

베어링의 열전도율이 평행 슬라이더 베어링의 윤활성능에 미치는 영향

박태조^{1,*} · 이원석² · 박지빈²

¹경상대학교 기계공학부·항공기부품기술연구소, ²경상대학교 기계항공정보융합공학부 학부생

Effect of Thermal Conductivity of Bearing on the Lubrication Performance of Parallel Slider Bearing

TaeJo Park^{1,*}, WonSeok Lee² and JiBin Park²

¹School of Mechanical Engineering, ReCAPT, Gyeongsang National University

²Under-Graduate School, School of Mechanical & Aerospace Engineering, Gyeongsang National University

(Received October 14, 2018; Revised November 19, 2018; Accepted November 20, 2018)

Abstract - Temperature rise due to viscous shear of the lubricating oil generates hydrodynamic pressure, even if the lubricating surfaces are parallel. This effect, known as the thermal wedge effect, varies significantly with film-temperature boundary conditions. The bearing conducts a part of the heat generated; hence, the oil temperature varies with the thermal conductivity of the bearing. In this study, we analyze the effect of thermal conductivity on the thermohydrodynamic (THD) lubrication of parallel slider bearings. We numerically analyze the continuity equation, Navier-Stokes equation, energy equation including the temperature-viscosity and temperature-density relations for lubricants, and the heat conduction equation for bearing by creating a 2D model of the micro-bearing using the commercial computational fluid dynamics (CFD) code FLUENT. We then compare the variation in temperature, viscosity, and pressure distributions with the thermal conductivity. The results demonstrate that the thermal conductivity has a significant influence on THD lubrication characteristics of parallel slider bearings. The lower the thermal conductivity, the greater the pressure generation due to the thermal wedge effect resulting in a higher load-carrying capacity and smaller frictional force. The present results can function as the basic data for optimum bearing design; however, the applicability requires further studies on various operating conditions.

Keywords - parallel slider bearing(평행 슬라이더 베어링), temperature boundary condition(온도경계조건), thermal conductivity(열전도율), thermal wedge(열췌기), thermohydrodynamic lubrication(THD)(열유체 윤활)

Nomenclature

c : Film thickness (μm), see Fig. 1
 C_{pf} : Specific heat of oil ($\text{J/kg}\cdot\text{K}$)
 C_{ps} : Specific heat of pad ($\text{J/kg}\cdot\text{K}$)
 E : Total energy per unit mass

h_s : Pad thickness (μm), see Fig. 1
 k_i : Thermal conductivity of oil ($\text{W/m}\cdot\text{K}$)
 k_s : Thermal conductivity of pad ($\text{W/m}\cdot\text{K}$)
 p : Pressure (Pa)
 P_0 : Boundary pressure (Pa)
 T : Temperature (K)
 T_0 : Ambient temperature (K)
 U : Sliding speed of slider (m/s)
 \vec{u} : Flow velocity vector
 x, y : Cartesian coordinates

*Corresponding author: tjpark@gnu.ac.kr
Tel: +82-55-772-1623, Fax: +82-55-772-1577
<http://orcid.org/0000-0002-5617-622X>

© 2018, Korean Tribology Society

- X : Dimensionless x -coordinate, x/L
- Y : Dimensionless y -coordinate, y/c
- β : Viscosity-temperature coefficient (K^{-1})
- η : Absolute oil viscosity ($kg/m \cdot s$)
- η_0 : Reference oil viscosity ($kg/m \cdot s$)
- λ : Density-temperature coefficient (K^{-1})
- ρ : Oil density (kg/m^3)
- ρ_0 : Reference density of oil (kg/m^3)
- $\bar{\tau}_{eff}$: Effective stress tensor

