하에서 미끄럼 접촉과 표면의 거칠기, 재료의 경도, 저널베어링의 작동 조건을 고려한 연삭마멸율 함수이다.

2.4 마찰 손실 에너지

저널베어링에서 큰 마찰력을 가지면 충분한 회전을 하지 못하고 마멸 측면에서도 좋지 않다. 따라서, 마찰 손실에너지를 최소가 되도록 하여야 한다. Fig. 3는 저널베어링이 회전 할 때 축 표면과 베어링 표면에 발생하는 마찰 모멘트가 나타나 있다. 축 표면에 작용하는 회전 모멘트 M_o , 베어링 표면에 작용하는 회전 모멘트 M_h , 축 반경방향 하중 W 의 사이에는 다음과 같은 관계가 있다.

$$M_o = M_h + eW \quad (5)$$

식(5)는 평면 베어링의 마찰력에 대한 식으로 유막에 작용하는 모멘트 균형 상태를 나타낸다. 편심율이 크면 실험결과와 일치 않는 경우도 많다. 이는 편심율

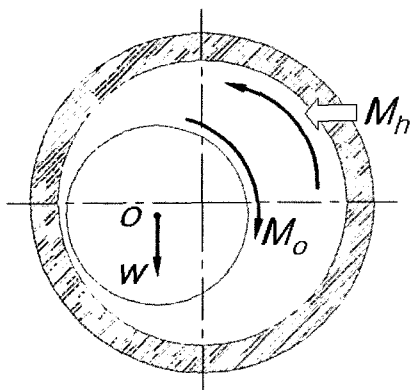


Fig. 3 Friction of journal bearing

이 커지면 베어링 틈새 내의 넓은 면에서 유막이 불연속 영역을 형성하여 유체윤활에서 혼합윤활 상태로 전이되기 때문이다. 혼합윤활 상태로 전이되면 저널베어링 마찰토크 M , 마찰계수 μ 는 다음과 같다.⁶⁾

$$M = \eta UL \frac{r^2}{c} \frac{2\pi}{(1 - \epsilon^2)^{1/2}} \quad (6)$$

$$\mu \left(\frac{r}{c} \right) \left(\frac{L}{D} \right)^2 = \frac{2\pi(1 - \epsilon^2)^{3/2}}{\epsilon \sqrt{16\epsilon^2 + \pi^2(1 - \epsilon^2)}} \quad (7)$$

마찰토크에 축 반경을 고려하면 저널베어링에서 축이 회전할 때 발생하는 마찰에너지를 구할 수 있다. 이 방법으로 베어링이 작동 할 때 생기는 마찰손실에너지 P_M 을 다음과 같이 구한다.

$$P_M = \eta ULR \frac{r^2}{c} \frac{2\pi}{(1 - \epsilon^2)^{1/2}} \quad (8)$$

축이 일정한 회전속도로 구동하려면 공급에너지보다 마찰에 의한 손실 에너지가 작아야 한다. 마찰에너지가 구동에너지보다 커지면 축이 회전하지 않는다. 따라서, 마찰에너지가 구동에너지보다 작은 저널베어링 형상이 되어야 한다.

2.5 저널베어링의 안정성

베어링의 안정성은 축과 베어링의 영향을 받는다. 동특성은 저널베어링의 정상상태 예측에 관여하며 교란법에 의한 스프링계수와 댐핑계수를 구하고 이를 해석 시스템에 적용하여 동특성을 구하고 주어진 작동 조건에 맞는 임계속도를 구할 수 있다.⁵⁾

저널베어링이 회전하면 축과 베어링의 접촉이 발생한다. 윤활이 되어 두 표면 사이에 유막이 형성이 되어도 포괄적으로 접촉으로 볼 수 있다. 이때 접촉에 의한 축에 작용하는 하중이 베어링 부에 전달되게 되는데 이러한 접촉부 반력이 Fig. 4에 나타나 있다. 여기서 x 축과 z 축에 대한 저널의 극소 운동 변화량은 다음과 같다.

$$\begin{pmatrix} \Delta x \\ \Delta z \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} x_h \\ z_h \end{pmatrix} \exp(-\Omega_d t w_b) \times [\cos(\Omega_v t w_b) + i \sin(\Omega_v t w_b)] \quad (9)$$

