



저작자표시-비영리-변경금지 2.0 대한민국

이용자는 아래의 조건을 따르는 경우에 한하여 자유롭게

- 이 저작물을 복제, 배포, 전송, 전시, 공연 및 방송할 수 있습니다.

다음과 같은 조건을 따라야 합니다:



저작자표시. 귀하는 원저작자를 표시하여야 합니다.



비영리. 귀하는 이 저작물을 영리 목적으로 이용할 수 없습니다.



변경금지. 귀하는 이 저작물을 개작, 변형 또는 가공할 수 없습니다.

- 귀하는, 이 저작물의 재이용이나 배포의 경우, 이 저작물에 적용된 이용허락조건을 명확하게 나타내어야 합니다.
- 저작권자로부터 별도의 허가를 받으면 이러한 조건들은 적용되지 않습니다.

저작권법에 따른 이용자의 권리는 위의 내용에 의하여 영향을 받지 않습니다.

이것은 [이용허락규약\(Legal Code\)](#)을 이해하기 쉽게 요약한 것입니다.

[Disclaimer](#)

석사학위논문

범프포일베어링의 구조강성 및 감쇠계수에 대한 실험적 연구
Experimental Identification of Structural Stiffness and
Damping Coefficients in Bump-type Foil Bearings

방 지 훈

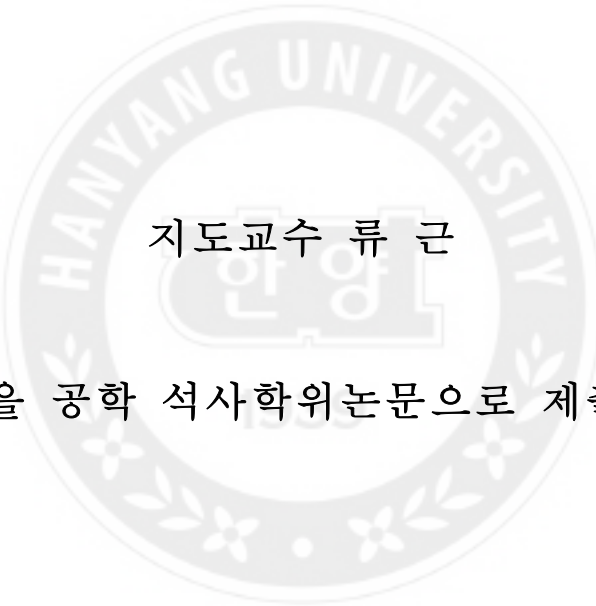
한양대학교 대학원

2017년 2월

석사학위논문

범프포일베어링의 구조강성 및 감쇠계수에 대한 실험적 연구

Experimental Identification of Structural Stiffness and
Damping Coefficients in Bump-type Foil Bearings

The seal of Hanyang University is a circular emblem. It features the university's name in English, "HANYANG UNIVERSITY", around the top inner edge. In the center, there is a stylized Korean character "한양" (Han Yang) within a square frame. The bottom inner edge of the seal is decorated with a floral or leaf-like pattern.

지도교수 류근

이 논문을 공학 석사학위논문으로 제출합니다.

2017년 2월

한양대학교 대학원

기계설계공학과

방지훈

이 논문을 방 지 훈의 석사학위 논문으로 인준함

2017년 2월

심 사 위 원 장 : 이 원 천
심 사 위 원 : 김 남 욱
심 사 위 원 : 류 근



한양대학교 대학원

요 지

공기를 윤활제로 사용하는 베어링인 범프포일베어링은, 공기 막의 압력으로 축을 부상시켜 지지하는 유체동압베어링이다. 범프포일베어링은 공기를 윤활제로 사용하기 때문에 매우 고온의 환경에서 운용되는 고속 회전체에도 적용이 가능하다. 또한 오일의 누출을 막기 위한 실링 및 냉각 장치가 필요하지 않아 기기가 경량화 되고 친환경적이다. 이러한 장점으로 범프포일베어링을 고속 회전기기에 적용하려는 연구가 활발히 진행 중이다.

범프포일베어링은 고속으로 회전하는 시스템을 지지하는 베어링으로 사용하기 때문에 고속에서의 안정성이 매우 중요하다. 축이 고속으로 회전하는 동안 공기 막의 강성은 범프 포일의 강성보다 크게 나타나기 때문에 범프 포일의 구조 강성 및 감쇠는 시스템의 동적 안정성을 결정하는 매우 중요한 요인이다. 따라서 본 연구에서는 범프포일베어링의 정하중 실험을 통해 다양한 조건에서 구조 강성과 손실 계수를 추정하여 감쇠 능력을 실험적으로 규명하고자 하였다.

정하중 실험은 로드셀과 변위 센서를 사용하여 범프포일베어링에 가해지는 하중과 그에 따른 범프 포일의 변형량 측정을 통해 진행되었다. 측정을 통해 얻은 데이터를 이용하여, 정하중에 대한 범프 포일의 변형량을 곡선 접합하였고 이를 범프 포일의 변형량에 대해 미분하여 구조 강성을 계산하였다. 이때 구조 강성은 비선형으로 나타나므로 이를 보완하기 위해 범프 변형량을 기준으로 국부 히스테리시스 루프를 측정하고 손실 계수를 추정하여 감쇠 성능을 파악하였다. 동일한 범프 변형량을 유지하면서 예하중을 증가시키면서 측정한 국부 히스테리시스 루프에서는 하중이 증가할수록 구조 강성은 증가하는 반면 손실 계수는 0.3에서 0.5 사이의

비교적 일정한 값을 가졌다. 그러나 동일한 예하중을 유지하면서 범프 변형량을 증가시키면서 측정된 국부 히스테리시스 루프에서는 범프 변형량이 증가할수록 손실 계수는 감소하는 경향을 보였다.

베어링 슬리브에 삽입하여 추정된 구조 강성은 베어링 간극과 활성화 되는 범프의 수에 영향을 받는다. 따라서 본 연구에서는 범프 포일 단품에 대한 실험을 진행하였다. 범프의 양 끝단 경계 조건 및 겹쳐진 형태에 대한 정하중 실험을 통해 범프 포일 단품의 구조 강성과 감쇠 성능을 파악하였다. 범프 포일 단품의 한쪽 끝단이 고정되어 있을 때의 강성은 양 끝단이 고정되어 있을 않을 때와 비교하여 구조 강성이 크게 나타났다. 그리고 범프 포일 단품 1개, 동일한 범프 포일 단품 2개가 겹쳐진 형태, 동일한 범프 포일 단품 3개가 겹쳐진 형태, 동일한 범프 포일 사이에 알루미늄 판과 심 포일을 삽입한 형태의 구조 강성을 비교하였다. 그 결과 범프 포일 단품이 겹쳐질수록 이에 대한 구조 강성은 스프링을 직렬 연결한 것과 같이 감소하였으며 삽입되는 판과 범프 포일 사이의 마찰에 따라 구조 강성이 다르게 나타나는 것을 확인하였다. 뿐만 아니라, 범프 포일 단품과 겹쳐진 범프의 국부 히스테리시스 루프를 측정하여 범프 변형량에 대한 정하중 특성을 규명하였다. 이를 통해 예하중이 증가할수록 구조 강성은 비선형으로 증가하며 동일 예하중에서 범프 변형량이 증가할수록 손실 계수는 감소하다가 일정해지는 것을 알 수 있었다. 이를 통해 범프 포일에 가해지는 진폭이 증가할수록 감쇠 성능이 감소하는 것을 알아내었다.

본 연구를 통해 예하중과 범프 변형량에 대한 범프포일베어링 및 범프 포일 단품의 특성과 범프 포일 단품의 양 끝단 경계 조건 및 겹쳐진 형태에 대한 특성을 규명하였다. 따라서 범프포일베어링을 설계할 때 구조 강성 및 감쇠에 대한 특성을 이해하고 축의 불균형 질량으로 인한 진동 및 외부에서 전달되는 진동 특성, 범프 포일의 경계 조건 및 형태에 대해 고려해야 한다.

목 차

요 지	i
목 차	iii
List of figures	vii
List of tables	xvi
Nomenclature	xviii
제1장 서론	1
1.1 연구 배경 및 동향	1
1.2 문헌 조사	2
1.2.1 범프포일베어링의 정하중 및 동하중 실험	2
1.2.2 온도에 대한 범프포일베어링 특성	4
1.2.3 포일베어링 특성에 대한 이론적 예측	5
1.2.4 메탈메쉬베어링의 정, 동하중 실험 및 범프포일베어링과 비교	6
1.3 연구 목적 및 내용	8
제2장 실험 장치 및 실험 방법: 포일저널베어링	9
2.1 실험 베어링	9
2.2 실험 장치	11

2.3 실험 방법	12
2.3.1 측정 장비	12
2.3.2 축에 직접 하중을 가하는 실험	13
2.3.3 구조 강성 추정	13
2.3.4 히스테리시스 루프를 이용한 손실 계수 및 감쇠	13
제3장 실험 결과: 포일저널베어링	16
3.1 구조 강성	16
3.2 손실 계수, 감쇠비 및 등가점성감쇠계수	24
3.3 예하중 하에서 범프 변형량에 대한 손실 계수 비교	28
3.4 삽입되는 탑 포일 개수에 대한 포일베어링 정하중 특성	37
3.5 심 포일에 점탄성 테이프를 부착한 베어링 정하중 특성	38
3.6 실험 결과와 해석 결과 비교	41
제4장 실험 장치 및 실험 방법: 범프 포일 단품	43
4.1 실험 범프 포일 단품	43
4.2 실험 장치	43
4.3 실험 방법	45
4.3.1 측정 장비	45
4.3.2 구조 강성 추정	45
제5장 실험 결과: 범프 포일 단품	46
5.1 굴곡이 있는 범프 포일과 굴곡이 없는 범프 포일 정하중 특성 실험 결과	46
5.2 범프 포일의 경계 조건 및 겹쳐진 형태에 대한 실험 결과	48

5.2.1 한쪽 끝단이 고정된 범프 포일 단품	48
5.2.2 고정되지 않은 범프 포일 단품	50
5.2.3 한쪽 끝단이 고정된 범프 포일과 고정되지 않은 범프 포일 정하중 실험 결과 비교	52
5.2.4 한쪽 끝단이 고정되고 두 개의 동일한 범프 포일이 겹쳐진 형태와 고정되지 않은 두 개의 동일한 범프 포일이 겹쳐진 형태	55
5.2.5 동일한 치수를 가지는 세 개의 범프 포일 단품 실험	57
5.2.6 두 개의 범프 포일 사이에 알루미늄 판 삽입	60
5.2.7 두 개의 범프 포일 사이에 심 포일 삽입	62
5.2.8 비교	64
5.3 범프 포일의 포개진 형태에 대한 구조 강성 비교	66
5.4 예하중 하에서 범프 변형량에 대한 범프 포일 단품의 특성	68
5.4.1 범프 포일 단품 한 개의 예하중 실험 결과	69
5.4.2 겹쳐진 범프 포일의 예하중 실험 결과	71
5.4.3 범프 포일 단품과 겹쳐진 범프 포일의 실험 결과 비교	74
제6장 결론 및 향후 계획	77
6.1 결론	77
6.2 향후 계획	79
참고 문헌	80
Abstract	84
부 록 1: 센서 보정	86

부 록 2: 축에 직접 하중을 가하는 실험	92
부 록 3: 국부 히스테리시스 루프를 이용한 구조 강성 추정 방법 및 손실 계수 비교	93
부 록 4: 불확도 계산	96
부록 4.1 구조 강성 불확도	96
부록 4.2 손실 계수 불확도	98
부 록 5: 범프포일저널베어링의 구조 강성 해석을 위한 포트란 코드	101
부 록 6: Fortran90 베어링 코드	106
부 록 7: 측정 장비	112
감사의 글	114

List of Figures

Figure 1 Schematic views of a gas foil journal bearing^[6]

Figure 2 Parameters of a bump foil. F : Applied static load, H_B : Bump height, t_T : Top foil thickness, t_b : Bump foil thickness, t_S : Shim foil thickness, L_B : Bump length, P : Bump pitch, C : Clearance.

Figure 3 Schematic view of test bearing depicting fixed end locations

Figure 4 Static load test rig for bump foil journal bearings

Figure 5 Typical hysteresis loop for mechanical damping^[18]

Figure 6 Bearing displacement versus static load for test bearing

Figure 7 Bearing displacement versus static load excluding soft region

Figure 8 Static load versus bearing displacement and structural stiffness versus bearing displacement for push load

Figure 9 Static load versus bearing displacement and structural stiffness versus bearing displacement for pull load

Figure 10 Structural stiffness versus bearing displacement for push and pull loads

Figure 11 Structural stiffness versus static load for (a) push and (b) pull loads

Figure 12 Structural stiffness and bearing displacement for three independent measurements for push and pull loads

Figure 13 Bearing displacement versus static load with local hysteresis loops

Figure 14 Measured local hysteresis. Figure highlights one of local hysteresis loops with dissipated energy and local stiffnesses

Figure 15 Structural stiffness and loss factor versus bearing displacement for local hysteresis loops

Figure 16 Bearing displacement versus static load for preloads of 4 and 64 N

Figure 17 Structural stiffness versus bearing displacement for preloads of 4 and 64 N

Figure 18 Loss factor versus bearing displacement for preloads of 4 and 64 N

Figure 19 Loss factor versus damping parameters for preload of 4 N

Figure 20 Loss factor versus damping parameters for preload of 64 N

Figure 21 Comparison of hysteresis loops for one top foil (Top 1) and two top foils (Top 2)

Figure 22 Structural stiffness versus bearing displacement for push load condition. One top foil (Top 1) and two top foils (Top 2).

Figure 23 Structural stiffness versus bearing displacement for pull load condition. One top foil (Top 1) and two top foils (Top 2).

Figure 24 Comparison of hysteresis loops of bearing without and with viscoelastic tape

Figure 25 Structural stiffness versus bearing displacement for push load condition

Figure 26 Structural stiffness versus bearing displacement for pull load condition

Figure 27 Comparison of prediction and test result: Static load versus bearing displacement. Test data taken from push load condition

Figure 28 Comparison of prediction and test result: Structural stiffness versus bearing displacement. Test data taken from push load

condition

Figure 29 Schematics of test setup

Figure 30 Schematics of bump sliding and deflection under push and pull loads

Figure 31 Bump displacement versus static load for flat and arch type bump foils

Figure 32 Structural stiffness versus static load for flat and arch type bump foils

Figure 33 Bump displacement versus static load for bump foil with fixed end

Figure 34 (a) Curve-fitted curve with push load and (b) Structural stiffness versus static load for push and pull loads with fixed end

Figure 35 Bump displacement versus static load for bump foil without fixed end (free-free end condition)

Figure 36 (a) Curve-fitted curve with push load and (b) Structural stiffness versus static load for push and pull loads with free end (free-free end condition)

Figure 37 Comparison of hysteresis loops of fixed and free bump foils

Figure 38 Structural stiffness versus bump displacement and static load in fixed and free bump foils

Figure 39 Schematics of bump deflection versus static load dificting different loading condition due to inaccurately fabricated bump foil

Figure 40 Comparison of hysteresis loops of fixed and free bump foils. Data taken from condition for cases 3 and 4

Figure 41 Structural stiffness versus static load. Data taken from condition for cases 3 and 4

Figure 42 Bump deflection versus static load for one layer bump foil. Measurements with three bump foils with identical geometry

Figure 43 Structural stiffness versus static load for one layer bump foil

Figure 44 Bump displacement versus static load for three-layer bump foils

Figure 45 Structural stiffness versus static load for three-layer bump foils

Figure 46 Bump displacement versus static load for bump foil in series with aluminum plate and another bump foil

Figure 47 Structural stiffness versus static load for bump foil in series with aluminum plate and another bump foil

Figure 48 Bump deflection versus static load for bump foil in series with shim foil and another bump foil

Figure 49 Structural stiffness versus static load for bump foil in series with shim foil and another bump foil

Figure 50 Bump deflection versus static load for cases 1, 3, 6, 7, and 8

Figure 51 structural stiffness versus static load for cases 1, 3, 6, 7, and 8

Figure 52 Schematic view of overlapped bump foils

Figure 53 Static load versus bump deflection

Figure 54 Static load versus structural stiffness

Figure 55 Local hysteresis loops with preload of 50 N and 100 N for one layer bump foil

Figure 56 Local hysteresis loops with preload of 50 N and 100 N for two-layer bump foils

Figure 57 Local hysteresis loops with preload of 50 N for one layer bump foil

Figure 58 Local hysteresis loops with preload of 100 N for one layer bump foil

Figure 59 Local hysteresis loops with preload of 50 N for two-layer bump foils

Figure 60 Local hysteresis loops with preload of 100 N for two-layer bump foils

Figure 61 Structural stiffness versus bump deflection. Preload of 50 N and 100 N for one layer and two-layer bumps

Figure 62 Loss factor versus bump deflection. Preload of 50 N and 100 N for one layer and two-layer bump foils

Figure 63 Instruments for calibration of load cell

Figure 64 Test setup for calibration of displacement sensor

Figure 65 Output voltage of eddy current sensor versus displacement for sensitivity of the sensor

Figure 66 Output voltage of eddy current sensor versus applied static load to shaft

Figure 67 Local hysteresis loop with applied static load 4 N

Figure 68 Local hysteresis loop with applied static load 24 N.

Figure 69 Comparison of stiffness estimated by curve fit, average of each points and representative slope

Figure 70 Comparison of loss factor estimated by average of each points and representative slope

Figure 71 Static load versus bearing displacement for estimation of structural stiffness

Figure 72 Static load versus bearing displacement for estimation of loss factor

Figure 73 Local hysteresis loop for estimation of loss factor

Figure 74 Bump foil parameters

Figure 75 Coordinate system in the foil bearing for prediction of bearing stiffness^[22]

Figure 76 Static load versus bearing displacement. Comparison to data in Reference [4]

Figure 77 Structural stiffness versus bearing displacement. Comparison to data in Reference [4]



List of Tables

Table 1 Geometry of test bump foil journal bearing

Table 2 Loss factors and damping parameters for local hysteresis loops

Table 3 Dissipated energy, stiffness, and loss factor with preload of 4 N for bump deflection of 10 μm , 20 μm , 40 μm , and 60 μm

Table 4 Dissipated energy, stiffness, and loss factor with preload of 64 N for bump deflections of 7 μm , 13 μm , 18 μm , and 24 μm

Table 5 Dissipated energy, stiffness, and loss factor of one layer bump with preload of 50 N for bump deflection of 6 μm , 12 μm , 18 μm , and 24 μm

Table 6 Dissipated energy, stiffness, and loss factor of one layer bump with preload of 100 N for bump deflection of 6 μm , 12 μm , 18 μm , and 24 μm

Table 7 Dissipated energy, stiffness, and loss factor of two-layer bump foils with preload of 50 N for bump deflection of 6 μm , 12 μm , 18 μm , and 24 μm

Table 8 Dissipated energy, stiffness, and loss factor of two-layer bump foils with preload of 100 N for bump deflection of 6 μm , 12 μm , 18 μm , and 24 μm

Table 9 Measurement results of voltage

Table 10 Specifications of equipment



Nomenclature

D_I Bearing housing inner diameter [mm]

D Shaft diameter [mm]

t_T Top foil thickness [μm]

H_B Bump height [mm]

t_s Shim foil thickness [μm]

P Bump pitch [mm]

L_B Bump length [μm]

N Number of bump

γ Loss factor

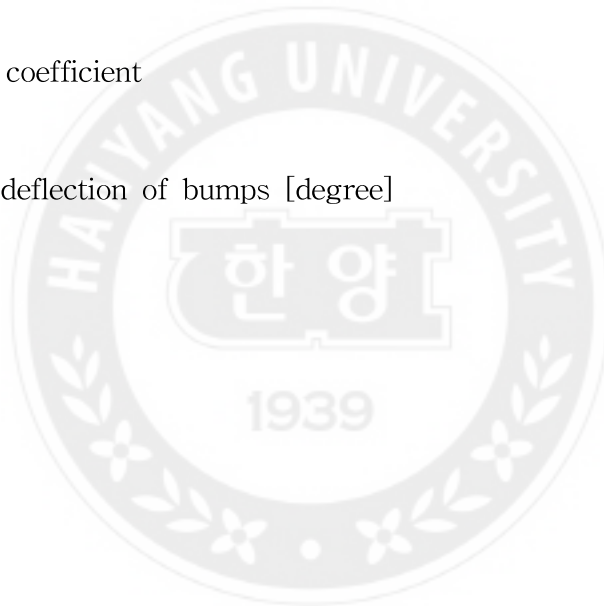
ΔU Dissipated energy [N-m]

k Structural stiffness [MN/m]

x_0	Hysteresis amplitude [μm]
C_c	Equivalent critical damping constant [N-s/m]
C_{eq}	Equivalent viscous damping coefficient [N-s/m]
ζ_{eq}	Equivalent viscous damping ratio
δ	Logarithmic decrement
m	Bearing housing mass [kg]
R	Coefficient of correlation
S	Sensitivity of displacement sensor
U_L	Uncertainty of loss factor
U_x	Uncertainty of displacement [μm]
U_F	Uncertainty of static load [N]
U_K	Uncertainty of structural stiffness [MN/m]
$U_{\Delta U}$	Uncertainty of dissipated energy [N-m]

Δ	Variation
K_W	Fixed bump structural stiffness [N/mm]
K_F	Free bump structural stiffness [N/mm]
r	preload [mm]
C_{nom}	Nominal clearance [mm]
X	Shaft displacement in the X direction [mm]
Y	Shaft displacement in the Y direction [mm]
F_X	Reaction force in the X direction [N]
F_Y	Reaction force in the Y direction [N]
F_ζ	Reaction force in the radial direction [N]
H_i	Actual bump height [mm]
θ	Foil bearing angular position angle [degree]

α	Bump height angle [degree]
β	Angular position to evaluate structural stiffness [degree]
d	Bump deflection [mm]
η	Transverse deflection of bumps [mm]
μ	Friction coefficient
ζ	Normal deflection of bumps [degree]



제1장 서론

1.1 연구 배경 및 동향

유체동압(hydrodynamic)베어링인 범프포일베어링은 오일 등으로 윤활하는 기존 구름베어링과는 달리 공기를 윤활제로 사용하므로 윤활 장치를 설치할 필요가 없다. 뿐만 아니라, 제품이 경량화 되고 구조가 단순화 되며 윤활 및 냉각 요소가 불필요하기 때문에 기기 효율 상승 및 유지 보수비용이 절감된다. 또한 극한 운전조건인 고온과 고속, 심지어 방사능 환경에서도 작동이 가능하며 친환경적이다. 그러나 오일 및 구름베어링에 비해 강성 및 감쇠 능력, 하중지지력이 낮으며 저속에서는 작동이 불가능한 경우도 있다. Figure 1과 같은 2세대 범프포일베어링은 주로 탑 포일과 범프 포일의 형태로 이루어진다. 탑 포일은 축과 직접 접촉하며 부상속도 이하에서 축과의 마찰로 인한 마모 때문에 회전 축에 크롬 코팅 또는 탑 포일 표면에 MoS_2 이나 teflon 등의 코팅은 필수적이다. 심 포일은 축과 포일 사이의 간극을 조절하거나 예압(preload)을 가할 수 있다. 범프 포일은 탄성 구조체로써 베어링 강성과 감쇠와 같은 베어링 특성을 결정하는 중요한 요인이며, 설계 및 제작이 어렵다는 단점이 있다. 하지만 최근 포일베어링의 하중지지 능력의 증가, 코팅 기술, 해석 프로그램의 발전으로 소형 가스터빈, 터보 압축기, 터보 펌프, 터보 과급기 등 적용 분야가 넓어지고 있다.

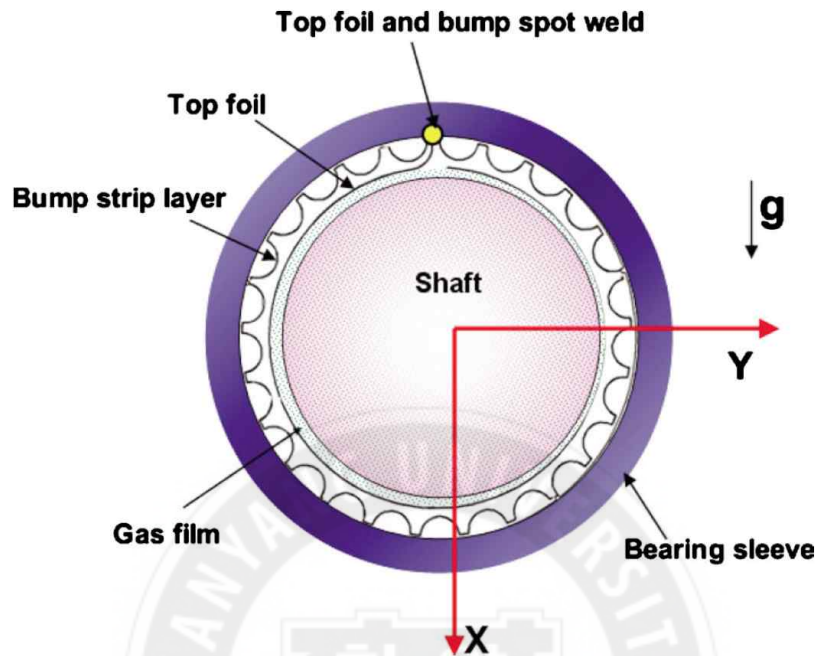


Figure 1 Schematic view of gas foil journal bearing^[6]

1.2 문헌 조사

범프포일베어링을 회전기기에 적용하기 위해 하중지지력 및 강성, 감쇠, 성능 향상을 위한 다양한 연구가 진행되고 있다. 또한 실험뿐만 아니라, 베어링 성능을 예측하기 위한 다양한 해석 방법도 제시되고 있다.

1.2.1 범프포일베어링의 정하중 및 동하중 실험

범프포일베어링의 구조 강성 및 감쇠 성능을 알아보기 위해 이전부터 다양한 실험을 진행하였다. 범프포일베어링의 동적 특성을 알아내기 위해 Ku와 Heshmat^{[1][2]}은 회전하지 않는 축에 포일저널베어링을 삽입하고 베어링에 정하중 및 가진기를 이용한 동하중 실험을 진행하였다. 이 실험을 통해 구조 강성과 등가점성감쇠계수를 계산하였고, 기존 해석을 통한 예측과 비교하여 결

과가 상당히 일치하는 것을 확인하였다. 실험과 해석 결과에서 구조 강성과 감쇠 계수는 정하중이 증가할수록 증가하는 경향이 나타났다. 베어링에 가해지는 정하중에 대해 연성된 강성과 감쇠는 미세하게 달라지지만, 직접적인 강성, 감쇠에 비해 매우 작은 것을 확인하였다. 또한, 측정된 결과를 기반으로 구조 강성과 등가점성감쇠계수를 계산하여 이론적 모델과 비교하였다. 두 결과 모두 가진 주파수가 증가할수록 감쇠 계수는 감소하였으며 연성된 강성은 직 강성보다 작다는 것을 이론 및 실험으로 알아내었다.

Salehi 외 2명^[3]은 주파수, 하중, 진폭, 그리고 범프 포일의 배열이 범프포일 베어링에 미치는 영향을 평가하였다. 그들은 가해지는 하중뿐만 아니라 주파수에서의 동마찰계수와 진폭의 의존성을 설명하였으며, 쿨롱 마찰 기반의 모델과 히스테리시스 모델을 시스템에 적용하였다. 히스테리시스 루프의 면적 증가는 진폭이 증가함에 따라 접촉하는 속도가 증가하므로 접촉에 대한 마찰력은 접촉 속도에 의존하게 된다고 하였다. 이에 따라 진폭이 커질수록 감쇠 계수는 작아졌으며 주파수와 진폭이 일정할 때 예하중이 증가하면 강성과 감쇠는 증가함을 실험적으로 알아내었다.

범프포일베어링에 가해지는 예압에 대한 특성을 알아보기 위해서 Rubio와 San Andrés^[4]는 직경이 다른 축을 범프포일베어링에 삽입하여 정하중 실험을 진행하였다. 그리고 Iordanoff^[5]의 이론적 예측과 실험을 비교하여 서로 일치하는 것을 확인하였다. 예측과 실험 결과를 비교하는 과정에서 큰 불확도를 가지는 간극, 그리고 범프 포일과 탑 포일, 범프 포일과 베어링 슬리브 사이의 건 마찰 계수는 결과에 영향을 주는 것을 확인하였다.

San Andrés 외 2명^[6]은 포일베어링의 설계는 기계적인 복잡성 때문에 여전히 경험에 의존한다고 말하면서 진폭과 가진 주파수에 대한 범프포일베어링의 특성을 알아보기 위해 가진기를 사용하여 정하중 실험을 진행하였다. 이 실험에서 점성 감쇠는 진폭과 가진 주파수에 반비례함을 알아냈으며 건 마찰의 특

성은 hardening effect를 일으키는 작은 진폭에 의존하는 것을 알아내었다.

Heshmat^[7]은 직접 축을 회전시켜 기존 단일 범프 포일보다 두 개의 범프 구조를 가지는 멀티 스테이지 범프포일베어링의 특성을 알아보는 실험을 진행하였다. 멀티 스테이지 범프포일베어링의 경우 기존 베어링보다 향상된 구조 강성과 감쇠를 가지며, 시스템이 안정적인 것을 실험적으로 확인하였다. 또한 베어링의 안정성과 속도 성능에 대해 알아보기 위해 고속에서의 성능 특성, 하중지지력, 자중 및 안정성에 대한 실험을 진행하였다. 실험 결과, 공진 주파수는 아동기 주파수(subsynchronous)와 강제인 축의 고유 진동수의 조화운동과 연관이 있음을 실험을 통해 알아내었다.

1.2.2 온도에 대한 범프포일베어링 특성

Walton 외 2명^[8]은 원심 압축기에 사용되는 가스포일베어링이 열에 대해 안정적인 것을 증명하기 위한 실험을 진행하였다. 실험의 핵심 요소 중 하나인 모터 소자의 열적 안정성을 유지하기 위해 슬리브에 최소한의 물의 유동을 통해 타당성을 입증하였다. 작동하는 스러스트 베어링의 온도는 거의 일정하고 러너 실은 설계대로 작동하였으며 압력 부하 균형을 맞추고 두 번째 공기 흐름에 의해 열 부하를 최소화하였다. 일정 조건에서 열적 안정을 평가하기 위해 특정 회전 속도에서 열평형에 임박할 때까지 실험하였다. 이 실험으로 원심 압축기에 사용되는 가스포일베어링은 열적으로 안정하다는 것을 확인하였다.