1. 서 론

기계요소부품의 상대운동부에서 발생하는 마찰은 에너지 손실을 초래하는 대표적인 원인중의 하나이다. 현재 마찰을 줄이기 위하여 사용되는 효과적인 방법중의 하나는 상대운동면이 적절한 크기의 유막으로 서로 분리되도록 윤활(Lubrication)하는 것이다. 평면 스러스트 베어링(Plain thrust bearing), 메카니컬 시일(Mechanical seal), 공작기계의 안내면 등에서와 같이 윤활면이 평행한 경우에는 윤활유의 점성작용에 의한 유체압력(Hydrodynamic pressure)이 발생하지 않는 것으로 이해되고 있다. 하지만 다수의 실험결과를 이러한 경우에도 상당한 크기의 하중지지가 가능하다고 보고되었다[1,2]. 이는 가장 일반적인 썸기형상 유막에 의해서가 아니라 윤활유의 온도변화에 의해서도 압력이 발생함을 의미한다. 전자의 기하학적 썸기(Geometrical wedge) 효과에 대하여 후자는 열썸기(Thermal wedge) 효과로 구별하고 있다.

Cameron[3]은 최초로 열썸기 효과에 의한 압력발생을 다음과 같이 설명하였다. 미끄럼 베어링의 운전은 점성 유체인 윤활유를 지속적으로 전단시키므로 운동면의 온도는 하류방향으로 상승한다. 일정온도인 고정면과 운동면 사이에 점도차이가 존재하면 압력이 발생한다. Cui 등[4]은 유막두께방향의 점도구배도 열썸기로 작용한다는 새로운 해석결과를 제시하였다. Park & Kim[5]은 전산유체역학(Computational fluid dynamics: CFD) 해석 방법으로 수치해석한 결과, 유동방향으로의 온도구배에 의해서도 열썸기 효과가 발생할 수 있음을 보고하였다.

한편, 점성마찰의 획기적인 저감과 함께 수명향상까지 도모하기 위하여 최근에 적용이 확대되고 있는 Surface texturing 방법은 윤활면이 평행한 경우에 보다 효과적이다[6]. 이 경우에도 점성전단에 의한 발열과 온도경계조건 등에 따른 점도변화를 고려하는 열유체(Ther-

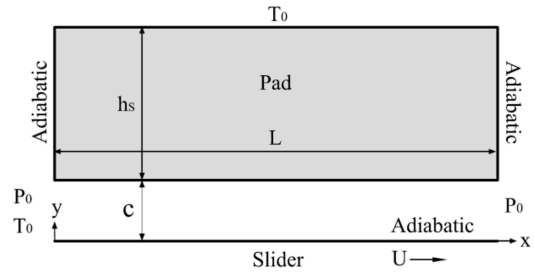


Fig. 1. Schematic of 2D parallel slider bearing.

mohydrodynamic: THD) 윤활해석은 소수에 불과한 실정이다[7-11]. Papadopoulos 등[7]은 베어링 주변으로 열전달이 있는 스러스트 베어링을 해석하였다. Jeong & Park[8]은 일정두께인 스틸 패드(Pad)에서 주변으로의 대류열전달을 고려하였다. Meng & Khonsari[9,10], Park & Kim[11]은 단순한 온도경계조건을 사용하여 Surface texturing한 베어링에서의 열썸기 효과를 중점적으로 조사하였다.

열썸기 효과에 큰 영향을 미치는 인자인 윤활면에 대한 온도경계조건[3-5]은 베어링 재료의 열적(Thermal) 성질과 주변환경 등에 따라서 크게 달라짐에도 불구하고 일정온도이거나 단열(Adiabatic) 조건을 거의 사용하고 있다. 특히, 베어링의 열전도를 차이에 의한 영향은 아직 연구되지 않고 있는 실정이다.

본 논문에서는 미끄럼 베어링의 성능향상을 위한 기초연구의 일환으로 베어링 재료의 열전도율이 평행 슬라이더 베어링의 THD 윤활특성에 미치는 영향을 상용 CFD 프로그램을 사용하여 조사하고자 한다.

2. 수치해석

2-1. 해석 모델

Fig. 1은 본 논문에서 사용한 평행 슬라이더 베어링의 2D모델을 개략적으로 나타낸 그림이다. 두께가 h_s 인 고정 패드와 속도 U 로 운동하는 슬라이더 사이의 유막 두께 c 는 일정하다.