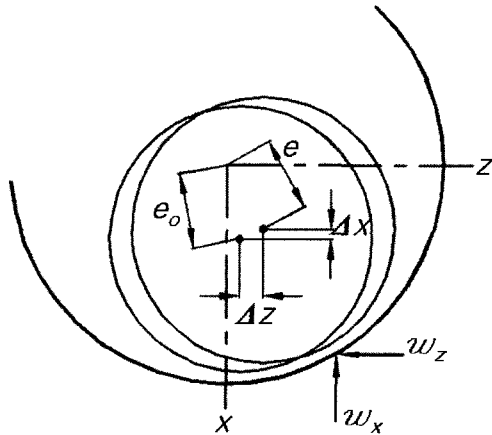


Fig. 4 Shaft position and react by rotate

축의 미소 운동을 나타내는 식(9)으로 진동에 관한 물리적 해석을 할 수 있다. 만약 $\Omega_d > 0$ 이면 축은 진동 면에서 유리하며 저널베어링의 안정화가 된다. 만약, $\Omega_d < 0$ 이면 축의 진동이 증가한다. 정상상태와 불안정 상태의 경계인 $\Omega_d = 0$ 경우는 불안정성의 한계(threshold of instability)라 한다. 불안정성의 한계일 때 무차원 댐핑계수 B 와 무차원 스프링계수 K 로 구성된 임계합수가 구해진다.

$$(M_a)_{cr} = \frac{B_{xx}K_{zz} + K_{xx}B_{zz} - B_{xz}K_{xz} - B_{zx}K_{zx}}{B_{xx} + B_{zz}} \quad (10)$$

$$(\Omega_v)_{cr}^2 = \frac{[K_{xx} - (M_a)_{cr}][K_{zz} - (M_a)_{cr}] - K_{xz}K_{zx}}{B_{xx}B_{zz} - B_{xz}B_{zx}} \quad (11)$$

저널베어링에서 $(M_a)_{cr}$ 와 $(\Omega_v)_{cr}^2$ 이 양의 값을 가질 때 안정한계속도 Ω_c 는 다음과 같으며 베어링이 정상 상태에서 구동하는지를 나타내는 중요한 판단 기준이 된다.⁷⁾

$$\Omega_c = \left[\frac{(M_a)_{cr}}{(\Omega_v)_{cr}^2 S_o} \right]^{1/2} \quad (12)$$

쑤머펠드수(Sommerfeld number)인 S_o 는 다음과 같다.

$$S_o = \left(\frac{R}{c} \right)^2 \frac{\eta w}{W} = \frac{(2 + \epsilon^2) \sqrt{1 - \epsilon^2}}{12\pi^2 \epsilon} \quad (13)$$

여기서, w 는 회전속도이다.

식(13)에서 쑤머펠드수는 편심율만의 함수이다. 쑤머펠드수를 구성하는 항은 작동조건이 결정되면 편심율에 따라서 최소유막두께가 계산된다. 식(12)에서 저널베어링의 안정성을 위하여 축의 운전은 안정한계속도 이하에서 작동하여야 한다.⁷⁾ 즉, 안정한계속도가 회전속도 이상 값이 되어야 한다.

3. 설계 문제의 선정 및 정식화

저널베어링은 표준화되어 있지 않고 작동 환경에 맞게 설계자가 설계한다. 작동 환경이 바뀌면 저널베어링의 설계도 바뀐다. 설계자는 특정 성능이 요구되면 그 성능에 맞는 제품을 설계해야한다. 예를 들면 무윤활 상태에서 작동하는 베어링이 특정 하중에 견디도록 설계를 요구하거나, 또는 무윤활 상태에서 마멸량을 줄여 주어야 하는 경우가 있다. 회전속도가 자주 변하는 작동 조건에서는 유체윤활과 탄성유체윤활 또는 경계윤활 상태로도 바뀌는 경우가 있으며 이 조건에 맞는 적합한 저널베어링의 틈새비를 설계할 필요가 있다.

