



## 틸팅 패드 베어링의 트라이볼로지 특성 평가를 위한 유막두께 측정 방법 연구

김미루<sup>a</sup>, 이득우<sup>b\*</sup>, 이승준<sup>c</sup>, 시티 누르파딜라 빈티 자이니<sup>d</sup>, 정재호<sup>e</sup>**Method of Measuring the Film Thickness to Evaluate the Tribological Properties of a Tilting Pad Bearing**Mi-Ru Kim<sup>a</sup>, Deug-Woo Lee<sup>b\*</sup>, Seung-Jun Lee<sup>c</sup>, Siti Nurfadilah Binti Jaini<sup>d</sup>, Jae-Ho Jung<sup>e</sup><sup>a</sup> Precision Mechanical Process and Control R&D Group, Dongnam Division, Korea Institute of Industrial Technology<sup>b</sup> Department of Nano Energy Engineering, Pusan National University<sup>c</sup> Industrial Liaison innovation center, Pusan National University<sup>d</sup> Department of Nano Fusion Technology, Pusan National University<sup>e</sup> Subdivision of Mechanical engineering, Kyungnam college of Information&Technology**ARTICLE INFO***Article history:*

Received	13	July	2020
Revised	23	August	2020
Accepted	8	September	2020

*Keywords:*Lubrication analysis  
Friction test  
Film thickness  
Slope parameter  
Mixed lubrication**ABSTRACT**

In studies on lubrication analyses, researchers have investigated mixed lubrication as well as hydrodynamic lubrication. One of these published studies concerns lubrication analysis by considering not only the surface roughness but also the slope parameter of the friction surface; in the study, the relative slope of the pad bearing surface was confirmed to influence the friction characteristics. However, verification of whether the lubrication analysis values are comparable to those of the friction tests is yet to be conducted. In this study, to experimentally verify the results of this previous lubrication analysis, we developed an experimental device to derive the slope parameter and analyzed the results. The film thickness was calculated by analyzing the slope parameter obtained from the friction tests and was then used as the input value for lubrication analysis.

**1. 서론**

베어링, 실린더 및 피스톤 링 등 두 표면이 상대 운동을 하는 기계부품은 표면 사이에서 끊임없는 윤활과 마찰 현상이 발생한다. 이러한 표면의 윤활, 마찰특성을 분석하고 마찰감소와 에너지 효율 향상을 위한 작업은 오래 전부터 주목받아 왔다<sup>[1,2]</sup>. 또한 윤활과 마찰 현상에 대한 연구는 이론을 기반으로 하는 해석적 접근 또는 다양한 방법의 실험적 접근을 통해 연구가 진행되어 오고 있다. 보통 마찰특성은 실험을 통해서 파악하는 경우가 많다. 하지만 최적의 마찰효과를 구현하기 위해서는 대상 표면의 넓이, 거칠기, 윤활제 종류 등 다양한 조건이 존재하므로 먼저 사용자가 원하는

조건에서 해석을 통해 다양한 표면 조건에서의 윤활 현상을 예측하기도 한다.

특히 면 접촉의 마찰의 경우 이론 기반의 해석 연구는 크게 표면의 거칠기를 고려하지 않고 유막 두께가 두꺼운 베어링의 유체 윤활(hydrodynamic lubrication) 영역을 대상으로 이루어지는 경우와, 표면 거칠기(surface roughness)의 영향을 고려한 해석 연구가 존재한다. 대부분의 경우 유체 윤활 영역에서 거칠기를 고려하지 않은 매끄러운 면에서 레이놀즈 방정식(Reynolds equation)을 기반으로 표면 사이의 윤활제의 부하지능력에 대해 분석하는 연구가 많다<sup>[3,4]</sup>. 하지만 실제 표면은 매우 작더라도 표면 거칠기를 가지고 있으며, 기계부품의 경우 혼합 윤활(mixed lubrication) 영역

\* Corresponding author. Tel.: +82-51-510-3129

E-mail address: dwoolee@pusan.ac.kr (Deug-Woo Lee).

에서 접촉운동을 하는 경우가 많이 존재하기 때문에 거칠기의 효과를 무시할 수 없다. 따라서 표면의 마찰을 예측할 때 거친 표면의 영향을 고려할 필요가 있으며, 혼합 윤활 영역을 대상으로 하는 윤활 해석 연구도 연구자에 따라 다양한 방법으로 수행되고 있다.

거친 표면의 영향이 고려된 대표적 윤활 해석 연구로 알려진 Patir & Cheng의 연구는 3차원의 거칠기를 베어링 표면에 적용하여 유체의 압력을 계산할 수 있는 평균 유동 모델(average flow model)을 제안하였다. 표면 거칠기로부터 발생하는 유동 영향을 유동계수(flow factor)라는 것으로 도입하여 랜덤한 거칠기를 가지는 표면에 적용 가능한 평균 레이놀즈 방정식(Average Reynolds Equation)을 유도하였고<sup>[5,6]</sup>, 평균 레이놀즈 방정식을 사용한 여러 연구들이 진행되어왔다<sup>[7,8]</sup>. 하지만 평균 유동 모델은 거친 돌기에 의한 유동 영향만 고려하였고, 혼합 윤활 영역에서 두 면에서 발생하는 돌기들의 국부적인 접촉 현상을 무시하는 가정을 적용한다. 돌기들이 접촉할 때 발생하는 하중은 접촉 정도에 따라 매우 크며, 실제 측정되는 하중 값에는 유체에 의한 하중 성분과 돌기들의 물리적 접촉에 의한 응력 성분이 포함되어 있다. 그러므로 윤활 해석을 위해서는 두 성분을 모두 고려될 필요가 있다.