2-2. 지배방정식

미끄럼 베어링의 윤활성능에 큰 영향을 미치는 점성 전단으로 인한 유온상승의 영향을 상세하게 조사하기 위해서는 윤활유에 대한 연속방정식, Navier-Stokes 방정식, 에너지 방정식, 온도-점도 및 온도-밀도 관계식과

함께 베어링으로의 열전달을 고려해야 된다.

정상상태, 압축성, 층류유동인 윤활유에 대한 위의 관련식을 순서대로 나타내면 다음과 같다[5,11-12].

$$\nabla \cdot (\rho \bar{u}) = 0 \tag{1}$$

$$(\rho \bar{u} \cdot \nabla) \bar{u} = -\nabla p + \nabla \cdot (\eta \nabla \bar{u}) \tag{2}$$

$$\nabla \cdot \{ \bar{u} (\rho E + p) \} = \nabla \cdot \{ k_i \nabla T + (\bar{\tau}_{eff} \cdot \bar{u}) \} \tag{3}$$

$$\eta = \eta_0 \exp[-\beta(T - T_0)] \tag{4}$$

$$\rho = \rho_0 [1 - \lambda(T - T_0)] \tag{5}$$

여기서, 하첨자 0은 기준온도 T_0 에서의 값을 의미한다.

한편, 윤활유의 점성전단으로 발생한 열의 일부는 베어링을 통하여 주변으로 전달되므로 다음의 전도방정식을 함께 해석해야 된다.

$$\nabla \cdot (k_s \nabla T) = 0 \tag{6}$$

본 논문에서는 베어링의 열전도율 k_s 의 변화에 따른 THD 윤활특성의 변화를 조사하고자 한다.

2-3. 경계조건

모든 베어링면에서 윤활유는 점착조건(No-slip condition)을 만족한다.

본 논문에서 사용한 압력과 온도에 대한 경계조건을 Fig. 1에 나타내었다. 베어링 입출구부의 압력과 입구부에서의 윤활유 온도는 각각 다음과 같다.

$$p(0, y) = p(L, y) = P_0 \tag{7}$$

$$T(0, y) = T_0 \quad 0 \leq y < c \tag{8}$$

윤활유와 접촉하는 슬라이더면과 패드의 입출구부 양 단면은 단열상태이고, 패드 윗면의 온도는 T_0 로 일정하다.

$$\frac{\partial T}{\partial y}(x, 0) = 0 \quad ; \quad T(x, c + h_s) = T_0 \quad 0 \leq x \leq L \tag{9}$$

$$\frac{\partial T}{\partial x}(0, y) = \frac{\partial T}{\partial x}(L, y) = 0 \quad c \leq y \leq c + h_s \tag{10}$$

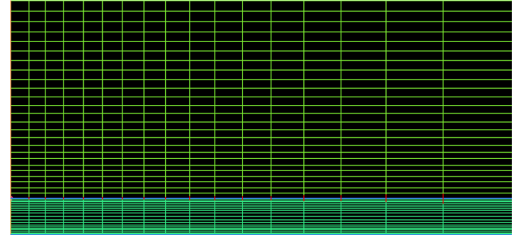


Fig. 2. Example of grid structure at inlet region.

2-4. 수치해석

본 논문에서는 제한된 수의 요소로 정확한 해석결과를 도출하기 위하여 불균일 격자계를 사용하였다. Fig. 2는 수치해석에 사용한 입구부 부근의 격자계 일부를 나타낸 그림으로 입구부 및 고체와 유체가 서로 인접하는 영역부근에서는 상대적으로 조밀하게 구성하였다. y 방향으로 유막과 패드에서는 21개와 81개, x 방향으로는 최대 181개로 각각 분할하였다. 수치해석은 참고문헌[5,8,11]과 동일하게 상용 CFD 프로그램인 FLUENT [12]를 사용하였다.