저널베어링의 최적설계 정식화에서 최대화 또는 최소화 할 목적함수는 특정 성능이 된다. 예를 들면 마멸율이나 마찰손실에너지가 될 수 있다. 베어링 성능에 관여하는 인자들로는 윤활 상태를 판단 할 수 있는 유막파라미터와 베어링이 회전 할 때 정상상태에서 작동하고 있는지를 판단 할 수 있는 안전한계속도 등이 있다. 이러한 인자들은 제약 조건으로 이용 될 수 있다. 저널베어링의 형상은 단순하다. 변경이 가능한 설계인자로 축 반경, 베어링 반경, 베어링 폭이 있지만 축 반경은 다른 기계요소와 함께 설계 되어야하므로 고정된 경우가 많다. 저널베어링의 폭은 저널 반경과의 비로 나타낼 수 있으므로 비율만 알면 된다. 따라서, 실제 베어링의 성능에 변화를 주는 설계인자는 저널의 반경이 주로 영향을 미치므로 이를 설계변수로 선정하였다.

저널 베어링의 마멸을 최소화를 위한 정식화는 다음과 같다.

$$\text{Find } R \quad (14)$$

Minimize

$$F(R) = K \frac{NP_c \alpha S_m}{6\beta} H^*(3\beta E^{-S_m/4U_r} - h_0)^2 \quad (15)$$

Subject to

$$\eta ULR_{shaft} \frac{r^2}{C} \frac{2\pi}{(1-\varepsilon^2)^{1/2}} < P \quad (16)$$

$$\left[\frac{(M_a)_{cr}}{\Omega_v^2 cr S_o} \right]^{1/2} < w \quad (17)$$

$$b_L \leq \frac{h_{min}}{(\beta_1^2 + \beta_2^2)^{1/2}} \leq b_U \quad (18)$$

여기서, P 는 회전을 위한 공급에너지이다. 저널베어링의 설계 요소 중 축 반경은 작동 환경에 의해 정해지고, 축 반경과 베어링 폭의 비가 0.5 이하인 소폭저널베어링을 주로 사용하므로 정식화에서 1/3로 하여 베어링 폭을 정하였다. 따라서, 설계 변수로 사용 가능하고 설계자에 의해 조절되는 설계 인자는 베어링의 반경이 된다. 설계변수인 식(14)의 R 은 저널을 외부에서 감싸고 있는 베어링의 반경으로 Fig. 1의 R 과 같다. 베어링 반경의 상하한값이 작으면 정식화한 설계 문제가 불용영역문제로 되거나 설계자에 의해 반경이 처음부터 정해지는 경우가 생길 수 있기 때문에 무한의 범위로 선정하였다.

목적 함수인 식(15)의 $F(R)$ 은 작동 조건이 혼합윤활 상태의 마멸율을 최소화하기 위하여 식(4)의 혼합윤활 상태의 마멸율 함수를 사용하였다. 함수에서 평균유막두께인 h_0 은 접촉부에서 유막두께를 나타낸다. 저널베어링에서 혼합윤활 상태의 접촉부는 최소유막두께가 존재하는 곳이므로 평균유막두께 h_0 를 저널베어링의 최소유막두께 h_{min} 을 사용하였다. 최소유막두께식은 설계 변수로 사용되는 저널베어링의 반경의 함수이다. 혼합윤활 영역에서 마멸을 최소화를 위한 결과값 검증에 위해 먼저 마멸을 실험값과 비교를 한다. 그리고, 다른 윤활 영역에서 베어링 반경의 수치비교를 위해 유체윤활에서는 마찰손실에너지 함수를 목적 함수로 이용하였다. 이는 현재 유체윤활 상태의 마멸률 실험치는 있으나 실험치와 가까운 함수가 없어 최소화 적용이 어려워 유체윤활 영역에서는 마찰손실에너지를 최소화시키 나오는 베어링 형상인 틱새 값을 혼합윤활 상태와 비교하였다. 마찰이 크면 마멸에도 영향을 미치므로 이를 최소화하는 것은 간접적으로 마멸량 감소에 영향을 주기 때문에 비교가 가능하다.

제약함수로 사용할 설계 성능 인자에는 유막파라미

터, 마찰손실에너지, 안정한계속도 등이 있다. 정식화에서 식(18)은 베어링의 윤활 상태를 알기 위한 유막파라미터으로써 식(3)과 같다. 본 논문에서 혼합윤활 상태를 가정 한 것이므로 b_L 은 1을 b_U 은 5의 값을 가지도록 초기 주어지는 작동조건을 설계자가 설정하였다. 유막파라미터에는 설계변수인 베어링 반경으로 구성되는 최소유막두께식인 포함되어 있다. 윤활영역이 혼합윤활 영역에서 다른 영역으로 천이되는 경우는 유막파라미터의 경계값도 영역이 되도록 설정하여야 한다.