표면 거칠기의 유동과 접촉의 영향 모두를 고려하여 윤활 해석과 실험적 검증을 수행한 연구를 살펴보면<sup>[9-11]</sup>, 먼저 Rui Zhou<sup>[9]</sup>의 연구는 알루미늄 시트 위에  $R_q=1 \mu\text{m}$ 의 거친 면을 구현하고, 이 면에서의 마찰 실험과 윤활 해석을 통해 실험 값과 해석 값을 비교한 연구를 수행하였다. 해석 시 수직하중을 boussinesq deformation theory의 연구를 사용하여 계산한 후 마찰계수의 값을 가정하여 마찰력을 도출하였으며 최종적으로 거친 면에서 윤활 해석 결과와 실험결과의 마찰계수가 비슷한 값을 가진다고 보고했다. 또한 매끈한 면과 비교하여 거친 면에서의 윤활 해석 결과는 다르게 나타난다고 언급하고 있다. 또한 Khonsari<sup>[10,11]</sup>는 거친 면을 가지는 부싱(bushing)을 저널 베어링에 사용하여 마찰 실험을 수행하고, 동시에 윤활 해석을 수행한 결과와 비교하였다. 윤활 해석은 거칠기에 의한 유체의 압력, 거친 돌기들의 접촉 압력 등을 구하기 위해 Bair-Winer model, Johnson's concept 등 여러 가지 수학 모델들을 적용하여 수행되었으며, 해석과 실험에 적용하는 표면의 거칠기는  $0.2 \mu\text{m}$ 의 거칠기를 부싱에 적용시켰다. 마찰계수의 실험과 해석 결과는 유사한 값을 가진다고 보고하였다.

위 연구들은 표면 거칠기와 접촉을 고려한 해석과 실험 검증의 연구를 하였으나, 두 표면 사이에 발생하는 상대 기울기의 영향에 대해서는 고려를 하지 않고 있다. 두 표면 사이에 형성되는 상대 기울기는 중요한 인자로 적용될 수 있다. 상대 기울기가 클 경우 표면끼리 영향을 미치는 면적이 작아지고 윤활제의 영향이 커지는 반면, 상대 기울기가 작을 경우 표면끼리 영향을 미치는 면적이 커지고 접촉에 의한 영향이 커진다. 이는 면 사이의 접촉에 의한

하중과 윤활제에 의한 하중에 차이가 발생하고 마찰 특성에 영향을 미친다. 즉, 같은 표면과 윤활 조건이라도 표면 사이의 상대 기울기에 따라 나타나는 특성을 파악할 필요가 있다. 그 중, Lee의 연구<sup>[12]</sup>는 위 연구들과 같이 표면의 거칠기를 고려하면서 표면 사이의 상대 기울기까지 고려하는 윤활 해석 연구를 수행하였다. 이 연구에 의하면, 혼합 윤활 상태에서 패드면 위의 표면 거칠기에 의한 유동이 고려된 평균 유동 모델과 표면 돌기의 국부적인 접촉에 의한 연속적인 하중과 전단응력을 확률적인 개념으로 고려하는 접촉 이론을 사용한 돌기 접촉 모델을 제안하고 해석을 수행하였다. 또한 두 면 사이에 형성되는 기울기의 영향을 고려할 수 있도록 윤활 해석에 기울기 인자(slope parameter)를 구성하였다. 하지만 이 윤활 해석의 결과는 실제 마찰 현상과 비교 시 적합한 경향과 크기를 나타내는데 대해 유효성 검증이 요구되고 있으며, 적합한 실험 장치를 구성하여 윤활 해석을 수행한 결과와 마찰 실험결과의 비교, 분석이 필요하다.

따라서 본 연구에서는 Lee<sup>[12]</sup>에 의해 연구된 표면 거칠기와 표면 상대 기울기를 고려한 윤활 해석의 결과를 검증하기 위해, 윤활 해석의 수행 결과와 비교 검증을 위한 적합한 실험 장치 구성과 실험 방법에 대한 분석에 대해 연구하였다. 마찰 실험에 사용할 표면에 거칠기를 제작하기 위한 공정은 입자 분사(AAJ) 가공으로 수행하였으며, 마찰 실험은 면 접촉이 가능하고 윤활 해석에 필요한 기초 데이터를 얻을 수 있도록 변위 센서와 함께 본 연구에 적합한 실험 장치를 구성하고 마찰 실험 결과에 대한 분석을 진행하였다.

## 2. 실험 장치 구성 및 방법

### 2.1 실험 장치 구성을 위한 윤활 해석과 기울기 인자의 고찰

Lee의 선행연구<sup>[12]</sup>에서는 거칠기를 갖는 면의 마찰 현상을 Fig. 1과 같이 나타내었다. Fig. 1은 상대 운동을 하는 패드 베어링의 두 표면의 하중뿐만 아니라 두 표면의 움직임을 같이 표현한다. 두 면 사이에 형성되는 하중은 윤활제에 의한 하중( $W_p$ ,  $F_p$ )과 돌기들의 접촉에 의한 하중( $W_c$ ,  $F_c$ )으로 나뉘며, End view 부분에서 두 면 사이의 최소 유막 두께( $h_m$ )와 두 면 사이의 기울기( $S_m$ )를 표현하였다. 실제 상대 운동하는 표면은 두 면들 중에 하나의 면이 이동을 하고 있을 경우 이동 방향으로 윤활제가 이끌려 들어가기 때문에 면과 면 사이에는 약간의 기울기가 발생을 한다. Lee는 이 기울기를 인자로써 slope parameter( $h_m/S_m$ )로 명명하였고, 윤활 해석 시 두 면의 기울기 값을 적용하고 진행하였다. 각 하중은 평균 유동 모델의 유동계수를 구한 후 유동계수와 평균 레이놀즈 방정식을 사용하여 거친 표면 위에서 발생하는 윤활제의 하중을 계산하고, 돌기 접촉 모델에 의해 돌기 접촉 하중을 계산하여 마찰

