

## 기유와 첨가제 혼합 전 다등급 윤활유의 성능 예측 시뮬레이션 프로그램 개발

전상명<sup>†</sup>

호서대학교 자동차공학과

### Development of a Simulation Program to Predict the Performance of the Multi-grade Lubricant before Blending Base Oil with Additives

Sang Myung Chun<sup>†</sup>

*Dept. of Automotive Engineering, Hoseo University*

(Received February 5, 2012; Revised March 15, 2012; Accepted March 16, 2012)

**Abstract** – Generally, to product multi-grade oil like engine oil, a sort of mineral base oil is mixed with a fundamental additive package liquid and a polymer liquid as viscosity index improver in order to improve the lubricating property of base oil. That is, engine oil is the mixture of more than two fluids. Specially, a polymeric type liquid cannot be seen as the linear viscosity like Newtonian fluids. In this research, by using the governing equation describing non-Newtonian hydrodynamic lubrication related with the mixture of incompressible fluids based on the principle of continuum mechanics, it will be compared the bearing performance between the mixture of each liquid to be blended and multi-grade engine oil as a single fluid in a high speed hydrodynamic journal bearing. Further, it is to be found the way estimating the performance of the blended multi-grade engine lubricant in a journal bearing in advance before blending by using the physical properties of mineral base oil, fundamental additive liquid and polymer liquid of viscosity index improver. So, it can be reduced the number of trial and error to get the wanted lubricant by selecting the proper volume fraction of each liquid to satisfy the expected performance and estimating in advance the performance of various multi-grade oils before blending. Therefore, it can be shorten the developing time and saved the developing cost.

**Keywords** – mixture of fluids(유체의 혼합물), homogenous liquid(균질액), mineral base oil(광유 기유), additive liquid package(첨가제용 액체 패키지), polymer liquid for viscosity index improver(점도지수개선통합액체), multi-grade engine oil(다등급 엔진오일), non-newtonian fluid(비-뉴턴 유체), high speed journal bearing(고속 저어널 베어링)

### 1. 서 론

일반적으로 다등급 엔진윤활유는 기본첨가제용 액체 패키지(fundamental additive liquid package)와 점도지수개선통합액체(polymer liquid of viscosity index improver)를 광유 기유(mineral base oil)와 적정한 비

율로 혼합하여 원하는 등급의 윤활유로 제조된다. 즉, 광유 기유의 윤활성질을 높이기 위하여 중합체 종류의 첨가유체(polymeric-type fluids)들이 기유에 첨가된 것이다. 이와 같이 엔진윤활유는 두 가지 이상의 유체가 혼합되어 제조된 혼합물이다. 여기서 중합체는 뉴턴 유체와 같은 선형점도로 볼 수 없다. 따라서 본 연구에서는 기유(base oil)는 뉴턴 유체로 보고, 여기에 첨가되는 유체는 단순 비-뉴턴 유체(simple non-Newtonian

<sup>†</sup>주저자 · 책임저자 : smchun@hoseo.edu

fluid, i.e. shear thinning fluid or pseudo-plastic fluid)로 보아, 연속체역학의 원리에 기초하여 비압축성 유체들의 혼합에 관계된 일반화된 지배방정식을 사용할 것이다. 이렇게 형성된 혼합유체는 균질한 비-뉴턴 유체로 취급하여 다룰 것이다.

따라서 이런 균질한 비-뉴턴적 혼합액의 전단박화(shear-thinning) 효과를 분석하기 위해 비-뉴턴 레이놀즈 방정식[1]을 사용할 것이며, 이를 사용하여 뉴턴 오일인 다등급 엔진오일과 비-뉴턴 전단박화 유체와 기유의 혼합물에 대한 윤활해석 결과를 비교하고, 또한 베어링 성능인자인 베어링 하중과 마찰손실과 유출 유량 등을 계산하여 그 결과도 비교 할 것이다. 비교 결과가 적은 오차범위 내에서 일치할 때, 본 연구 결과로부터 두 가지 이상의 액체들의 혼합물에 의해 윤활되는 저어닐 베어링의 성능을 각 첨가액체들을 혼합하기 전에 각 성분들의 물성만으로 미리 예측할 수 있는 2차원 유체윤활(HD Lubrication)해석을 위한 수치해석적 방법이 개발될 수 있다.

한편 뉴턴 유체에 대해서는 뉴턴 유체 점도식을 적용하며, 비-뉴턴 유체에 대해서는 멱-법칙(power-law) 유체의 점도를 적용할 것이다. 이와 같이하여 비-뉴턴 유체와 뉴턴 유체의 혼합유체로 윤활되는 저어닐 베어링의 성능에 관계된 매개변수들에 대한 수치해석이 진행될 것이다. 여기서 뉴턴 점성유체의 절대점도(absolute viscosity)와 전단력(shear stress)과 전단율(shear rate)의 관계는 다음과 같다.

$$\tau = \mu \frac{du}{dz} = \mu \dot{\gamma}$$

나아가 위의 뉴턴 점성유체와 비교하여 비-뉴턴 점성유체는 일반적으로 Ostwald-deWaele의 멱법칙(power-law)으로부터 다음과 같이 표현된다.

$$\tau = K \left( \frac{du}{dz} \right)^n = K \left( \frac{du}{dz} \right)^{n-1} \frac{du}{dz} = \mu_a \frac{du}{dz}$$

여기서 K는 일관성지수(consistency index), n은 유동거동지수(flow behavior index)이다. 나아가  $\mu_a = K \left( \frac{du}{dz} \right)^{n-1} = K \dot{\gamma}^{n-1}$ 는 겔보기점성(apparent viscosity)계수라고 한다.