저널이 회전하기 위해서는 작동 중에 발생하는 마찰에 의한 에너지가 저널의 회전을 위해 공급되는 에너지보다 작아야 하므로 마찰손실에너지가 축을 회전시키기 위한 외부공급 에너지보다 작도록 제약하였다. 식(16)이 마찰손실에너지이며 식(8)을 사용하였다.

베어링의 안정성을 평가하는 안정한계속도는 축의 회전속도보다 커야하므로⁷⁾ 제약함수에 이 범위를 적용하였다. 안정한계속도는 정식화에서 식(17)이고 식(12)와 같다. 식(12)은 설계변수로 구성되는 저널베어링의 틱새비가 사용되었다. 줌머펠드수에 저널베어링 반경이 포함되어 있다.

4. 프로그램 및 수치예제

4.1 프로그램

최적설계 프로그램 구성은 순차이차계획법을 이용한 PLBA(Pshenichy-Lim-Belegund-Arora)알고리즘⁸⁾을 사용하였다. 어떤 시작점에서 출발하여도 해에 수렴한다는 것이 증명되었고, 다른 방법에 비해 수렴률이 빠른 장점을 가지고 있는 PLBA알고리즘은 헤시안행렬(Hessian Matix) 수정과정과 잠재집합방책(Potential constraint startegy)을 사용하고 있다.

저널베어링의 단계별 최적설계 과정은 다음과 같다.

단계 1 : 저널베어링의 작동 조건을 선정한 다. 해석 목적이 혼합윤활 상태이므로 하중을 크게 하거나 회전속도를 작게하여야 한다. 여기서는 회전속도를 조절하여 혼합윤활 상태가 되도록 하였다. 단계 3에서 혼합윤활 상태인지를 확인 해야한다.

단계 2 : 작동조건이 선정되면 베어링의 줌머 펠드수를 구한다. 줌머펠드수로 중심의 편심을 알

수 있는 편심비를 구한다.

단계 3 : 유막파라미터 값으로 단계 1에서 선정된 작동 조건이 혼합윤활 상태인지를 판단한다. 혼합윤활 상태이면 마멸율함수와 안정한계속도, 마찰손실에너지를 구한다.

단계 4 : 단계 3 까지의 정보를 이용하여 최적설계를 수행한다. 결과값은 혼합윤활 상태의 실험값과 비교한다. 유체윤활 영역에서의 결과값은 작동조건에서 회전 속도를 변화시키고 단계 3에서 윤활영역을 확인한 후에 최적설계 단계에서 목적함수를 마찰손실에너지로 하여야 한다.

단계 4에서 PLBA알고리즘은 이용하며 네 개의 서브루틴으로 구성된다. 두 개의 서브루틴은 목적함수와 제약조건함수를 사용하여 프로그램화한다. 최적설계에서 설계변화는 설계공간에서 움직이고자 하는 탐색방향과 이동거리로 나눈다. 탐색방향을 찾기 위해서 목적함수와 제약조건의 설계변수에 대한 기울기를 구하는 민감도 해석을 나머지 두 개의 서브루틴에서 수행한다. 민감도 해석을 위한 방법으로 유한 차분법을 사용하였다.

4.2 수치예제

저널베어링은 일정 규격이 없으므로 설계자는 작동 조건에 맞는 최선의 설계를 하면 된다. 여기서는 회전 속도가 느린 경우로 가정하여 최적설계를 수행하였다. 설계변수인 저널 반경의 상하한 값은 무한 개념으로 하였고 초기치는 혼합윤활 상태일 때의 임의의 틈새값으로 하였다. Table 2에는 작동조건이 Table 3에는 예제에 사용된 저널베어링의 형상 제원과 물성치가 나와 있다.

마멸율 함수의 마멸율 계수는 혼합윤활 상태의 En31과 알루미늄 합금간의 실험값³⁾인 $4.7 \times 10^{-4} (mm^3/m)$ 을 마멸율 계수로 사용하였고, 평균 돌기 파형도는 $50 (\mu m)$ 이다. 제약함수에서 유막파라미터는 혼합윤활 영역인

1-5로 하였다. 안정한계속도는 주어진 작동 조건의 회전속도 이상이 되도록 설정하였고, 마찰손실에너지의 범위는 회전을 위한 공급에너지 이내가 되도록 하였다.