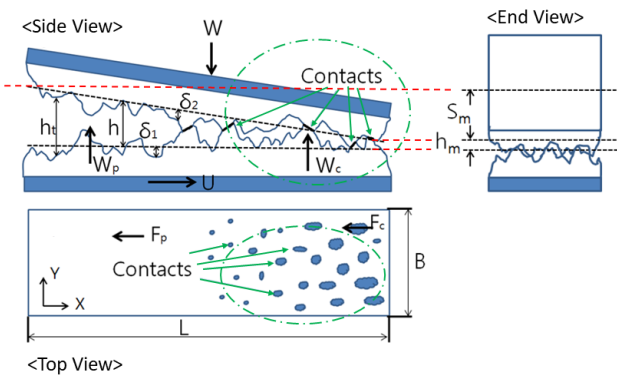


Fig. 1 Schematic of the contacts of asperities in bearings<sup>[12]</sup>

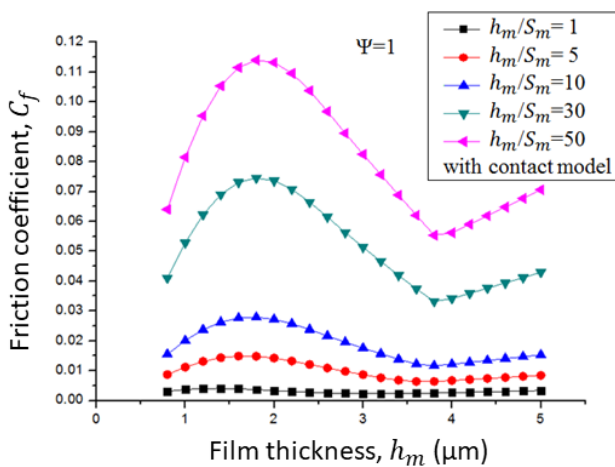


Fig. 2 Effect of film thickness on the friction coefficient for slope parameter<sup>[12]</sup>

계수를 산출해낸다.

Fig. 2는 Lee의 연구 결과 중 표면거칠기  $R_q=1$ 의 거칠기를 갖는 두 면에서 기윤기 인자에 따라 나타나는 윤활 해석의 결과를 나타낸다<sup>[12]</sup>. 기윤기 인자가 커질수록 두 면 사이의 상대 기윤기는 작아지며, 마찰계수의 크기와 마찰 현상이 다르게 나타난다는 것을 알 수 있다. 이 결과를 통해 두 면의 기윤기 형성이 마찰 운동에 영향을 크게 미친다는 것을 알 수 있으며, Lee의 연구 결과와 비교하기 위한 실험에서 실험 장치를 구성할 때 이러한 기윤기 인자를 측정하기 위한 연구가 필요하다.

## 2.2 실험 장치 구성 및 실험 방법

일반적으로 마찰 측정 장비는 측정 소재의 면과 경한 물질로 이루어진 볼(ball)간의 접촉 상태에서 회전운동에 의한 마찰, 마모를 측정한다. 그러나 본 연구에서는 윤활 해석과 비교를 위해 면 접촉이 가능하도록 접촉 면 사이에 윤활제의 압력이 형성될 수 있도록 하고, 표면 패턴을 유지할 수 있도록 회전운동이 아닌 1사이클의 직선 운동을 하도록 측정 장치를 구성하였다. 또한 마찰력 측정을

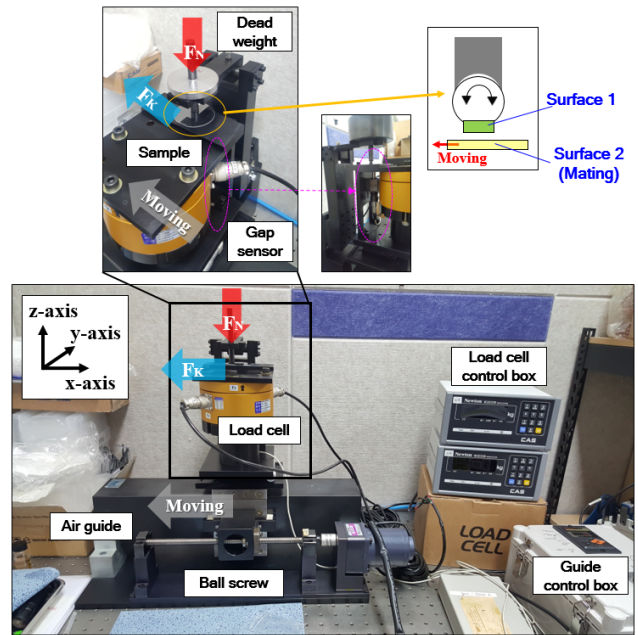


Fig. 3 Developed friction test system

위한 로드셀 뿐만 아니라 변위 센서를 적용하여 마찰 면이 지나가는 프로파일을 측정할 수 있게 함으로써 윤활 해석에 적용하기 위한 기윤기 인자들을 함께 측정할 수 있도록 Fig. 3과 같이 장치를 구성하였다. 실험 장치는 x축 방향으로 이송이 이루어지도록 마찰 운동 방향을 설정하였다. 이송축은 운동 시 외부 진동을 최소화하기 위해 에어 가이드(air guide)를 사용하였고 z축으로는 일정한 수직 하중을 인가하기 위해 무게추를 사용하는 dead weight 방식으로 구성하였다. x축 방향으로 발생하는 마찰력은 상용화된 로드셀(load cell, CAS)을 장착하여 측정하였다. 마찰 측정 시편은  $5 \times 5$  (mm) 크기이고 마찰 면은 인가되는 하중에 따라 자유로운 움직임과 기윤기( $S_m$ ) 형성을 위해 틸팅이 가능하도록 끝단에 수직 절단된 ball 밑에 부착하였다.

마찰 시편과 마찰을 위한 상대 면(mating surface)은 변형이 적고 강체에 가까운 경도와 내마모성이 높으며 거칠기가 거의 없는 양면이 연마 처리된 매끈한 사파이어(sapphire) 웨이퍼를 사용하였다. 위에서 언급한 것처럼, 본 연구의 마찰 실험 장치에서는, 마찰계수 계산을 위한 마찰력 측정과 더불어 로드셀 뒤에 변위 센서(gap sensor)를 설치하여 마찰 면과 상대 면 사이에 슬라이딩 과정에서 발생하는 프로파일을 측정하여 상대 마찰과정에서 발생하는 기윤기와 윤활막 두께 측정이 가능하도록 하였다. 변위 센서에 의해 측정된 마찰 면 프로파일은 윤활 해석에 필요한 기초 데이터로 사용될 수 있다.