본 연구에서는 기유와 기본 첨가제용 액체 패키지 및 점도지수 개선용 중합액체에 대한 기초 물성자료와 연속체역학의 원리에 기초한 비압축성 유체들의 혼합에 관계된 비-뉴턴 유체윤활에 대한 지배방정식을 이

용하여 혼합유체로 윤활되는 고속 저어닐 베어링에 대해서 유한차분법을 적용한 수치해석 방정식을 유도한 후, 균질 혼합액체를 위한 유체윤활해석용 프로그램 코드를 다음과 같이 개발한다. 즉, 뉴턴 유체 내에 첨가된 멱법칙 유체의 혼합물에 대한 연속방정식과 간소화된 Navier-Stokes 방정식을 유막두께 방향으로 적분하여 얻은 난류인자가 포함된 레이놀즈 방정식 형태의 무차원 방정식으로부터 유한차분법에 의한 수치해석 프로그램을 작성하여 저어닐 베어링 내 압력분포를 구하고자 한다. 일단 압력 분포가 결정되면, 베어링의 성능을 파악하기 위한 주요 인자인 베어링의 부하량과 마찰로 인한 손실 그리고 유막을 보전하기 위해 필요한 공급 유량 등을 구할 수 있다. 즉, 아래의 방정식들로부터 하중 수용능력, 마찰력, 공급유량과 같은 베어링 성능 매개변수들이 결정될 것이다.

본 비-뉴턴 유체윤활에 대한 수치해석 프로그램을 사용하여 다음과 같은 방법으로 연구를 수행하고자 한다. 첫째로 상용화된 다등급 엔진 윤활유의 저어닐 베어링 내에서의 성능을 기유성분과 기본첨가제 용 액체 및 점도지수개선용 중합체를 섞은 혼합액에 대한 베어링 성능과 비교하여 혼합액체의 윤활이론과 단일유체인 다등급 오일의 윤활이론에 의한 결과의 차이를 비교하고자 한다. 둘째로, 이 과정에서 다등급 엔진오일의 단일 점도와 각 액체성분을 섞은 혼합물의 혼합점도가 같게 되는 비-뉴턴 혼합액체 점도이론에 관계된 유동거동지수(flow behavior index)를 시행착오법에 의해 구한다. 셋째로, 베어링 편심율을 조정해가며 단일 다등급 오일에 대해 계산한 하중과 여러 성분이 섞여 있는 혼합액체에 대한 베어링 하중이 같게 되도록 수렴시킨다.

이와 같이 단일유체인 다등급 엔진오일과 각 혼합액체들로 구성된 혼합물의 베어링 성능을 비교하여 두 경우의 성능 인자들의 계산결과가 일치되는 것을 확인하여, 엔진윤활유 용으로 제조된 다등급 엔진 윤활유의 성능을 기유성분과 기본첨가제 및 점도지수개선제의 물성만을 가지고, 혼합 전에 미리 예측할 수 있는 프로그램을 개발할 수 있다. 그 자세한 과정도 본 논문의 결과 부분에 제시할 것이다.

이로부터 다양한 다등급 윤활유를 혼합하여 제조하기 전에, 그 성능을 미리 예측하여 원하는 윤활유를 얻기 위해, 각 액체의 적절한 체적분율을 찾는 과정의 시행착오를 줄일 수 있다.

향후, 본 개발하고자 하는 프로그램을 통한 예측기술은 엔진윤활유 및 기어오일과 터빈유 등을 제조 시, 원

하는 성능의 윤활유를 제조하는 과정에서 각 액체의 적절한 체적분율을 선택하는 시행착오를 줄일 수 있어 윤활유 개발 기간 및 비용을 단축할 수 있다. 즉, 다양한 다등급 윤활유의 성능을 혼합하기 전에 미리 예측하여 원하는 윤활유를 얻기 위한 시행착오를 줄이고 이로부터 자원도 절약할 수 있다고 본다. 또한 오일에 물이 섞이는 경우의 유상액과 같은 뉴턴 유체 간의 혼합액에 대한 베어링에서의 윤활 성능을 예측하는 데도 이용될 수 있다.

## 2. 이 론

본 연구에서는 한 유체의 유체방울들이 완전히 다른 유체 내에 용해되어, 합성된 혼합액이 균질(homogeneous)한 성질을 띤 상태와 같은 제한된 형태에 초점을 맞추고자 한다. 이때 혼합된 후에, 화학적 반응이 일어나지 않고, 각 유체가 그 고유의 역학적 성질들을 유지한다고 가정을 할 것이다. 이러한 혼합유체에 대하여, 기저 유체에 균일하게 퍼져있는 유체 첨가물에 속하는 입자의 지름은 작게 축소된 경우다. 나아가, 극단적인 경우에 그 지름은 0에 가까워진다고 볼 수 있다. 결과적으로 두 구성체 간에 저항력(drag force)에 의하여 특성 지어지는 상호작용 계수는 무한히 크게 나타날 것이다. 그러므로 각 구성체에 속한 유체 입자들은 혼합 영역 내의 각 지점에서 같은 속도를 가질 수 있다. 따라서 이러한 고려는 지배방정식을 간소하게 표현할 수 있게 한다.

### 2-1. 지배 방정식

원주방향으로만 회전하고 있는 저어널을 갖는 베어링 내에서 두 가지 균질 혼합액에 대한 일반적인 지배방정식으로 다음과 같은 간략한 방정식 (1)~(3)을 얻을 수 있다.

$$\frac{\partial}{\partial z} \left[ \mu_h(I, \nu) \frac{\partial u}{\partial z} \right] = \frac{\partial p}{\partial x}, \quad (1)$$

$$\frac{\partial}{\partial z} \left[ \mu_h(I, \nu) \frac{\partial v}{\partial z} \right] = \frac{\partial p}{\partial y}, \quad (2)$$

$$\frac{\partial p}{\partial z} = 0 \quad (3)$$

여기서

$$\mu_h = \nu \mu_1 + (1-\nu) \mu_2 I^{(n-1)/2} \quad (4)$$

여기서  $I = \left( \frac{\partial u}{\partial z} \right)^2 + \left( \frac{\partial v}{\partial z} \right)^2$  이고,  $\nu$ 는 체적분율(volume fraction)로서 상수이다. 그리고  $\mu_1$ 은 기저 뉴턴 유체의 점도이고,  $\mu_2$ 는 첨가된 비-뉴턴 유체의 점도이다.