온도가 범프포일베어링의 특성에 미치는 영향을 알아보기 위해 Rubio와 San Andrés^[9]는 중공축에 히트 카트리지(heat cartridge)를 삽입하였다. 그리고 축에 열을 가하고 베어링에 가진기로 동적 하중을 가하면서 온도에 대한 구조 강성과 에너지 손실을 실험적으로 규명하였다.

Breedlove^[10]는 축의 온도와 진폭, 주파수에 감쇠계수가 어떤 영향을 받는지

에 대해 알아보기 위한 실험을 진행하였다. 축의 온도가 증가하면 베어링 구조 강성은 기존 강성보다 감소하였으며, 등가점성감쇠계수는 동하중 진폭, 가진 주파수, 축 온도에 반비례 하였다. 동하중 실험에서 스틱-슬립(stick-slip) 현상은 진폭에 상관없이 높은 주파수에서 베어링의 강성을 증가시킨 것을 확인하였으며, 추정된 베어링의 건 마찰 계수는 동하중 진폭이 증가함에 따라 감소하였지만 온도에는 영향을 받지 않는 것을 실험적으로 확인하였다.

1.2.3 포일베어링 특성에 대한 이론적 예측

이전부터 포일베어링 특성에 대한 다양한 해석 방법 및 이론적 모델이 제시하고 이를 실험 결과와 비교하기도 하였다.

Ku와 Heshmat^[11]은 포일저널베어링의 구조 강성과 쿨롱 감쇠에 대한 이론적 모델을 제시하였다. 이론적 모델은 저널 베어링의 범프 포일에 대한 등가점성감쇠계수와 구조 강성을 계산하기 위해 개발하였으며 구조 강성은 섭동법을 사용하여 추정하였고 등가점성감쇠계수는 히스테리시스 루프 면적을 통해 추정하였다.

Le Lez 외 2명^[12]은 다른 하중 하에서 포일저널베어링의 정적, 동적 거동에 대한 이해를 향상시키기 위해 유한요소(FEM)로 모델링하여 해석하였다. 유한요소 해석 결과 하중이 증가할수록 소산되는 에너지의 양은 증가하고, 계산된 등가점성감쇠계수와 동적 계수는 변위 진폭이 증가하기 때문에 감소하였다. 주파수가 증가함에 따라 동적 강성과 소산된 에너지는 약간 증가하였으나 계산된 등가점성감쇠는 급격하게 감소하였다. 또한 건 마찰 계수가 증가할수록 등가점성감쇠는 선형적으로 증가하였고, 동적 강성은 정적 강성보다 좀 더 빠르게 증가하는 것을 해석적으로 밝혀내었다.

Larsen 외 2명^[13]은 포일베어링의 감쇠를 설명하기 위한 정확한 수치해석은 중요하다고 하였으며, 범프 포일의 이론적 해석과 실험 결과를 비교하였다.

이론적 해석은 2차 준정적 유한요소 모델(two dimensional quasi static FE model)에 기초하였고, 기하학적 비선형성과 접촉점에서의 포일 질량을 무시한 쿨롱 마찰을 포함하여 해석하였다. 낮은 진동수에서는 유한요소 모델과 실험 결과가 거의 일치하였지만 높은 진동수에서의 차이는 더 논의가 되어야한다고 기술하였다. 또한, 그들은 범프 포일 단품 정하중 실험에서 스트립 수에 대한 정하중 실험을 진행하였으며 스트립 수가 증가할수록 전체 강성은 증가하였으며 해석과 차이가 나타났다. 이러한 차이는 기하학적인 결함이 원인이며 이는 범프 포일 높이가 서로 다르기 때문에 나타난 현상이라고 언급하였다.

1.2.4 메탈메쉬베어링의 정, 동하중 실험 및 범프포일베어링과 비교

또한, 동압베어링인 메탈메쉬베어링의 정하중, 동하중 실험을 진행하고, 축이 회전할 때 메탈메쉬베어링의 특성을 파악하여 범프포일베어링의 특성과 비교하였다.

San Andrés 외 2명^[14]은 메탈메쉬베어링의 구조 강성과 등가점성감쇠 추정을 위해 진행된 정하중, 동하중 실험에 대해 상세히 설명하였다. 메탈메쉬베어링은 약간의 예하중이 가해진 상태에서 실험을 진행하였으며, 베어링 변형량에 대한 정하중 측정은 큰 히스테리시스 루프를 가지는 입방 비선형(cubic nonlinearity)으로 표현하였다. 또한, 그들은 메탈메쉬베어링의 구축 방법과 실험적으로 확인할 수 있는 구조 강성과 점성감쇠계수를 이론적 예측과 비교하여 설명하였다. 주파수가 증가할수록, 그리고 진폭이 작아질수록 구조 강성은 증가하며 등가점성감쇠는 가진 주파수와 진폭이 증가할수록 감소하였다. 이러한 결과들은 재료 또는 구조 감쇠에 의한 기계적 시스템의 전형적인 특성이라고 언급하였다.

San Andrés와 Chirathadam^[15]은 메탈메쉬베어링의 회전체 동역학적 힘 계수(rotordynamics force coefficient)를 알아보기 위해 50 krpm에서 회전하는

축과 회전하지 않는 축에서 임팩트 실험을 진행하였다. 메탈메쉬베어링의 구조 강성과 감쇠는 예측할 수 있으며, 빠르게 회전하는 축을 지지하는 베어링의 직, 연성된 베어링의 힘 계수와 주파수의 관계는 베어링 응답과 축-베어링 시스템의 안정성을 예측하는데 중요한 역할을 한다고 하였다.

San Andrés와 Chirathadam^{[16][17]}은 주파수와 진폭에 대한 메탈메쉬베어링의 특성을 알아보기 위해 동하중 실험을 진행하였다. 주파수에 따라 구조 강성은 점차적으로 증가하지만 감쇠 계수는 낮은 주파수에서 급격하게 떨어졌다. 베어링 강성은 진폭에 반비례하였지만 등가점성감쇠계수는 진폭에 대해 눈에 띄는 변화가 보이지 않음을 실험적으로 보여주었다. 또한, 그들은 비슷한 크기류 가진 메탈메쉬베어링과 1세대 범프포일베어링의 정적, 동적 특성을 상세히 비교하였다. 베어링 탄성 변형에 대한 정하중 그래프는 기계적 히스테리시스 때문에 비선형으로 나타난다고 하였다. 그리고 부상 속도와 항력 마찰은 특정 속도 및 하중에서 측정하였다. 축이 돌기 시작하고 멈추는 동안 메탈메쉬베어링의 부상 속도가 훨씬 낮은 회전 속도에서 나타날지라도 메탈메쉬베어링의 항력 마찰은 더 크게 나타났다. 이는 메탈메쉬베어링의 더 작은 간극이 더 높은 토크에 대해 영향을 받기 때문이다. 범프포일베어링의 경우 주파수에 따라 강성과 감쇠는 증가하는 반면 메탈메쉬포일베어링의 동력 계수는 매우 낮은 주파수 의존성을 보였다.

이와 같이, 선행 연구에서 범프포일베어링의 특성을 추정하기 위해 베어링에 정적 하중이나 동적 하중을 가하였으며, 회전 실험 및 온도에 대한 베어링 특성도 알아보았다. 하지만 정적 하중 및 예하중 작용 상태에서 범프 변형량에 대한 특성에 대한 연구는 전무하였으며, 범프 포일 단품 특성을 측정한 연구도 부족하였다. 따라서 본 연구에서는 국부 히스테리시스 루프를 이용한 베어링의 정하중 특성을 추정하는 방법 제시하였고, 범프 변형량에 대한 베어링 및 범프 포일 단품 특성을 규명하였다. 뿐만 아니라, 범프 포일 단품의 경계

조건 및 겹쳐진 형태에 대한 특성에 대해서도 실험적으로 규명하였다.

1.3 연구 목적 및 내용

범프포일베어링은 고속 회전체 베어링으로 사용하기 때문에 고속에서의 안정성이 매우 중요하다. 축이 고속으로 회전하는 동안 공기의 강성은 범프 포일의 강성보다 크게 나타나기 때문에 범프 포일의 강성 및 감쇠는 시스템의 동적 안정성을 결정하는 매우 중요한 요인이 된다. 그러므로 본 연구에서 동적 안정성을 결정하는 중요한 요인인 범프 포일의 감쇠 능력을 실험적으로 규명하고자 한다.

이를 규명하기 위해, 본 논문의 2장에서는 실험 베어링에 대한 설명과 구조 강성과 손실 계수를 추정하기 위한 실험 방법과 추정 방법을 기술하였다. 3장에서는 정하중 실험 결과를 통해 구조 강성을 추정하는 방법과 국부 히스테리시스를 측정하였고 예하중 및 범프 변형량에 대한 손실 계수를 알아보았다. 또한 범프가 결합된 형태에 대한 감쇠 능력을 알아보기 위해 탑 포일을 추가하거나, 심 포일에 점탄성 테이프를 부착하여 실험을 진행하였다. 그리고 Jordanoff^[5]가 제안한 해석 결과와 실험 결과를 비교하였다.

베어링 슬리브에 범프 포일을 삽입하여 추정한 구조 강성은 베어링 간극과 활성화되는 범프의 수에 따라 다르기 때문에 범프만의 정확한 특성을 알기 어렵다. 따라서 본 논문에서는 범프 포일 단품에 대해 다양한 조건으로 정하중 실험을 진행하여 범프 포일만의 정하중 특성을 파악하였다. 이에 대한 내용은 4장과 5장에서 기술하였다. 4장에서는 범프 포일 단품 실험 장치와 실험 방법에 대하여 기술하였다. 5장에서는 범프 포일 단품에 다양한 조건에서의 정하중과 예하중 실험 진행하였으며, 범프 포일 단품에서 비선형성이 나타나는 원인도 파악하였다.

제2장 실험 장치 및 실험 방법: 포일저널베어링

2.1 실험 베어링

실험에서 베어링 슬리브 외경, 탑 포일 두께, 범프 포일 두께, 심 포일 두께, 축의 지름은 마이크로미터로 측정하였으며, 베어링 슬리브의 내경은 버니어 캘리퍼스로 측정하였다. 사용한 마이크로미터의 분해능은 0.001 mm이며 오차는 ± 0.001 mm이다. 버니어 캘리퍼스의 분해능은 0.01 mm이며 오차는 ± 0.02 mm 이다. 치수들은 각각 5번씩 측정하여 얻은 평균값이며, 간극(clearance)은 $[D_I - D - 2 \times (t + H_B + t_s)] / 2$ 로 얻는다. D_I 는 베어링 슬리브의 내경, D 는 축의 지름, t 는 탑 포일의 두께, H_B 는 범프 높이, t_s 는 심 포일의 두께이다. 탑 포일의 두께는 코팅된 부분까지 고려하였다. Figure 2는 범프포일베어링의 파라미터를 나타낸 것이다. P 는 범프 피치, L_B 범프 길이이다. 범프 포일의 소재는 Inconel X-750을 사용하였으며 탑 포일은 축과의 고체 윤활을 위한 테플론 코팅을 하였다. Figure 3은 베어링에 하중이 가해지는 방향과 범프가 고정(fixed)된 위치를 나타낸 것이며, 범프는 120° 간격으로 고정하였다. Table 1은 범프포일베어링의 치수를 각각 측정하고 이를 축의 지름으로 나누었다. 단위는 무차원이다.

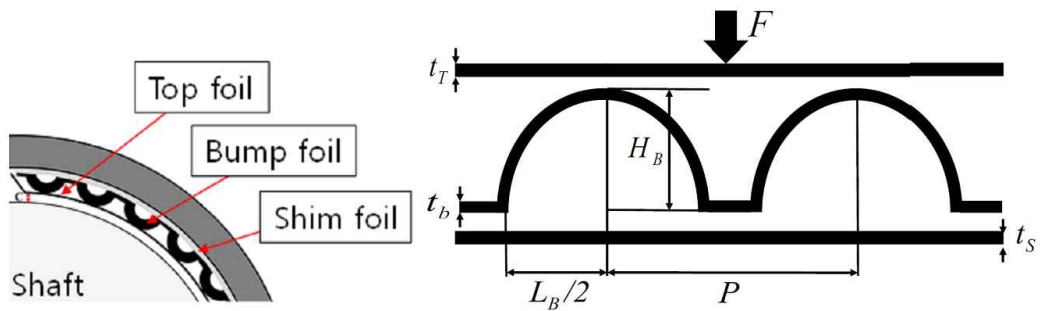


Figure 2 Parameters of bump foil. F : applied static load, H_B : bump height, t_T : top foil thickness, t_b : bump foil thickness, t_S : shim foil thickness, L_B : bump length, P : bump pitch, C : clearance.

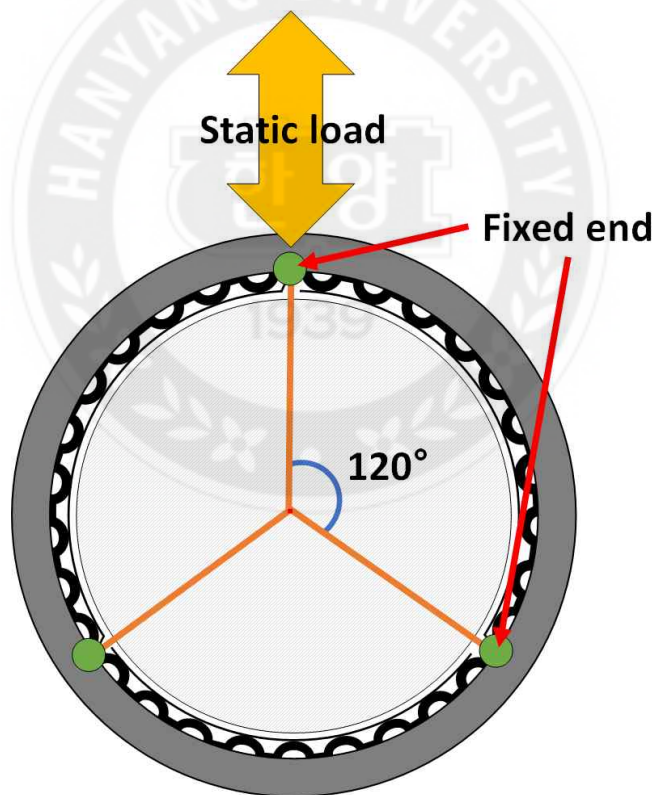


Figure 3 Schematic view of test bearing depicting fixed end locations

Table 1 Geometry of test bump foil journal bearing

Parameter	Symbol	Normalize to shaft diameter
Bearing sleeve outer diameter	D_o	1.4203
Bearing sleeve inner diameter	D_I	1.049
Shim foil thickness	t_s	0.00443
Top foil thickness	t_T	0.00392
Bump foil thickness	t_b	0.00304
Bump pitch	P	0.0924
Bump length	L_B	0.0713
Bump height	H_B	0.0145
Clearance	C	0.0014
Shaft diameter	D	1.0000

2.2 실험 장치

Figure 4는 범프포일베어링의 정하중 실험 장치 나타낸 것이다. 베어링을 회전하지 않는 축에 결합하였다. 베어링에 가해지는 하중을 측정할 수 있는 로드셀을 베어링 슬리브에 설치하였으며, 베어링이 움직인 변위를 측정할 수 있는 와전류 타입의 변위 센서는 로드셀의 반대 방향에 설치하였다. Figure 4 처럼 실험 장치의 손잡이가 시계 방향으로 회전하면 로드셀이 아래로 내려가면서 베어링 슬리브에 가해지는(loading) 하중이 측정된다. 그리고 하중에 의해 나타나는 베어링의 움직임(변위)을 와전류 타입의 변위 센서로 측정하게 된다. 이 상태에서 손잡이를 반대로 회전하면 하중이 풀리게(unloading) 되고, 계속 반시계 방향으로 회전하면 반대 방향으로 베어링 슬리브에 하중이 다시

가해지게(loading) 된다. 다시 손잡이를 시계 방향으로 회전하여 하중을 풀면(unloading) 초기 위치로 되돌아오게 된다. 이 실험에서 축과 베어링이 실제로 닿지 않아 범프가 작동하지 않는 구간이 발생하는데, 이를 간극 또는 soft region이라 한다. 이 과정을 거치면서 정하중에 대한 범프 변형량을 기록하였고 실험의 반복성과 신뢰성을 위해 동일 조건에서 실험을 세 번씩 반복하였다.

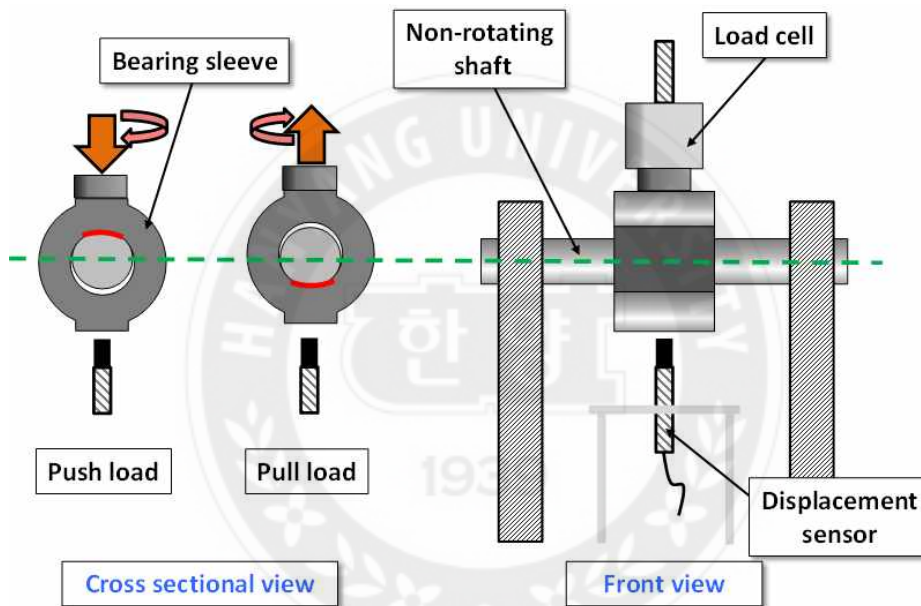


Figure 4 Static load test rig for bump foil journal bearings

2.3 실험 방법

2.3.1 측정 장비

다이내모미터로 최대 500 N까지 측정이 가능한 로드셀에 약 200 N까지의 하중을 가하여 인디케이터를 보정한다. 와전류 타입의 변위 센서는 변위를 측정할 베어링 슬리브 위치에 변위 센서를 설치하고 멀티미터를 사용하여 민감

도(sensitivity)를 계산한다. 멀티미터의 오차는 \pm 판독 값의 0.5% + 최소 유효 자릿수 공식으로 계산한다. 로드셀의 불확도는 0.35 N, 변위 센서의 불확도는 0.057 V/mm이다. 로드셀과 변위 센서를 보정하는 방법은 부록 1에 자세히 기술되어 있다.

2.3.2 축에 직접 하중을 가하는 실험

베어링을 축에 결합하기 전에 축에 직접 약 250 N 까지 하중을 가하여 축의 변형 발생 유무를 파악한다. 축에 직접 하중을 가할 때 축 표면의 긁힘 및 상처를 방지하기 위해 얇은 천이나 종이를 얹고 하중을 가하였다. 축의 변형이 발생하였다면 베어링 정하중 실험 시 축의 변위를 고려해야 하지만, 본 실험에서 축의 변형은 일어나지 않았다. 실험 결과는 부록 2에 기술되어 있다.

2.3.3 구조 강성 추정

Figure 5는 기계적 감쇠에 대한 전형적인 히스테리시스 루프이다. 감쇠에 의해 소산되는 에너지 정도를 나타내는 지표인 손실 계수를 추정하기 위해서는 범프 포일의 구조 강성과 Figure 5와 같은 히스테리시스 루프를 알아야 한다. 범프 포일의 구조 강성은 베어링에 가해지는 정하중과 그에 따른 변위의 곡선을 곡선 접합(curve fitting)하여 추정한다. 곡선 접합으로 얻은 식을 이용하여 하중을 변위에 대해 미분하면 범프포일베어링의 변위에 대한 구조 강성 곡선을 얻을 수 있다.

2.3.4 히스테리시스 루프를 이용한 손실 계수 및 감쇠

손실 계수를 추정하기 위해서는 전체의 히스테리시스 루프가 아닌 베어링의 변위나 하중을 일정 범위로 나누어 국부 히스테리시스 루프를 이용해야 한다. 그 이유는 히스테리시스 루프에서의 구조 강성은 비선형으로 나타므로, 전체

면적을 이용하여 손실 계수를 추정하는 것은 부적절하기 때문이다. 에너지 소산을 나타내는 히스테리시스 루프의 면적(ΔU)은 히스테리시스 루프의 곡선을 적분하거나, 곡선 내부에 삼각형 혹은 사각형을 그리고 도형의 넓이 합으로 계산하였다. 히스테리시스 루프와 범프의 구조 강성을 이용하여 히스테리시스 감쇠 계수, 대수감쇠율, 등가점성감쇠비, 등가임계감쇠상수, 등가점성감쇠계수를 계산할 수 있다. 감쇠 계수란 물체의 단위 속도 당 물체의 운동을 방해하려는 힘이며, 대수감쇠율이란 얼마나 진폭이 빠르게 감소하는지를 나타내는 값으로 연속하는 두 진폭의 비에 자연로그를 취한 값이다. 임계 감쇠란 물체가 외부에서 진동이 작용하였을 때 진동을 일으키지 않고 바로 안정화 되는 감쇠 계수이다. 그리고 임계 감쇠와 실제 감쇠 계수의 상대적인 비를 감쇠비라고 한다.

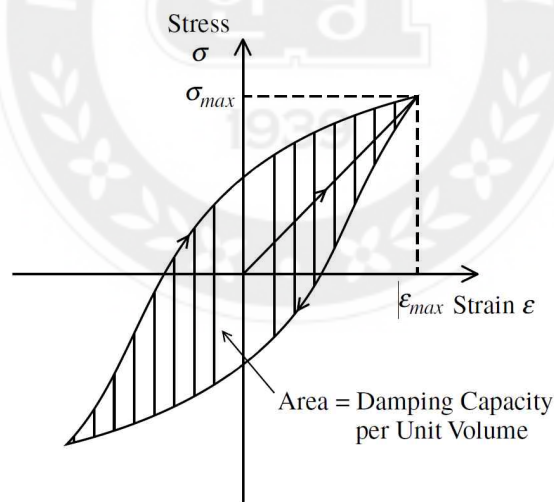


Figure 5 Typical hysteresis loop for mechanical damping^[18]

손실 계수(γ)는 1 라디안 당 소산되는 에너지($\Delta U/2\pi$)와 전체 에너지(U_{max})의 비이며, 식(1)과 같이 나타낼 수 있다. ΔU 는 히스테리시스 루프의 면적이

다.

$$\gamma = \frac{\Delta U}{2\pi U_{\max}} \quad (1)$$

범프를 스프링으로 가정했을 때 범프의 최대 탄성위치에너지 U_{\max} 는

$$U_{\max} = \frac{1}{2} kx_0^2 \quad (2)$$

이다. 여기서 k 는 히스테리시스 루프의 평균 기울기, x_0 는 히스테리시스 루프의 진폭이다. 식(2)를 식(1)에 대입하면 손실 계수는

$$\gamma = \frac{\Delta U}{\pi kx_0^2} \quad (3)$$

이다^[18]. 임계감쇠상수($c_c = 2\sqrt{mk}$), 대수감쇠율($\delta = \pi\gamma$), 등가점성감쇠비($\zeta_{eq} = \gamma/2$), 등가점성감쇠계수($c_{eq} = \gamma\sqrt{mk}$)는 참고 문헌[18, 19]를 참고하여 추정하였다. m 은 베어링 슬리브의 질량이다.

제3장 정하중 실험 결과: 포일저널베어링

3.1 구조 강성

Figure 6는 정하중에 대한 변위 그래프를 나타낸 것이다. 정하중 실험 결과 정하중-변위 곡선은 범프포일베어링의 hardening-effect에 의해 비선형으로 나타난다. 또한 실제로 범프 포일이 작동하지 않는 구간(포일과 축 사이의 간극)을 soft region 혹은 빈 공간(sway space)이라 부른다. Figure 6와 같이 베어링 변위가 반경 방향으로 약 35 μm 구간에서는 실제 범프가 작동하지 않기 때문에 이 구간에서의 구조 강성과 손실 계수는 추정하지 않았다. 하중이 가해질 때(loading) 발생하는 베어링의 변위를 와전류 타입의 변위 센서로 측정하여 기록하였다. 하중이 풀릴 때(unloading) 기울기가 급격히 증가하는 구간이 발생하는데 이는 범프 포일과 베어링 슬리브 사이의 마찰로 인한 stick-slip 현상에 의해 발생한다. Figure 7는 Figure 6의 결과에서 간극 영역을 제외한 히스테리시스 루프이다. Test 1, 2, 3은 동일한 실험을 세 번 반복한 결과를 나타낸 것이며 결과가 상당히 일치하는 것을 확인할 수 있다. Figure 7의 정하중-변위 곡선을 3차식으로 곡선 접합하여 베어링 변위에 대한 구조 강성을 추정하였으며 이는 Figure 8에 나타내었다.

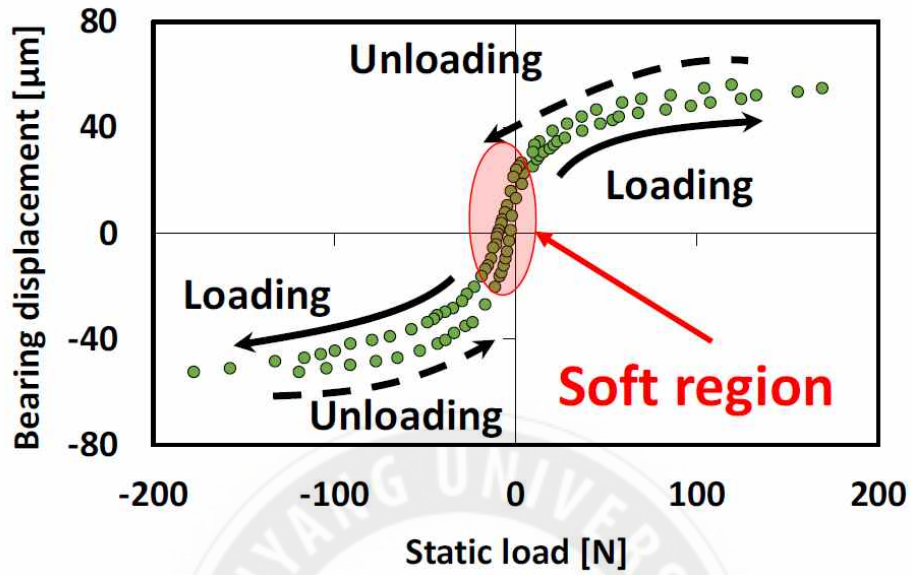


Figure 6 Bearing displacement versus static load for test bearing

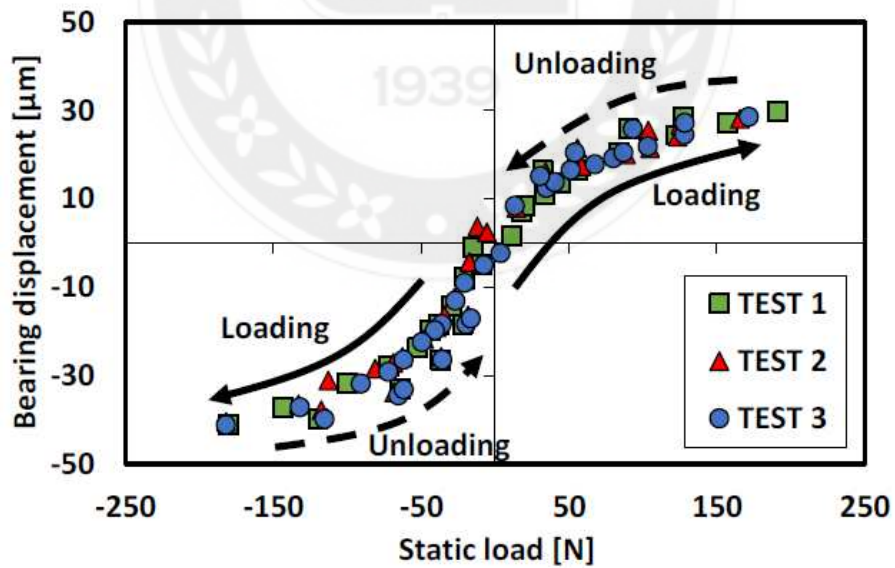
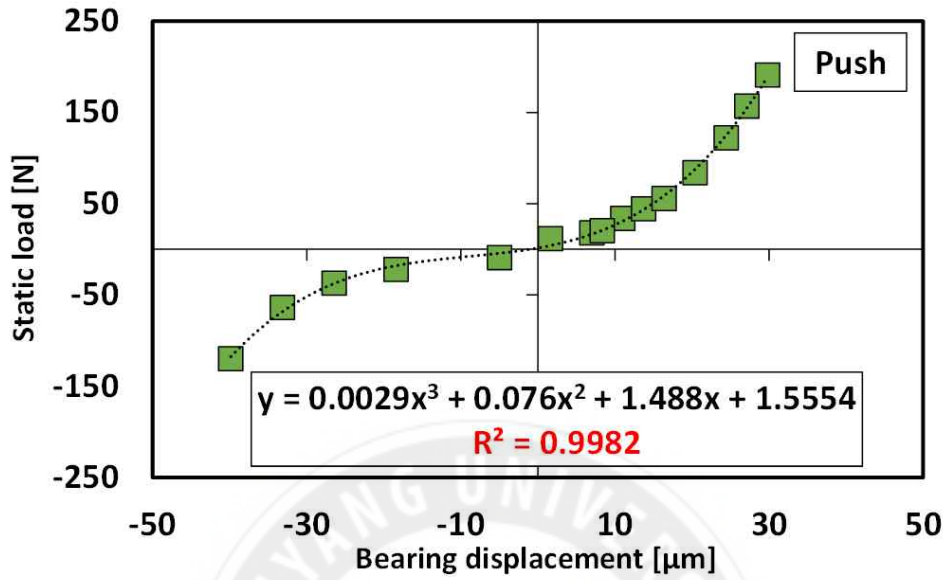


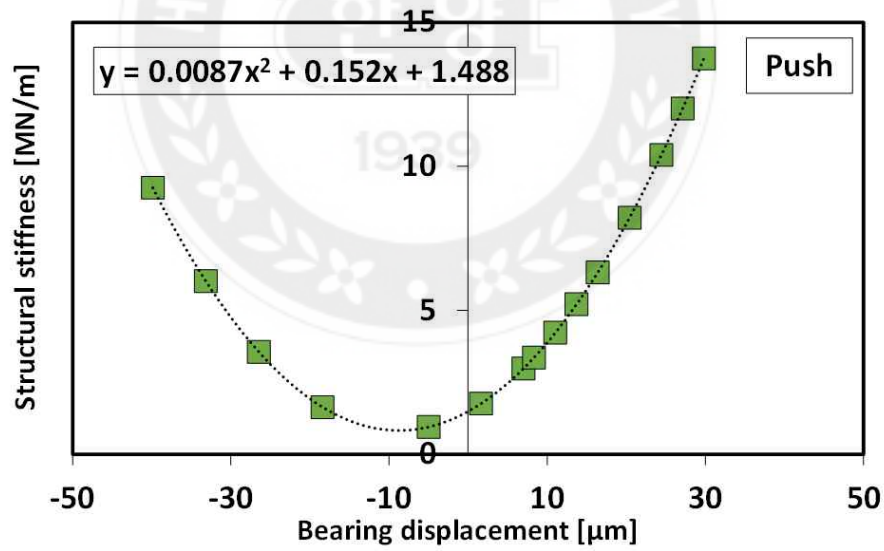
Figure 7 Bearing displacement versus static load excluding soft region

베어링의 구조 강성을 구하기 위해서 손잡이를 시계 방향(push) 및 반 시계 방향(pull)으로 하중을 가하여 각각에 대한 곡선을 얻었다. 이를 3차식으로 곡선 접합하여 베어링 변위에 대한 구조 강성을 추정하였다. Figure 8(a)는 push 하중에서의 베어링 변위-정하중 곡선이며 이를 3차식으로 곡선 접합하였다. Figure 8(b)는 Figure 8(a)에서 곡선 접합하여 얻은 3차식을 베어링 변위에 대해 미분하여 베어링 변위에 대한 구조 강성 곡선을 얻은 것이다. 이에 대한 결과로 베어링 변위에 대해 구조 강성은 비선형으로 나타나는 것을 확인하였다. Figure 9은 pull 하중에서의 실험 결과를 나타낸 것이며 구조 강성을 추정하는 과정은 Figure 8의 방법과 동일하다. 마찬가지로 pull 하중에서 구조 강성은 비선형으로 나타났다. 또한 두 곡선의 곡선 접합하여 계산한 R^2 은 0.99 이상이므로 이와 같은 방법으로 구조 강성을 추정하는 것은 문제가 없다.