Table 1과 Table 2에는 해석에 사용한 크기가 아주 작은 베어링 요소의 사양과 운전조건, 윤활유의 물성자료를 각각 나타내었다. Table 3에는 열전도율의 차이에 의한 THD 윤활특성을 조사하기 위하여 선택한 3종의 패드 재료에 대한 열적 성질을 나타낸 것으로 이들간의 열전도율 차이는 대략 10배 정도이다.

3. 결과 및 고찰

윤활유는 슬라이더의 운동에 의해서 전단되므로 출구부쪽으로 온도가 상승한다. 이때 유막에서 발생한 열의 일부는 베어링으로 전도되므로 온도분포는 열이동량의 영향을 크게 받는다.

Fig. 3에 나타낸 유막을 포함한 전체온도분포는 열전도율의 영향이 아주 크다는 결과를 보여주고 있다. 즉, 열전도율이 낮을수록 패드로의 열전달량은 감소하므로 베어링과 윤활유 온도는 모두 높아진다. Fig. 4는 길이방향 중앙($X=0.5$)에서 두께(Y)방향으로의 온도분포를 나타낸 것으로 여기서 $Y=y/c$ 이다. 열전도율이 높을수록 유온상승은 상대적으로 낮지만 슬라이더와 패드면 사이의 온도차이는 크게 되었다. $Y=1$ 에서 두께방향으로 온도가 급격하게 변하는 것은 윤활유와 패드의 열전도율 차이가 크기 때문으로 추정된다.

Table 1. Bearing size and operating condition

| | Symbol | Value |
|-------------------------------|--------|-------|
| Bearing length, μm | L | 450 |
| Pad thickness, μm | h_s | 100 |
| Film thickness, μm | c | 1 |
| Boundary pressure, Pa | P_0 | 0 |
| Ambient temperature, K | T_0 | 310 |
| Sliding speed, m/s | U | 10 |

Table 2. Oil properties

| | Symbol | Value |
|--|----------|--------|
| Viscosity, $\text{kg/m}\cdot\text{s}$ | η_0 | 0.0174 |
| Density, kg/m^3 | ρ_0 | 897.1 |
| Specific heat, $\text{J/kg}\cdot\text{K}$ | C_{pt} | 1,926 |
| Thermal conductivity, $\text{W/m}\cdot\text{K}$ | k_t | 0.132 |
| Viscosity-Temperature coefficient, K^{-1} | β | 0.035 |
| Density-Temperature coefficient, K^{-1} | γ | 0.0012 |

Table 3. Thermal properties of bearing material

| | k_s , $\text{W/m}\cdot\text{K}$ | C_{ps} , $\text{J/kg}\cdot\text{K}$ |
|------------------|-----------------------------------|---------------------------------------|
| SiO ₂ | 1.4 | 700 |
| Steel | 16.27 | 502.48 |
| Carbon | 167.36 | 707 |

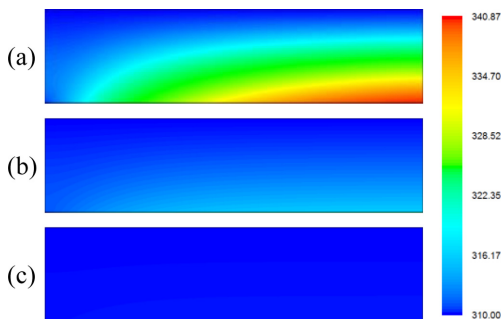


Fig. 3. Contour plot of temperature. (a) SiO₂, (b) Steel, (c) Carbon.

Fig. 5는 유막내의 온도분포를 비교한 것으로 이해를 쉽게 하기 위하여 두께방향으로는 아주 크게 확대하였다. Fig. 3에서의 고찰결과와 같이 패드의 열전도율에 따라서 유온의 분포는 큰 차이를 나타내며, 열전도율이 낮을수록 고온이 발생하였다. 특히, 열전도율이 제일 낮

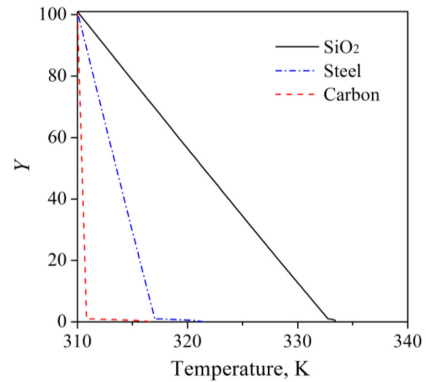


Fig. 4. Temperature distribution at $X=0.5$.