이러한 혼합액체의 거동에 대해 좀더 조사해 보면, 뉴턴 유체의 경우에 있어서, 속도와 속도미분은 압력구배에 대해 선형적으로 변한다는 것이다. 단순 비-뉴턴 유체에 있어서, 유체윤활 문제에 대한 가정을 기초로 해석을 수행한 Dien과 Elrod[2]의 연구를 언급할 수 있는데, 유체흐름 내의 변형율은 주로 상대 표면 속도에 의하여 발생된다는 것이다. 이러한 가정들은 단순 비-뉴턴 유체들을 전단흐름이 지배적인(Couette-dominated)인 뉴턴 유체에 대한 해석문제에 속하게 한다. 통상적인 섭동(perturbation) 방법[3]을 사용하여 Dien과 Elrod[2]의 유도과정을 따라 가면, 두 유체 구성물로 구성된 전단흐름 지배적(Couette-dominated)인 혼합액체를 위한 방정식들을 얻을 수 있다[4].

한편 뉴턴 유체와 두 가지 단순 비-뉴턴 유체인 멱법칙 유체들의 혼합 액체에 대한 전체 전단응력은 본 세 가지 유체의 구성분량에 의하여 나누어서 좀더 구체적으로 표현하면 다음과 같이 된다. 즉,

$$\begin{aligned} \tau_{zx}^M &= \tau_{zx}^N + \tau_{zx}^P \\ &= \mu \nu \frac{\partial u}{\partial z} + \left[ \mu_{p1} \nu_{p1} \left( \frac{\partial u}{\partial z} \right)^{n1} + \mu_{p2} \nu_{p2} \left( \frac{\partial u}{\partial z} \right)^{n2} \right] \\ &= \mu_h \frac{\partial u}{\partial z} \end{aligned} \quad (5)$$

여기서

$$\begin{aligned} \mu_h &= \mu \nu + \mu_{p1} \nu_{p1} \left[ \left( \frac{\partial u}{\partial z} \right)^2 \right]^{(n1-1)/2} + \mu_{p2} \nu_{p2} \left[ \left( \frac{\partial u}{\partial z} \right)^2 \right]^{(n2-1)/2} \\ &= \mu (1 - \nu_{p1} - \nu_{p2}) + \mu_{p1} \nu_{p1} I^{(n1-1)/2} + \mu_{p2} \nu_{p2} I^{(n2-1)/2} \end{aligned} \quad (6)$$

그리고  $z=h$ 에서 저어널의 속도는  $u=U$ 이고  $v=V=0$ 이므로, 섭동 전개에서 매우 작은 값인 진폭 매개변수가 0에 가까운 값일 때  $I \cong I_0 = \left( \frac{U}{h} \right)^2$  로 단일항으로 표현될 수 있으며,  $\mu$ 와  $\nu (= 1 - \nu_{p1} - \nu_{p2})$ 는 뉴턴 유체의 점도와 체적분율이고,  $\mu_{p1}$  및  $\mu_{p2}$ 와  $\nu_{p1}$  및  $\nu_{p2}$ 는 멱법칙 유체의 점도와 체적분율이다. 또한  $n1$  및  $n2$ 는 유동거동지수(flow behavior index)이다. 참고로 뉴턴 유체에서는

1이며 전단농화(shear thickening = dilatants (팽창성)) 비-뉴턴 유체에서는 1보다 크며, 전단 박화(shear thinning = pseudoplastic(의소성)) 비-뉴턴유체에서는 1보다 적은 수이다.

나아가 뉴턴 유체 내에 첨가된 먹법칙 유체의 혼합물에 대해 연속방정식과 간소화된 Navier-Stokes 방정식을 유막두께 방향으로 적분하여 얻은 난류인자가 포함된 레이놀즈 방정식 형태의 무차원 방정식은 다음과 같다[5,6].

$$\frac{\partial}{\partial \theta} \left[ G_x \frac{\bar{\rho} \bar{h}^3}{\mu_{n_1}} \frac{\partial}{\partial \theta} \left( \frac{\bar{\mu}_{h_2} \bar{p}}{\bar{h}^{3/2}} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[ G_y \frac{\bar{\rho} \bar{h}^3}{\mu_{h_2}} \frac{\partial}{\partial y} \left( \frac{\bar{\mu}_{h_2} \bar{p}^*}{\bar{h}^{3/2}} \right) \right] = \pi \frac{\partial(\bar{\rho} \bar{h})}{\partial \theta} \quad (7)$$

그리고 무차원 속도는 다음과 같다.

$$\bar{u} = \bar{z} - \frac{\bar{z}(\bar{z}-1)\bar{h}^2}{4\pi \left[ \bar{\mu}(1-v_p) + \frac{n_1 \bar{\mu}_{p_1} v_{p_1}}{\bar{h}^{n_1-1}} + \frac{n_2 \bar{\mu}_{p_2} v_{p_2}}{\bar{h}^{n_2-1}} \right]} \frac{\partial \bar{p}}{\partial \theta} \quad (8)$$

$$\bar{v} = - \frac{\bar{z}(\bar{z}-1)\bar{h}^2}{4\pi \left[ \bar{\mu}(1-v_p) + \frac{\bar{\mu}_{p_1} v_{p_1}}{\bar{h}^{n_1-1}} + \frac{\bar{\mu}_{p_2} v_{p_2}}{\bar{h}^{n_2-1}} \right]} \frac{\partial \bar{p}}{\partial y} \quad (9)$$