Figure 10은 베어링 변위에 구조 강성 그래프를 push 하중일 때와 pull 하중인 경우를 비교한 그래프이다. 두 실험 결과 범프 포일의 구조 강성은 비선형성의 경향성을 가지며 두 구간의 구조 강성은 거의 일치하였다. Figure 11(a)는 push 하중에서 정하중에 대한 구조 강성 곡선, Figure 11(b)는 pull 하중에서 정하중에 대한 구조 강성 결과를 각각 나타내었다. 마찬가지로 정하중에 대한 구조 강성도 비선형으로 나타났다. Figure 12은 신뢰성과 반복성을 위해 동일한 실험을 세 번 반복하여 얻은 베어링 변위에 대한 구조 강성 결과이며, 실험 결과가 거의 동일하게 나오는 것으로 반복성과 신뢰성을 증명하였다.

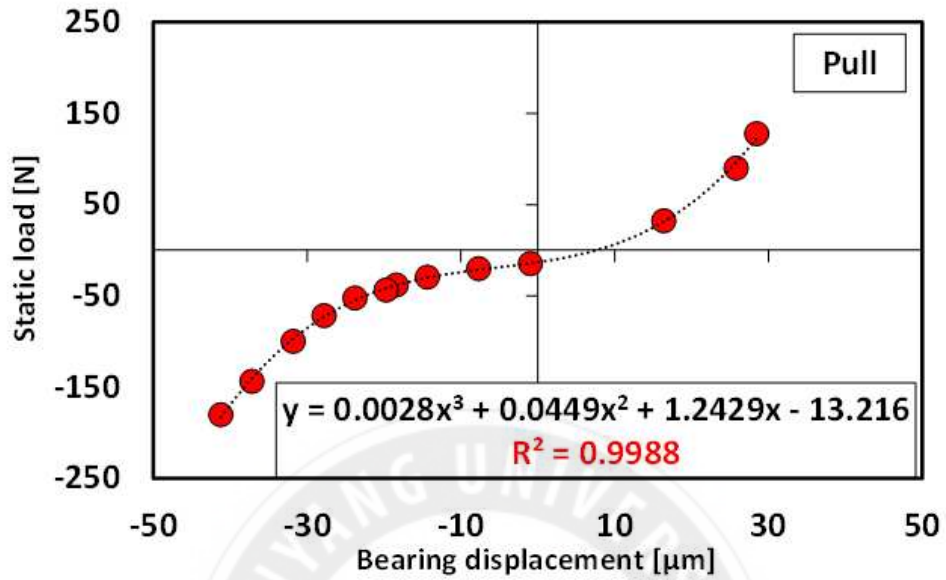


(a) Static load versus bearing displacement

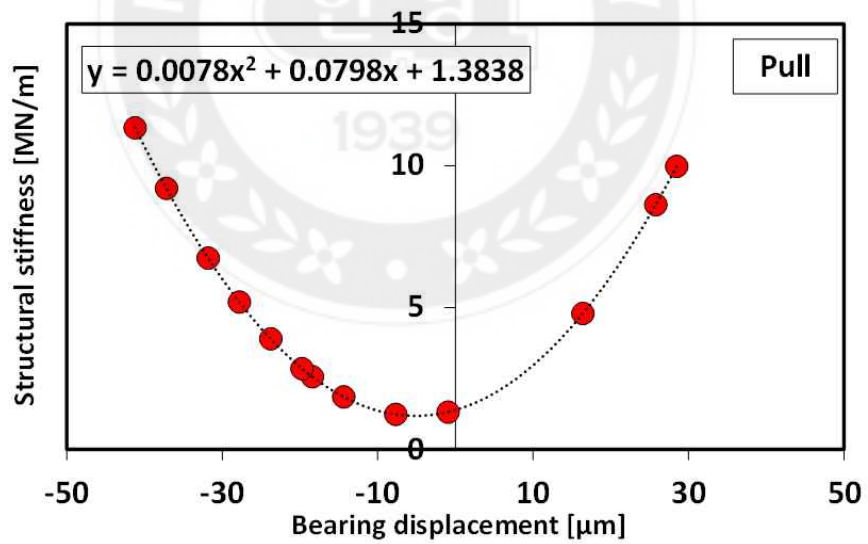


(b) Structural stiffness versus bearing displacement

Figure 8 Static load versus bearing displacement and structural stiffness versus bearing displacement for push load



(a) Static load versus bearing displacement



(b) Structural stiffness versus bearing displacement

Figure 9 Static load versus bearing displacement and structural stiffness versus bearing displacement for pull load

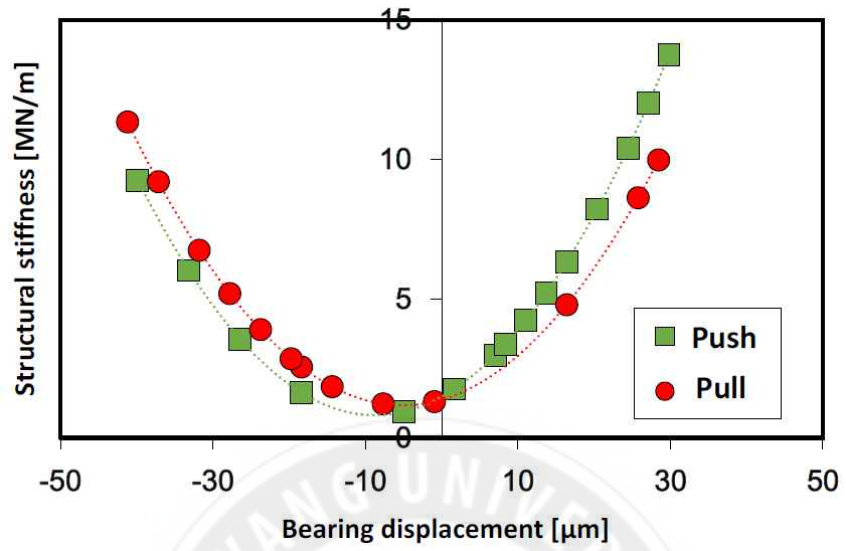
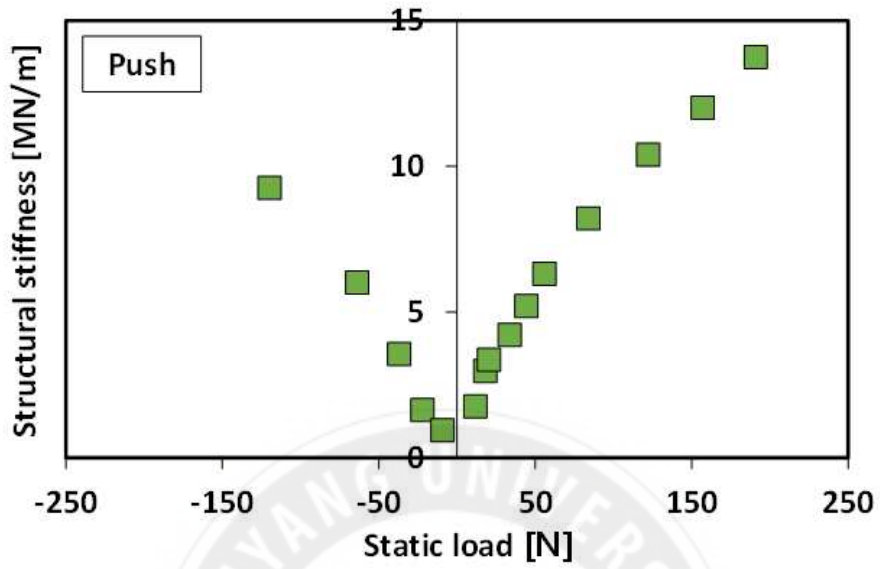
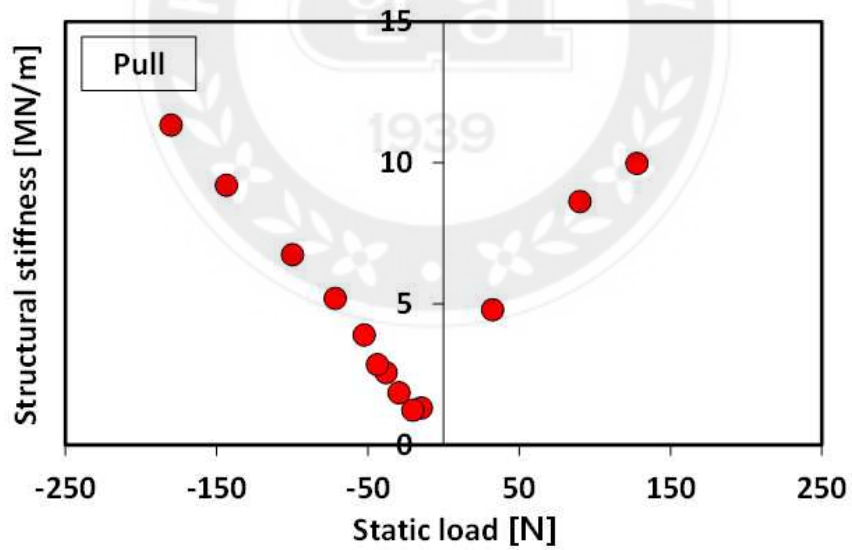


Figure 10 Structural stiffness versus bearing displacement for push and pull loads

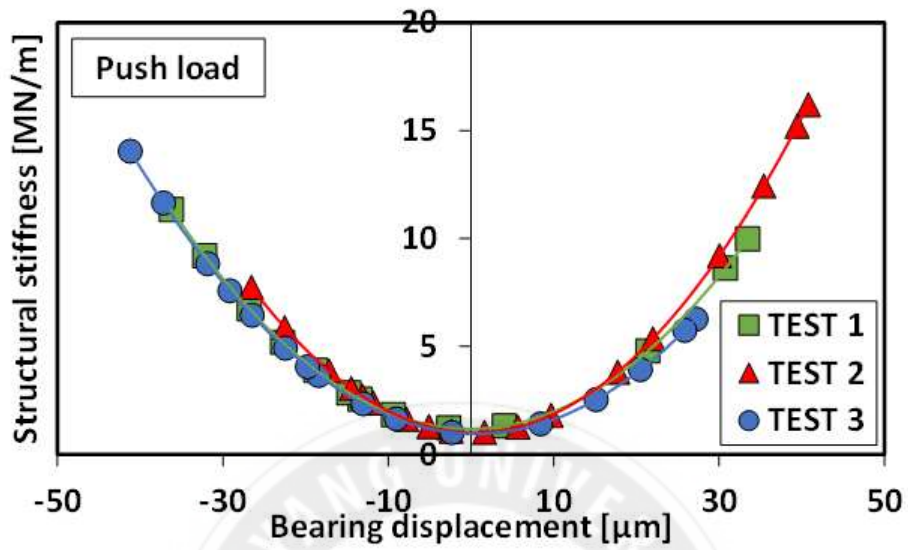


(a) Structural stiffness versus static load for push load

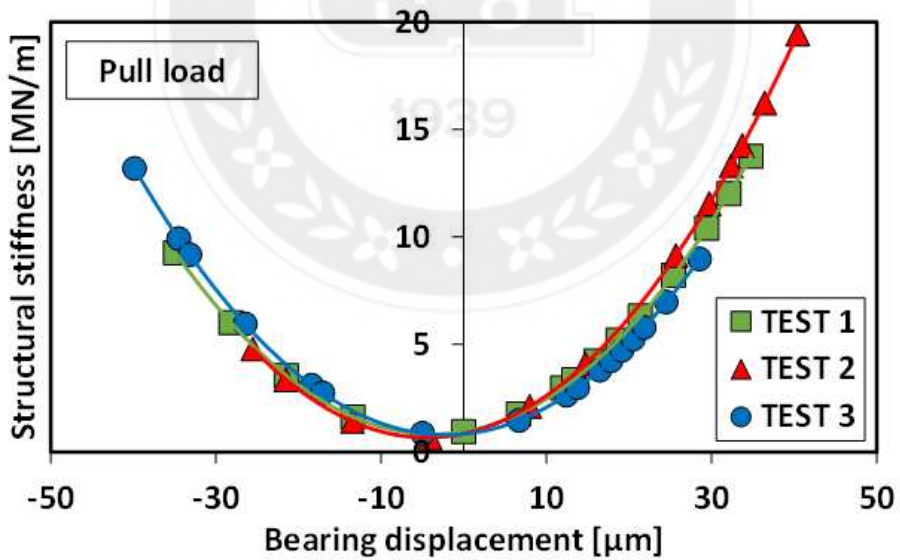


(b) Structural stiffness versus static load for pull load

Figure 11 Structural stiffness versus static load for (a) push and (b) pull loads



(a) Structural stiffness versus bearing displacement for push load



(b) Structural stiffness versus bearing displacement for pull load

Figure 12 Structural stiffness and bearing displacement for three independent measurements for push and pull loads

3.2 손실 계수, 감쇠비 및 등가점성감쇠계수

손실 계수(γ)는 2.3.4에 기술한 것과 같이 한 사이클 당 소산된 에너지를 전체 에너지로 나눈 값인, $\Delta U/\pi KX^2$ 식으로 추정할 수 있다. 하지만 Figure 6과 같은 히스테리시스 루프의 구조 강성은 비선형으로 나타나기 때문에 이를 이용하여 손실 계수와 감쇠 파라미터를 추정하는 것은 부적절하다. 그러므로 동일한 범프 변형량으로 나누어 국부 히스테리시스 루프를 측정하여 손실 계수 및 감쇠 파라미터들을 추정하는 것이 바람직하다. 구조 강성을 추정하는 방법은 부록 3에 기술하였다. 본 연구에서는 범프 변형량이 약 5 μm 인 국부 히스테리시스 루프를 측정하였으며, 감쇠 파라미터를 구하는 과정은 2.3.4절에서 설명하였다.

Figure 13은 범프 변형량을 5 μm 로 나누어 각각의 국부 히스테리시스 루프를 측정한 결과이며 경향성은 전체 히스테리시스 루프인 Figure 6와 동일하다. Figure 14는 국부 히스테리시스 루프 하나를 예시로 손실 계수를 추정하는 방법을 나타내었다. Figure 14에서의 국부 히스테리시스 루프의 면적(ΔU)은 내부에 도형을 그려 계산하였으며 $7.9 \times 10^{-5} \text{ N}\cdot\text{m}$ 의 값을 얻었다. 대표 강성 계수 k 는 루프 안의 기울기 평균값으로 8.23 MN/m이며, 진폭(x)은 범프 변형량의 1/2인 2.5 μm 이다. 이를 이용하여 3.2에서 언급한 방법으로 계산하면 손실 계수는 0.49이다. 또한 추정된 손실 계수와 2.3.4에 기술한 식을 이용하여 대수감쇠율, 등가점성감쇠비, 등가임계상수, 등가점성감쇠계수를 추정할 수 있으며 각각 1.54, 0.245, 3921 N-s/m, 961 N-s/m의 값을 갖는다. 다른 구간도 이와 같은 동일한 방법으로 추정할 수 있으며 그 값들은 Table 2에 나타내었다.

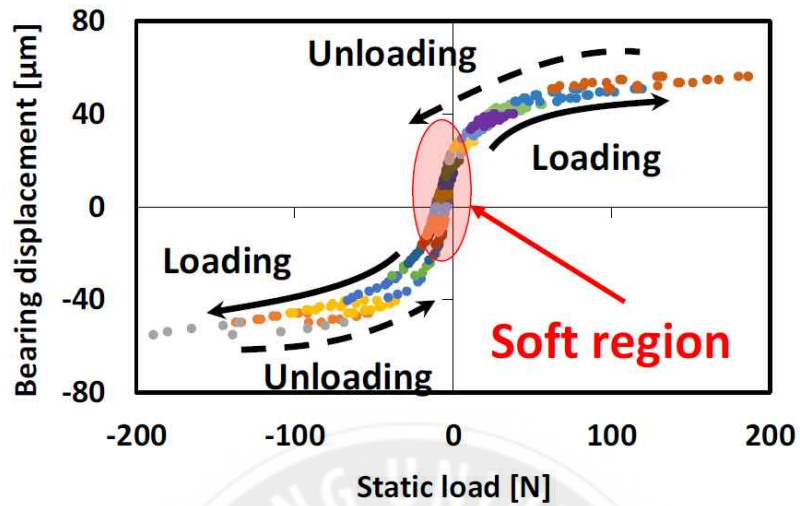


Figure 13 Bearing displacement versus static load with local hysteresis loops

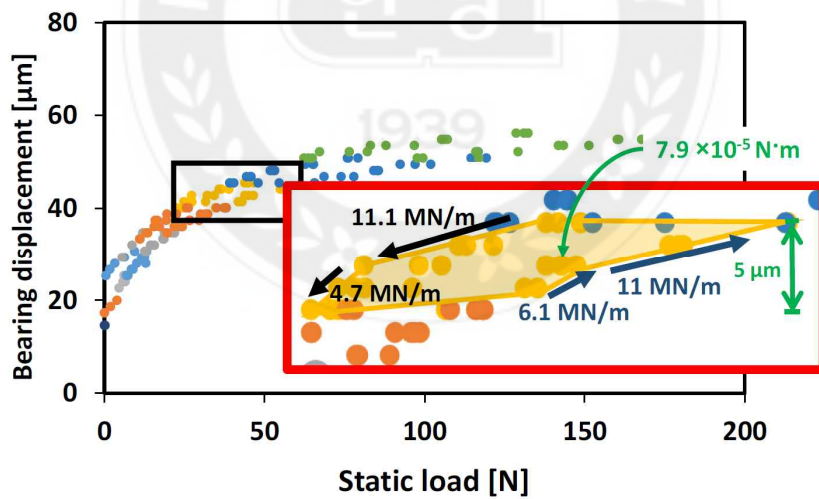
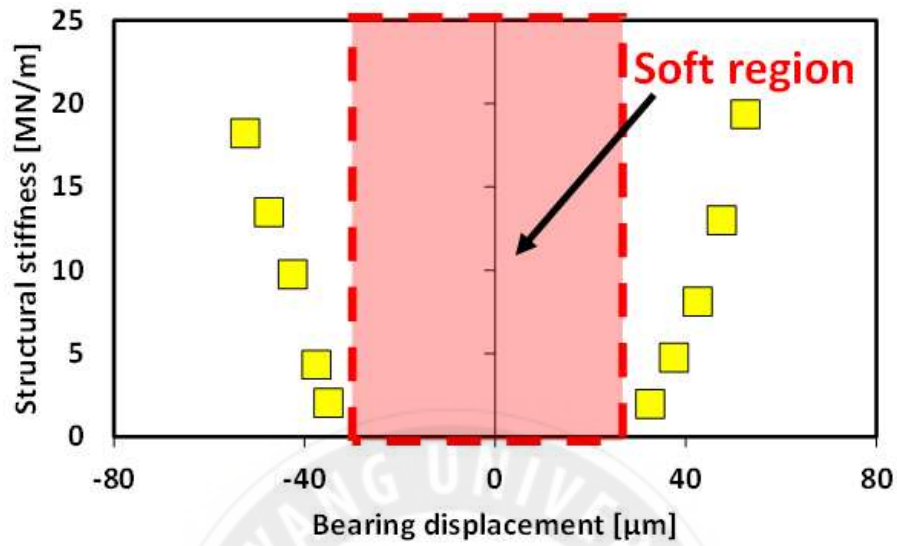


Figure 14 Measured local hysteresis. Figure highlights one of local hysteresis loops with dissipated energy and local stiffnesses

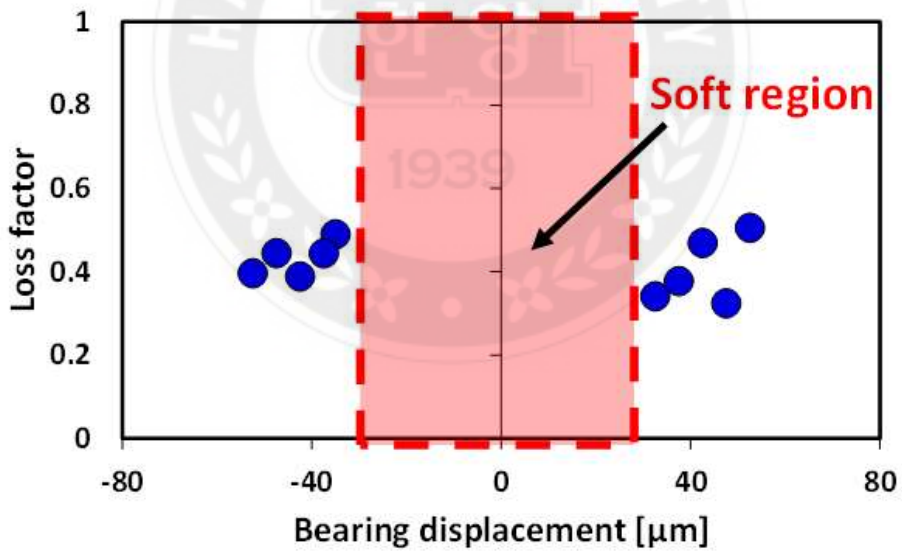
Figure 15는 베어링 변위에 대한 구조 강성과 손실 계수를 나타낸 것이다. Figure 15(a)와 같이 베어링 변위가 증가할수록 구조 강성은 비선형으로 증가하는데, 이는 하중에 따라 활성화 되는 범프의 수가 다르기 때문이다. Figure 15(b)에서 손실 계수는 베어링 변위와 상관없이 0.3에서 0.5 사이의 값을 갖는다. 구조 강성이 비선형으로 증가하더라도 손실 계수의 값은 크게 변하지 않는다. 그 이유는 활성화되는 범프의 수가 증가하는 만큼 마찰에 의한 소산되는 에너지도 같이 증가하기 때문이다.

Table 2 Loss factors and damping parameters for local hysteresis loops

Bearing displacement (μm)	Dissipated energy, ΔU ($\times 10^{-5}\text{Nm}$)	Stiffness, k (MN/m)	Loss factor, γ	Logarithmic decrement, δ	Equivalent viscous damping ratio, ζ_{eq}	Equivalent critical damping constant, C_c (N-s/m)	Equivalent viscous damping coefficient, C_{eq} (N-s/m)
35 - 40(Push)	4.46	3.17	0.38	1.19	0.19	2432	266
40 - 45(Push)	7.90	8.23	0.49	1.53	0.25	3921	960
45 - 50(Push)	15.9	8.66	0.32	1.02	0.16	4022	653
50 - 55(Push)	25.4	12.91	0.51	1.59	0.25	4912	1241
-40 - -45(Pull)	14.0	6.50	0.39	1.22	0.19	3485	674
-45 - -50(Pull)	21.7	8.98	0.44	1.40	0.22	4097	910
-50 - -55(Pull)	26.8	12.15	0.39	1.23	0.20	4763	930



(a) Structural stiffness versus bearing displacement

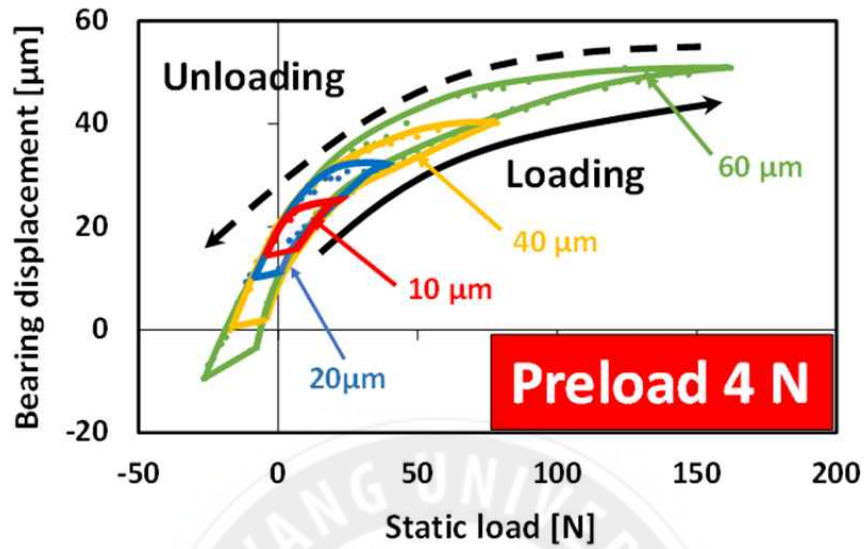


(b) Loss factor versus bearing displacement

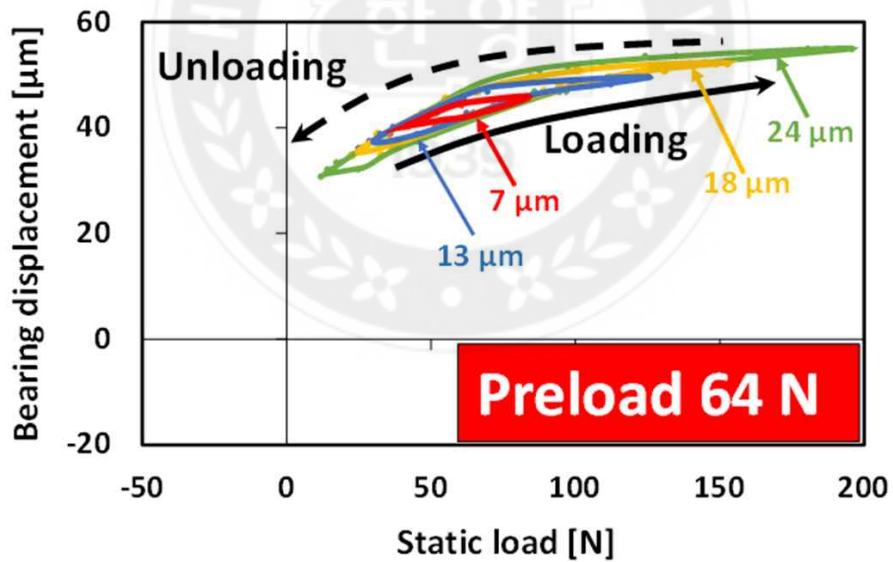
Figure 15 Structural stiffness and loss factor versus bearing displacement for local hysteresis loops

3.3 예하중 하에서 범프 변형량에 대한 손실 계수 비교

예하중이 가해질 때 범프 변형량에 대한 감쇠 성능을 알아보기 위해 다음과 같은 실험을 진행하였다. Figure 16는 예하중 하에서 범프 변형량에 대한 히스테리시스 루프를 나타낸 것이다. Figure 16(a)는 초기 하중을 4 N(베어링 슬리브의 자중)을 작용한 상태에서 범프 변형량을 10 μm , 20 μm , 40 μm , 60 μm 으로 변화시켜가며 정하중 실험을 진행하였다. Figure 16(b)는 예하중을 64 N(베어링 슬리브 자중 + 외부 60 N 하중)을 작용하고 범프 변형량을 7 μm , 13 μm , 18 μm , 24 μm 으로 하여 위와 동일한 정하중 실험을 진행하였다. 손실 계수는 3.2.1절에서 언급한 동일한 방법으로 추정하였다. 이 실험에서 초기 하중 4 N, 범프 변형량이 10 μm 의미는 베어링에 예하중 4 N이 작용한 상태에서 진폭이 5 μm , 진동수가 0 Hz인 동하중을 받는 것이라 볼 수 있다.



(a) Bearing displacement versus static load for preload of 4 N



(b) Bearing displacement versus static load for preload of 64 N

Figure 16 Bearing displacement versus static load for preloads of 4 and 64 N

3.3.1 예하중 하에서 범프 변형량에 대한 손실 계수 결과

Figure 17는 예하중 하에서 동일한 실험을 3번 반복한 범프 변형량에 대한 구조 강성을 나타낸 것이다. 가해지는 예하중이 증가하면 구조 강성은 증가하는 것을 확인하였으며 4 N의 예하중에서의 히스테리시스 루프는 soft region에 포함되어 있어 구조 강성은 상대적으로 작게 나타났다. 또한 4 N의 예하중의 경우 범프 포일 변형량이 증가하더라도 구조 강성은 감소하다가 증가하였지만, 64 N의 예하중의 경우 범프 포일 변형량이 증가하면 구조 강성은 대체로 감소하는 것으로 나타났다. Figure 18은 예하중 하에서 동일한 실험을 3번 반복한 범프 변형량에 대한 손실 계수를 나타낸 것이다. 6 N, 64 N 예하중 실험 모두 동일 예하중 하에서 범프 변형량이 증가하면 손실 계수는 감소하다가 일정해진다. 그 이유는 작용하는 범프의 수가 최대이며 작용하는 범위 구간 내에 범프 포일의 강성과 감쇠 능력 또한 최대로 올라가기 때문이다. Figure 19은 예하중 4 N에서의 감쇠파라미터인 대수감쇠율, 등가점성감쇠비, 등가점성감쇠계수에 대한 손실 계수를 각각 Figure 19(a), (b), (c)에 나타내었다. 감쇠 파라미터의 값이 증가할수록 손실 계수는 증가하였다. Figure 19는 예하중 64 N에서의 감쇠파라미터인 대수감쇠율, 등가점성감쇠비, 등가점성감쇠계수에 대한 손실 계수를 각각 Figure 20(a), (b), (c)에 나타내었다. 예하중 64 N에서도 마찬가지로 감쇠 파라미터의 값이 증가할수록 손실 계수는 증가하였다. Table 3, 4는 예하중 4 N, 64 N 일 때 각각의 소산된 에너지, 구조 강성, 감쇠 파라미터를 나타낸 것이다.