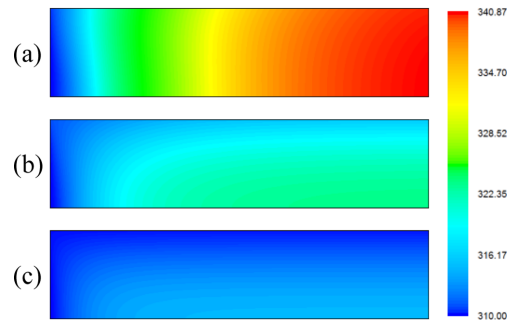


Fig. 5. Contour plot of film temperature distribution. (a) SiO₂, (b) Steel, (c) Carbon.

은 SiO₂의 경우에 온도구배가 유동방향으로는 전길이에 걸쳐서 존재하지만 상대적으로 두께방향으로는 무시할 정도이다.

지금부터 제시하는 그림에서 점선으로 나타낸 $h_s=0$ 은 패드 두께가 0이므로 윤활유와 접촉하는 패드면 온도가 T_0 인 경우이다. 만일 두께가 있는 경우라면 무한대의 열전도율에 상당한다.

Fig. 6과 Fig. 7, Fig. 8과 Fig. 9는 각각 패드와 슬라이더 사이 중간($Y=0.5$)에서 유동방향과 $X=0.5$ 에서 두께방향의 온도와 입구값으로 무차원한 점도의 분포를 비교하였다. 열전도율이 낮으면 유동방향으로의 온도/점도 구배는 크지만 두께방향으로는 아주 작다. 이와 반대로 열전도율이 높으면 유동방향으로는 입구부에만, 두께방향으로는 전길이에 있어서 이들의 구배가 나타난다. 이러한 유동방향과 두께방향으로의 온도/점도 구배는 열쇄기로 작용하여 윤활면이 평행한 경우에도 압력을 발생시키므로 하중을 지지할 수 있다.

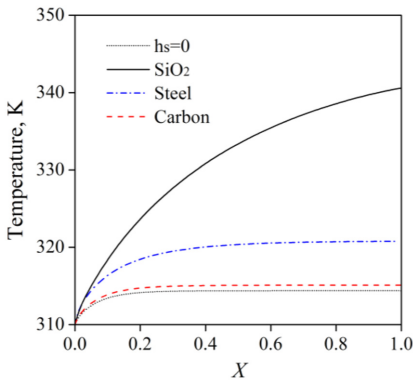


Fig. 6. Temperature distribution at $Y=0.5$.

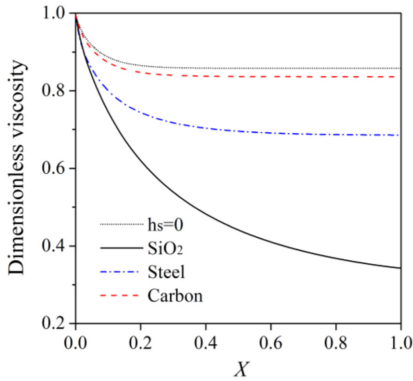


Fig. 7. Dimensionless viscosity distribution at $Y=0.5$.

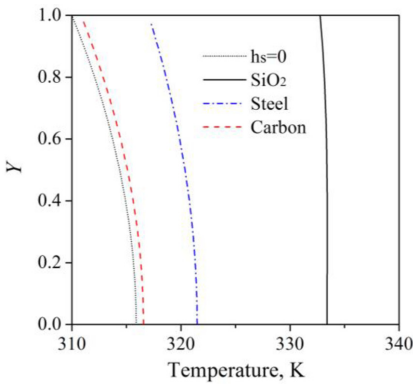


Fig. 8. Temperature distribution at $X=0.5$.