여기서  $\bar{x} = \theta = x/R$ ,  $\bar{y} = y/R$ ,  $\bar{z} = z/h$ ,  $\bar{h} = h/c$ ,  $\bar{u} = u/U$ ,  $\bar{v} = v/U$ ,  $\bar{\rho} = \frac{\rho}{\rho_0}$ ,  $\bar{p} = (c/R)^2 \frac{1}{\mu_0 N} p$ ,  $\bar{\tau}_{zx}^M = \frac{c}{\mu_0 U} \tau_{zx}^M$ ,  $\bar{\mu}_{p_1} = \frac{U^{n_1-1}}{\mu_0 c^{n_1-1}} \mu_{p_1}$ ,  $\bar{\mu}_{p_2} = \frac{U^{n_2-1}}{\mu_0 c^{n_2-1}} \mu_{p_2}$ ,  $\bar{p}^* = \frac{\bar{h}^{3/2} \bar{p}}{\mu_{h_2}^{1/2}}$ ,  $\bar{\mu}_{h_1} = \bar{\mu}(1-v_p) + \frac{n_1 \bar{\mu}_{p_1} v_{p_1}}{\bar{h}^{n_1-1}} + \frac{n_2 \bar{\mu}_{p_2} v_{p_2}}{\bar{h}^{n_2-1}}$ , 그리고  $\bar{\mu}_{h_2} = \bar{\mu}(1-v_p) + \frac{\bar{\mu}_{p_1} v_{p_1}}{\bar{h}^{n_1-1}} + \frac{\bar{\mu}_{p_2} v_{p_2}}{\bar{h}^{n_2-1}}$  이다. 또한  $v_p = v_{p_1} + v_{p_2}$  이고,

$\mu_0$  와  $\rho_0$  는 주입온도에서의 점도 및 밀도이다.

또한 난류인자인  $G_x$  와  $G_z$  의 값은  $1,000 \leq \text{Re} \leq 30,000$  범위 내에서 다음과 같이 주어진다[7,8].

$$G_x = \frac{1}{12 + 0.0136 \left( \frac{hU}{\nu} \right)^{0.9}} \quad (10)$$

$$G_z = \frac{1}{12 + 0.0043 \left( \frac{hU}{\nu} \right)^{0.96}} \quad (11)$$

한편 무차원 전단응력은 다음과 같다.

$$\bar{\tau}_{zx}^M = \bar{\tau}_c \left[ \bar{\mu}(1-v_p) + \frac{\bar{\mu}_{p_1} v_{p_1}}{\bar{h}^{n_1-1}} + \frac{\bar{\mu}_{p_2} v_{p_2}}{\bar{h}^{n_2-1}} \right] \frac{1}{\bar{h}}$$

$$- \frac{\bar{h}(1-2\bar{z}) \partial \bar{p}}{4\pi \partial \theta} \quad (12)$$

저어널베어링 내의 유막 두께  $h$ 에 대한 기하학적 함수는 베어링 좌표계[9]로부터 다음과 같이 표현될 수 있다.

$$h = c(1 + \varepsilon \cos(\theta - \phi)) \quad (13)$$

여기서  $c$ 는 베어링 틈새이고,  $\varepsilon$ 는 베어링 중심으로 부터 회전하는 축의 중심의 편심율을 나타내며,  $\theta = x/R$  이고  $R$ 은 저어널의 반지름이다. 그리고  $\phi$ 는 자세각(attitude angle)이다.

오일의 밀도( $\text{kg/m}^3$ )는 식(14)과 같은 온도와의 관계를 갖고 있으며, 동점도(cst)는 식(15)과 같은 온도와 이중 자연로그 함수관계를 갖고 있다[10].

$$\rho = 0.0361(a - 0.000354T_r) \bullet 27680 \quad (14)$$

$$v = \frac{\mu}{\rho} = 10^{10 \left( \frac{6 - \log_{10}(T_r)}{10} \right) - 0.6} \quad (15)$$

여기서  $T_f$  와  $T_r$  은 각각 화씨온도와 랭킨온도를 나타내며, 섭씨온도로 표현하면  $T_f = 1.8T_c + 32.2$ ,  $T_r = 1.8T_c + 492.2$  이다. 그리고 a, b, c는 오일의 종류에 따라 다른 상수 값을 가지며, 베어링 윤활해석 프로그램 내에서 각 오일의 40°C와 100°C 물성들로부터 자동적으로 계산된다.

## 2.2. 경계조건

베어링 내 유막의 압력과 온도 경계조건은 다음과 같다.

유한 길이의 베어링 양쪽 측면에서의 압력은 대기 압력과 같다고 가정한다. 즉, 게이지압력으로 0이다.

$$\bar{p}_{z=\pm L/2} = 0 \quad (16)$$

그리고 주입 홈에서의 윤활유 압력은 주입 윤활유의 압력과 같다고 보았다. 또한 윤활유의 유막의 압력은 항상 대기의 압력보다 높다고 본다. 유막의 붕괴가 시작되는 지점의 압력 경계조건은 다음과 같다.

$$\bar{p} = \frac{\partial \bar{p}}{\partial \theta} = 0 \quad \text{at } \theta = \theta^* \quad (17)$$

여기서  $\theta^*$  는 유막이 없어지는 지점이다. 이 조건은 일명 Swift-Stieber 경계조건[12]이라고도 한다.

### 2-3. 무차원 베어링 하중, 마찰력 및 측면유량

일단 압력 분포가 결정되면, 베어링의 성능을 파악하기 위한 주요 인자인 베어링의 부하량과 마찰로 인한 손실 그리고 유막을 보전하기 위해 필요한 공급 유량 등을 다음의 식들로부터 구할 수 있다. 즉,

$$W = \iint p dy dx, \quad F = \iint \tau_{zx} dy dx, \quad Q = \iint u dz dx.$$

무차원 형태의 하중 수용능력, 마찰력, 공급유량과 같은 베어링 성능 매개변수들은 다음과 같이 표현된다 [13,14].