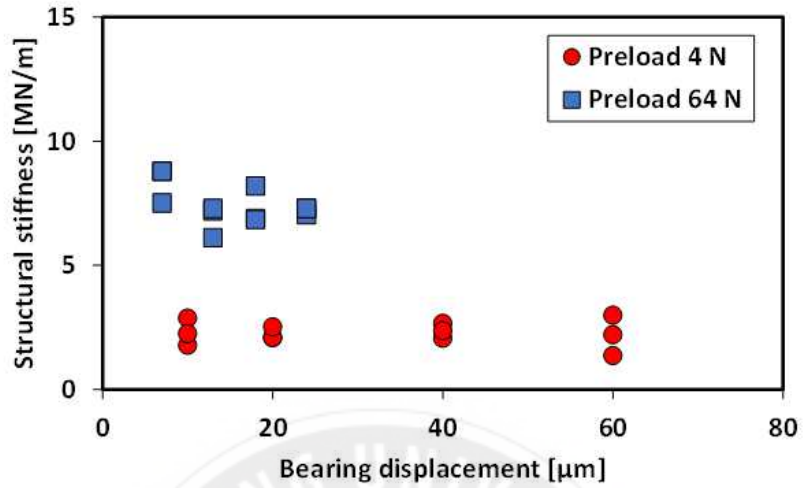


Figure 17 Structural stiffness versus bearing displacement for preloads of 4 and 64 N

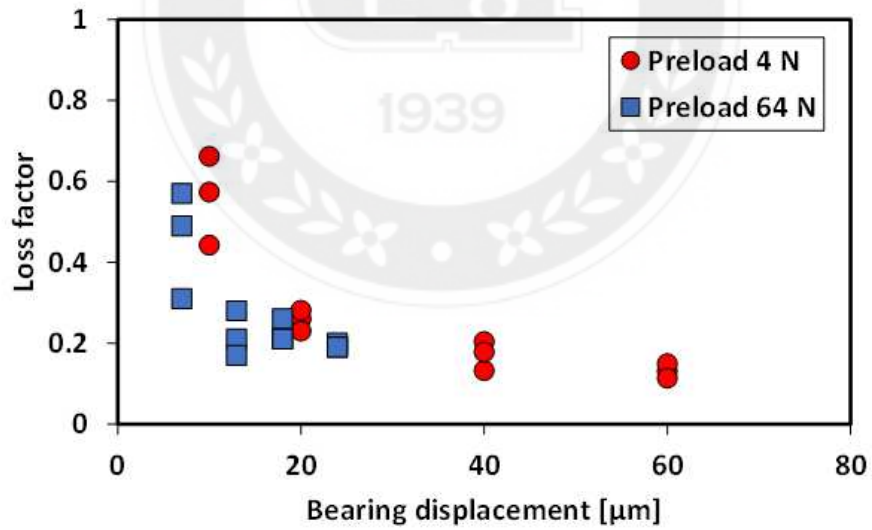
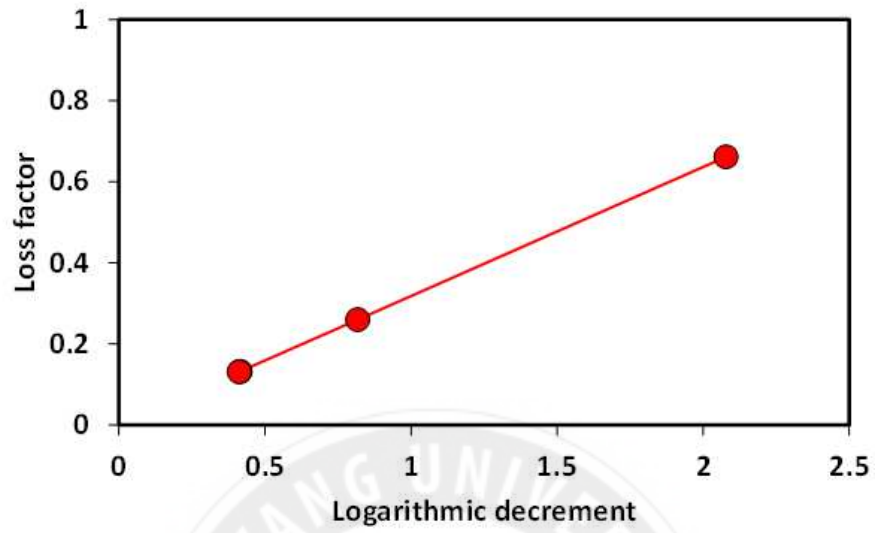
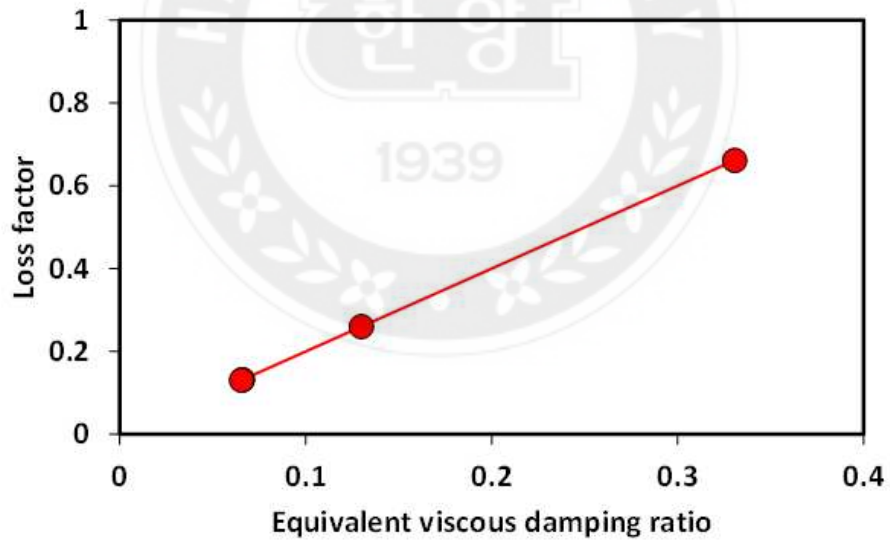


Figure 18 Loss factor versus bearing displacement for preloads of 4 and 64 N

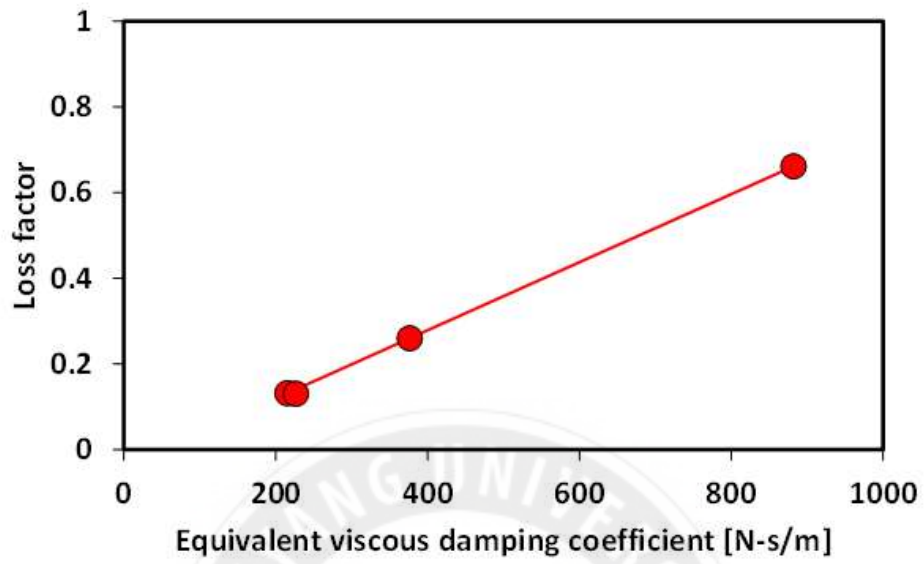


(a) Loss factor versus logarithmic decrement



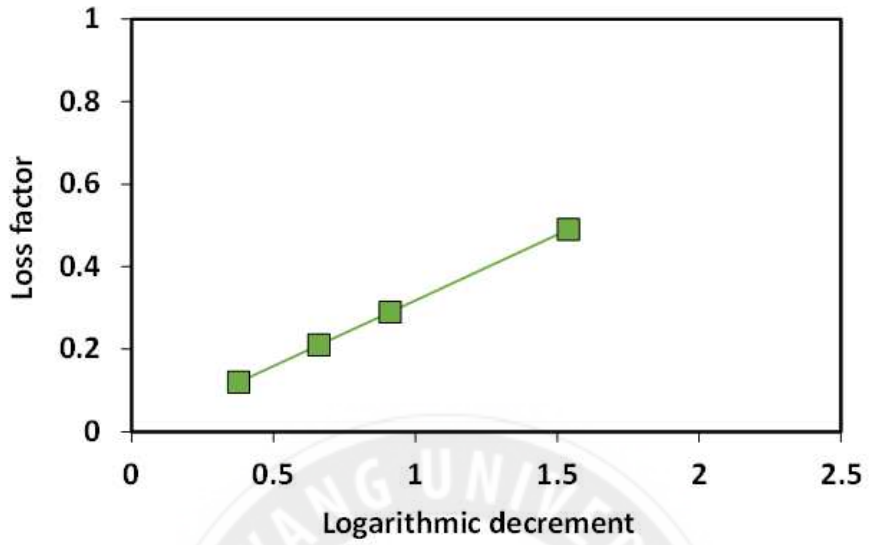
(b) Loss factor versus equivalent viscous damping ratio

Figure 19 Loss factor versus damping parameters for preload of 4 N

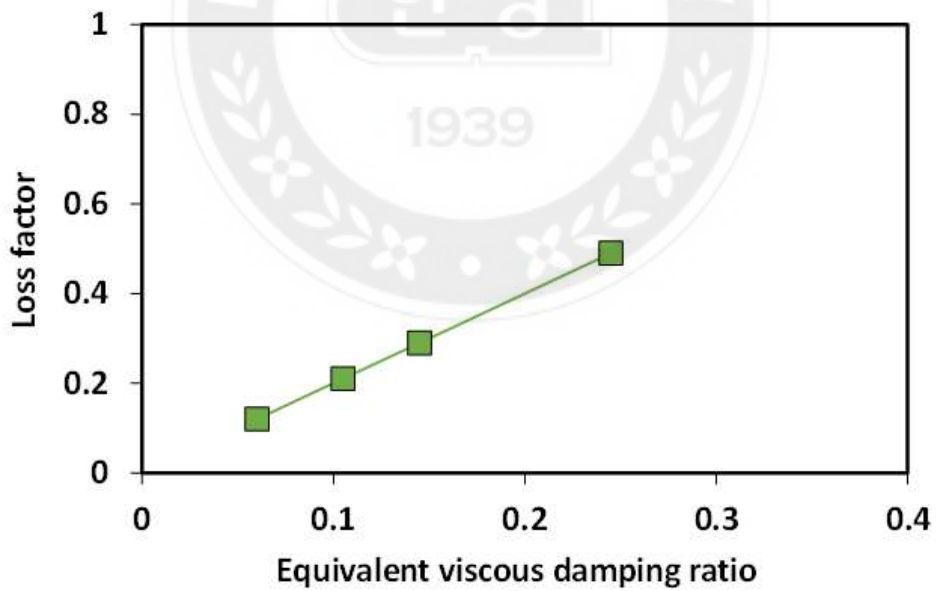


(c) Loss factor versus equivalent viscous damping coefficient

Figure 19 Continued

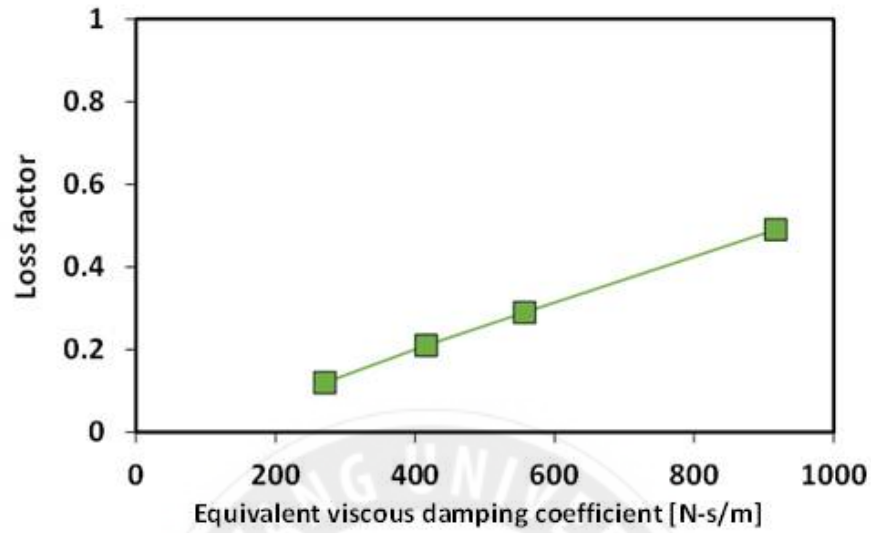


(a) Loss factor versus logarithmic decrement



(b) Loss factor versus equivalent viscous damping ratio

Figure 20 Loss factor versus damping parameters for preload of 64 N



(c) Loss factor versus equivalent viscous damping coefficient

Figure 20 Continued

Table 3 Dissipated energy, stiffness, and loss factor with preload of 4 N for bump deflection of 10 μm , 20 μm , 40 μm , and 60 μm

Bump displacement (μm)	Dissipated Energy, ΔU ($\times 10^{-5}\text{N}\cdot\text{m}$)	Stiffness, k (MN/m)	Loss factor, γ	Logarithmic decrement, δ	Equivalent viscous damping ratio, ζ_{eq}	Equivalent critical damping constant, C_c (N-s/m)	Equivalent viscous damping coefficient, C_{eq} (N-s/m)
10	100	2.88	0.44	1.4	0.22	2147	474
20	185	2.09	0.28	0.88	0.14	1829	257
40	529	2.07	0.20	0.63	0.10	1820	182
60	576	1.37	0.20	0.63	0.10	1481	148

Table 4 Dissipated energy, stiffness, and loss factor with preload of 64 N for bump deflections of 7 μm , 13 μm , 18 μm , and 24 μm

Bump displacement (μm)	Dissipated Energy, ΔU ($\times 10^{-3}\text{N}\cdot\text{m}$)	Stiffness, k (MN/m)	Loss factor, γ	Logarithmic decrement, δ	Equivalent viscous damping ratio, ζ_{eq}	Equivalent critical damping constant, C_c (N-s/m)	Equivalent viscous damping coefficient, C_{eq} (N-s/m)
7	125	8.78	0.31	0.98	0.16	3748	583
13	205	7.29	0.21	0.66	0.11	3415	362
18	331	6.84	0.21	0.67	0.11	3308	352
24	621	7.29	0.19	0.59	0.094	3415	321



3.4 삽입되는 탑 포일 개수에 대한 포일베어링 정하중 특성

포일 베어링의 강성과 감쇠에 영향을 주는 요인을 알아보기 위해 탑 포일 개수에 따른 정하중 실험을 진행하였으며 간극을 조절하여 이를 3.1절의 실험 결과와 비교하였다. Figure 21에서 탑 포일 하나만 사용한 베어링(Top 1)의 경우 190×10^{-5} N-m이며, 두 개의 탑 포일을 포개어 사용한 베어링(Top 2)의 에너지 손실은 312×10^{-5} N-m이다. 탑 포일 두 개를 포개어 사용한 베어링의 에너지 손실이 기존보다 약 1.6 배 증가했음을 알 수 있다. Figure 22, 23는 Push 및 Pull 하중에서의 범프 변형량에 대한 구조 강성을 나타낸 그래프이며 탑 포일을 한 개 사용한 베어링과 두 개 사용한 베어링의 구조 강성이 거의 일치하였다. 따라서 탑 포일을 2개를 사용한 베어링의 감쇠 능력이 향상된 것을 실험적으로 확인하였다.

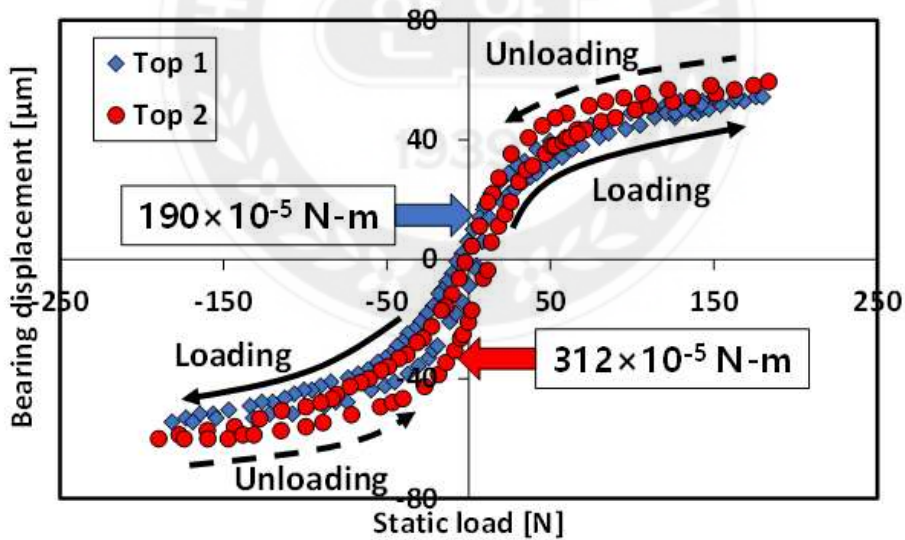


Figure 21 Comparison of hysteresis loops for one top foil (Top 1) and two top foils (Top 2)

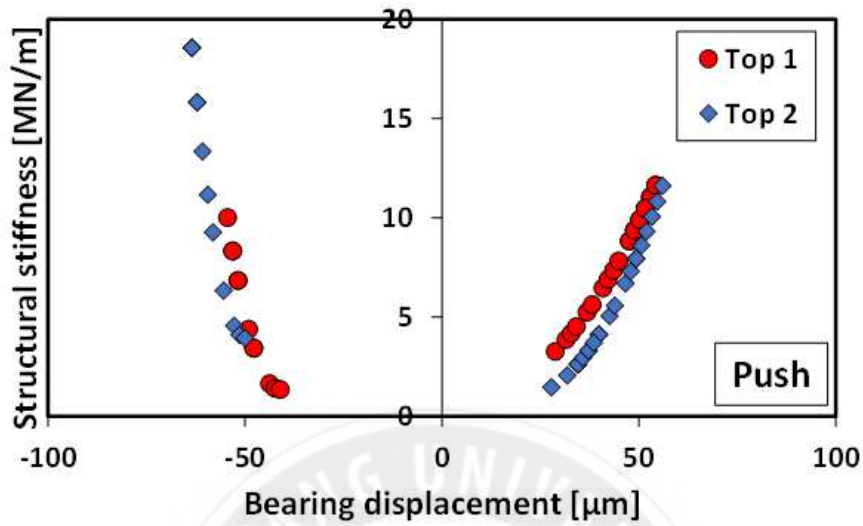


Figure 22 Structural stiffness versus bearing displacement for push load condition. One top foil (Top 1) and two top foils (Top 2).

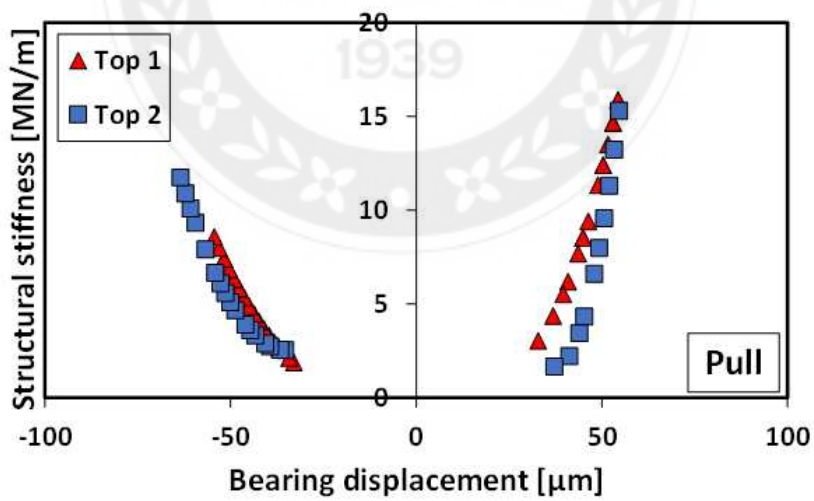


Figure 23 Structural stiffness versus bearing displacement for pull load condition. One top foil (Top 1) and two top foils (Top 2).

3.5 심 포일에 점탄성 테이프를 부착한 베어링 정하중 특성

Figure 24는 심 포일에 점탄성 테이프를 부착한 베어링(이하 점탄성 베어링)과 부착하지 않은 베어링(이하 일반 베어링)의 히스테리시스 루프를 비교한 그래프이다. Soft region은 두 실험 모두 반경 방향으로 약 $30\ \mu\text{m}$ 이며, 점탄성 베어링의 에너지 손실이 부착하지 않은 베어링보다 약 $27 \times 10^{-5}\ \text{N}\cdot\text{m}$ 크게 나타나 베어링에 점탄성 테이프를 부착하면 소산되는 에너지가 많아지는 것을 확인하였다.

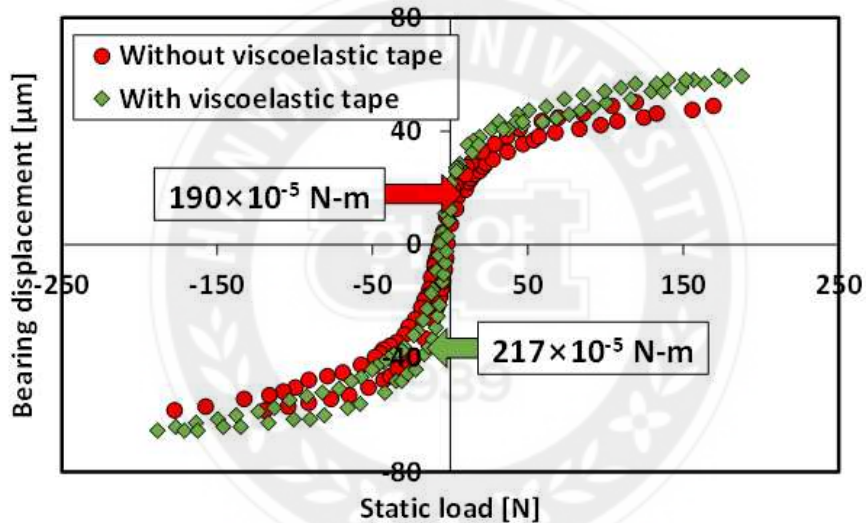


Figure 24 Comparison of hysteresis loops of bearing without and with viscoelastic tape

Figure 25, 26은 점탄성 베어링과 일반 베어링의 push 및 pull 하중에서의 구조 강성을 비교한 것이다. 경향성은 이전 결과와 같으며 점탄성 베어링의 구조 강성은 같은 베어링 변위에서 일반 베어링보다 약 $2\ \text{MN}/\text{m}$ 에서 $4\ \text{MN}/\text{m}$ 감소하였다. 따라서 점탄성 테이프를 부착한 베어링의 감쇠 능력이 기존 베어링보다 향상됨을 실험적으로 알아내었다.

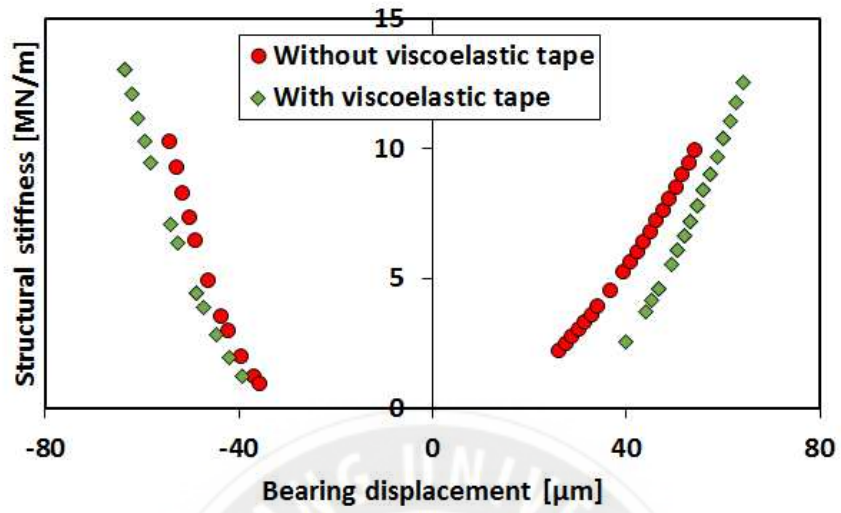


Figure 25 Structural stiffness versus bearing displacement for push load condition

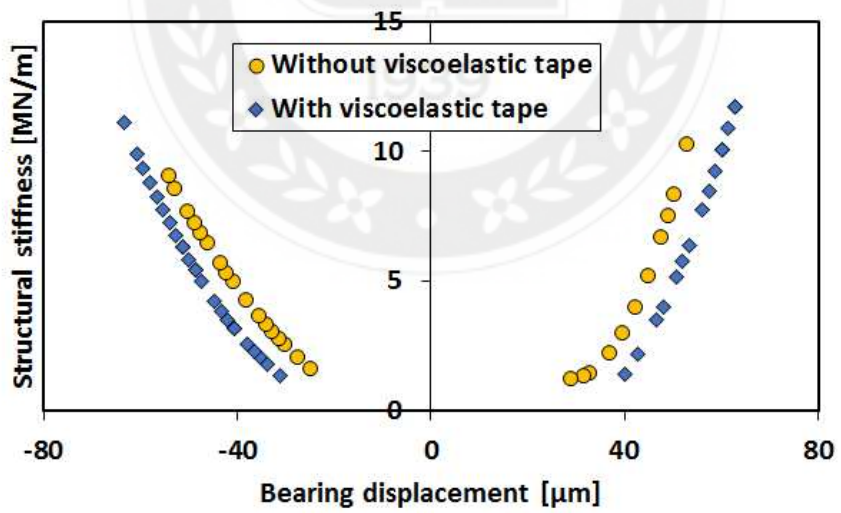


Figure 26 Structural stiffness versus bearing displacement for pull load condition

3.6 실험 결과와 해석 결과 비교

Iordanoff^[5]와 Dario^[22]가 제시한 해석 방법으로 실험 결과 해석 결과를 비교하였다. 해석 코드는 포트란으로 작성하였으며 해석 방법과 코드는 부록에 자세히 기술하였다. Figure 27는 push 하중에서 베어링 변위에 대한 정하중 실험 결과와 해석 결과를 비교한 것이다. 실선으로 되어있는 곡선이 해석 결과이다. Figure 27과 같이 예측 결과와 실험 결과는 상당히 일치하는 것을 확인할 수 있다. Figure 28은 해석 결과와 push 하중 곡선을 곡선 접합하여 구조 강성을 추정한 것이다. 마찬가지로 해석 결과와 실험 결과가 상당히 일치하는 것을 확인할 수 있다. 이로써 Iordanoff가 제시한 해석 코드는 본 논문의 실험 결과와의 비교로 검증하였으며 본 논문에서 사용한 실험 베어링은 선행 연구에 사용했던 베어링 범주안에 있는 것을 확인하였다.

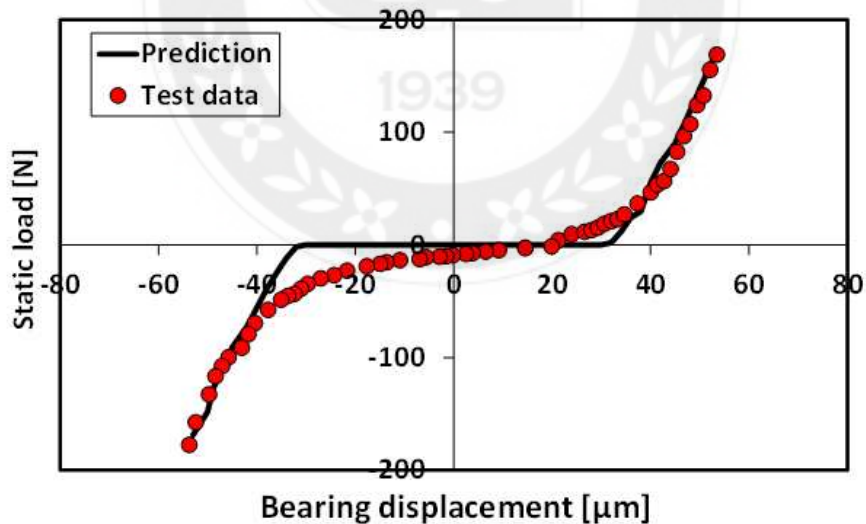


Figure 27 Comparison of prediction and test result: Static load versus bearing displacement. Test data taken from push load condition

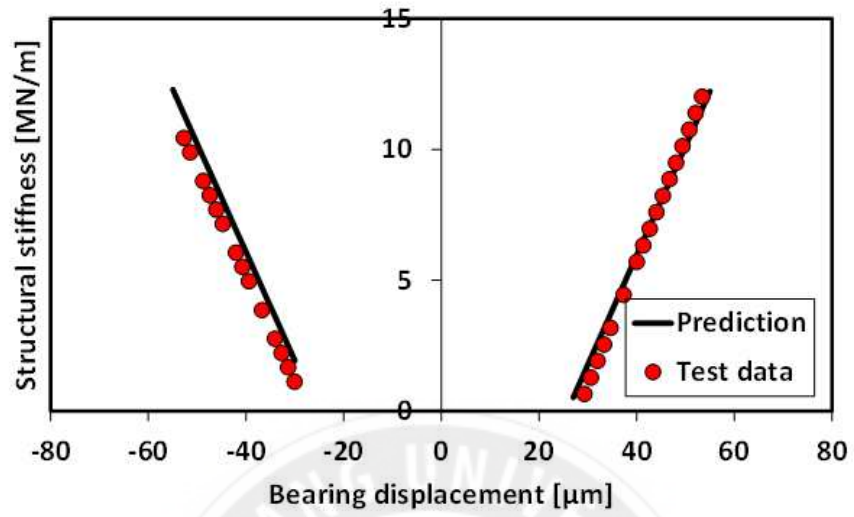


Figure 28 Comparison of prediction and test result: Structural stiffness versus bearing displacement. Test data taken from push load condition

제4장 실험 장치 및 실험 방법: 범프 포일 단품

4.1 실험 범프 포일 단품

범프 포일의 특성은 시스템의 동적 안정성을 결정하는 매우 중요한 요인이다. 하지만 베어링 슬리브에 범프 포일을 삽입하여 추정된 구조 강성은 베어링 간극과 활성화되는 범프 수에 따라 다르게 나타나므로 범프 포일에 대한 정확한 특성을 알기 어렵다. 그렇기 때문에 4장에서는 범프 포일 단품만 정하중 시험을 진행하여 초기 조건, 겹쳐진 형태에 따른 정하중 특성을 파악하였다. 먼저 실제 베어링 슬리브에 삽입되는 형태인 굴곡이 있는 범프 포일과 굴곡 없이 평평한 범프 포일의 정하중 특성을 비교하였다. 그리고 한쪽 끝단이 고정, 고정되지 않은 경우, 범프 포일의 겹쳐진 형태, 예하중에서의 정하중 특성을 비교하였다. 이에 대한 실험 결과는 5장인 범프 포일 단품 실험 결과에 기술되어있다.