마찰 실험에 사용될 마찰 시편의 소재로는 베어링강(SUJ2)을 사용하였다. 베어링강은 각종 베어링에 사용되는 재료로서 산업계에서 널리 사용되는 소재이다. 본 마찰 실험 장치는 거친 면의 윤활

**Table 1 Conditions of friction test**

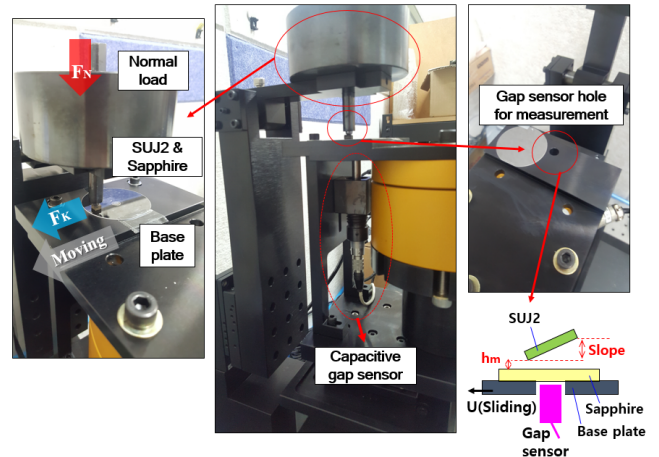
Motion	1 Cycle (One way)
Friction materials	SUJ2 ( $\sigma_1 = 0.412 \mu\text{m}$ ), Sapphire (Smooth surface)
Stroke (mm)	40
Input load (N)	1, 2, 3 (Self weight = 1.17 N) [Real input load = 2.17, 3.17, 4.17]
Sliding velocity (mm/s)	1.2
Contact area (mm <sup>2</sup> )	25 (SUJ2 surface = $5 \times 5$ (mm))
Lubricant	Distilled water @ RT

해석과 비교를 위한 것으로, 거친 마찰 면을 제작해야 한다. 선정된 베어링강 위에 거칠기를 제작하기 위해 베어링강을  $5 \times 5$  (mm) 크기로 절단을 한 후 폴리싱(polishing) 처리를 한 후 입자 분사(AAJ) 가공으로 거칠기를 구현하였다. 표면 거칠기의 측정은 비접촉 3차원 표면 형상 측정기(3D non-contact surface profiler, nanoview)를 사용하였으며, 입자 분사 가공 전 표면 거칠기는  $R_q = 0.021 \mu\text{m}$ 이고, 분사 가공 후에는  $R_q = 0.412 \mu\text{m}$ 의 거칠기를 나타내었다.

**2.3 마찰실험 및 기울기 인자 데이터 측정**

위와 같이 제작된 마찰 시편을 사용하여 마찰 실험을 진행하였다. 마찰력 측정 실험 조건은 Table 1에 나타내었으며, 베어링강과 사파이어 면의 직선 운동에서 나타나는 각 하중들을 측정하고 마찰계수를 계산하였다. 마찰 실험을 위한 윤활제로는 증류수(distilled water)인 물을 사용하였다. 물은 낮은 점성계수로 인해 윤활제로써 오일과 비교하였을 때 마모 방지와 같은 큰 효과를 나타내지는 못하지만, 펌프(pump)에서 실링(seal ring)이나 베어링 같은 부품이 물에 의한 윤활이 이루어지는 경우가 존재하며<sup>[13]</sup>, 본 연구에서는 실험과 윤활 해석과의 비교를 위해 유체의 압력 영향 보다는 표면 돌기들의 접촉 영향을 증가시킬 수 있도록 오일 보다는 물을 윤활제로 선택하여 마찰 실험을 수행하였다. 마찰실험은 각각의 하중 조건에서 3번씩 반복하여 진행하였다.

Fig. 3과 같이 구성된 마찰 측정 장치를 통해 마찰 시편의 마찰 계수는 마찰력 측정과 인가 하중을 통해 구해지지만, 윤활 해석에 적용하기 위한 기울기 인자 데이터 값은 별도로 측정 되어야 한다. Lee의 선행연구에 의하면, 두 마찰 면에서 한쪽 면이 슬라이딩을 하면 윤활제의 끌림과 압력의 형성 및 이송 속도에 의해 기울기( $S_m$ )가 발생한다. 이 기울기 인자를 slope parameter( $h_m/S_m$ )로 표현하며 윤활 해석 시 두 면의 기울기 값을 적용한다고 언급하였다. 따라서 마찰력 측정 장치에서 마찰 실험 시, 마찰 운동을 하는 베어링강 표면의 실시간 프로파일을 측정할 필요가 있다. 이 프로



**Fig. 4 Surface profile measurement using gap sensor for analysis input value**

파일 데이터를 통해 베어링강의 상대 면인 사파이어 면의 기준 면( $h_0$ )을 유추하고, 유추된 기준 면으로부터 베어링강 사이의 거리인 최소 윤활막 두께  $h_m$ , 베어링강과의 기울기  $S_m$ 을 도출할 수 있다. 이 값들은 각각의 하중 조건에서 수행되는 마찰 실험마다 모두 다른 값을 가질 수 있기 때문에 각 실험마다 마찰력 값과 함께 프로파일 데이터를 동시에 측정을 해야 한다. 로드셀과 더불어  $h_m$ 과  $S_m$ 를 측정하기 위한 방법으로, Fig. 3의 gap sensor부분에는 Fig. 4와 같이 용량형 변위 센서(capacitive gap sensor, AED technologies)를 사용한다. 사파이어 면 아래 base plate에 hole을 만든 후 변위 센서가 사파이어 면 바로 아래에 설치될 수 있도록 구성하였다. 사파이어 면과 변위 센서 위로 지나갈 수 있도록 베어링강을 설치하고 운동을 진행하면 이 변위 센서는 마찰이 일어나는 동안 베어링강 면의 프로파일을 측정할 수 있다.

**3. 실험 결과 분석 및 실험 장치에 대한 고찰**

**3.1 변위 센서의 측정 신호 분석 및  $h_m, S_m$  도출**

마찰 운동 시, 마찰 실험을 통해 측정되는 용량형 변위 센서 프로파일 데이터 신호에서  $h_m$ 과  $S_m$ 에 의한 기울기 인자는 마찰 면이 움직이는 상태에 따라 달라지며, 이 값은 윤활 해석 결과에 영향을 크게 미치므로 최대한 정확한 값을 도출할 필요가 있다.