즉, 무차원 베어링 하중의 베어링 중심선에 대한 수평 수직 성분은  $\bar{W}_c$  와  $\bar{W}_p$  이다.

$$\bar{W}_c = \frac{W_c}{LD} \left( \frac{c}{R} \right)^2 \left( \frac{L}{D} \right) / \mu_o N = \frac{1}{4} \int_0^{2\pi} \int_{-L/D}^{L/D} \bar{p} \cos \theta d\bar{y} d\theta \quad (18a)$$

그리고

$$\bar{W}_p = \frac{W_p}{LD} \left( \frac{c}{R} \right)^2 \left( \frac{L}{D} \right) / \mu_o N = \frac{1}{4} \int_0^{2\pi} \int_{-L/D}^{L/D} \bar{p} \sin \theta d\bar{y} d\theta \quad (18b)$$

이로부터 전체하중,  $\bar{W}$  는 다음과 같이 표시될 수 있다.

$$\bar{W} = \sqrt{(\bar{W}_c^2 + \bar{W}_p^2)} \quad (18c)$$

베어링 내 난류유동에 대해 유막 축소율을 고려한 점성 마찰력의 무차원화 된 표현은 다음과 같다.

$$\bar{F}_t = \frac{F_t}{LD} \left( \frac{c}{R} \right) \left( \frac{L}{D} \right) / \mu_o N =$$

$$\frac{1}{4} \int_0^{2\pi} \int_{-L/D}^{L/D} \left( G_x \frac{\bar{h} \partial \bar{p}}{2 \partial \theta} + \tau_c \mu_h \frac{2\pi}{h} \right) d\bar{y} d\theta \quad (19)$$

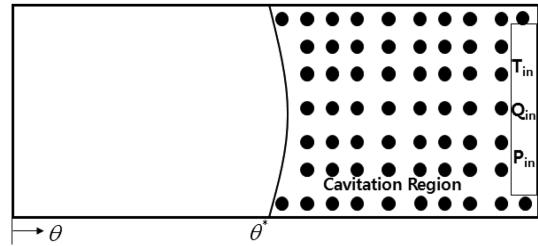
마찰 토크는 점성 마찰력에 베어링 반경을 곱한 값이며, 마찰 동력 손실은 점성 마찰력에 베어링 축 속도를 곱한 값으로 나타낼 수 있다.

마지막으로 베어링 내 난류유동으로 인한 측면 유량 손실, 즉 공급유량은 다음과 같이 표시된다.

$$\bar{Q}_{cl} = \frac{Q_{cl}}{NcR^2} = \int_0^{2\pi} \left( -G_z \frac{\bar{h}^3}{\mu_h} \frac{\partial \bar{p}}{\partial y} \right)_{\bar{y}=\pm L/D} d\theta \quad (20)$$

**Table 1. Journal bearing operating conditions**

Bearing diameter	$D = 7.85 \text{ mm}$
Bearing length	$L = 4.06 \text{ mm}$
Radial clearance	$C = 10 \text{ }\mu\text{m}$
Rotational speed	$n = 50,000 \text{ rpm}$
Inlet lubricant pressure	$P_{in} = 4.0 \times 10^5 \text{ Pa}$
Inlet lubricant temperature	$T_{in} = 130^\circ\text{C}$
Circumferential width of an axial groove	$7.5^\circ (1 \text{ grid size}) \times 2$



**Fig. 1. The groove geometry of a journal bearing and the cavitation region.**

### 3. 결과 및 고찰

본 연구를 위해 적용한 베어링의 제원은 Table 1과 같다. 베어링의 크기는 터보차저 저어널 베어링의 제원으로 하였으며, 베어링 내의 윤활 홈의 형태는 단순화하여 1개의 축방향 그루브 형태를 고려하였다. 한편 축의 속도는 50000 rpm 경우를 고려하였고, 주입온도는 130°C이며, 주입 압력은 4 bar이다. 그리고 유한차분법 적용 시 계산 격자는 49×17이다.

광유 기저오일과 기본첨가제용 액체 패키지과 점도 지수 개선용 중합액체 패키지는 균질하게 혼합된 상태로 존재한다고 보았으며, 이들 세 유체의 합성물성들은 구성분량에 따라 합성되어 표현하였다. 즉, 혼합물의 밀도 및 비열은 다음과 같은 표현을 사용하였다.

즉,  $\rho_h = (1 - v_{p1} - v_{p2})\rho_N + d_{p1}v_{p1}\rho_{p1} + d_{p2}v_{p2}\rho_{p2}$ ,  $C_{ph} = (1 - v_{p1} - v_{p2})C_{pN} + s_{p1}v_{p1}C_{pp1} + s_{p2}v_{p2}C_{pp2}$  로 보았다. 여기서  $d_{p1}$  와  $d_{p2}$  및  $s_{p1}$  와  $s_{p2}$  들은 혼합물의 각 물성값이 혼합되어서 단일 유체의 물성값이 되도록 수렴하는 과정에서 요구되는 보정계수이며, 이는 본 해석 프로그램 내에서 시행착오법으로 계산된 값으로 대략 0.9~1.0사이의 값이다.

Fig. 1에서는 본 연구에서 고려한 저어널 베어링의

윤활 흡 형상 및 케비테이션 지역을 도시하였다.

Table 2에서 Table 5에는 각각 SAE5W40, SAE5W30, SAE0W30 및 SAE0W20 엔진오일에 대한 혼합 전 세가지 첨가액체들의 각 물성과 혼합 후 단일 유체인 다등급 엔진오일의 물성이 표시되어 있다.