4.2 실험 장치

Figure 29은 정하중 실험 장치를 나타낸 것이다. 평평한 판 위에 심 포일, 범프 포일, 탑 포일 순으로 얹고 그 위에 가벼운 철 판을 올렸다. 그리고 철판 중앙에 정하중을 가하고 이를 로드셀로 측정하고 양 끝에 와전류 타입의 변위 센서를 설치하여 철판의 변위를 측정하였다. 철판의 기울어짐을 고려하여 양 끝에 변위 센서를 설치하여 이 둘의 평균값을 범프 포일의 변형량으로 사용하였다. Figure 30는 활성화 되는 범프 포일이 작용하는 방향에 대한 것이다.

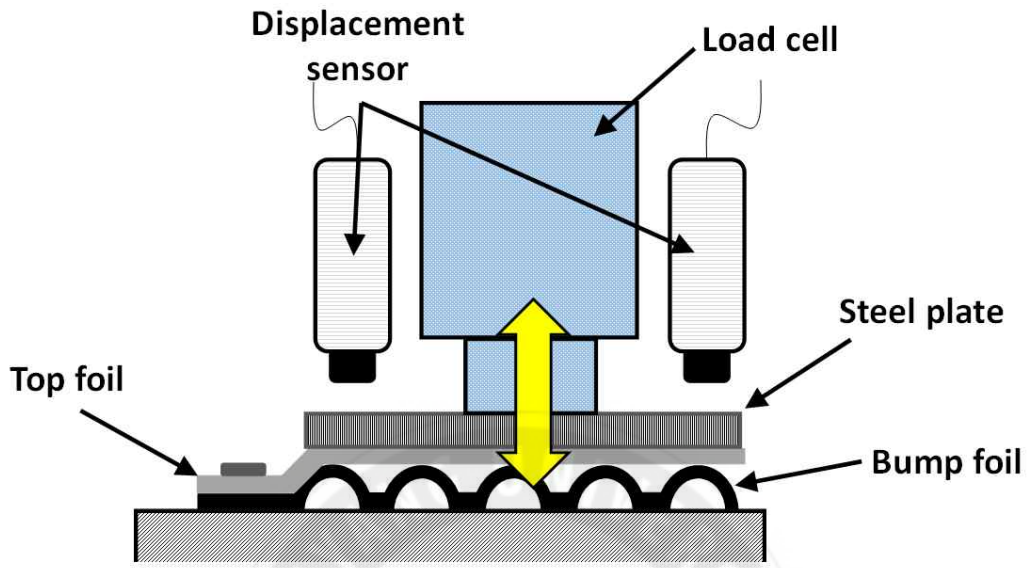


Figure 29 Schematics of test setup

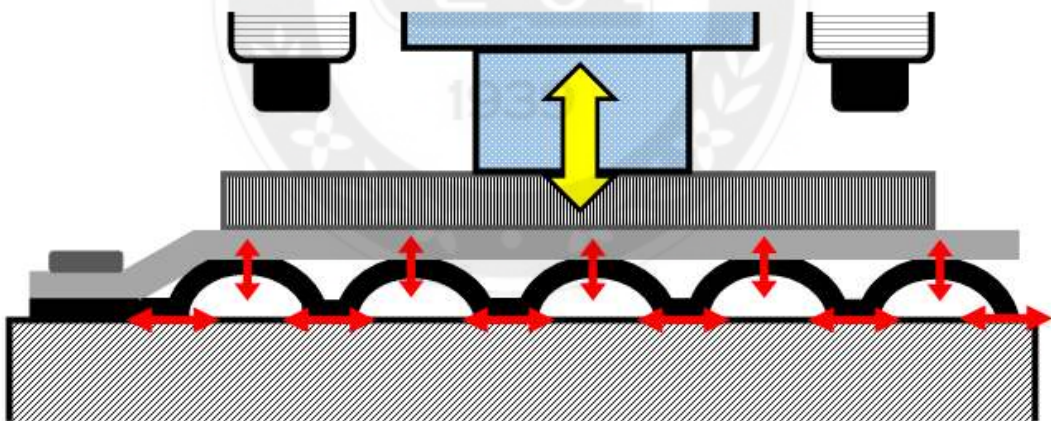


Figure 30 Schematics of bump sliding and deflection under push and pull loads

4.3 실험 방법

4.3.1 측정 장비

범프 포일 단품 실험을 위한 측정 장비는 2.3.1절에서 언급한 동일한 장비를 사용하였다. 범프 포일의 변형량을 측정하기 위해 범프 포일 위에 올려진 평평한 판에 와전류 타입의 변위 센서를 사용하였다. 하중이 가해질 때 판의 기울어짐을 고려하기 위해 동일한 두 개의 변위 센서를 사용하였으며, 이들의 평균값을 사용하여 범프 포일의 변형량을 측정하였다. 로드셀 및 변위 센서를 보정하는 방법 또한 2.3.1절에 언급한 방법과 동일하다.

4.3.2 구조 강성 추정

Figure 29과 같이 심 포일, 범프 포일, 탑 포일 순으로 얹고 그 위에 쇠판(steel plate)을 올려 다양한 조건에서의 범프 포일에 약 200 N까지 정하중을 가하는 실험을 진행하였다. 실험을 통해 구조 강성을 추정하는 방법은 2.3.3절에서 언급한 방법과 동일하다. 먼저 실제 베어링 슬리브에 삽입되는 형태로 굴곡을 가지는 범프 포일과 평평하게 제작된 범프 포일 단품의 특성을 비교하였다. 그리고 한 쪽 끝단이 고정된 범프 포일과 고정되지 않은 범프 포일의 특성을 비교하였으며 동일한 범프 포일의 겹쳐진 형태에 대한 실험도 진행하였다. 마지막으로 두 개의 범프 포일 사이에 알루미늄 판 또는 심 포일을 삽입하여 정하중 실험을 진행하여 모든 실험 결과와 비교하였다.

더 나아가 3.3절처럼 범프 포일 단품 한 개와 두 개의 동일한 범프 포일이 겹쳐진 형태에서 예하중을 가하여 범프 포일 베어링에 대한 특성을 알아보았다.

제5장 실험 결과: 범프 포일 단품

5.1 굴곡이 있는 범프 포일과 굴곡이 없는 범프 포일 정하중 특성 실험 결과

범프 포일의 굴곡이 범프 포일 자체의 구조 강성에 어떠한 영향을 끼치는지 알아보기 위해 이 절에서는 베어링 슬리브에 실제로 삽입되는 형태인 굴곡을 가지는 범프 포일(아치형)과 굴곡 없이 평평한 범프 포일의 정하중 특성을 비교하였다.

실험 결과 Figure 31와 같이 아치형의 범프 포일과 평평한 범프 포일은 soft region 이후에 거의 비슷한 곡선을 가지는 것으로 확인하였다. 이 곡선을 각각 곡선 접합하여 범프 포일 변형량에 대해 미분하여 정하중에 대한 구조 강성의 곡선을 Figure 32에 나타내었다. Soft region 이후 두 범프 포일 모두 Figure 32에서 두 범프 포일의 구조 강성은 거의 일치하는 것으로 나타났다. 따라서 범프 포일 단품의 실험을 진행할 때 형상과는 상관없이 어떠한 형태의 범프 포일을 사용하더라도 문제가 되지 않는다. 5.2절에서 사용한 범프 포일은 아치 형태의 범프 포일로 실험을 진행하였다.

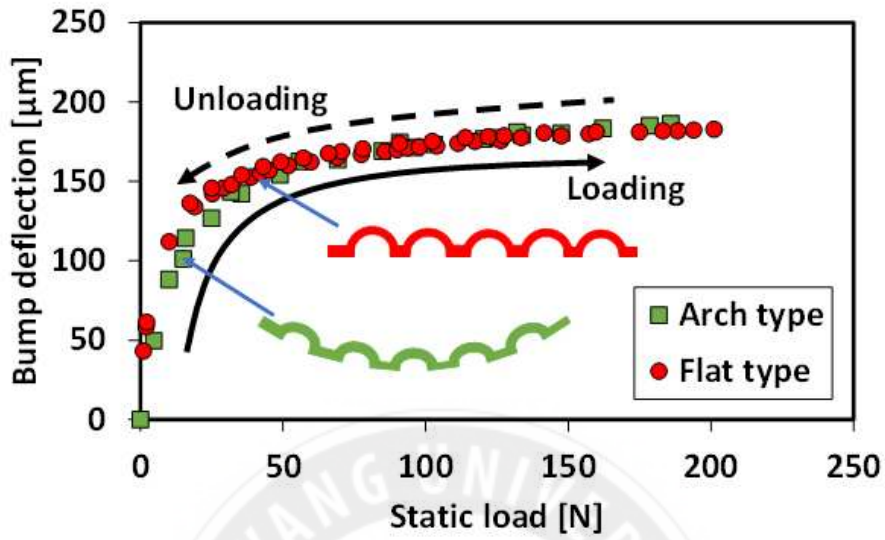


Figure 31 Bump displacement versus static load for flat and arch type bump foils

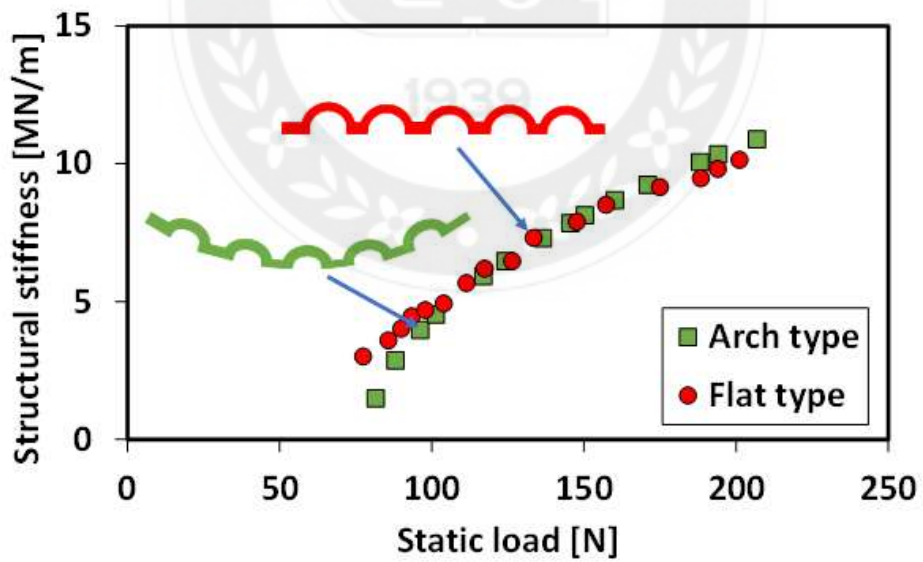


Figure 32 Structural stiffness versus static load for flat and arch type bump foils

5.2 범프 포일의 경계 조건 및 겹쳐진 형태에 대한 실험 결과

5.2.1 한쪽 끝단이 고정된 범프 포일 단품

Figure 33은 정하중에 대한 범프 포일 변형량의 히스테리시스 루프를 나타낸 것이다. 실제 저널 베어링의 범프 포일은 슬리브에 삽입하기 위한 굴곡으로 인해 soft region과 같이 나타난다. Figure 34은 soft region 이후 하중이 가해지는 구간(loading)에서의 구조 강성을 추정하기 위해 범프 포일 변화량에 대한 정하중 그래프(a)를 2차식으로 곡선 적합하였으며 R^2 값은 0.9979이다. (b)의 그래프는 push 곡선과 pull 곡선을 각각 곡선 적합한 후 이를 범프 변형량에 대해 미분하여 정하중에 대한 강성 그래프를 나타내었으며 push 하중과 pull 하중에서의 구조 강성이 저널베어링과 마찬가지로 일치함을 확인하였다. 이 실험 결과는 Case 1이라 한다.

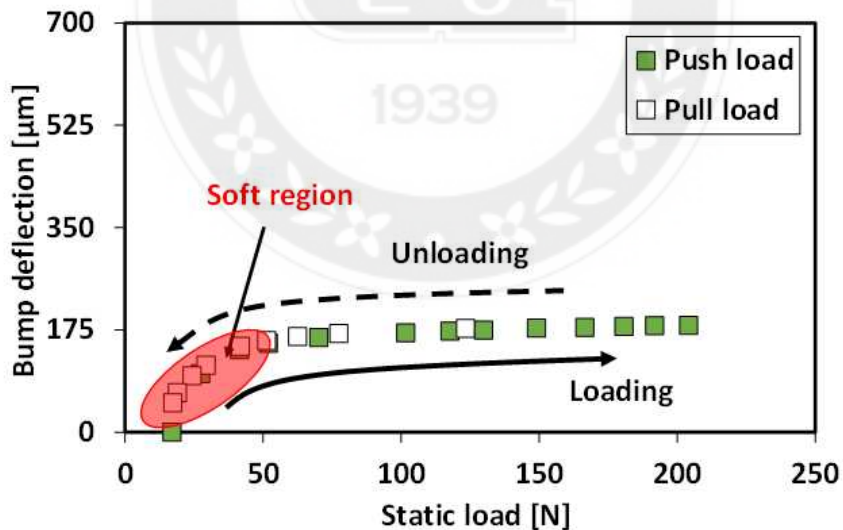
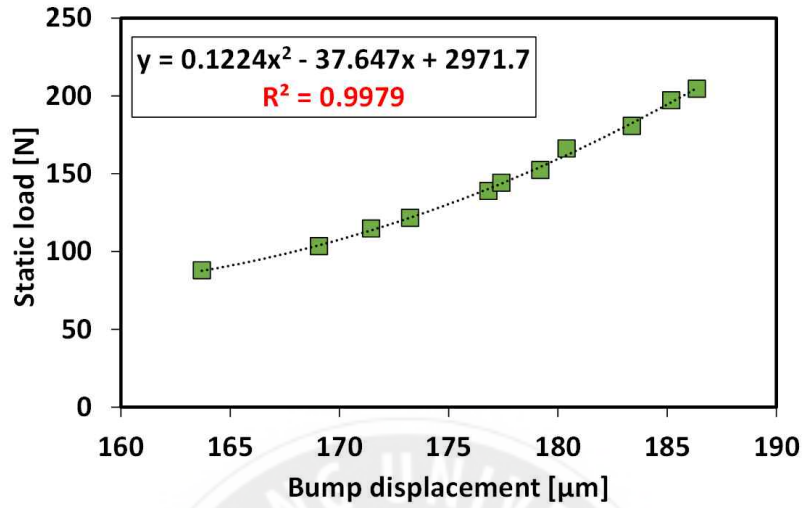
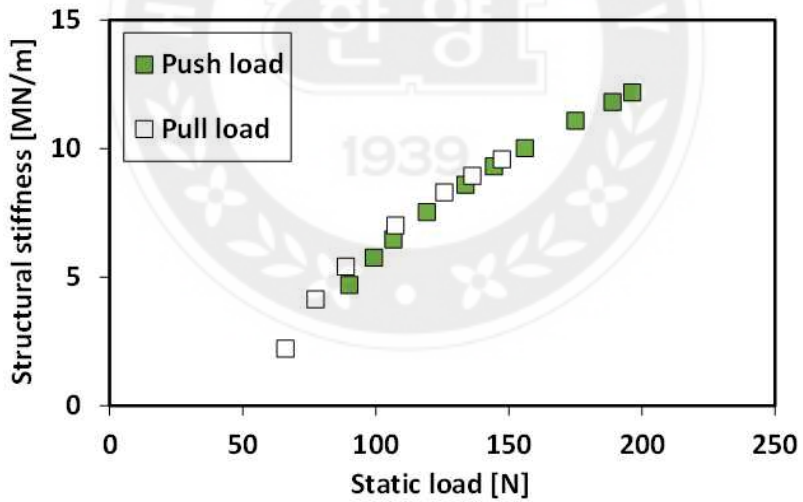


Figure 33 Bump displacement versus static load for bump foil with fixed end



(a) Curve-fitting of static load-bump displacement data above ~ 90 N for bump foil with fixed end under push load



(b) Structural stiffness versus static load for push and pull load for bump foil with fixed end

Figure 34 (a) Curve-fitted curve with push load and (b) Structural stiffness versus static load for push and pull loads with fixed end

5.2.2 고정되지 않은 범프 포일 단품

Figure 35는 5.2.1절과는 다르게 끝이 고정되지 않은 범프 포일 단품의 정하중에 대한 범프 포일 변화량 곡선을 나타낸 것이다. 실험 결과 5.2.1절의 결과와 동일한 경향성이 나타나는 것을 확인하였다.

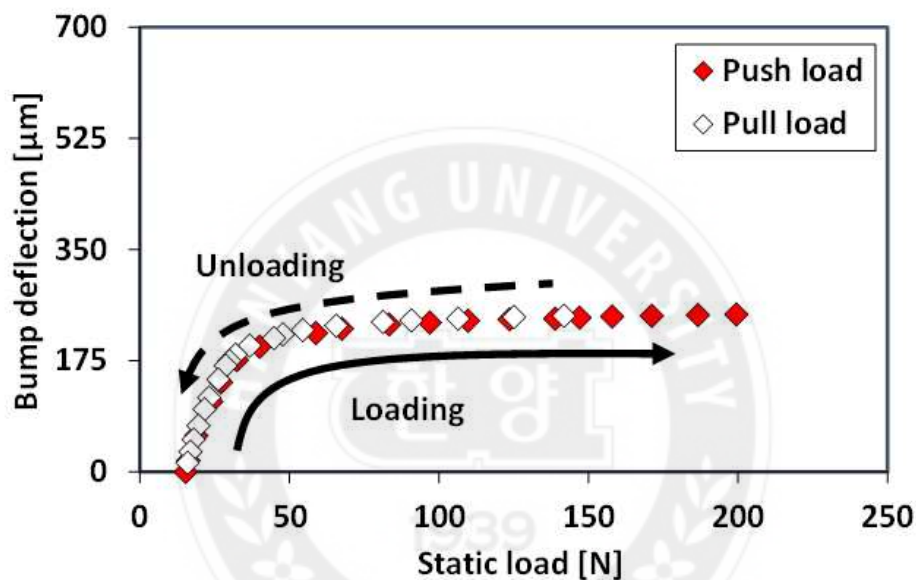
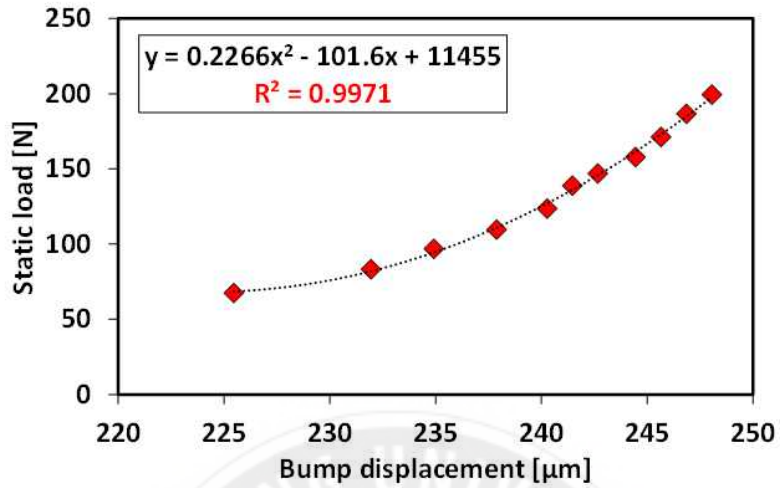
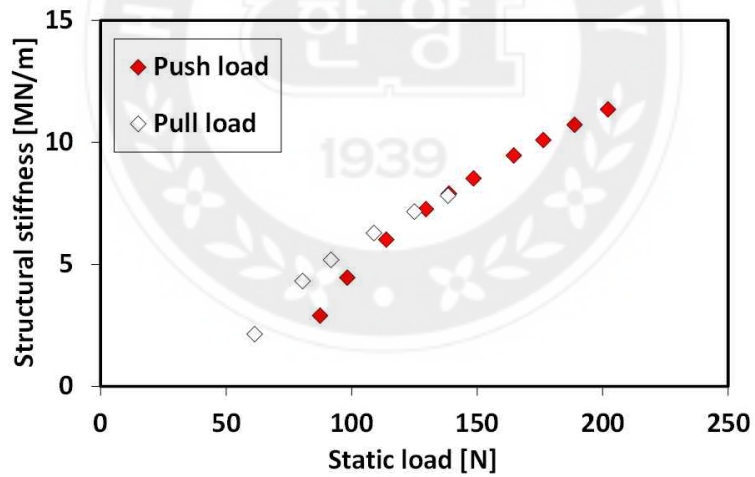


Figure 35 Bump displacement versus static load for bump foil without fixed end (free-free end condition)

Figure 36는 모든 범프 포일이 작동하는데 필요한 하중 가해진 후 범프 변형량에 대한 정하중 곡선을 Figure 31(a)과 같은 방법으로 곡선 접합하여 강성을 추정하였다. push 하중과 pull 하중에서의 정하중에 대한 구조 강성 곡선을(b)를 나타낸 것이다. push 하중과 pull 하중 곡선에서 정하중이 증가할수록 구조 강성은 일치해진다. 이 실험 결과는 Case 2이라 한다.



(a) Curve-fitting of static load-bump displacement data above ~ 60 N for bump foil with free end under push load



(b) Structural stiffness versus static load for push and pull load for bump foil with free end

Figure 36 (a) Curve-fitted curve with push load and (b) Structural stiffness versus static load for push and pull loads with free end (free-free end condition)

5.2.3 한쪽 끝단이 고정된 범프 포일과 고정되지 않은 범프 포일 정하중 실험 결과 비교

이 절은 5.2.1절과 5.2.2절의 실험 결과를 비교하였다. Figure 37에서 Case 1과 Case 2는 정하중 범프 변형량에 대한 곡선은 비선형적인 경향성이 나타나며 soft region 크기에서 차이가 있다. Figure 40(a)의 Case 1과 Case 2에 대한 구조 강성 곡선을 나타낸 것이다. 하지만 이들의 곡선을 직접적으로 비교하는 것은 어렵기 때문에 Figure 40(b)처럼 각각의 실험을 비교할 수 있도록 정하중에 대한 구조 강성 곡선으로 비교하였다. 이후 실험 결과도 Figure 40(b)와 같이 비교하였다. 동일 하중에서 고정된 범프 포일인 Case 1의 구조 강성은 Case 2보다 약 1에서 2 MN/m 크게 나타났으며, 범프 포일의 고정 여부는 구조 강성에 영향을 주는 것으로 확인하였다.

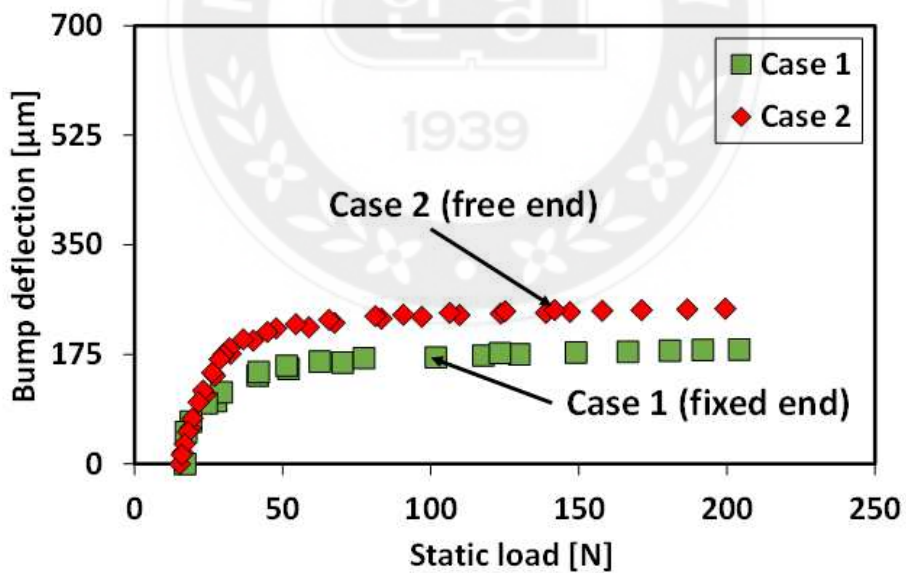
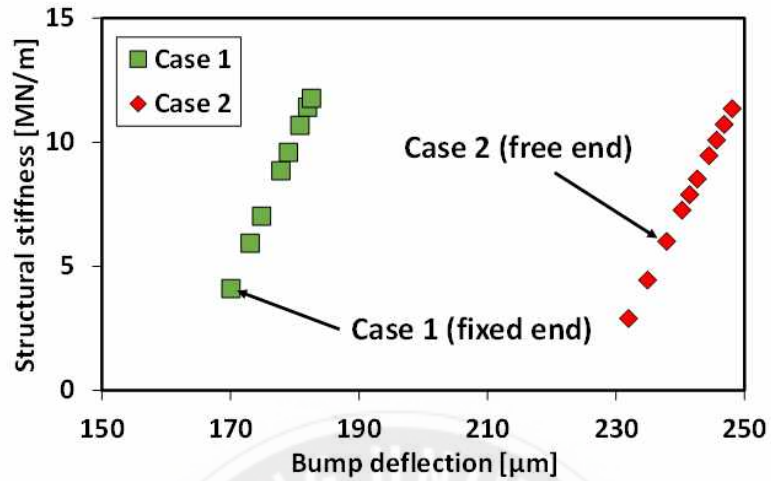
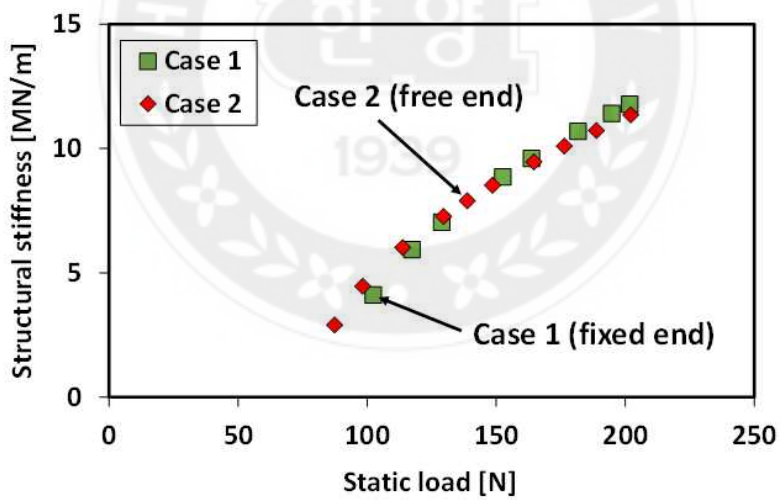


Figure 37 Comparison of hysteresis loops of fixed and free bump foils



(a) Comparison of structural stiffness versus bump displacement of Case 1 and Case 2 for push load



(b) Comparison of structural stiffness versus static load of Case 1 and Case 2 for push load

Figure 38 Structural stiffness versus bump displacement and static load in fixed and free bump foils

기존 문헌[13], [20]을 참고하면 범프 포일 단품의 구조 강성은 하중에 관계없이 선형으로 나타나며 그 값은 일정하다. 그 이유는 범프 포일 내의 모든 범프들이 동일한 높이로 동일한 하중을 받기 때문이다. 하지만 실제 제작되는 범프들의 제작상의 이유로 높이 차이가 있기 때문에 초기 저널 베어링의 히스테리시스 루프의 soft region과 같은 현상이 나타난다. 하지만 하중이 가해지면 어느 하중 이상에서 모든 범프 포일이 작용하므로 그 이후부터는 범프 포일의 구조 강성이 일정해지는 것을 확인할 수 있다. Figure 39는 이러한 메커니즘을 설명하고 있다.