프로파일 데이터를 분석하기 위해, 여러 조건들 중 인가하중이 3.17 N인 수직 하중 조건으로 마찰 실험을 진행할 때 변위 센서로 프로파일을 측정된 결과를 예로 나타내었다. Fig. 5는 마찰 실험 시 베어링강과 사파이어 면이 상대 운동을 할 때 변위 센서 위로 지나가는 베어링강의 프로파일을 측정된 결과이다. 위에서 언급했듯이, base plate 부분의 이송에 의해 슬라이딩이 발생하면 윤활제의 이끌림과 이송 속도에 의해 베어링강 면에 기울기가 형성되면

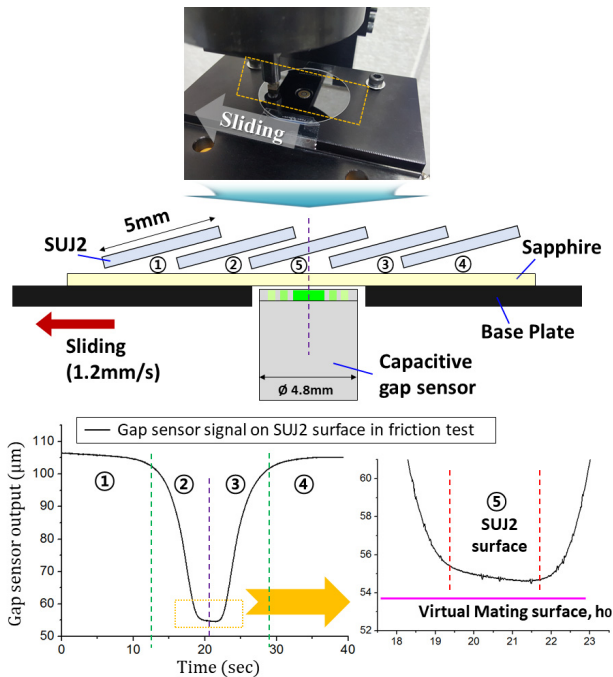


Fig. 5 Measurement signal of surface profile by capacitive gap sensor

서 마찰운동을 한다. 이 마찰운동의 프로파일을 변위 센서로 측정 한 결과는, ①번 구간에서는 베어링강이 변위 센서 위로 다가가기 전의 모습을 나타낸다. 베어링강이 변위 센서로 접근하면 베어링 강 면 일부가 변위 센서와 중첩되며, ②번 구간과 같이 변위 센서 에서 면의 이동을 센싱한다. 이후 베어링강 면이 변위 센서와 완전히 중첩되면서 운동하는 부분은 면의 프로파일이 안정적으로 측정되며, ⑤와 같이 베어링강 면의 이동 프로파일이 나타난다. 베어링 강이 변위 센서를 벗어나면서 중첩되는 면이 줄어들면 다시 ③번 구간과 같이 센싱 영역을 벗어나며, 베어링강이 센서 위를 지나가 게 되면 ④번 구간과 신호가 나타난다.

변위 센서는 센서와 대상 물체간의 거리 변화를 측정하는 것이기 때문에, 베어링강이 이동하면서 나타나는 거리 변화를 측정한다. ⑤번 구간에서의 신호는 베어링강의 프로파일을 담고 있다고 볼 수 있다. 하지만 이 측정신호 자체로는 베어링강과 사파이어 면 사이의  $h_m$ 과  $S_m$ 의 값을 도출해 낼 수 없다.  $S_m$ 의 경우 베어링강의 기울기 값으로 베어링강의 시편 길이 계산을 통해 도출을 해낼 수 있지만,  $h_m$ 은 상대 면인 사파이어와의 거리이므로 사파이어의 기준 위치인  $h_0$ 의 값을 먼저 유추해내야 한다. 사파이어의 기준 위치를 구하기 위해서는, 베어링강과 사파이어가 정지 상태에서 완전 밀착되어 있는 변위 센서의 신호가 필요하다. 먼저, 변위 센서의 가운데 부분에 베어링강을 완전 중첩 시킨 후 정지 상태로 가만히 두었을 때 나타나는 신호를 측정하는 것을 생각할 수도 있으나, 변위 센서는 움직이는 물체와 센서 간 거리 변화를 측정하기 때문

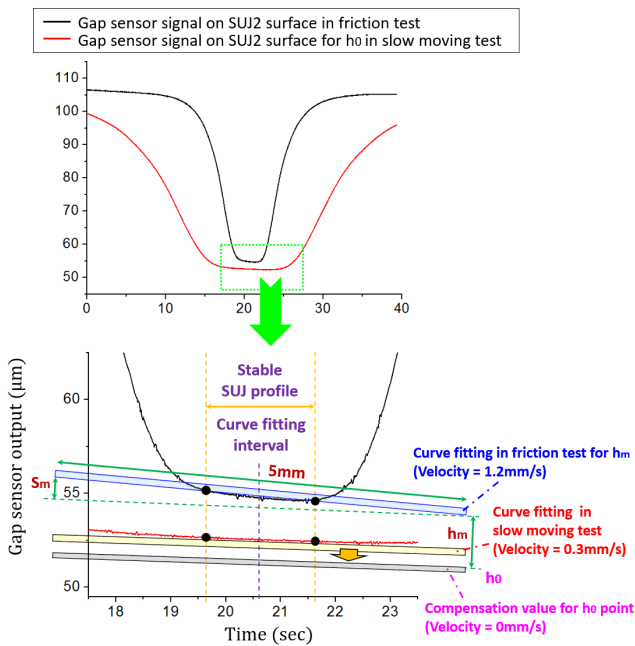
에 일정한 위치에 정지해 있으면 높이 변화가 없으므로 제대로 된 측정이 이루어지지 못하며, 적절하지 못한 방법이다.

본 연구에서는  $h_0$ 의 값을 유추하기 위해서, 동일한 윤활 상태와 실험 조건에서 베어링강의 이송 속도를 최대한 느리게 하여 베어링강과 상대 면이 최대한 완전 접촉 상태가 되도록 베어링강을 이동시키며 변위 신호를 측정하여  $h_0$ 를 도출하는 방법을 사용하였다. 이 방법은 기존 마찰 실험과 같은 윤활 상태 하에서 이루어지기 때문에 측정 환경이 같으며, 속도가 느리면 사파이어 면과 베어링강이 밀착된 상태에 가깝게 이송하기 때문에 사파이어 바닥 면의 위치를 베어링강의 측정 위치로 유추할 수 있다.