각 첨가액체 중 첫 번째는 광유 기유이며, (A)로 표기했으며 뉴턴 유체이다. 두 번째는 광유 기유에 기본 첨가제를 섞은 기본첨가제 액체패키지이며, (B)로 표기했으며 비-뉴턴 유체로 볼 수 있고, 세 번째는 광유 기유에 점도개선 첨가제를 섞은 지수점도 개선용 증합유체로 (C)로 표기했으며 비-뉴턴 유체이다. 그리고 상품화된 다등급 엔진오일은 (A)+(B)+(C)를 균질하게 잘 섞어 만든 뉴턴 유체로 다룰 수 있는 단일유체이다. 오일 물성으로는 40°C 및 100°C에서의 동점도 (cSt), 4°C 물의 밀도와 15°C 오일의 밀도를 비교한 비중 그리고 다등급 엔진오일에 대한 점도지수(VI)의 자료가 기록되어 있으며, 추가로 각 첨가액체의 체적

분율(%)도 기록하였다.

베어링 편심율을 조정해가며 단일유체로서의 다등급 오일에 대해 계산한 베어링하중과 여러 성분이 섞여 있는 혼합액체에 대한 베어링 하중이 같게 되도록 수렴시킨 후 계산한 결과로서 Fig. 2와 Fig. 3와 같은 압력분포와 점도분포를 얻었다.

또한 Table 6에는 혼합액의 비-뉴턴 유체에 대한 멱법칙 점도의 유동거동지수의 계산결과를 기록하였고, 베어링 하중의 변화율, 즉 (혼합물의 베어링 하중 - 단일 액체의 베어링 하중) / (단일 액체의 베어링 하중)의 값이  $\pm 0.001$  이하(0.1% 이하)로 될 때, 편심율의 계산 결과와 수렴시킨 베어링하중 값이 도시되었다. 또한 베어링하중이 수렴되었을 때의 마찰력 및 마찰토크와 유출유량 계산 값도 함께 기록되어 있다.

각 엔진 윤활유의 압력분포는 Fig. 2에 도시된 바와 같이 각각의 윤활유 종류에 대하여 혼합물과 단일 액체에 대한 차이는 작지만, 윤활유의 점도가 작을수록 편차

**Table 2. SAE5W40 engine oil specification**

SAE 5W40	Kinematic viscosity (cSt)		Specific gravity (S. G.) 15/4°C	Viscosity index (VI)	Volume fraction (%)
	40°C	100°C			
Mineral Base Oil (A)	32.10	5.69	0.843	-	78
Liquid package for fundamental additive (B)	2800	160	0.980	-	9
Polymer liquid for VI improvement (C)	5000	430	0.850	-	13
Commercial multi-grade oil (A+B+C)	86.26	13.70	0.8528	162	100
Remark	*Liquid package for fundamental additive (B) = Base oil + fundamental additive *Polymer liquid for VI improvement(C) = Base oil + viscosity modifier(VM)				

**Table 3. SAE5W30 engine oil specification**

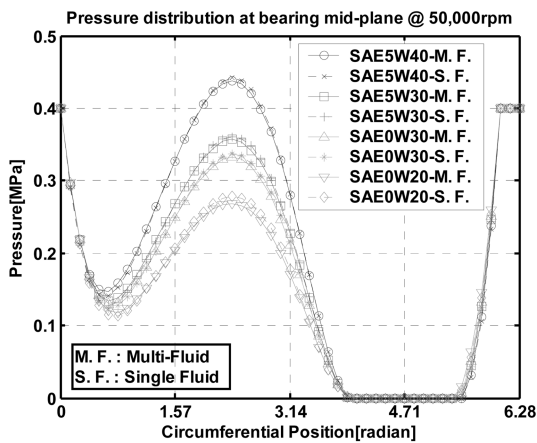
SAE 5W30	Kinematic viscosity (cSt)		Specific gravity (S. G.) 15/4°C	Viscosity index (VI)	Volume fraction (%)
	40°C	100°C			
Mineral Base Oil (A)	30.24	5.29	0.835	-	82.5
Liquid package for fundamental additive (B)	2800	160	0.980	-	9
Polymer liquid for VI improvement (C)	5000	430	0.850	-	8.5
Commercial multi-grade oil (A+B+C)	66.12	11.00	0.8520	159	100
Remark	*Liquid package for fundamental additive (B) = Base oil + fundamental additive *Polymer liquid for VI improvement (C) = Base oil + viscosity modifier(VM)				

**Table 4. SAE0W30 engine oil specification**

SAE 0W30	Kinematic viscosity (cSt)		Specific gravity (S. G.)	Viscosity index (VI)	Volume fraction (%)
	40°C	100°C	15/4°C		
Mineral Base Oil (A)	20.04	4.07	0.832	-	79.8
Liquid package for fundamental additive (B)	2800	160	0.980	-	9
Polymer liquid for VI improvement(C)	5000	430	0.850	-	11.2
Commercial multi-grade oil (A+B+C)	54.55	10.06	0.8460	174	100
Remark	*Liquid package for fundamental additive (B) = Base oil + fundamental additive *Polymer liquid for VI improvement (C) = Base oil + viscosity modifier(VM)				

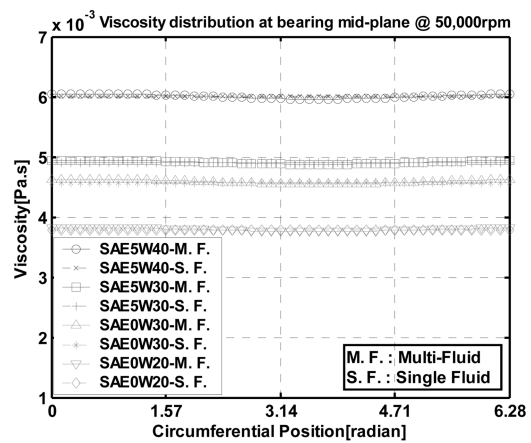
**Table 5. SAE0W20 engine oil specification**