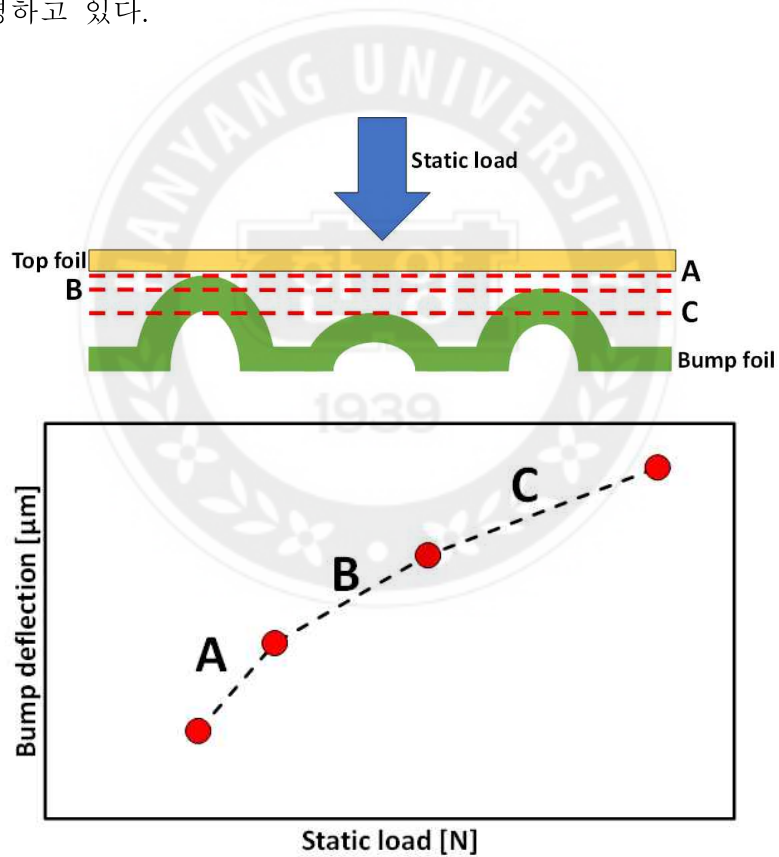


Figure 39 Schematics of bump deflection versus static load diffting different loading condition due to inaccurately fabricated bump foil

Figure 39에서 하중이 작을 때는 범프 포일 높이가 제일 높은 A의 범프가 작동하고 하중이 증가하면서 차례대로 범프 B, C가 작용하기 때문에 범프 포일 단품에 대한 경향성은 비선형으로 나타나게 된다. 따라서 범프 포일의 높이 차이 때문에 본 연구에서 기존 연구 결과와는 다르게 비선형으로 나타난다.

5.2.4 한쪽 끝단이 고정되고 두 개의 동일한 범프 포일이 겹쳐진 형태와 고정되지 않은 두 개의 동일한 범프 포일이 겹쳐진 형태

Figure 40는 한쪽 끝단이 고정되고 두 개의 동일한 범프 포일이 겹쳐진 형태(Case 3)와 고정되지 않은 두 개의 동일한 범프 포일이 겹쳐진 형태(Case 4)의 실험 결과를 비교한 것이다. 5.2.3절의 실험 결과와 마찬가지로 고정되지 않은 범프 포일 단품의 soft region이 크며 비선형적 경향이 나타났다.

Figure 41은 push 하중에 대해 Case 3, Case 4에 대한 구조 강성을 각각 나타낸 것이다. 동일 하중에 대한 강성 값은 하중이 증가할수록 약 1-2 MN/m 차이가 나며 이는 5.2.3절의 결과와 동일하다. 이에 대해 범프 포일은 5.2.3절의 실험 결과와 같이 고정 여부에 따라 구조 강성에 영향을 받는 것을 확인하였다. 약 200 N에서의 Case 3과 Case 4의 구조 강성은 Case 1과 Case 2의 구조 강성보다 약 1/2 감소한 것을 발견하였다.

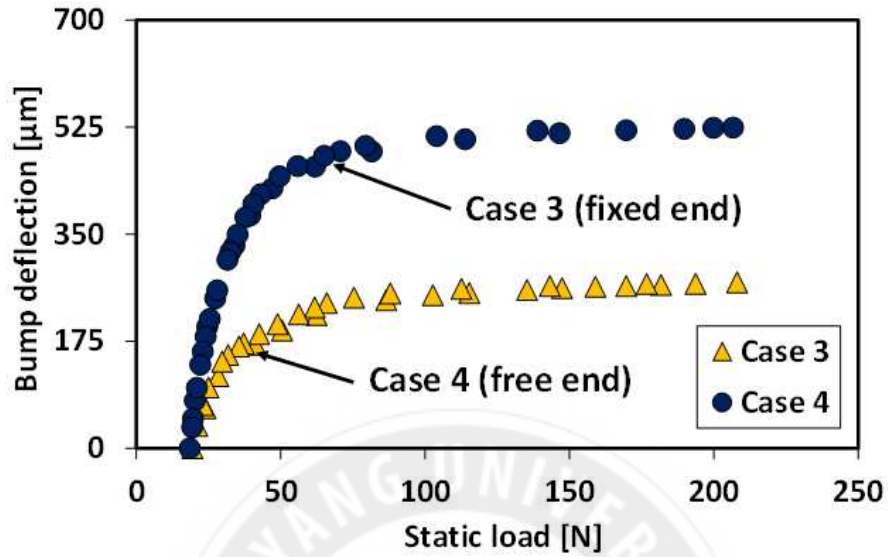


Figure 40 Comparison of hysteresis loops of fixed and free bump foils. Data taken from condition for cases 3 and 4

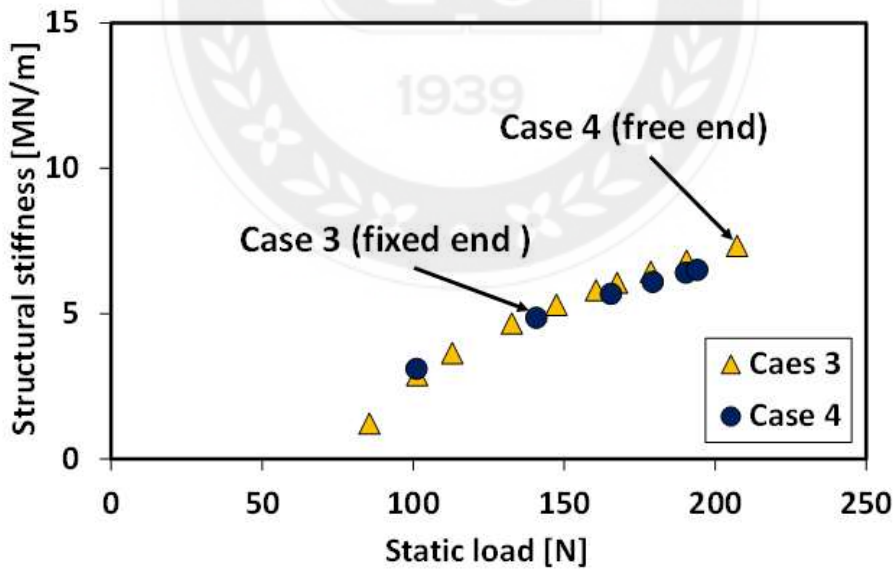


Figure 41 Structural stiffness versus static load. Data taken from condition for cases 3 and 4

5.2.5 동일한 치수를 가지는 세 개의 범프 포일 단품 실험

Figure 42은 동일한 치수로 설계된 범프 포일 단품 세 개를 각각 정하중 실험(Case 5)하여 비교한 그래프이다. 세 범프 포일 모두 동일한 경향성을 가지고 있지만 범프 정하중에 대한 구조 강성 값의 차이가 나타나는 것을 확인할 수 있다.

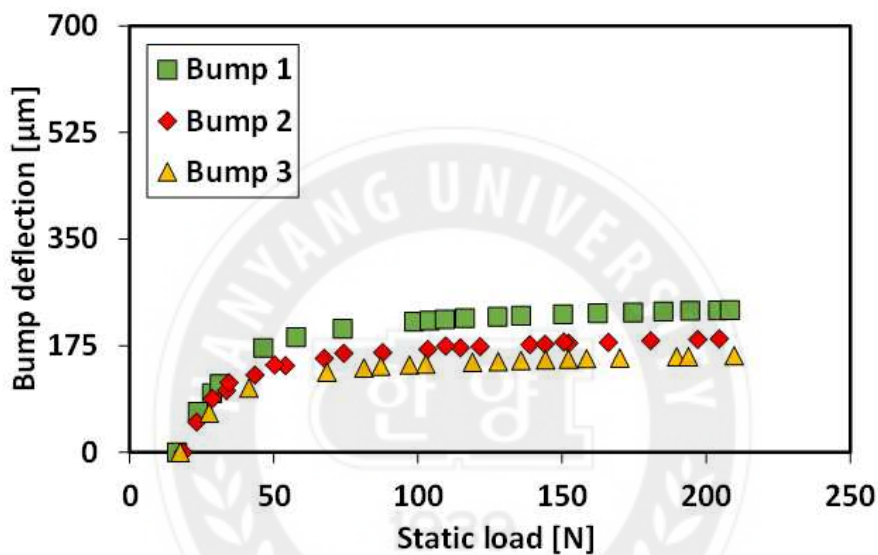


Figure 42 Bump deflection versus static load for one layer bump foil. Measurements with three bump foils with identical geometry

Figure 43과 같이 하중이 약 200 N으로 가해질 때 구조 강성은 각각 약 12 MN/m, 10 MN/m, 9 MN/m으로 동일한 치수로 제작한 범프 포일이라고 할지라도 범프 포일 내의 높이 차이로 정하중 특성에 차이가 있음을 발견하였다.

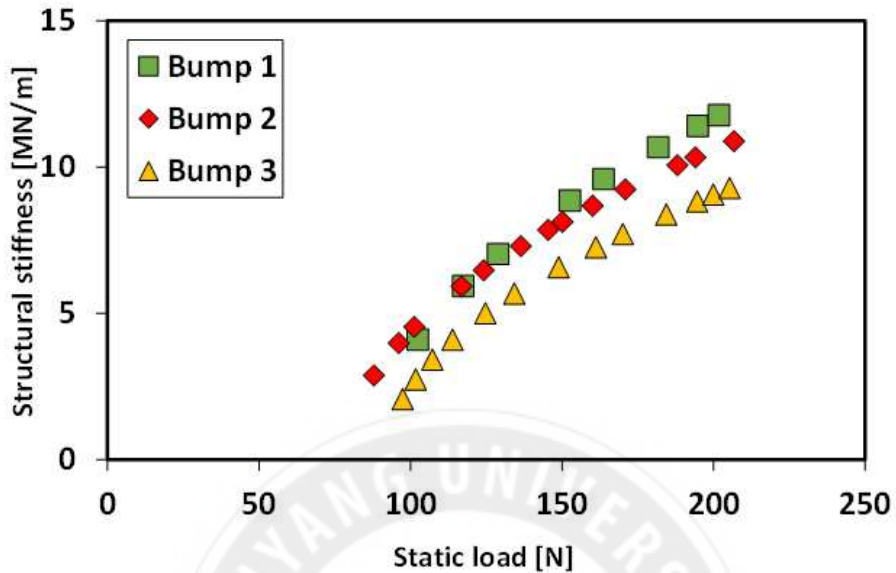


Figure 43 Structural stiffness versus static load for one layer bump foil

이 후 각각 실험한 범프 포일 단품을 세 개를 동일 방향으로 포개어 정하중 실험(Case 6)을 하였으며 결과는 Figure 44에 나타내었다. 실험 결과 정하중 범프 변형량에 대한 곡선은 비선형으로 나타났으며 겹쳐진 범프 포일보다 soft region은 증가하였다.

Figure 45는 기존과 동일한 방법으로 구조 강성을 추정한 것이다. 정하중 구조 강성 곡선은 기존 실험 결과와 같이 비선형으로 나타나지만 그 크기는 범프 포일 단품 한 개의 구조 강성의 약 1/3 값을 갖는다. 이 실험을 통해 범프 포일을 포갠수록 구조 강성은 감소하는 것을 발견하였으며 그 경향성은 스프링을 직렬 연결하여 계산한 스프링의 강성과 같다.

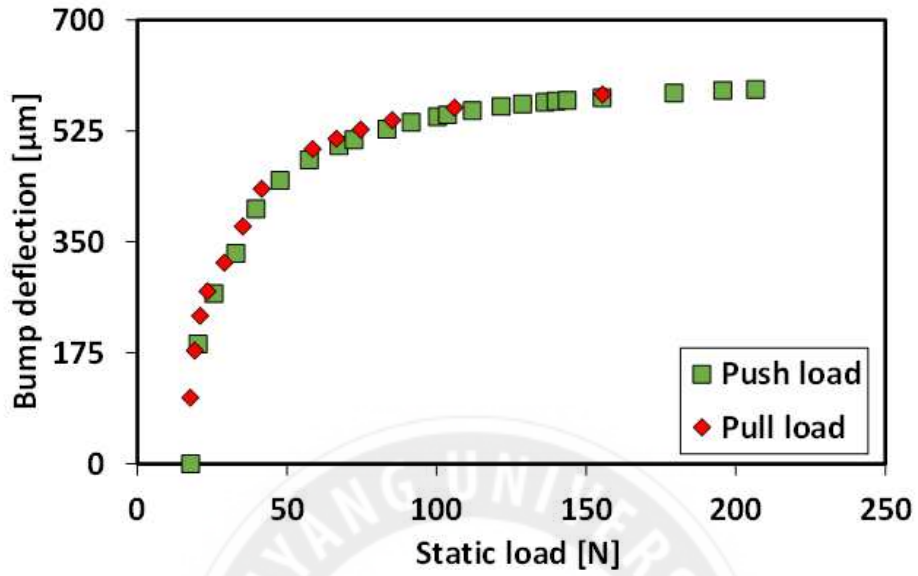


Figure 44 Bump displacement versus static load for three-layer bump foils

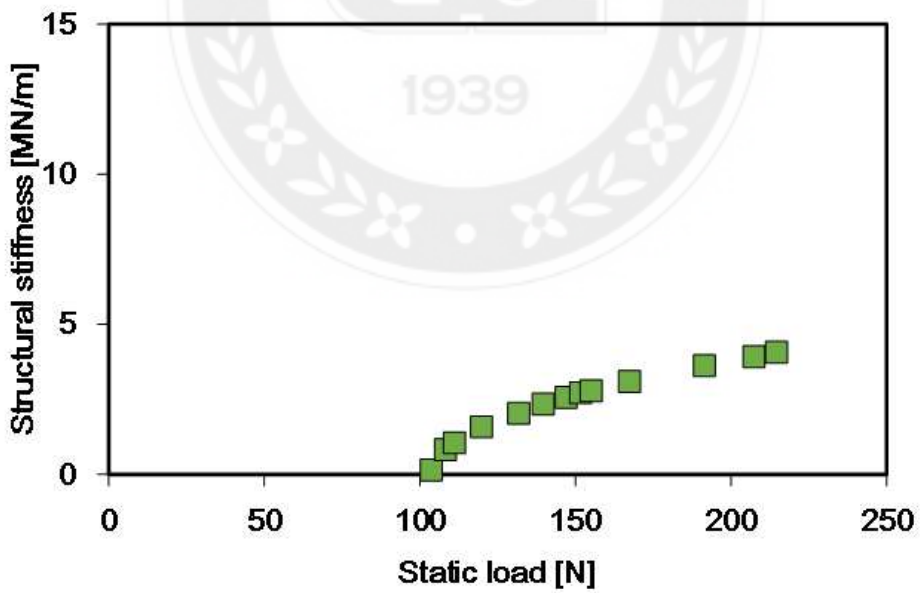


Figure 45 Structural stiffness versus static load for three-layer bump foils

5.2.6 두 개의 범프 포일 사이에 알루미늄 판 삽입

Figure 46은 두 개의 범프 포일 단품 사이에 알루미늄 판을 삽입하여 얻은 실험 결과(Case 7)이다. 마찬가지로 정하중에 대한 범프 변형량의 곡선은 기존 실험 결과와 마찬가지로 비선형으로 나타나는 것을 확인했다.

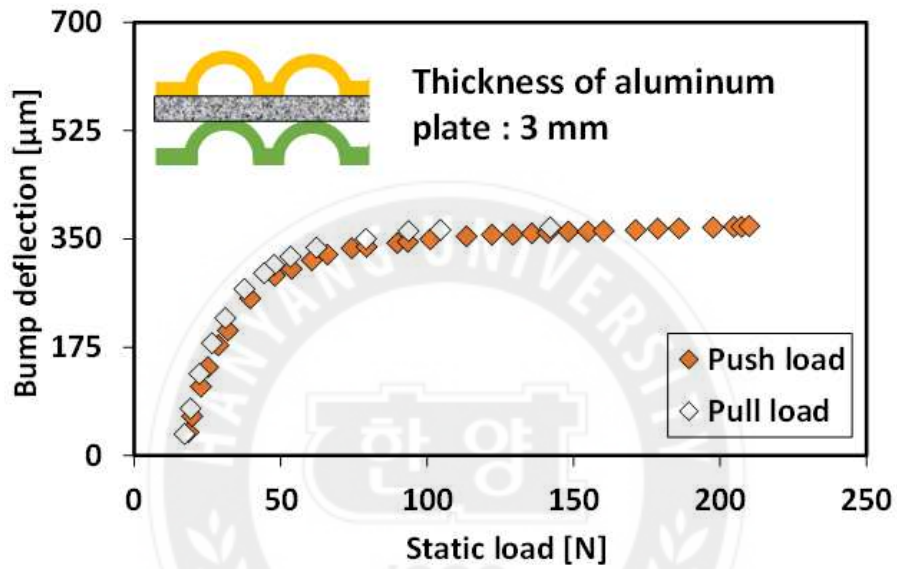


Figure 46 Bump displacement versus static load for bump foil in series with aluminum plate and another bump foil

Figure 47와 같이 약 200 N 하중에서 구조 강성은 약 7.6 MN/m로 범프 포일 단품 한 개의 구조 강성의 1/2 값을 가지며, Case 3, Case 4와 거의 비슷한 값을 가지는 것을 확인하였다. 따라서 범프 포일을 포개는 것은 스프링을 직렬 연결하는 것과 같음을 실험적으로 발견하였다.

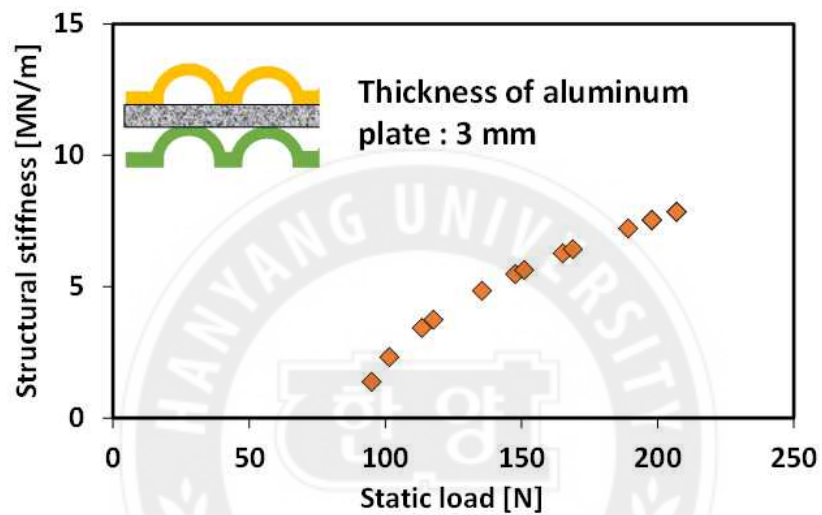


Figure 47 Structural stiffness versus static load for bump foil in series with aluminum plate and another bump foil

5.2.7 두 개의 범프 포일 사이에 shim 포일 삽입

Figure 48은 두 개의 범프 포일 단품 사이에 shim 포일을 삽입하여 얻은 실험 결과(Case 8)이다. 마찬가지로 정하중에 대한 범프 변형량의 곡선은 기존 실험 결과와 마찬가지로 비선형으로 나타나는 것을 확인했다.

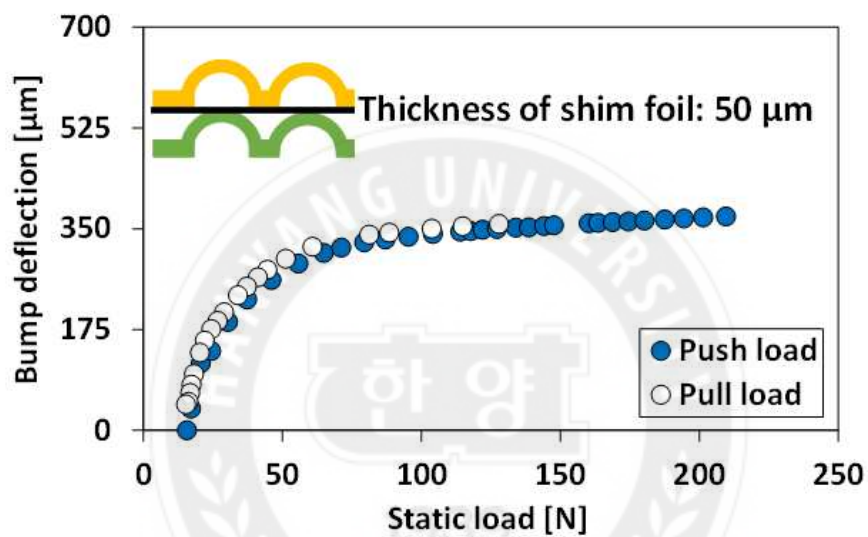


Figure 48 Bump deflection versus static load for bump foil in series with shim foil and another bump foil

Figure 48와 같이 약 200 N 하중에서 구조 강성은 약 4.3 MN/m로 추정되었으며 알루미늄 판을 삽입한 범프 포일의 구조 강성보다 작게 나타났다. 심 포일을 삽입한 범프 포일이 알루미늄 판을 삽입한 범프 포일보다 작게 나타나는 이유는 범프 포일과 심 포일 사이의 마찰이 범프 포일과 알루미늄 판 사이의 마찰보다 작기 때문이다.

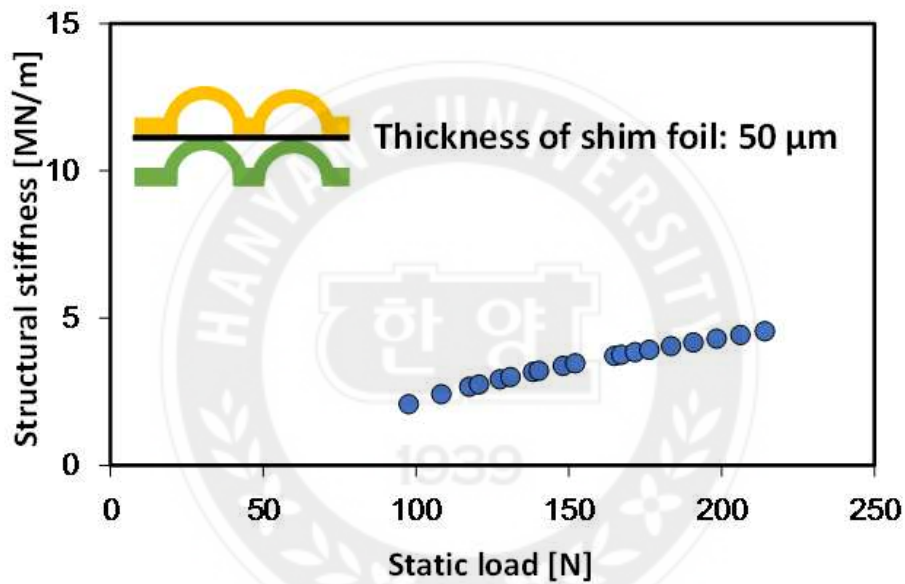


Figure 49 Structural stiffness versus static load for bump foil in series with shim foil and another bump foil

5.2.8 비교

Figure 50은 한 쪽 끝이 고정된 범프 포일 단품(Case 1), 한 쪽 끝이 고정된 겹쳐진 범프 포일(Case 3), 한 쪽 끝이 고정된 삼중 범프 포일(Case 6), 두 개의 범프 포일 사이에 알루미늄 판을 삽입(Case 7), 두 개의 범프 포일 사이에 심 포일을 삽입(Case 8)한 조건에서의 히스테리시스 루프를 비교한 것이다. 이들을 비교를 위해 각각의 soft region 에서의 범프 변형량을 보정하였으며, 실험 모두 비선형으로 나타나는 것을 확인하였다. Figure 51은 Case 1, Case 3, Case 6, Case 7, Case 8의 실험 결과를 비교한 것이다. 동일한 하중에 대해서 구조 강성 값의 크기를 비교하면 Case 1 > Case 7 > Case 3 > Case 8 > Case 6 이다. Case 1, Case 3, Case 6의 구조 강성은 약 200 N 하중에서 각각 12 MN/m, 7.3 MN/m, 4.08 MN/m를 갖는다. 실험 결과 동일한 범프를 포괄수록 구조 강성은 스프링을 직렬 연결한 것처럼 감소하였다. 또한 범프 포일 사이에 삽입되는 재료에 따라 범프 포일과의 마찰로 인해 구조 강성이 달라지는 것을 발견하였다. 따라서 이와 같은 실험을 통해, 범프 포일을 다시 설계 하지 않아도 범프 포일의 배열 및 조합을 통해 베어링의 강성 및 감쇠를 결정할 수 있다는 것을 실험적으로 규명하였다.

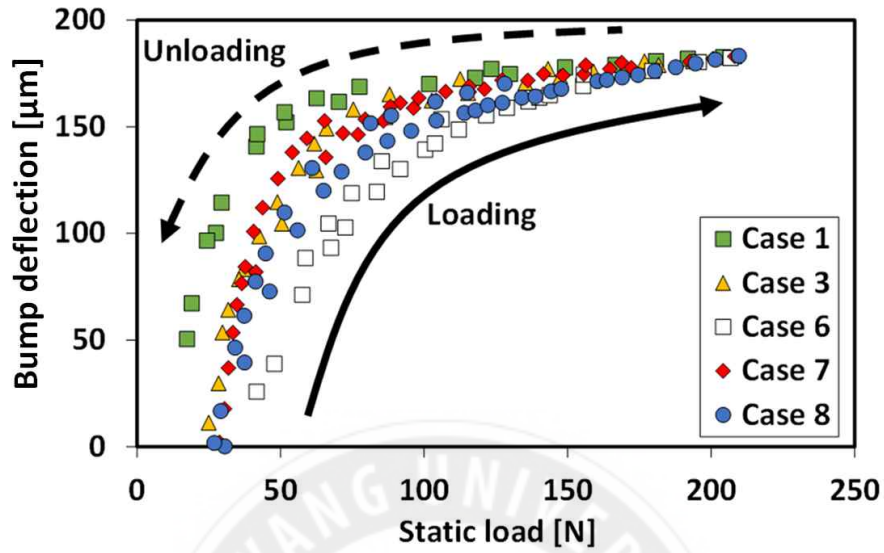


Figure 50 Bump deflection versus static load for cases 1, 3 , 6, 7, and 8

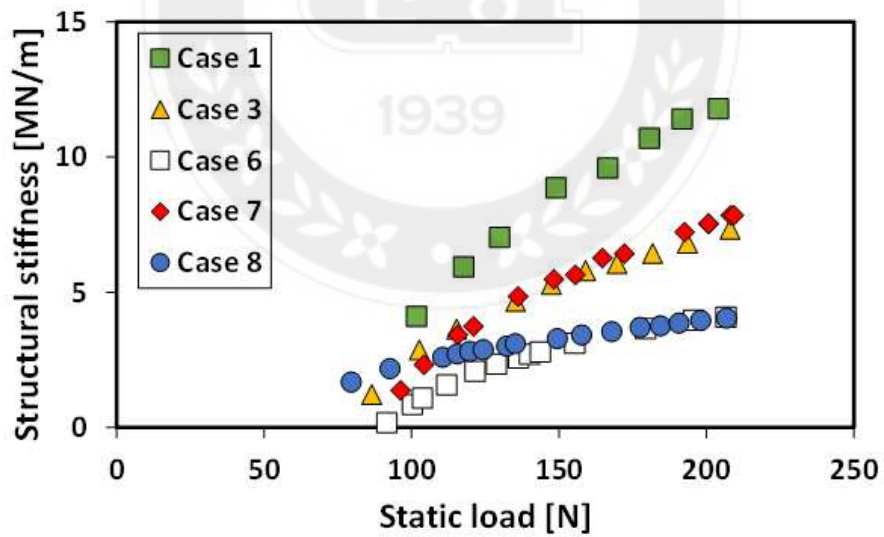


Figure 51 structural stiffness versus static load for cases 1, 3, 6, 7, and 8

5.3 범프 포일의 포개진 형태에 대한 구조 강성 비교

이 절은 범프 포일의 포개진 형태에 대한 구조 강성을 나타내었다. 동일한 설계 치수로 제작된 범프 포일 두 개를 Figure 52과 같이 포개었다. Figure 52에서 $A+B$ 는 범프를 동일한 방향으로 포개진 것이며 $A-B$ 는 반대 방향으로 범프를 포개진 것이다. A 와 B 는 동일한 범프 포일 단품이며, 실험 과정은 4.3절에서 언급한 방법과 동일하다.



Figure 52 Schematic view of overlapped bump foils

Figure 53은 각각 4가지 경우의 정하중에 대한 범프 변형량의 실험 결과를 나타낸 것이다. 그리고 Figure 53의 히스테리시스 루프를 이용하여 각각의 구조 강성을 Figure 54에 나타내었다. Figure 54에 나타난 것처럼, 범프 포일을 같은 방향($A+B$)으로 포개는 것 보다 반대 방향($A-B$)으로 포개는 때의 구조 강성이 크게 나타났으며, 이는 포개진 형태에 따라 구조 강성이 다르게 나타남을 실험적으로 규명하였다. 또한, 동일한 설계 치수로 제작된 범프 포일이라고 할지라도 5.2.3절에서 언급한 것처럼 범프 포일의 높이 차이 때문에 구조 강성이 다르게 추정되는 것을 실험적으로 확인하였다.