주어진 작동 조건에 대해서 최적설계법을 통한 결과값이 Table 4에서 Table 7에 있다. 혼합윤활 상태에서 알루미늄 합금과 니켈 사이의 마멸율은 실험³⁾에 의해 $1.945 \times 10^{-7} (mm^3/m)$ 으로 측정되었다. Table 4

Table 3 Data of journal bearing

Machine element	Shaft	Bearing
Material	En31	Aluminum alloy
Elastic modulus(Gpa)	202	73
Hardness(Gpa)	7.45	1.05
Diameter(m)	0.2	.
Surface roughness(μm)	0.2	0.2
Poisson rate	.	0.33

Table 4 Design data and performances of optimized journal bearing(RPM=100)

Parameter	Initial value	Optimum value
Bearing radius(cm)	10.07	10.019
Wear rate(mm^3/m)	0.6468×10^{-6}	0.7855×10^{-7}
Friction loss(W)	15.63	14.63
Film thickness parameter	4.51	3.88
Stable velocity(rad/s)	74.40	14.37

Table 5 Design data of optimized journal bearing (RPM=75)

Parameter	Initial value	Optimum value
Bearing radius(cm)	10.07	10.022
Wear rate(mm^3/m)	0.9334×10^{-6}	0.1146×10^{-6}
Friction loss(W)	13.04	11.87
Film thickness parameter	3.67	2.93
Stable velocity(rad/s)	57.45	12.04

Table 6 Boundary lubrication date

Parameter	Variable
Rotate velocity(rpm)	10
Journal radius(cm)	10.27
Wear rate(mm^3/m)	1.19396×10^{-6}
Film parameter	0.064

Table 2 Operation conditions of journal bearing

Rotate velocity (rpm)	Viscosity (Pas)	Radius load (kN)
75	0.01	1
100		
2000		

Table 7 Design Data of Fluid Film Lubrication (RPM=2000)

Parameter	Initial value	Optimum value
Design variable(cm)	10.07	10.0043
Friction loss(W)	31.06	17.52
Film thickness parameter	12.42	49.35
Stable velocity(rad/s)	1541	297.78

에서 목적함수의 결과값을 보면 값의 차이는 있으나 차수가 같은 마멸율을 가진 것을 알 수 있다. 수치의 차이는 재료에 의한 것과 실험에 대한 정확한 이론적 도입 차이로 생각 할 수 있다. 비교적 혼합윤활 영역에서 탄성유체윤활에 가까운 100(rpm)으로 운전하고 있으면 틈새값이 0.189(mm)일 때 마멸율 측면에서 유리함을 알 수 있다. 비슷한 재료의 저널베어링의 유체윤활 영역에서 틈새값이 0.06-0.09(mm)이므로 혼합윤활 영역에서는 마멸율 향상을 위해 조금 더 틈새를 높여 주어야 됨을 알 수 있다. 마찰에 의한 손실에서도 유리해진다. 하지만, 안정한계속도는 줄어들어 운전 가능한 회전속도의 범위가 줄어들는 결과를 가져 왔다. Table 5에서는 보다 정확한 혼합윤활 영역에서 해석하고자 회전속도를 줄여 보았다. 회전속도를 75(rpm)으로 했을 때 유막파라미터는 2.1-3.6의 결과를 가진다. 여기서 얻어진 목적함수값인 마멸율은 혼합윤활 상태일 때의 실험수치와 비슷한 차수를 가진다. Table 4에서처럼 안정한계속도는 줄어들었고 마찰손실에너지는 유리해진다.

결과값의 검증차원에서 윤활영역을 조절할 수 있는 운전속도를 변화 시켜 나온 결과들을 기존 실험치와 서로 비교하였다. Table 6은 경계 윤활영역일 때를 가정한 회전속도의 결과 값이다. 무윤활 상태에서 알루미늄 합금과 니켈의 마멸율 실험치는 $3 \times 10^{-6} (mm^3/m)$ 이다. 경계윤활과 무윤활 상태가 비슷하다고 볼 때 결과값이 실험치와 차수에서 비슷함을 알 수 있다.