SAE 0W20	Kinematic viscosity (cSt)		Specific gravity (S. G.)	Viscosity index (VI)	Volume fraction (%)
	40°C	100°C	15/4°C		
Mineral Base Oil (A)	19.13	4.34	0.839	-	83.5
Liquid package for fundamental additive (B)	2800	160	0.980	-	9
Polymer liquid for VI improvement (C)	5000	430	0.850	-	7.5
Commercial multi-grade oil (A+B+C)	43.61	8.202	0.8471	165	100
Remark	*Liquid package for fundamental additive (B) = Base oil + fundamental additive *Polymer liquid for VI improvement (C) = Base oil + viscosity modifier(VM)				



**Fig. 2. Pressure distribution at bearing mid-plane at 50,000 rpm.**

가 증가했다. 즉, 단일액체를 기준으로 했을 때 혼합물이 SAE5W40에서는 0.9%이내로 감소했고, SAE5W30



**Fig. 3. Viscosity distribution at bearing mid-plane at 50,000 rpm.**

에서는 1.1%이내로 감소했으며, SAE0W30에서는 1.5%이내로 감소했으며, SAE0W20에서는 2.3%이내로 감소

**Table 6. Calculation results of multi-fluid mixtures comparing with those of commercial engine oils (single fluid)**

Engine Oil	SAE5W40	SAE5W30	SAE0W30	SAE0W20
n1	.95338	.93092	.93138	.90499
n2	.81710	.82826	.81627	.81287
Eccentricity ratio	.12015 (SF:0.12)	.11968 (SF:0.12)	.11912 (SF:0.12)	.11731 (SF:0.12)
Load(kgf) (1 kgf=9.8 N)	5.8916 (SF:5.8974)	4.7867 (SF:4.7875)	4.4804 (SF:4.4793)	3.8375 (SF:3.8375)
Friction force(N)/ Friction Torque(N-m)	1.1680/0.0045842 (SF:1.1684/0.0045861)	0.95495/0.0037482 (SF:0.95524/0.0037493)	0.89197/0.0035010 (SF:0.89008/0.0034936)	0.73738/0.0028942 (SF:0.73570/0.0028876)
Axial Leakage (m <sup>3</sup> /s)	0.16931e-7 (SF:0.16860e-7)	0.19110e-7 (SF:0.19064e-7)	0.19931 e-7 (SF:0.19949e-7)	0.22507e-7 (SF:0.22679e-7)
Remark	Multi-fluid mixture Iso-thermal condition (HDL, T=Tin=const.) Pin=4.0bar, Tin=130°C, rpm: 50,000 * SF: Single fluid. * n1 & n2: Flow behavior index of power law			

했다. 또한 Fig. 3에서도 점도 분포는 단일유체에 대한 혼합물의 변화량은  $\pm 1.0\%$  이내로 거의 일치하였다.

Table 6의 계산결과로부터 다음을 알 수 있었다. 본 연구에서 고려한 네 가지 경우에 대한 기본첨가제 액체패키지의 유동거동지수 n1은 약 0.905~0.953사이의 값이고, 점도 개선용 중합유체의 유동거동지수 n2은 약 0.813~0.828사이의 값이다.

그리고 베어링하중에 대한 변화율을  $\pm 0.1\%$ 로 유지하기 위하여, 단일유체에 대한 혼합물의 편심을 차이를 SAE5W40에 대해서는 0.1% 증가시켰으며, SAE5W30에 대해서는 0.3% 감소시켰고, SAE0W30에 대해서는 0.7% 감소시켰으며, SAE0W20에 대해서는 2.2% 감소시켰다.

마찰력의 차이는 SAE5W40에 대해서는 혼합물이 0.03% 감소했으며, SAE5W30에 대해서도 0.03% 감소했으며, SAE0W30에 대해서는 0.2% 증가했고, SAE0W20에 대해서도 0.2% 증가한 것과 같이 변화가 거의 없었다.

유출유량의 차이는 SAE5W40에 대해서는 혼합물의 경우가 0.2% 감소했으며, SAE5W30에 대해서는 0.2% 증가했고, SAE0W30에 대해서는 0.09% 감소했으며, SAE0W20에 대해서는 0.8% 감소하였다.

결과적으로 기본첨가제 액체패키지의 유동거동지수 n1은 약 0.9~0.96사이의 값이고, 점도 개선용 중합유체의 유동거동지수 n2은 약 0.81~0.83사이의 값이었

으며, 단일유체에 대한 혼합물의 편심을 변화율을  $\pm 2.2\%$  미만으로 조정하였을 때, 베어링 하중의 변화율이  $\pm 0.1\%$  이하로 수렴되었고, 마찰력의 변화율은  $\pm 0.2\%$  미만, 그리고 유출유량의 변화율은  $\pm 0.8\%$  미만으로 나타났다.

위에서 고찰한 바를 정리하면 다음과 같다. 즉, 다등급 윤활유의 제조는 기본첨가제용 액체 패키지과 점도지수 개선용 중합액체를 광유 기유와 혼합하여 만든다. 따라서 단일 유체인 다등급 윤활유에 대한 저어널 베어링의 유체유회 성능을 계산한 후 비-뉴턴 혼합물 유체유회이론을 바탕으로 기유와 기본첨가제용 액체 패키지 및 점도지수개선용 중합액체의 물성을 가지고 계산한 베어링의 성능에 대한 계산결과를 비교하였고, 그 비교가 적은 오차범위에서 비교적 잘 일치하는 것으로 나타났다. 따라서 혼합유체로 제조된 엔진 윤활유의 성능을 광유 기유성분과 기본첨가제 액체 패키지 및 점도지수개선용 중합액체의 물성을 가지고 미리 예측할 수 있다고 보며, 그 방법을 제시하면 다음과 같다.