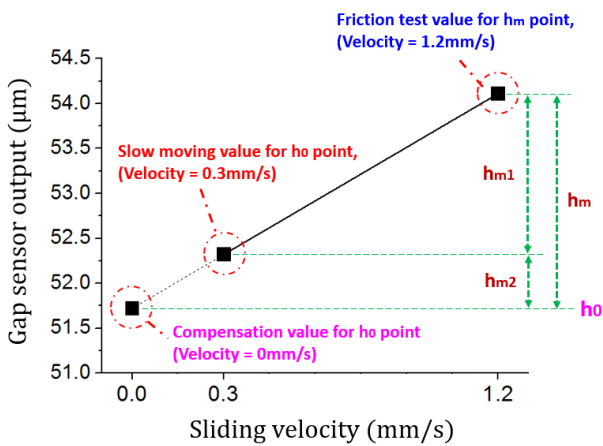
따라서  $h_0$ 를 측정하기 위한 실험은, 기존 마찰 실험을 진행한 후 이송 속도 외의 변수는 Table 1과 같은 실험 조건에서, 마찰 측정 장비의 최저 속도인 0.3 mm/s의 느린 이송속도를 적용하여 각각의 조건에서 프로파일 측정 실험을 추가로 진행하였다. 이 실험 방법은 느린 이동 속도로 베어링강과 사파이어 바닥 면의 접촉을 유도하고 최대한 사파이어 바닥 면의  $h_0$  지점을 유추하는데 적용하지만, 윤활 조건 하에서 0.3 mm/s의 이동 속도에 의해 베어링강과 사파이어 면에서 발생하는 윤활막 두께와 같은 오차를 무시하는 가정이 적용된다. 0 mm/s의 정지 상태에서는 변위 센서로 프로파일 신호를 이끌어낼 수 없기 때문에, 본 실험 방법을 사용한 후 정지 상태를 고려하는 추가적인 보정을 위한 분석이 필요하다. 위와 같은 방법으로 진행되는 실험은 기존 마찰실험과 동일하게, 오차 발생을 고려하여 각각의 하중 조건에서 3번씩 반복한 후 나타난 평균값을 사용하였다.

Fig. 6은 마찰 실험 시 베어링강의 프로파일을 측정한 결과와  $h_0$ 로 적용하기 위해 느린 이송 속도에서 측정한 변위 신호로  $h_m$ 과  $S_m$ 를 구하기 위한 방법을 나타낸다. 느린 이송 속도에서 측정한 변위 신호 값은 마찰 운동을 하는 베어링강 신호보다 더 낮은 위치를 형성하였으며, 이 신호를 상대 면인 사파이어 지점이라고 가정하면 베어링강과 함께 윤활막과 기울기를 형성하면서 상대 마찰 운동을 하였음을 알 수 있다. 이 결과를 바탕으로  $h_m$ 과  $S_m$ 을 도출할 수 있으며, 이를 구하기 위해서는 먼저 Fig. 6 (a)의 측정 신호의 센터 부근에서 안정적으로 측정된 구간에서의 마찰 실험 시 1.2 mm/s 속도로 측정된 베어링강 신호와 0.3 mm/s의 느린 속도에서 측정한 신호 데이터를 통해 실제 스케일과 같은 가상의 마찰 면들이 필요하다. 변위 센서 측정 데이터에서 안정 구간에서의 신호 좌표들을 각각 확인할 수 있으며, Fig. 6 (a)와 같이 베어링강의 프로파일이 완전하게 측정된 구간에서의 좌표 점들을 확인하고 이 좌표들로 곡선적합(curve fitting)을 통해 각 구간에서의 가상 선을 얻어낼 수 있다.

곡선적합의 함수를 위한 대상은 각각의 상대 운동이 발생한 베어링강과 사파이어의 면을 나타내야 한다. 가상 베어링강 면은  $h_m$



(a) Curve fitted figure for calculation of  $h_m$  and  $S_m$  with assumed  $h_0$  signal



(b) Compensation process of  $h_0$  signal using curve fitting results

**Fig. 6 Method for calculate of  $h_m$  and  $S_m$  with assumed  $h_0$  signal**

과  $S_m$ 을 구하기 위해 1.2 mm/s 속도에서 마찰 실험이 이루어진 변위 센서 신호이고, 가상 사파이어 면은  $h_0$ 를 구하기 위해 0.3 mm/s의 느린 속도로 프로파일을 측정된 변위 센서 신호이다. 면을 2차원으로 표현하여 계산에 적용하기 위해 기본 1차 함수인  $y = ax + b$ 의 함수로 곡선접합 함수를 도출하였다. 먼저, Fig. 6 (a)과 같이 각각 1차 피팅 함수로 표현된 함수에서 중앙선을 기준으로 거리-시간 공식(거리 = 시간 \* 속도)에 의해 베어링강의 실제 길이인 5 mm가 되도록 x축(시간) 구간을 설정하여 가상의 베어링강 면을 구한다. 그 다음 0.3 mm/s의 느린 속도로 측정된 프로파일

결과를 통해  $h_m$ 과  $S_m$ 을 얻기 위한 5 mm의 해당 구간에서의 가상 사파이어 면을 도출할 수 있다. 여기서 0.3 mm/s의 느린 속도로 측정된 프로파일에서 나온 곡선접합 가상 면을  $h_0$  지점으로 설정을 하게 되면, 위에서 언급했던 것과 같이 0.3 mm/s의 이동 속도에 의해 베어링강과 사파이어 면에서 발생하는 윤활제의 영향과 윤활막 두께와 같은 접촉 오차를 무시하는 가정이 적용된다. 따라서 완전 접촉 조건인 0 mm/s의 정지 상태에서의 더 정확한  $h_0$  지점을 계산하기 위해 Fig. 6 (b)의 방법으로 0 mm/s에서의 가상 면 위치를 유추하는 방법을 사용하였다. Fig. 6 (b)는 Fig. 6 (a)에서 나타난 1.2 mm/s의 마찰 실험 시 변위 신호와 0.3 mm/s의 느린 속도에서의 변위 신호에서 나타난 가상 면에서  $h_m$ 과  $h_0$ 를 구하기 위해 5 mm 길이의 가상 면 끝 지점에서 계산된 변위 지점의 결과를 나타낸다. 1.2 mm/s의 마찰 실험 시 베어링강 가상 면의 끝 지점의 위치는  $h_m$ 를 위한 지점이고  $h_0$ 의 지점이 정해지면 계산이 가능하다. 당초  $h_0$ 를 구하기 위한 0.3 mm/s의 느린 속도에서의 사파이어로 간주되는 가상 면의 끝 지점 위치는 속도가 느리기때문에 마찰 실험 시 베어링강 가상 면보다 더 작게 나타난다. 1.2 mm/s와 0.3 mm/s사이의 두 지점을 연결하여 나타나는 선을 선형 곡선 접합을 통해 이송 속도-변위 지점간의 함수로부터 0 mm/s인 정지 상태에서의 변위 지점을 도출할 수 있다. 이송 속도에 따른 변위 지점의 관계는 선형적인 관계를 갖지 않을 가능성이 높으므로 발생하는 변위 지점에 대한 오차량이 존재할 것으로 보이나, 0.3 mm/s의 이동 상태에서 나타나는 위치 오차에 비해 더 정확한  $h_0$  지점이 될 것으로 판단된다. 따라서 Fig. 6 (b)에서 정지 상태에서의  $h_0$  지점을 기준으로, 1.2 mm/s와 0.3 mm/s의 각 이송 속도 지점에서의 변위 지점 차이인  $h_{m1}$ 과 정지 상태로 인해 발생하는 보상 값인  $h_{m2}$  합을 해당 마찰 실험 조건에서의  $h_m$ 으로 계산할 수 있다. 여기서, 0.3 mm/s와 정지 상태의 사파이어로 간주되는 가상 면이 평행하다고 보면 Fig. 6 (a)에서의  $h_0$  지점을 위한 보상값(compensation value for  $h_0$  point)과 같은 가상의 면을 추가로 발생시킬 수 있다.