유막내에서 발생하는 압력의 크기와 분포는 패드의 열전도율에 따라서 크게 달라짐을 Figs. 10~11에서 확인할 수 있다. 열전도율이 낮을수록 고압이 발생하는 것은 Figs. 6-7에 나타난 유동방향으로 형성되는 높은 온

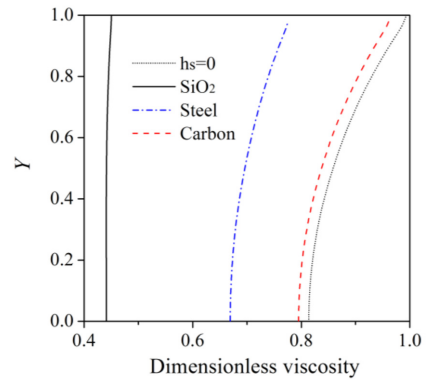


Fig. 9. Dimensionless viscosity distribution at $X=0.5$.

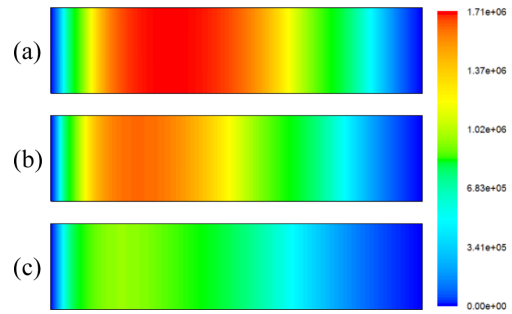


Fig. 10. Contour plot of pressure distribution. (a) SiO₂, (b) Steel, (c) Carbon.

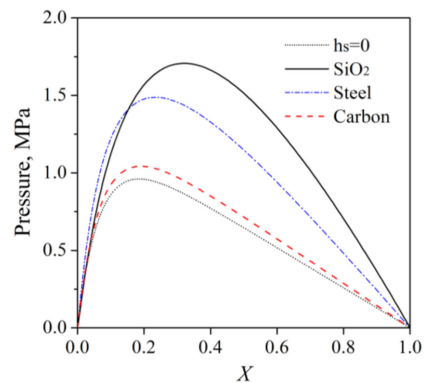


Fig. 11. Pressure distribution.

도/점도 구배가 주된 요인일 것으로 이해된다. 이는 유막온도경계조건이 발생압력에 큰 영향을 미친다는 Cui 등[4], Park & Kim[5]의 결과와 거의 동일하다.

Fig. 12에는 하중지지능력과 슬라이더에 작용하는 마찰력에 미치는 열전도율의 영향을 $h_s=0 \mu\text{m}$ 인 경우의 결

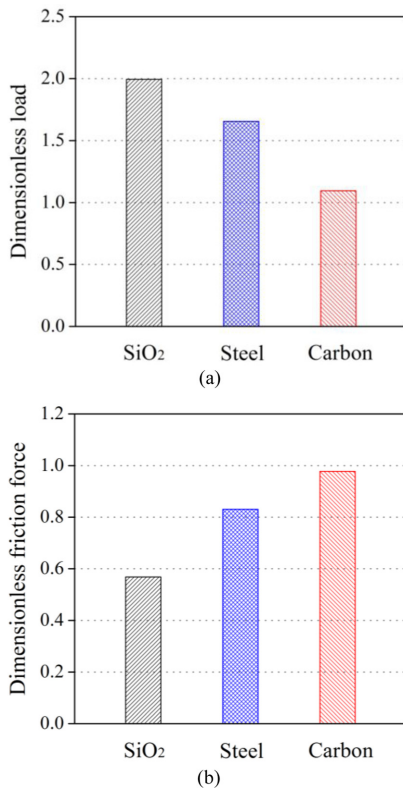


Fig. 12. Effect of bearing thermal conductivity on the (a) load carrying capacity, (b) friction force.

과로 각각 무차원화하여 나타내었다. 본 논문에서 사용한 조건에서는 낮은 열전도율의 베어링 재료가 하중지능력의 향상과 함께 마찰력의 저감에 한층 유리함을 알 수 있다.