- 1) 기유와 기본첨가제용 액체 패키지 및 점도지수개선용 중합액체의 동점도를 측정한다.
- 2) 기본첨가제용 액체 및 점도지수개선용 중합액체의 정확한 비-뉴턴적 성질을 파악하기 위하여 회전형 점도계로 일정 온도 및 회전수에 따른 전단응력 및 전단율을 측정하여 일관성지수(K) 및 유동거동지수(n)를 파악한다.



3) 저어널 베어링 유체유희해석용 프로그램 코드를 사용하여, 선정된 저어널 베어링의 운전조건에서 각 첨가물로 구성된 혼합물에 대한 유희해석을 통한 압력분포, 온도분포, 점도분포, 베어링 하중, 마찰력 및 측면 유출 유량 등을 계산한다.

4) 각 계산된 베어링 성능 인자들이 원하는 성능을 갖는지 판단한다. 예를 들어, 기 상품화된 다등급 엔진 오일에 대해 계산된 베어링 성능 인자들과 비교하여 개선되었는지를 판단 한다.

5) 최종적으로 원하는 베어링 성능에 대한 각 혼합 하고자 하는 액체의 적절한 체적분율을 시행 착오 방법으로 찾는다.

본 예측 프로그램의 정확도는 베어링 편심율의 변화율을  $\pm 2.2\%$  이하로 조정하여서 베어링 하중의 변화율은  $\pm 0.1\%$  이하, 마찰력의 변화율은  $\pm 0.2\%$  이하, 유출유량의 변화율은  $\pm 0.8\%$  이하로 되게 할 수 있다고 본다.

#### 4. 결 론

단일 유체인 다등급 윤활유에 대한 저어널 베어링의 유체유희 성능을 계산한 후 비-뉴턴 혼합물 유체유희 이론을 바탕으로 기유와 기본첨가제용 액체 패키지 및 점도지수개선용 중합액체의 물성을 가지고 계산한 베어링의 성능에 대한 계산결과를 비교하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

1. 단일유체와 혼합물의 유체유희해석결과 편심율의 변화율을  $\pm 2.2\%$ 내로 조정하여, 베어링 하중의 변화율이  $\pm 0.1\%$  이하, 마찰력의 변화율은  $\pm 0.2\%$  이하, 유출유량의 변화율은  $\pm 0.8\%$  이하로 얻을 수 있었다.

2. 다등급 엔진윤활유의 성능을 광유 기유성분과 기본첨가제 액체 패키지 및 점도지수개선용 중합액체의 물성을 가지고 미리 예측할 수 있는 방법을 제시하였다.

#### 참고문헌

1. Dai, F. and Khonsari, M. M., "A Theory of Hydrodynamic Lubrication Involving the Mixture of Two Fluids," *Trans. of the ASME, Journal of Applied Mechanics*, Vol. 61, pp. 634-641, 1994.

2. Dien, I. K. and Elrod, H. G., "A Generalized Steady-State Reynolds Equation for non-Newtonian Fluids, with Application to Journal Bearings," *J. Lubrication Technology*, Vol. 105, pp. 385-390, 1983.

3. Nayfeh, A. H., *Perturbation Methods*, John Wiley & Sons, Inc., New York, 1973.

4. Paranjpe, R. S., "Analysis of Non-Newtonian Effects in Dynamically Loaded Finite Journal Bearings Including Mass Conserving Cavitation," *Trans. Of the ASME, Journal of Tribology*, Vol. 114, pp. 736-744, 1992 .

5. Chun, S. M., "Thermohydrodynamic Lubrication Analysis of Journal Bearing on Steam Turbine Shipping Engine Involving the Mixture of Water within Turbine Oil," *Journal of KSTLE*, Vol. 27, No. 2, pp.77-87, 2011.

6. Chun, S. M., "Study on Bearing Performance Involving the Mixture of Water within Engine Oil in a Turbocharger Journal Bearing," *Journal of KSTLE*, Vol. 27, No. 4, pp. 183-192, 2011.

7. Taylor, C. M., "Turbulent Lubrication Theory Applied to Fluid Film Bearing Design," *Proc. Inst. Mech. Engrs.*, Vol. 184, Part 3L, pp. 40-47, 1969-1970.

8. Constantinescu, V. N., "Basic Relationships in Turbulent Lubrication and Their Extension to Include Thermal Effects," *Trans. of the ASME, J. of Lubrication Technology*, Vol. 95, pp. 147-154, 1973.

9. Chun, S. M. and Lalas, D. P., "Parametric Study of Inlet Oil Temperature and Pressure for a Half-Circumferential Grooved Journal Bearing," *STLE Tribology Transaction*, Vol. 35, no. 2, pp. 213-224, 1992.

10. Chun, S. M., "Study on Mixing Flow Effects in a High-Speed Journal Bearing," *Tribology International*, vol. 34, no. 6, pp. 397-405, 2001.

11. Chen, Chun I., *Typical Lubricating Oil Properties (Chapter 1)*, *Tribology Data Hand Book*, Edited by E. Richard Booser, CRC Press LLC, pp. 28-29, 1997

12. Michael M. Khonsari and E. Richard Booser, *Applied Tribology-Bearing Design and Lubrication*, 2nd Edition, John Wiley & Sons Ltd., 2008.

13. Chun, S. M., "A Parametric Study on bubble lubrication of High-Speed Journal Bearings," *Tribology International*, Vol. 35, No. 1, pp. 1-13, 2002.

14. Chun, S. M., "Aeration Effects on the Performance of a Turbocharger Journal Bearing," *Tribology International*, Vol. 41, pp. 296-306, 2008.