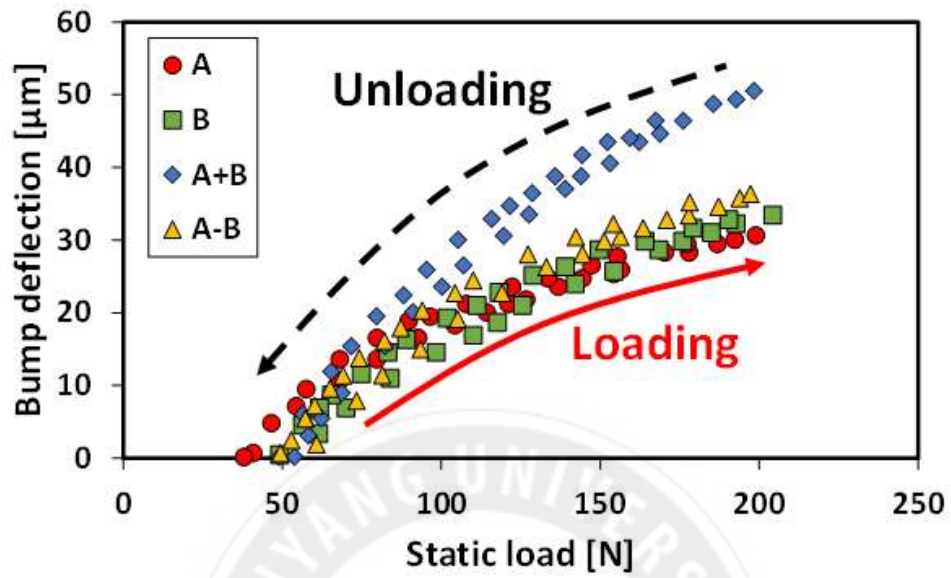


Figure 53 Static load versus bump deflection

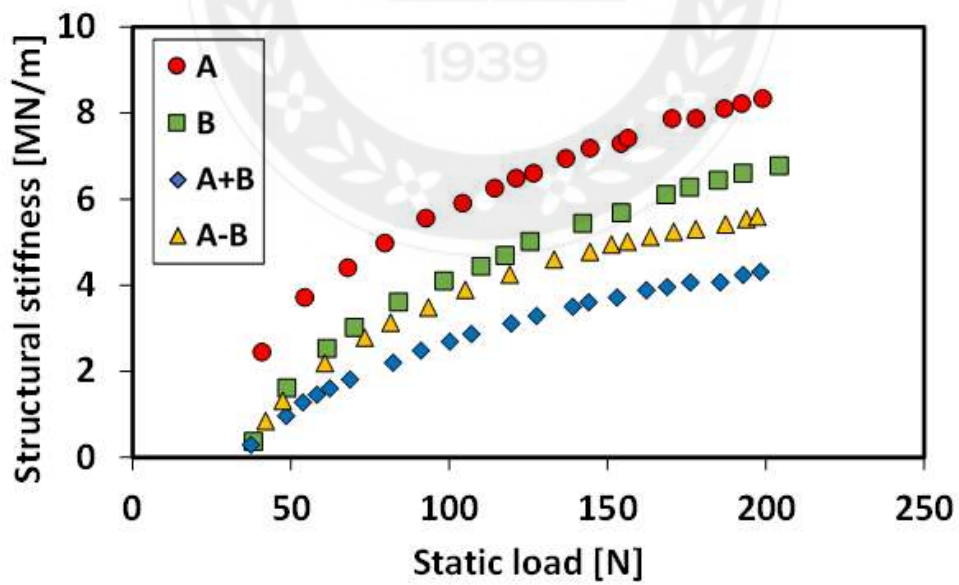


Figure 54 Static load versus structural stiffness

5.4 예하중 하에서 범프 변형량에 대한 범프 포일 단품의 특성

이전 실험과 동일한 치수를 가지고 굴곡이 없는 평평한 범프 포일로 실험을 진행하였다. 실험 방법은 3.3절과 동일하다. Figure 55은 범프 포일 단품 한 개를 예하중 50 N, 100 N인 상태에서 범프 변형량을 다르게 하여 나타낸 국부 히스테리시스 루프이다, Figure 56은 동일한 범프 포일을 같은 방향으로 포갠 국부 히스테리시스 루프이다. 다양한 조건에서 얻은 히스테리시스 루프를 이용하여 범프 변형량에 대한 소산된 에너지 양, 구조 강성, 손실 계수를 다음 절에 기록하였다. 5.4.1은 범프 포일 단품 한 개에 대한 실험 결과, 5.4.2는 겹쳐진 범프 포일에 대한 결과를 기술 하였다.

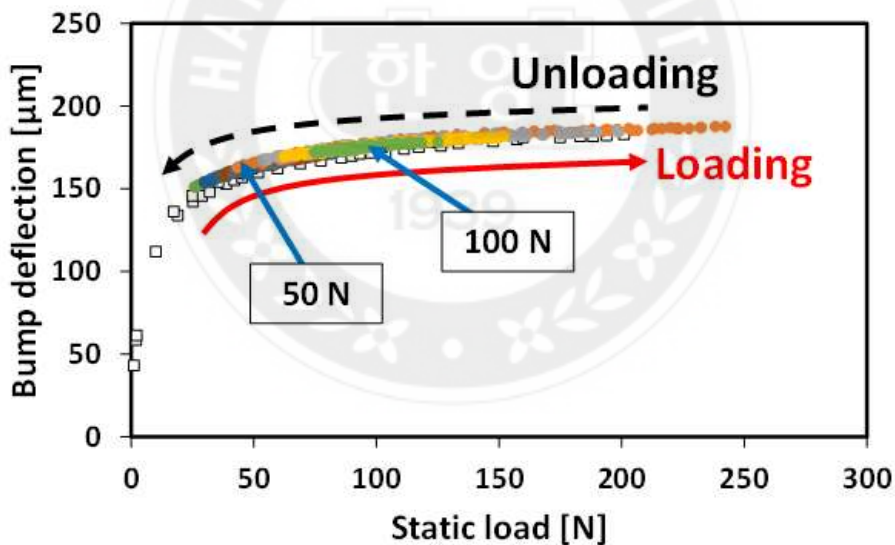


Figure 55 Local hysteresis loops with preload of 50 N and 100 N for one layer bump foil

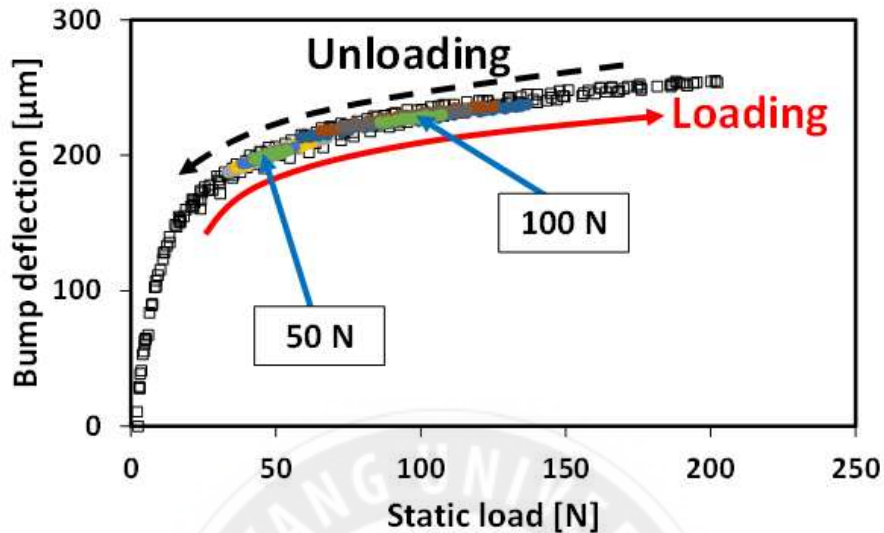


Figure 56 Local hysteresis loops with preload of 50 N and 100 N for two-layer bump foils

5.4.1 범프 포일 단품 한 개의 예하중 실험 결과

Figure 57, 58은 예하중이 50 N, 100 N으로 각각 가해진 상태에서 범프 포일 단품의 변형량을 6 μm , 12 μm , 18 μm , 24 μm 으로 하여 국부 히스테리시스 루프를 측정하였다. 정하중에 대한 범프 변형량은 비선형으로 나타났다. 각각의 국부 히스테리시스 루프를 이용하여 소산된 에너지 양, 구조 강성, 손실 계수, 감쇠 파라미터는 3장에서 추정하는 방법과 동일하다. 이들을 50 N, 100 N의 예하중에 대해 추정한 후 각각 Table 5, 6에 기록하였다. 두 실험 모두 범프 포일 변형량이 증가할수록 손실되는 에너지양은 증가, 구조 강성은 대체로 일정, 손실 계수는 감소하다가 일정해지는 경향을 보인다.

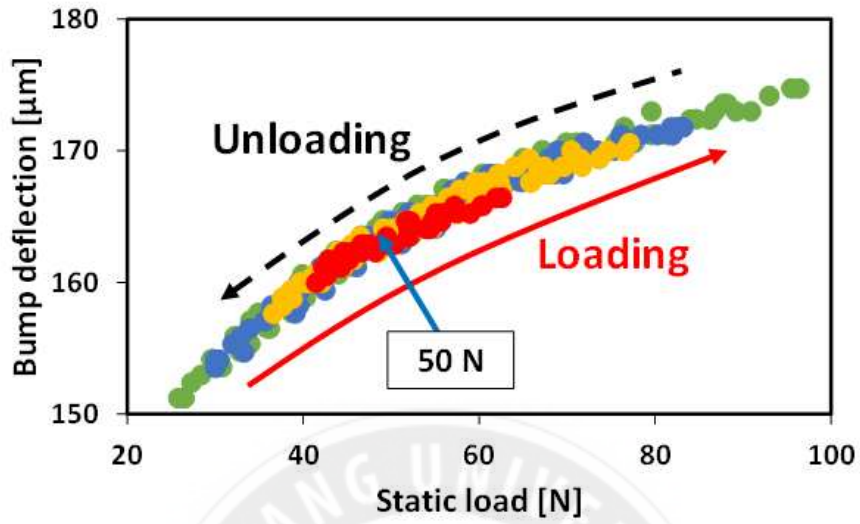


Figure 57 Local hysteresis loops with preload of 50 N for one layer bump foil

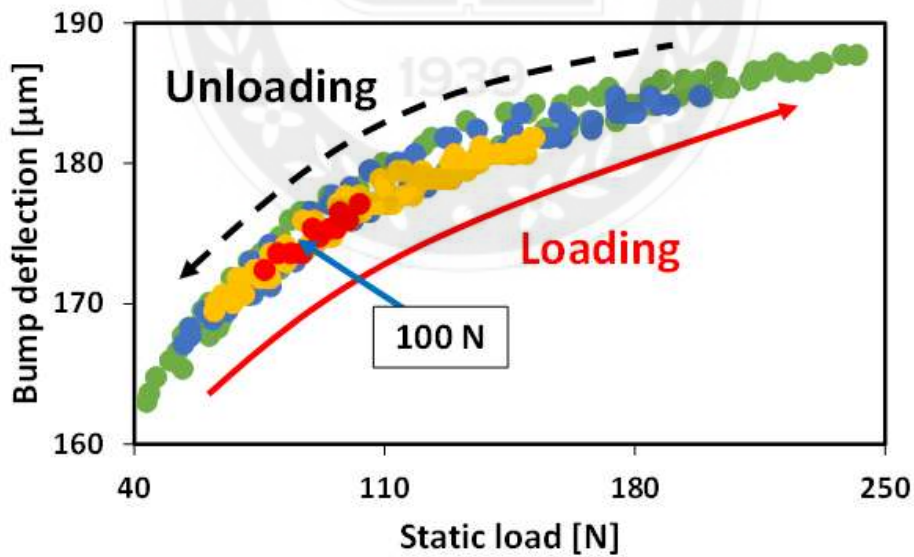


Figure 58 Local hysteresis loops with preload of 100 N for one layer bump foil

Table 5 Dissipated energy, stiffness, and loss factor of one layer bump with preload of 50 N for bump deflection of 6 μm , 12 μm , 18 μm , and 24 μm

Bump displacement (μm)	Dissipated Energy, ΔU ($\times 10^{-3}\text{N}\cdot\text{m}$)	Stiffness, k (MN/m)	Loss factor, γ	Logarithmic decrement, δ	Equivalent viscous damping ratio, ζ_{eq}	Equivalent critical damping constant, C_c (N-s/m)	Equivalent viscous damping coefficient, C_{eq} (N-s/m)
6	2.77	3.25	0.30	0.94	0.15	2280	342
12	5.55	3.28	0.15	0.47	0.075	2291	172
18	7.09	3.74	0.074	0.23	0.037	2446	90.5
24	12.11	3.83	0.070	0.22	0.035	2475	86.6

Table 6 Dissipated energy, stiffness, and loss factor of one layer bump with preload of 100 N for bump deflection of 6 μm , 12 μm , 18 μm , and 24 μm

Bump displacement (μm)	Dissipated Energy, ΔU ($\times 10^{-3}\text{N}\cdot\text{m}$)	Stiffness, k (MN/m)	Loss factor, γ	Logarithmic decrement, δ	Equivalent viscous damping ratio, ζ_{eq}	Equivalent critical damping constant, C_c (N-s/m)	Equivalent viscous damping coefficient, C_{eq} (N-s/m)
6	4.11	8.38	0.17	0.55	0.087	3662	319
12	6.72	7.20	0.083	0.26	0.042	3394	141
18	19.0	8.42	0.089	0.28	0.046	3670	163
24	34.9	8.88	0.087	0.27	0.044	3769	164

5.4.2 겹쳐진 범프 포일의 예하중 실험 결과

Figure 59와 60는 겹쳐진 범프 포일의 예하중 실험은 위와 동일하며, 예하중이 50 N, 100 N으로 각각 가해진 상태에서 겹쳐진 범프의 변형량을 6 μm , 12 μm , 18 μm , 24 μm 으로 하여 국부 히스테리시스 루프를 측정하였다. 소산된 에너지, 구조 강성, 손실 계수, 감쇠 파라미터는 Table 7, 8에 각각 기록

하였다.

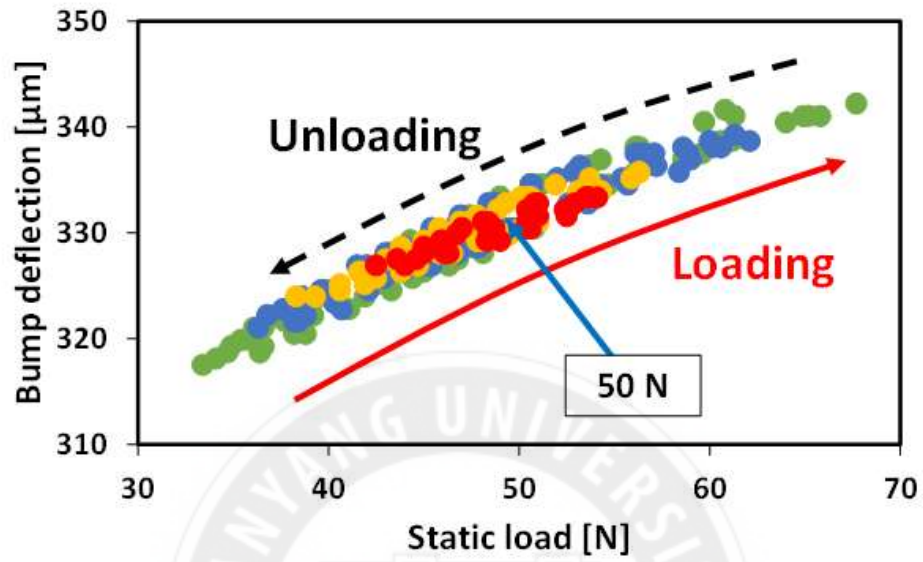


Figure 59 Local hysteresis loops with preload of 50 N for two-layer bump foils

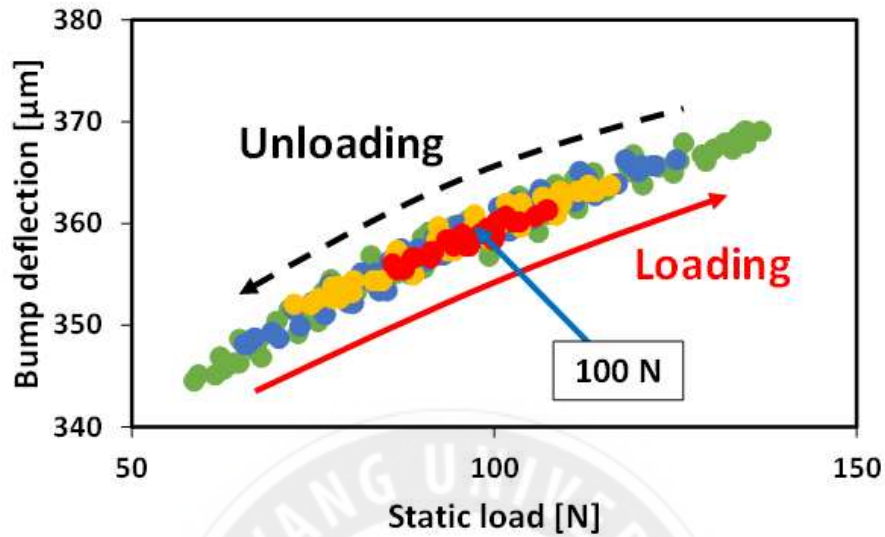


Figure 60 Local hysteresis loops with preload of 100 N for two-layer bump foils

Table 7 Dissipated energy, stiffness, and loss factor of two-layer bump foils with preload of 50 N for bump deflection of 6 μm , 12 μm , 18 μm , and 24 μm

Bump displacement (μm)	Dissipated Energy, ΔU ($\times 10^{-5} \text{N}\cdot\text{m}$)	Stiffness, k (MN/m)	Loss factor, γ	Logarithmic decrement, δ	Equivalent viscous damping ratio, ζ_{eq}	Equivalent critical damping constant, C_c (N-s/m)	Equivalent viscous damping coefficient, C_{eq} (N-s/m)
6	1.79	1.48	0.43	1.3	0.21	1539	328
12	2.86	1.59	0.16	0.50	0.080	1595	127
18	5.37	1.44	0.15	0.46	0.074	1518	112
24	7.31	1.40	0.12	0.36	0.058	1497	86.1

Table 8 Dissipated energy, stiffness, and loss factor of two-layer bump foils with preload of 100 N for bump deflection of 6 μm , 12 μm , 18 μm , and 24 μm

Bump displacement (μm)	Dissipated Energy, ΔU ($\times 10^{-3}\text{N}\cdot\text{m}$)	Stiffness, k (MN/m)	Loss factor, γ	Logarithmic decrement, δ	Equivalent viscous damping ratio, ζ_{eq}	Equivalent critical damping constant, C_c (N-s/m)	Equivalent viscous damping coefficient, C_{eq} (N-s/m)
6	2.55	3.68	0.25	0.77	0.12	2426	297
12	7.15	4.13	0.16	0.51	0.081	2571	207
18	11.6	3.15	0.15	0.46	0.073	2245	163
24	16.9	3.60	0.10	0.32	0.052	2400	124

5.4.3 범프 포일 단품과 겹쳐진 범프 포일의 실험 결과 비교

Figure 61과 Figure 62에서 50 N - one layer bump foil은 예하중 50 N에서 범프 포일 단품, 50 N - two-layer bump foils는 예하중 50 N에서 겹쳐진 범프 포일을 나타낸 것이다. 마찬가지로 100 N - one layer bump foil은 예하중 100 N에서 범프 포일 단품, 100 N - two-layer bump foils는 예하중 100 N에서의 겹쳐진 범프 포일을 나타낸 것이다. Figure 61은 범프 변형량에 대한 구조 강성을 각각의 조건에 대해 나타낸 것이다. 범프 변형량이 증가하더라도 각각의 구조 강성은 거의 일정한 값을 가지며 가해지는 예하중이 클수록 구조 강성은 크게 나타난다. 하지만 동일 예하중 하에서 범프 포일 단품이 겹쳐진 범프의 구조 강성보다 약 2배 크게 나타났다. 이러한 경향성은 5.2절의 실험 결과와 동일하게 나타난다. Figure 62은 범프 변형량에 대한 손실 계수를 나타낸 것이다. 실험 결과 모두 손실 계수는 범프 변형량이 증가할수록 감소하다가 일정해진다. 그 이유는 작용하는 범프의 수가 최대이며 작용하는 범프 포일의 강성과 감쇠 능력 또한 최대로 올라가기 때문에 손실 계수는 일정해진다. 즉 범프 포일에 가해지는 진폭이 증가하면 감쇠 성능은 감소하게 된다.

동일 예하중에서 포개진 범프의 수에 따라 손실 계수는 다르다. 범프 포일 단품 한 개의 손실 계수보다 포개진 범프 포일의 손실 계수가 약 1.5배 크게 나타난다. 또한 낮은 변형량에서는 가해지는 예하중이 작을수록 손실 계수는 증가한다.



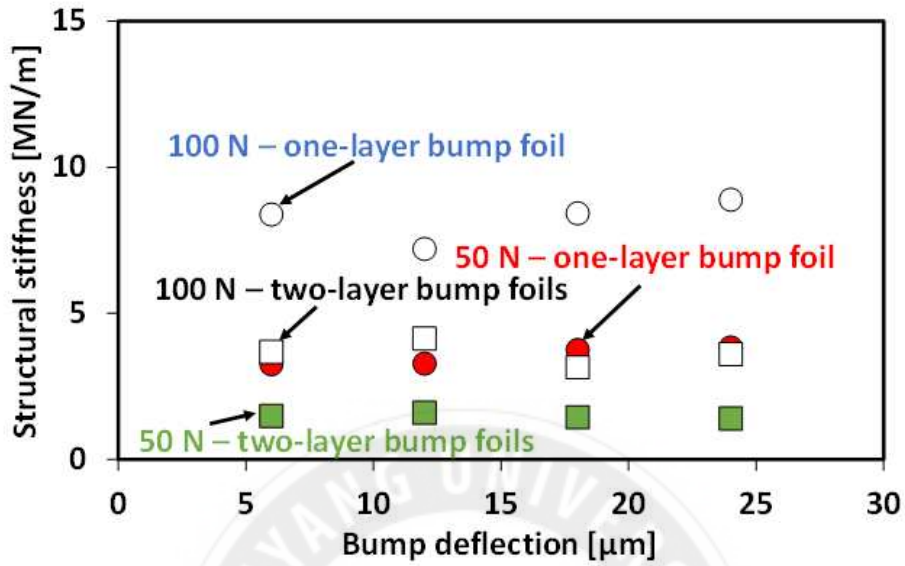


Figure 61 Structural stiffness versus bump deflection. Preload of 50 N and 100 N for one layer and two-layer bumps

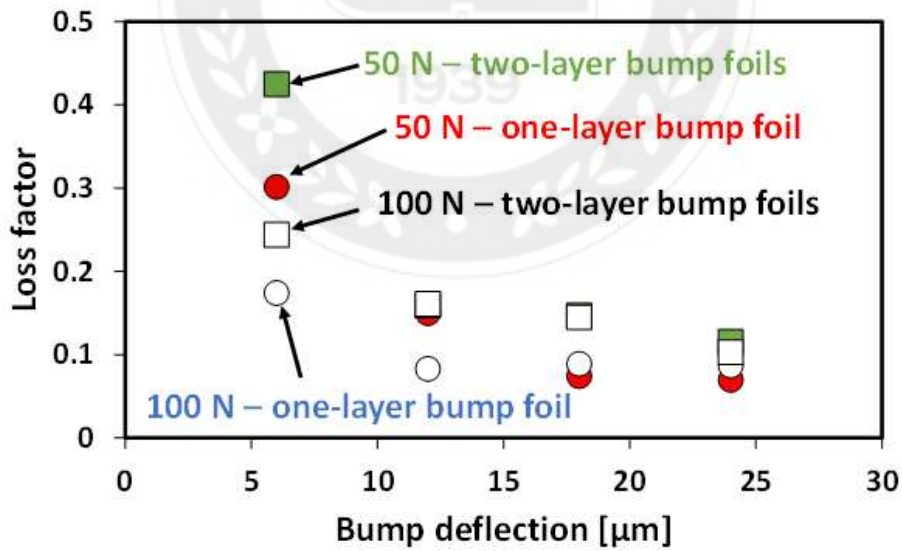


Figure 62 Loss factor versus bump deflection. Preload of 50 N and 100 N for one layer and two-layer bump foils

제6장 결론 및 향후 계획

6.1 결론

본 논문에서는 범프포일베어링 및 범프 포일 단품의 정하중 실험을 진행하여 다양한 조건에서의 구조 강성 및 감쇠 성능에 대해 실험적으로 규명하는 연구를 수행하였다. 먼저 범프포일베어링 및 범프 포일 단품에 정하중을 가하여 히스테리시스 루프를 측정하여 구조 강성과 손실 계수를 추정하였다. 뿐만 아니라, 예하중에서 범프의 변형량을 다르게 하여 손실 계수를 추정하여 가해지는 진폭에 대한 감쇠 성능을 예측하였다. 또한 이론적 해석과 실험 결과를 비교하여 본 연구의 타당성을 제시하였다. 이러한 범프포일베어링의 실험적 연구를 통해 다음과 같은 결론을 내었다.

1. 정하중 실험을 진행하여 얻은 히스테리시스 루프의 비선형성 때문에 이를 통해 손실 계수를 추정하는 것은 바람직하지 않다. 따라서 본 논문에서는 범프 변형량에 따라 구간을 나누어 히스테리시스 루프를 추정하여 손실 계수를 추정하였고 예하중을 가하고 범프 변형량을 다르게 하여 손실 계수를 추정하는 두 가지 실험을 진행하였다. 실험 결과, 범프 변형량이 동일하면 가해지는 하중에 상관없이 손실 계수는 거의 일정한 값을 갖는다. 범프포일베어링의 감쇠 능력은 가해지는 하중보다는 범프 변형량, 즉 진폭에 더 영향을 받는 것을 실험적으로 규명하였다.
2. 범프포일베어링의 치수를 수정하거나 다시 설계하지 않아도 베어링의 특성을 변화시킬 수 있다. 본 논문에서는 탑 포일 2개를 사용하거나 심 포일에 점탄성 테이프를 부착하여 기존의 베어링보다 감쇠 성능을 향상시켰다.

3. 범프 포일 단품 실험을 통해 초기 조건 및 겹쳐진 형태에 따라 정하중 특성이 달라지는 것을 실험적으로 확인하였다. 한 쪽 끝단이 고정된 범프 포일의 구조 강성이 고정되지 않은 범프 포일의 구조 강성보다 크게 나타났다. 또한 범프를 포갤수록 구조 강성은 작아지며 스프링을 직렬 연결한 것과 같은 경향이 나타난다. 동일 예하중에서 범프 포일 단품보다 겹쳐진 범프의 손실 계수가 1.2배에서 1.4 배까지 증가하므로 겹쳐진 범프는 범프포일 베어링의 감쇠 성능을 향상시킬 수 있다. 이러한 실험을 통해 다양한 범프 배열 및 조합을 통한 베어링의 강성 및 감쇠를 결정할 수 있음을 알아내었다.

4. 선행 연구에서 범프 포일 단품에 대한 정하중에 대한 범프 변형량 실험 결과 선형으로 나왔지만, 본 연구에서는 비선형으로 나타났다. 그 이유는 범프 포일의 높이는 제작 공차에 의해 범프마다 높이가 다르기 때문이다. 이러한 이유로 범프 포일 단품 정하중 실험에서 비선형성이 나타났으며 범프 포일 단품 각각의 높이 차이가 줄어들수록 결과는 선형으로 나타나게 된다.

따라서 범프포일베어링에 설계하거나 시스템에 적용할 때 범프 포일의 구조 강성 및 감쇠에 대한 특성, 베어링 슬리브와 범프 포일 사이의 마찰을 이해하고, 축의 불균형 질량에 의한 진동 및 외부에서 전달되는 진동 특성을 고려해야한다.

6.2. 향후 계획

범프포일베어링의 다양한 특성을 좀 더 자세히 알아보기 위해 향후에 진행할 실험을 계획하였다.

1. 범프포일베어링 정하중, 동하중 동시 부여 실험

범프포일베어링에 동하중을 가하여 주파수, 진폭에 대한 특성을 알아보고 범프 포일 단품에도 직접 동하중을 작용하여 범프 포일 단품만의 동하중 특성을 알아본다. 그리고 예하중에서 범프 변형량을 다르게 하여 진행한 정하중 실험과 예하중 하에서 진폭 및 진동수를 다르게 하여 진행한 동하중 범프포일베어링의 특성을 서로 비교하여 연관성을 파악해 본다. 그리고 본 논문의 정하중 실험 결과와 비교해 본다.

2. 범프포일베어링 부상 속도 실험

범프포일베어링의 부상속도를 알아보기 위한 실험을 진행할 예정이다. 모터가 35,000 rpm으로 회전하고 축은 볼 베어링으로 지지한다. 모터로 축을 회전시켜 토크 압과 변위 센서를 이용하여 축과 베어링 사이의 마찰에 의한 토크를 측정한다. 또한 포일베어링에 하중을 가하여 하중지지력을 알아낼 수 있다. 또한 베어링 슬리브 및 축의 거칠기를 측정하고 이에 대한 특성도 규명한다.

3. 온도에 대한 범프포일베어링 실험

범프포일베어링의 특성이 온도에 미치는 영향을 알아보기 위해 중공축에 히트 카트리지를 삽입하고 열을 가한다. 특정 온도에서 정하중 및 동하중을 가하여 범프포일베어링의 온도에 관한 특성을 실험적으로 알아본다.

참고 문헌

1. Ku, C. R., & Heshmat, H., 1994, "Effects of static load on dynamic structural properties in a flexible supported foil journal bearing," ASME J. Vib. Acoust., **116**(3), pp. 257-262.
2. Ku, C. P., and Heshmat, H., 1994, "Effects of Frequency on Structural Stiffness and Damping in a Self-Acting Compliant Foil Journal Bearing," ASME Paper No. 94-GT-100.
3. Salehi, M., Heshmat, H., and Walton, J. F., 2003, "On the frictional damping characterization of compliant bump foils," ASME J. Tribol., **125**(4), pp. 804-813.
4. Rubio, D., and San Andrés, L., 2006, "Bump-type foil bearing structural stiffness: experiments and predictions," ASME J. Eng. Gas turbines Power, **128**(3), pp. 653-660.
5. Jordanoff, I., 1999, "Analysis of an Aerodynamic Complaint Foil Thrust Bearing: Method for a Rapid Design," ASME J. Tribol., **121**(4), pp.816-822.
6. San Andrés, L., Ryu, K., and Kim, T. H., 2011, "Identification of Structural Stiffness and Energy Dissipation Parameters in a Second Generation Foil Bearing: Effect of Shaft Temperature," ASME J. Eng.

Gas Turbines Power, **133**(3), p. 032501.

7. Heshmat, H., 1994, "Advancements in the performance of Aerodynamic Foil Journal Bearings: High Speed and Load Capability." *ASME J. Tribol.*, **116**(2), pp. 287-294.
8. Walton J. F., Heshmat H, and Tomaszewski M. J., 2007, "Design and test program in the development of a 100 hp oil-free high-speed blower," ASME Paper GT2007-27828.
9. Rubio, D., and San Andrés, L., 2007, "Structural stiffness, dry friction coefficient, and Equivalent Viscous Damping in a Bump-Type Foil Gas Bearing" *ASME J. Eng. Gas turbines Power*, **129**(2), pp. 494-502.
10. Breedlove, A. W., 2007, "Experimental Identification of Structural Force Coefficients in a Bump-Type Foil Bearing," MS thesis, Texas A&M University, College Station, TX.
11. Ku, C-P. R., and Heshmat, H., 1994, "Structural Stiffness and Coulomb Damping in Compliant Foil Journal Bearings: Theoretical Considerations," *STLE Tribol. Trans.*, **37**(3), pp. 525-533.
12. Le Lez, S., Arghir, M. and Frene, J., 2007, "Static and Dynamic Characterization of a Bump-Type Foil Bearing Structure," *ASME J. Tribol.*, **129**(1), pp. 75-83.