유체윤활 상태에서는 마멸율이 혼합상태일 때 보다 탄성체가 유막에 의해 분리되므로 작게 나와야 하지만 결과값은 4.1배 크게 나타났다. 이 결과의 원인은 두 탄성체가 접촉해서 마멸이 일어난다는 가정 하에서 도입한 혼합윤활 상태의 마멸율 함수를 유체윤활 상태의 해석을 위해 변경없이 사용한 결과라 볼 수 있다. 이에 대한 대안으로 마멸을 일으키는데 마찰력의 인자도 원

인이라 보고 목적함수인 마멸율 함수 대신 제약함수의 마찰손실에너지를 목적함수로 하여 유체윤활 상태의 영역을 해석하였다.

Table 7에서 유막파라미터는 유체윤활 영역에 있음을 알 수 있다. 이 영역에서 마찰손실을 줄이는 최적설계를 수행했을 때 틈새값은 비슷한 재료의 저널베어링과 큰 차이가 없음을 알 수 있다. 안정한계속도도 줄어 운전속도 범위가 줄어들었다.

5. 결 론

본 논문에서는 혼합윤활 작동 조건의 저널베어링에서 마멸율을 최소화시킬 수 있는 방법을 제시하고자 최적설계 기법을 이용하여 해석을 하였다. 저널베어링의 다른 성능도 고려 해야하므로 진동, 윤활 영역 판단과 마찰을 제약함수로 선정하여 해석하였다. 최적설계의 결과 비교는 기존 실험에 의한 방법으로 나온 결과와 비교하였고 다른 윤활 영역과의 비교는 회전속도의 조절로 얻은 수치를 사용하였다. 저널베어링의 마멸율을 최소화하기 위한 최적설계를 수행한 결과에 의하여 다음과 같은 결론 얻었다.

- 1) 저널 반경을 축 반경으로 접근시키면 상대적으로 낮은 압력이 넓은 영역에 발생하여 하중에 관여하는 마멸 면에서 유리해진다. 하지만 틈새간격이 너무 작아서 압력분포에 상관없이 마찰의 극대로 두 탄성체 사이의 마멸율이 극한으로 가게 된다. 반대로 저널 반경이 커지면 유막파라미터가 작아지고 압력분포가 좁은 영역에 편중되어 마멸율이 증가한다.
- 2) 저널베어링의 이론적 마멸율은 혼합윤활 영역에서의 실험치와 비교해 비슷한 결과임을 알 수 있다. 틈새값은 기존의 혼합윤활 영역의 수치와 비교해 극소한 차로 크게 나타난다.
- 3) 최적설계에 의한 결과로부터 혼합윤활 영역에서는 유막파라미터가 작아질수록 마멸율을 최소화하기 위해서는 저널 반경은 커져야 하고 이에 따라 마멸율 함수값은 최소화된다.
- 4) 유체윤활 영역의 마멸율 함수를 안다면 이론에 의한 유체윤활 영역의 저널베어링 마멸율 감소를 위한 최적의 베어링 반경 설계가 가능 할 것이다.

감사의 글

본 연구는 한국과학기술재단 지정 최적설계신기술 연구센터의 지원으로 수행되었습니다. 재단의 지원에 감사드립니다.

참 고 문 헌

1. J. F. Archard and W. Hirst, "The wear of metals under unlubricated conditions", *Proc. R. Soc., Lond., Ser. A*, 236, 1956, p.397
2. W. Shifeng and H. S. Cheng, "A sliding wear model for partial EHL contacts", *ASME, Trib.*, Vol. 14, 1990, pp.1~8
3. Qian Zou, Ping Huang and ShiZhu When, "Abrasive wear model for lubricated sliding contacts", *Wear*, Vol 196, 1996, pp.72~76
4. J. S. Arora, *Introduction to Optimum Design*, McGraw-Hill Book Company, New York, 1989, p.625
5. B. J. Hamrock, *Fundamentals of Fluid Film Lubrication*, McGraw-Hill Book Company, Singapore, 1994, p.690
6. 김경웅, "유체윤활(II)", *대한기계학회지*, 제23권, 제5호, 1984, pp.377~383
7. 김창호, "미끄럼 베어링의 종합설계에 관한 연구", *Tribology 종합기술 개발*, 1990, p.59
8. O. K. Lim and J. S. Arora, "An active set RQP algorithm for engineering design optimization", *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, Vol. 57, 1986, pp.51~65