위와 같은 방법을 사용하여 전체 마찰 실험에서 발생하는 프로파일 측정 결과에 대하여 이송 속도 0 mm/s에서의 변위 측정 지점을 구하고, 0.3 mm/s에서 측정된 변위 측정값에 이 지점을 보상값으로 적용하여 정지 상태를 기준으로 하는 가상 면( $h_0$ )과 함께 각 마찰 면 지점에서의 좌표를 도출하여  $h_m$ 과  $S_m$ 을 계산할 수 있다. Fig. 6에서 나타난 가상의 면들은 측정 신호를 계산하기 위해 프로파일에 따라 나타내어진 것이다. 실제 움직이는 마찰 면은 x축 면의 중앙선을 기준으로 가상의 마찰 면과 대칭된 상태로 운동을 한다.

**Table 2 Results of calculated  $h_m$  and  $S_m$  by friction test**

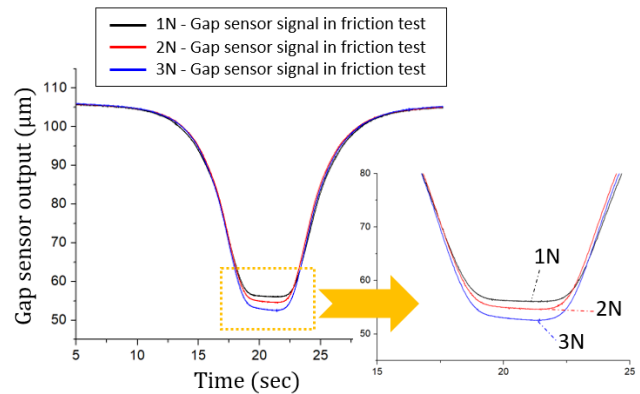
Input load	No	$S_m$ ( $\mu\text{m}$ )	$h_m$ ( $\mu\text{m}$ )	Slope parameter ( $h_m/S_m$ )	Friction Coefficient
1 N	1	0.399	2.61	6.54	0.338
	2	0.487	2.31	4.74	0.315
	3	0.559	2.44	4.36	0.293
2 N	1	0.728	2.20	3.02	0.324
	2	0.816	2.39	2.93	0.293
	3	0.776	2.36	3.04	0.386
3 N	1	1.145	1.92	1.68	0.282
	2	1.158	2.07	1.79	0.269
	3	1.194	1.96	1.64	0.282

**3.2 조건별 변위센서 신호 및  $h_m$ ,  $S_m$  계산 결과**

Table 1과 같이 3종류의 수직 하중 조건에서 마찰 실험을 수행하고, 변위 센서에서 측정된 결과를 분석하여 3.1절에서 유추한  $h_0$ 를 통해 각각  $h_m$ 과  $S_m$ 을 계산하였다. 각 실험 조건에서 계산된  $h_m$ 과  $S_m$ 의 결과는 Table 2와 같이 나타난다. 본 실험을 통해 마찰계수는 Table 2와 같이 나타났으나, 본 연구에서는 각 실험의 마찰계수 보다 윤활 해석과 비교를 위한 기울기 인자를 측정하고 값을 도출해내는 실험 방법 제안과 분석이 연구 목표이며, 실험과 윤활 해석에서의 마찰계수 비교 연구는 향후 수행될 예정이다. Fig. 7은 3가지 하중 조건에서 나타나는 변위 센서 측정 신호를 나타낸다. 하중에 따라 변화하는 프로파일이  $h_0$ 를 기준으로  $h_m$ 이 변화하는 경향과 동일한 것을 보아 본 연구의 기울기 인자의 유도 값이 윤활 해석과의 비교에 적용할 수 있을 것으로 판단된다.

**4. 결론**

Lee의 두 마찰 면의 표면 거칠기와 상대 기울기를 고려한 윤활 해석 선행연구에 의하면, 마찰 운동 시 두 면의 상대 기울기가 마찰 특성에 큰 영향을 미친다는 것을 확인할 수 있었으며, 윤활 해석 또는 실제 실험에도 변수로써 고려할 필요가 있다고 분석할 수 있다. 본 논문에서는 이러한 윤활 해석을 실험적으로 검증하기 위해, 마찰계수를 포함하여 윤활 해석의 주요 인자인 기울기 인자를 도출하기 위한 실험 장치 구성 및 실험 방법에 대한 연구를 수행하였다.  $5 \times 5$  (mm) 크기의 베어링강 마찰 시편에  $R_q = 0.412 \mu\text{m}$ 의 거칠기를 구현하고 로드셀과 변위 센서로 실험 장치를 구성한 후 실험을 통해 두 마찰 면의 상대 기울기 인자들을 유추하였다. 실험으로 얻어진 기울기 인자를 1.2 mm/s, 0.3 mm/s에서 얻어진 변위 신호 값의 곡선접합 결과와 0 mm/s에서의 보상값 적용을 통해 분석한 결과, 인가 하중이 1 N에서 2 N, 3 N으로 증가함에



**Fig. 7 Gap sensor signal under 3 load conditions**

따라 측정되는 변위 신호와, 본 논문에서 제시한 방법에 의해 산출된  $h_m$ 값도 2.61, 2.31, 2.44  $\mu\text{m}$ 에서 2.20, 2.39, 2.36  $\mu\text{m}$ 와 1.92, 2.07, 1.96  $\mu\text{m}$ 과 같이 같은 경향으로 작아지는 것을 확인할 수 있었다. 이와 같이 본 마찰 실험에 의해 얻어진  $h_m$ 과 slope parameter를 윤활 해석에 입력 값으로 사용이 가능할 것으로 판단된다.