이상의 결과에 나타난 것과 같이 베어링의 열전도율이 THD 윤회특성에 아주 큰 영향을 미침을 확인하였다. 따라서 최적성능의 미끄럼 베어링을 설계하기 위해서는 실제의 온도조건과 베어링 재료의 열적 성질을 고려한 수치해석이 요구된다.

4. 결 론

베어링 재료의 열전도율이 평행 슬라이더 베어링의 THD 윤회성능에 미치는 영향을 조사하기 위하여 미세한 크기의 베어링을 모델링하고 관련 지배방정식을 상용 CFD 프로그램을 사용하여 수치해석하였다. 해석결과를 요약하면 다음과 같다.

1. 열전도율의 영향을 고려한 평행 슬라이더 베어링

에 대한 THD 해석결과를 처음으로 제시하였다.

2. 베어링의 열전도율은 슬라이더 베어링의 THD 윤회특성에 큰 영향을 미쳤다.

3. 열전도율이 낮을수록 열쇄기효과에 의해서 고온과 고압이 발생하므로 하중지능력은 증가하고 마찰력은 감소하였다.

4. 본 논문의 결과는 미끄럼 베어링의 최적설계에 필요한 기초자료로 사용될 수 있으며, 다양한 조건에 대한 추가연구가 요구된다.

References

- [1] Lebeck, A. O., "Parallel sliding load support in the mixed friction regime. Part 1 - The experimental data", *ASME J. Tribol.*, Vol. 109, No. 1, pp. 189-195, 1987.
- [2] Khonsari, M. M., "A review of thermal effects in hydrodynamic bearings. Part I: Slider and thrust bearings", *ASLE Trans.*, Vol. 30, No. 1, pp. 19-25, 1987.
- [3] Cameron, A., "The viscosity wedge", *ASLE Trans.*, Vol. 1, No. 2, pp. 248-253, 1958.
- [4] Cui, J., Kaneta, M., Yang, P., Yang, P., "The relation between thermal wedge and thermal boundary conditions for the load-carrying capacity of a rectangular pad and a slider with parallel gaps", *ASME J. Tribol.*, Vol. 138, No. 2, 024502-1~6, 2016.
- [5] Park, T. J., Kim, M. G., "Effect of film-temperature boundary conditions on the lubrication performance of parallel slider bearing", *J. Korean Soc. Tribol. Lubr. Eng.*, Vol. 33, No. 5, pp. 207-213, 2017.
- [6] Gropper, D., Wang, L., Harvey, T. J., "Hydrodynamic lubrication of textured surfaces: A review of modeling techniques and key findings", *Tribol. Int.*, Vol. 94, pp. 509-529, 2016.
- [7] Papadopoulos, C. I., Kaiktsis, L., Fillon, M., "Computational fluid dynamics thermohydrodynamic analysis of three-dimensional sector-pad thrust bearings with rectangular dimples", *ASME J. Tribol.*, Vol. 136, No. 1, pp. 011702-1~11, 2014.
- [8] Jeong, Y., Park, T., "THD analysis of surface textured parallel thrust bearing: Effect of dimple radius and depth", *J. Korean Soc. Tribol. Lubr. Eng.*, Vol. 30, No. 5, pp. 303-310, 2014.
- [9] Meng, X., Khonsari, M. M. "On the effect of viscosity wedge in micro-textured parallel surfaces", *Tribol. Int.*, Vol. 107, pp. 116-124, 2017.
- [10] Meng, X., Khonsari, M. M. "Viscosity wedge effect of dimpled surfaces considering cavitation effect", *Tribol. Int.*, Vol. 122, pp. 58-66, 2018.

- [11] Park, T. J., Kim, M. G., “Thermohydrodynamic lubrication of surface-textured parallel slider bearing: Effect of dimple depth”, *J. Korean Soc. Tribol. Lubr. Eng.*, Vol. 33, No. 6, pp. 288-295, 2017.
- [12] ANSYS FLUENT User Guide, Release 14.0, ANSYS, Inc., 2011.