본 연구를 통해 Lee의 윤활 해석 연구를 실험 결과와 비교가 가능함을 알 수 있었으며, 향후 실험과 동일한 조건에서 윤활 해석을 수행하고 실험에 의해 산출된 기울기 인자 값을 적용하여 나타나는 마찰계수의 크기와 경향을 확인하는 연구가 수행될 필요가 있을 것이다.

**후 기**

“이 과제는 부산대학교 기본연구지원사업(2년)에 의하여 연구되었음”.

**References**

[1] Son, S. I., Kim, K. W., Jeon, W. J., 2016, Improvement in Lubrication Performance of a Piston Ring and a Cylinder Liner via Variation of Shape and Arrangement of Micro-grooves, Proc. of the Korean Soc. of Tribologists and Lubrication Engineers Autumn Conf., 15-16.  
 [2] Richardson, D. E., 2000, Review of Power Cylinder Friction for Diesel Engines, J. engineering for Gas Turbines and Power, 122:4 506-519, <https://doi.org/10.1115/1.1290592>.  
 [3] Fowell, M., Olver, A. V., Gosman, A. D., Spikes, H. A., Pegg, I., 2007, Entrainment and Inlet Suction: Two Mechanisms of Hydrodynamic Lubrication in Textured Bearings, ASME

- J. Tribology, 129:2 336-347, <https://doi.org/10.1115/1.2540089>.
- [4] Qiu, Y., Khonsari, M. M., 2011, Performance Analysis of Full-Film Textured Surfaces With Consideration of Roughness Effects, ASME J. Tribology, 133:2 021704, <https://doi.org/10.1115/1.4003303>.
- [5] Patir, N., Cheng, H. S., 1978, An Average Flow Model for Determining Effects of Three-Dimensional Roughness on Partial Hydrodynamic Lubrication, J. of Lubrication Tech., 100:1 12-17, <https://doi.org/10.1115/1.3453103>.
- [6] Patir, N., Cheng, H. S., 1979, Application of Average Flow Model to Lubrication between Rough Sliding Surfaces, J. of Lubrication Tech., 101:2 220-229, <https://doi.org/10.1115/1.3453329>.
- [7] Lunde, L., Tonder, K., 1997, Pressure and Shear Flow in a Rough Hydrodynamic Bearing, Flow Factor Calculation, ASME J. Tribology, 119:3 549-555, <https://doi.org/10.1115/1.2833536>.
- [8] Harp, S. R., Salant, R. F., 2001, An Average Flow Model of Rough Surface Lubrication with Inter-Asperity Cavitation, ASME J. Tribology, 123:1 134-143, <https://doi.org/10.1115/1.1332397>.
- [9] Zhou, R., Cao, J., Wang, Q. J., Meng, F., Zimowski, K., Xia, Z. C., 2011, Effect of EDT Surface Texturing on Tribological Behavior of Aluminum Sheet, J. Materials Processing Tech., 211:10 1643-1649, <https://doi.org/10.1016/j.jmatprotec.2011.05.004>.
- [10] Akbarzadeh, S., Khonsari, M. M., 2010, Effect of Surface Pattern on Stribeck Curve, Tribology Letters, 37:2 477-486, <https://doi.org/10.1007/s11249-009-9543-2>.
- [11] Lu, X., Khonsari, M. M., Gelinck, E. R., 2006, The Stribeck Curve: Experimental Results and Theoretical Prediction, ASME J. Tribology, 128:4 789-794, <https://doi.org/10.1115/1.2345406>.
- [12] Kim, M., Lee, S. M., Lee, D. W., Park, S., Kim, S., 2017, Tribological Effects of a Rough Surface Bearing Using an Average Flow Analysis with a Contact Model of Asperities, Int. J. Precision Engineering and Manufacturing, 18:1 99-107, <https://doi.org/10.1007/s12541-017-0012-9>.
- [13] Zum Gahr, K. H., Mathieu, M., Brylka, B., 2007, Friction

Control by Surface Engineering of Ceramic Sliding Pairs in Water, Wear, 263:7-12 920-929, <https://doi.org/10.1016/j.wear.2006.11.024>.



**Mi-Ru Kim**

Senior Researcher in the Precision Mechanical Process and Control R&D Group, Dongnam Division, Korea Institute of Industrial Technology. His/Her research interest is Machining process.

E-mail: [mrkim@kitech.re.kr](mailto:mrkim@kitech.re.kr)



**Deug-Woo Lee**

Professor in the Department of Nano Energy Engineering, Pusan National University. His/Her research interest is Tribology.

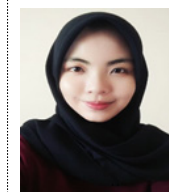
E-mail: [dwoolee@pusan.ac.kr](mailto:dwoolee@pusan.ac.kr)



**Seung-Jun Lee**

Senior Researcher in the Industrial Liaison innovation center, Pusan National University. His research interest is Development of ultrasonic system.

E-mail: [lastgaia@pusan.ac.kr](mailto:lastgaia@pusan.ac.kr)



**Siti Nurfadilah Binti Jaini**

Ph.D. student in the Department of Nano Fusion Technology, Pusan National University. His/Her research interest is Application of artificial intelligence.

E-mail: [nurfadilah249@gmail.com](mailto:nurfadilah249@gmail.com)



**Jae-Ho Jung**

Assistant professor in the Subdivision of Mechanical engineering, Kyungnam college of Information&Technology. His research interest is Machining process.

E-mail: [jungjh@eagle.kit.ac.kr](mailto:jungjh@eagle.kit.ac.kr)