13. Larsen, J., Varela, A., and Santos, I., 2014. “Numerical and Experimental Investigation of Bump Foil Mechanical Behaviour,” *Tribol. Int.*, **74**, pp. 46–56.
14. San Andrés, L., Chirathadam, T. A., Ryu, K., and Kim, T. H., 2010, “Measurement of structural stiffness and damping coefficients in a metal mesh foil bearing,” *ASME J. Eng. Gas Turbines Power*, **132**(3), p. 032503.
15. San Andrés, L., and Chirathadam, T. A., 2011, “Identification of Rotordynamic Force Coefficients of a Metal Mesh Foil Bearing Using Impact Load Excitations,” *ASME J. Eng. Gas Turbines Power*, **133**(11), p. 112501.
16. San Andrés, L., and Chirathadam, T. A., 2011, “Metal mesh foil bearing: Effect of motion amplitude, rotor speed, static load, and excitation frequency on force coefficients,” *ASME J. Eng. Gas Turbines Power*, **133**(12), p. 122503.
17. San Andrés, L., and Chirathadam, T. A., 2012, “A Metal Mesh Foil Bearing and a Bump-Type Foil Bearing: Comparison of Performance for Two Similar Size Gas Bearings,” *ASME J. Eng. Gas Turbines Power*, **134**(10), p. 102501.
18. De Silva, C. W., 2007, *Vibration damping, control, and design*. CRC

Press, pp. 3–19.

19. Rao, S. S., 2011, *Mechanical Vibration*, 5th Edition, Prentice–Hall, Inc., Upper Saddle River, NJ, pp. 192–198.
20. Kim T. H., and San Andrés, L., “Precision Tooling for Manufacturing of an Under Spring for a Generation II Gas Foil Bearing,” (accessed 09 November 2016), available from World Wide Web:

<<http://rotorlab.tamu.edu/tribgroup/08%20REU%20Poster%20Manufacture%20Bump%20Foils.pdf>>
21. Ku, C.-P, and H., Heshmant, 1992, “Complaint Foil Bearing Structural Stiffness Analysis Part I: Theoretical Model - Including Strip and Variable Bump Foil Geometry,” *ASME J. Tribol.*, **114**(2), pp. 394–400.
22. Rubio, D., and San Andrés, L., 2003, “Bump-type foil bearing structural stiffness: experiments and predictions,” Research Progress Report to the Turbomachinery Research Consortium, TRC–B&C–5–03.

Abstract

Experimental Identification of Structural Stiffness and Damping Coefficients in Bump-type Foil Bearings

Jihun Bang

Dept. of Mechanical Design Engineering
Graduate School of Hanyang University

Bump-type foil bearings (BFBs) are hydrodynamic bearings using air as a lubricant in order to support a rotating shaft by means of pressure of the air film in series with corrugated elastic structures. Compared to oil lubricated bearing systems, BFBs supported rotor systems in high speed turbomachinery have enhanced efficiency and reliability at high temperatures. While a shaft rotates at high speed, structural parameters (i.e., structural stiffness and damping) of bump foils determine load capacity and stability of the bearings.

The present study identifies structural stiffnesses and damping parameters of BFBs, as well as bump strip layers, while applying static loads on the bearings. For BFBs, push and pull loads are applied from 0 N to 200 N, respectively. Applied loads increase with bearing displacement

nonlinearly. Structural stiffnesses are estimated by conducting curve-fitting for push and pull loads curves (i.e., hysteresis loop). Damping parameters are estimated from measured local hysteresis loops. Loss factors, representing energy dissipation, of test bearings are estimated for various preloads and bump deflection amplitudes. The present study also identifies static characteristics for bump strip layers for various boundary conditions (free end and fixed end) and configurations (multi-layer bump foils, and insertion thick and thin plates between bump foils). Loss factors for both BFBs and bump strip layers identified from the measured local hysteresis loops, decrease with bump deflection amplitudes. Loss factors also remain nearly constant with applied preloads for BFBs. On the other hand, local stiffnesses increase with applied preloads. The current study implies that loss factors and damping parameters of BFBs decrease when there are large amplitudes of rotordynamic motions.

부 록 1: 센서 보정

본 연구에서 베어링에 가해지는 정하중과 이에 대한 베어링 변위를 측정하기 위해 스트레인 게이지 타입의 로드셀과 와전류 타입의 변위 센서를 사용하였다.

부록 1.1 로드셀, 인디케이터 보정

로드셀-인디케이터를 보정하기 위해서 Figure 63와 같은 장비들이 필요하다. 다이내모미터는 로드셀에 직접 하중을 가하는 장치이다. 로드셀에 다이내모미터와 인디케이터(AL-50)를 연결하여 보정하였으며 보정 방법은 다음과 같다.

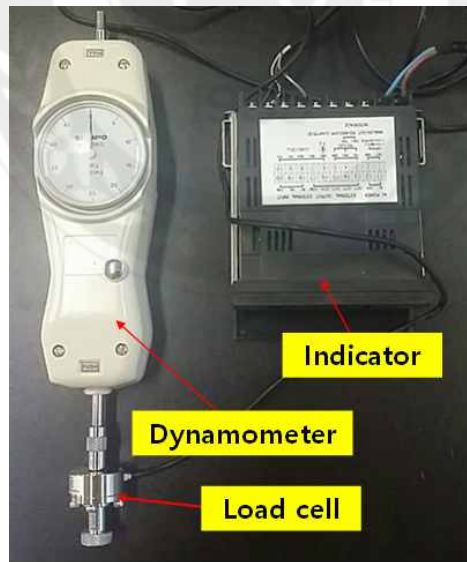


Figure 63 Instruments for calibration of load cell

1)인디케이터(AL-50)의 ‘용기’ 버튼을 5초간 누른다.



2)CAL 1 문자가 지나간 후에 측정할 최대 하중을 설정(예; 200 N) 한다. 입력 후 오른쪽 아래 설정 버튼을 누른다. 단위는 N 또는 kg으로 보정이 가능하다.



3)CAL 2에서는 최소 눈금 단위를 설정한다. 0.1 N 단위로 하중을 읽을 수 있다. 입력 후 설정 버튼을 누른다.



4)CAL 3에서 로드셀에 얼마의 하중을 가하여 보정할 것인지 결정한다. 로드셀에 다이ना모 미터로 직접 50 N을 가하여 보정을 한다는 의미이다.



5)CAL 4는 영점 조정이다. 로드셀이 하중을 받지 않는 상태(ULoAd)이다. 로드셀이 받는 하중이 0 N인 상태에서 설정 버튼을 누른다.



6)CAL 5는 CAL 3의 과정에서 입력한 50 N을 로드셀에 가하는 과정이다. 50 N을 로드셀에 가한 상태에서 설정 버튼을 눌러주면 End가 나오면서 보정이 종료된다.



1.2 변위 센서 보정

실험에서 변위를 측정하기 위해 와전류 타입의 변위 센서를 사용하였다. 변위 측정을 위해선 멀티미터가 필요하며 보정 작업으로 변위 센서와 측정하려는 타겟의 민감도(sensitivity)를 계산해야 한다. 변위 센서 보정 방법은 아래와 같다.

- 1) 변위 센서의 측정 타겟을 설정한다.
- 2) Figure 64과 같이 변위 센서를 마이크로 스테이지에 결합하고 변위를 측정할 타겟에 변위센서 앞에 위치시킨다.

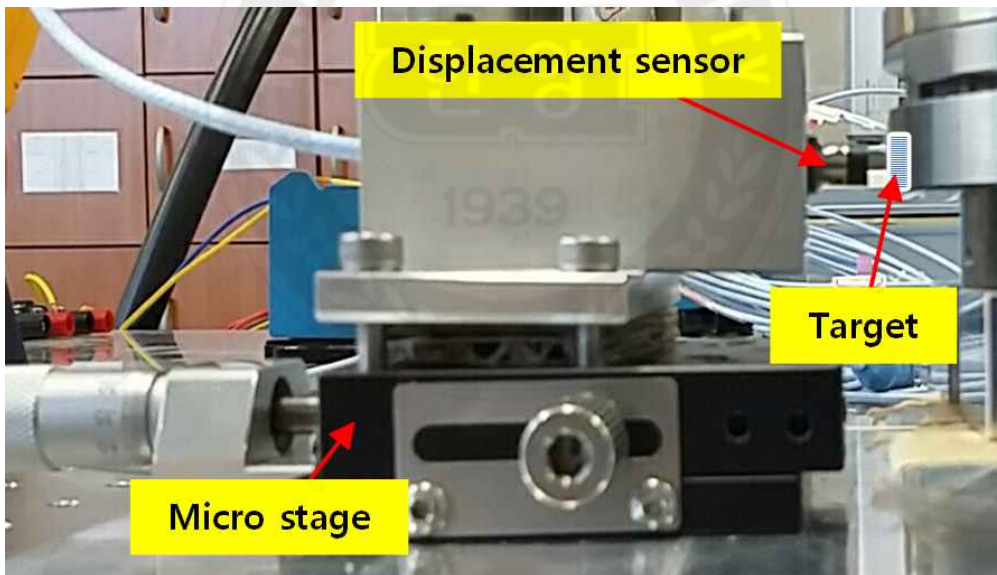


Figure 64 Test setup for calibration of displacement sensor

- 3) 마이크로 스테이지를 움직여서 변위 센서와 타겟의 위치를 초기 3 V 로 조절한다.

- 4) 18 V가 될 때까지 마이크로 스테이지로 변위 센서가 0.25 mm 움직이게 하여 전압을 기록한다.
- 5) 반복성과 신뢰성을 위해 1)에서 4) 과정을 3번 반복한다.
- 6) Figure 65와 같이 측정된 변위에 대한 전압을 그래프로 나타내고 곡선 적합한다. 이때 곡선 적합된 직선의 기울기가 민감도이다.

Table 9는 위와 같은 과정을 3번 반복하여 민감도를 계산한 것이다.

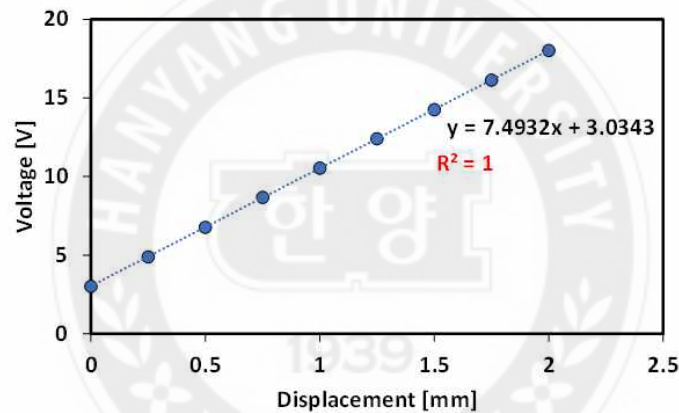


Figure 65 Output voltage of eddy current sensor versus displacement for sensitivity of the sensor

Table 9 Measurement results of voltage

Displacement [mm]	0	0.25	0.5	0.75	1	1.25	1.5	1.75	2
Volt. 1 st	3.028	4.89	6.78	8.67	10.54	12.4	14.25	16.13	18.03
2 nd	3.026	4.9	6.78	8.68	10.54	12.42	14.26	16.15	18.03
3 rd	3.028	4.9	6.78	8.68	10.54	12.41	14.25	16.18	18.03
Average	3.027	4.90	6.78	8.68	10.54	12.41	14.25	16.14	18.03
Standard deviation	0.001	0.005	0	0.005	0	0.01	0.005	0.012	0.006

부 록 2: 축에 직접 하중을 가하는 실험

2.3.2절에 언급한 것과 같이 Figure 61은 축에 직접 하중을 가했을 때의 결과이다. 변위 센서를 통해 나타난 전압은 가해지는 하중에 관계없이 일정하다. 따라서 본 연구에 사용한 축은 약 250 N의 하중이 가해져도 변형이 없으므로 본 연구에서 축의 변형은 고려하지 않았다.

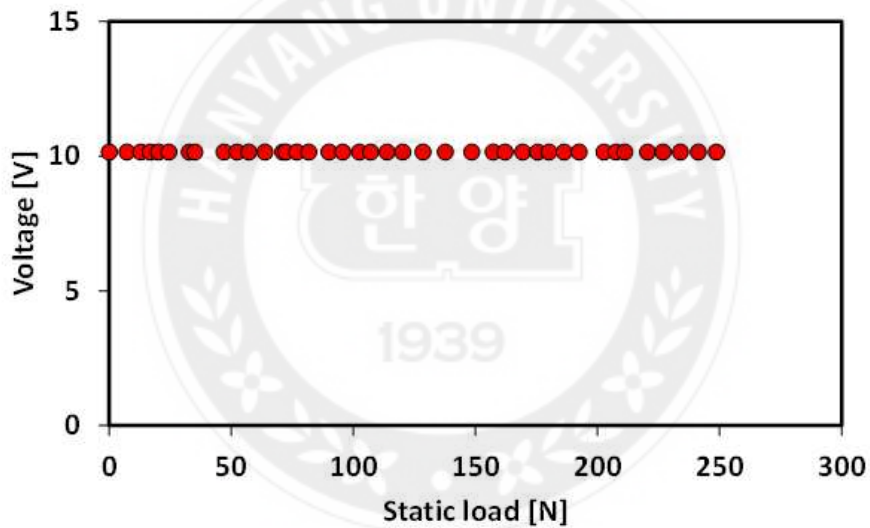


Figure 66 Output voltage of eddy current sensor versus applied static load to shaft

부 록 3: 국부 히스테리시스 루프를 이용한 구조 강성 추정 방법 및 손실 계수 비교

본 논문에서 국부 히스테리시스 루프를 통한 구조 강성을 추정하기 위해 다음과 같은 방법을 사용하였다. Figure 67와 68은 4 N과 24 N의 예하중 하에서 국부 히스테리시스 루프를 각각 측정된 것이다. 적절한 구조 강성을 추정하기 위해 국부 히스테리시스 루프에서 상하 끝점을 연결한 기울기와 각각의 점에서의 기울기와 그 평균과 비교하였다.

Figure 69은 곡선 접합하여 추정한 구조 강성(Stiffness from Curve fit), 각 점의 기울기의 평균(Average Stiffness)으로 추정한 구조 강성과 상하 끝점의 기울기(Representative stiffness)로 추정한 구조 강성을 비교한 것이다. 비교 결과, 구조 강성의 값은 큰 차이가 없는 것으로 나타났다. Figure 70은 각 점의 기울기의 평균으로 계산한 구조 강성으로 추정한 손실 계수와 상하 끝점의 기울기로 계산한 구조 강성으로 추정한 손실 계수를 비교한 것이다. 손실 계수 추정 결과, 그 값의 차이가 크지 않으므로 상하 끝점을 연결한 기울기를 국부 히스테리시스 루프의 평균 기울기로 사용하여 손실 계수를 추정할 수 있다.

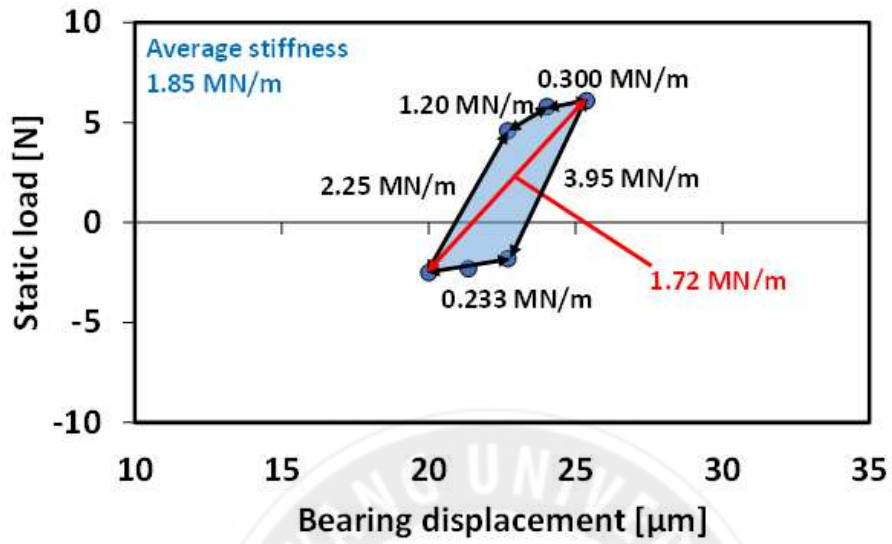


Figure 67 Local hysteresis loop with applied static load 4 N

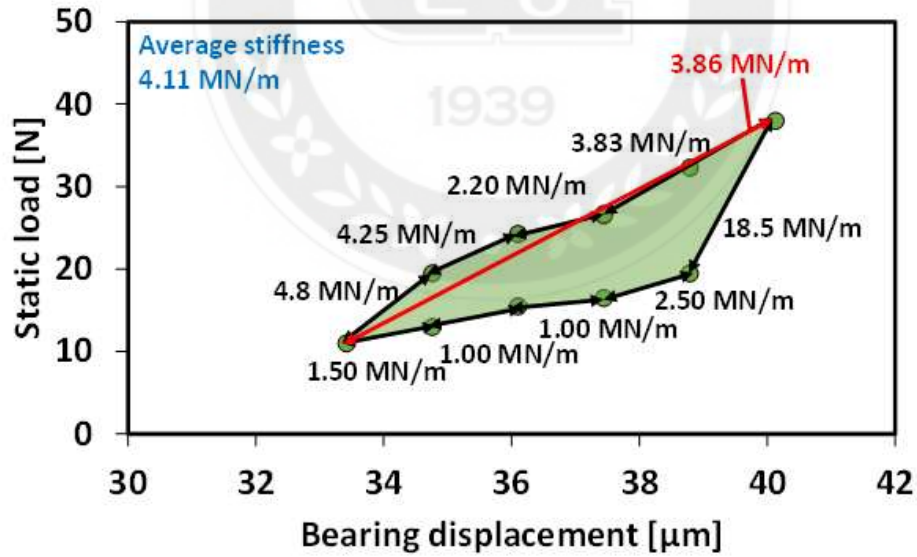


Figure 68 Local hysteresis loop with applied static load 24 N.

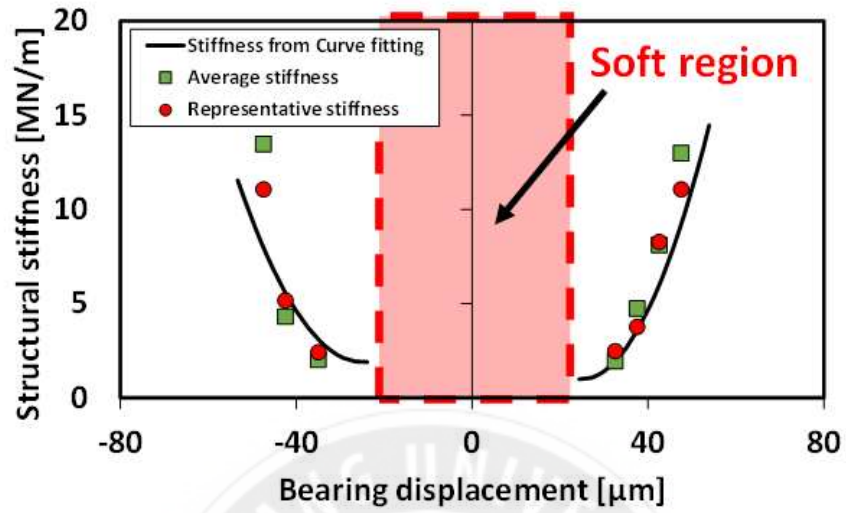


Figure 69 Comparison of stiffness estimated by curve fit, average of each points and representative slope

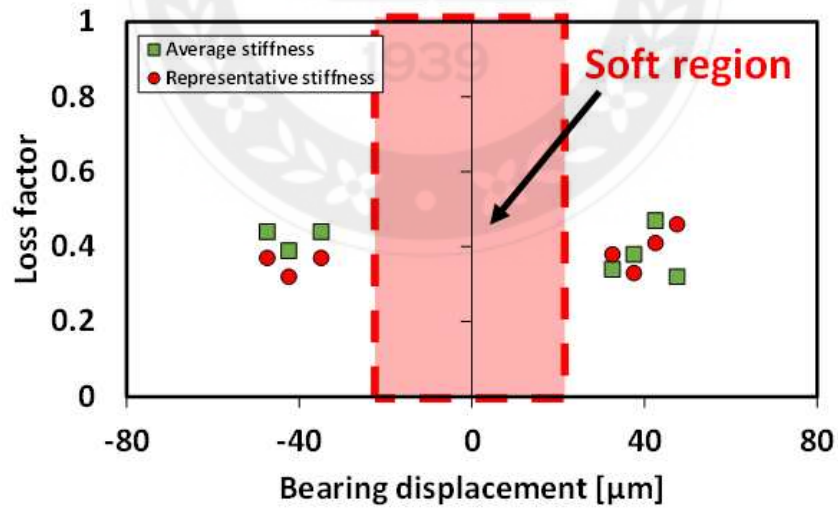


Figure 70 Comparison of loss factor estimated by average of each points and representative slope

부 록 4: 불확도 계산

부록 4.1 구조 강성 불확도

일반적으로 실험 결과에 영향을 주는 요인들의 불확도를 합성하여 실험 결과에 대한 불확도를 추정한다. 일반적으로 실험 결과에 영향을 주는 요인들의 합성 표준 불확도의 계산은 다음과 같다.

$$U_r = \sqrt{\left(\frac{\partial r}{\partial x_1} U_{x_1}\right)^2 + \left(\frac{\partial r}{\partial x_2} U_{x_2}\right)^2 + \left(\frac{\partial r}{\partial x_3} U_{x_3}\right)^2} \quad r = f(x_1, x_2, \dots, x_n) \quad (4)$$

변위 센서 (Eddy current sensor) 민감도 (V/mm)의 불확도를 구하기 위해 같은 위치에 대해 3번씩 측정하여 불확도를 계산한다. 변위 센서 민감도의 측정 불확도의 계산은 다음과 같다.

$$U_{Dis} = \sqrt{(U_{Dis_1})^2 + (U_{Dis_2})^2 + \dots + (U_{Dis_n})^2} \quad (5)$$

따라서 변위 센서에 대한 불확도 (U_{Dis})는 0.057 V/mm이며, 이를 보정 테이블까지 고려하여 μm 단위로 변환하면 0.061 μm 이다. 로드셀의 불확도 또한 변위 센서의 불확도를 추정한 방법과 같다. 다이내모미터로 로드셀에 같은 크기의 힘을 3번씩 측정하여 불확도를 추정한다. 이때 로드셀의 불확도는(U_F)

0.35 N이다. 변위 센서의 불확도와 로드셀의 불확도를 이용하여 구조 강성에 대한 불확도를 추정할 수 있으며, 식(4)를 이용하여 다음과 같은 식을 유도할 수 있다.

$$U_k = k \sqrt{\left(\frac{\partial k}{\partial k} \frac{U_F}{F}\right)^2 + \left(\frac{\partial k}{\partial D_{Dis}} \frac{U_{Dis}}{K}\right)^2} = k \sqrt{\left(\frac{1}{\Delta F} U_F\right)^2 + \left(\frac{1}{\Delta D_{Dis}} U_{Dis}\right)^2} \quad (6)$$

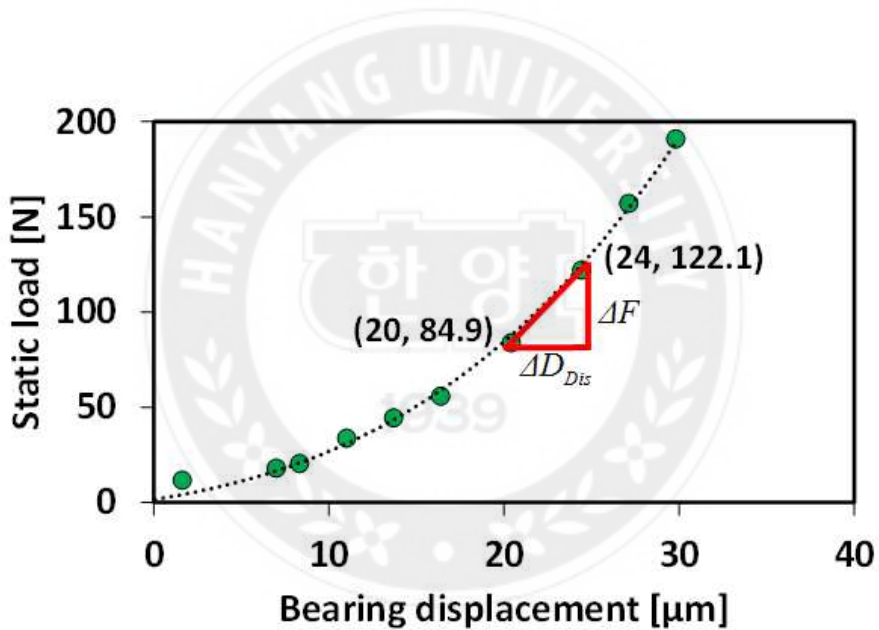


Figure 71 Static load versus bearing displacement for estimation of structural stiffness

식(6)을 이용하여 Figure 71의 구조 강성과 불확도를 추정하면 $9.05 \text{ MN/m} \pm 0.109 \text{ MN/m}$ (1.2%)이다.

부록 4.2 손실 계수 불확도

구조 강성의 불확도 해석과 동일한 방법으로 손실 계수의 불확도를 추정한다. 손실 계수의 불확도를 추정하기 위해서는 손실된 에너지, 구조 강성, 범프 변형량에 대한 불확도를 추정해야한다. 손실 계수를 추정하는 방법은 Figure 72와 같으며 식(7)은 손실 계수의 불확도를 추정하기 위한 식이다.

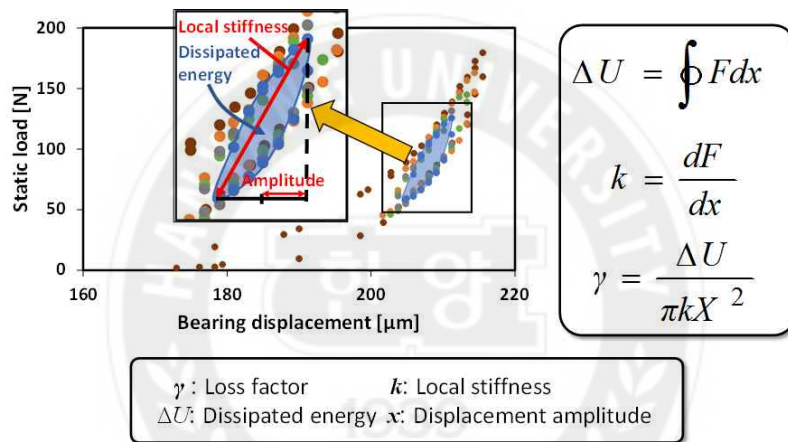


Figure 72 Static load versus bearing displacement for estimation of loss factor

$$U_r = \sqrt{\left(\frac{\partial r}{\partial \Delta U} U_{\Delta U}\right)^2 + \left(\frac{\partial r}{\partial k} U_k\right)^2 + \left(\frac{\partial r}{\partial x} U_x\right)^2} \quad (7)$$

Figure 72은 정하중 실험 결과로 얻은 히스테리시스 루프이다. 이를 이용하여 손실 계수를 추정하고 이에 대한 불확도를 추정하였다. 구조 강성과 변위 진폭에 대한 불확도는 부록 4.1에서 추정된 방법과 동일하다. 식(6)을 참고하

여 Figure 73의 구조 강성과 변위 진폭에 대한 불확도는 각각 1.1%, 0.79% 이다.

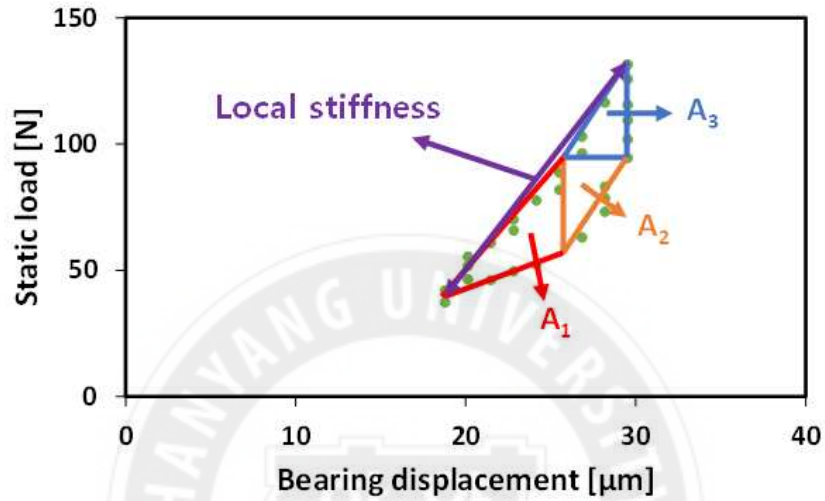


Figure 73 Local hysteresis loop for estimation of loss factor

소산된 에너지의 불확도($U_{\Delta U}$)는 다음과 같이 계산할 수 있다.

$$U_{\Delta U}^2 = \left(\frac{\partial \Delta U}{\partial F} \right)^2 U_F^2 + \left(\frac{\partial \Delta U}{\partial x} \right)^2 U_x^2 \quad (8)$$

식(8) 양변에 소산된 에너지로 나누면 식(9)와 같다.

$$\left(\frac{U_{\Delta U}}{\Delta U}\right)^2 = \left(\frac{U_F}{F}\right)^2 + \left(\frac{U_x}{x}\right)^2 \quad (9)$$

식(9)를 이용하여 Figure 73에 나타난 소산된 에너지 A_1 , A_2 , A_3 의 불확도를 각각 추정할 수 있다. A_1 의 불확도는 7.35, A_2 의 불확도는 0.93, A_3 의 불확도는 1.33이다. 이들의 불확도를 합성하여 히스테리시스 루프의 에너지 손실에 대한 불확도($U_{\Delta U}$)를 구하면 7.52 N- μm 이다. 위에서 구한 구조 강성, 변위, 손실된 에너지 불확도를 식(10)에 대입하면 손실 계수에 대한 불확도를 추정할 수 있다.

$$\left(\frac{U_r}{r}\right)^2 = \left(\frac{U_{E_{dis}}}{E_{dis}}\right)^2 + \left(\frac{U_k}{k}\right)^2 + \left(\frac{U_x}{x}\right)^2 \quad (10)$$

따라서 Figure 73의 손실 계수 불확도(U_r)는 $0.317 \pm 0.011(3.37\%)$ 이다.

부 록 5: 범프포일저널베어링의 구조 강성 해석을 위한 포트란 코드

포일베어링의 구조 강성 예측을 위해 1992년 Ku, C.-P와 H., Heshmant^[21]은 포일베어링 내의 인접한 범프들의 상호작용과 마찰력을 고려한 모델을 개발하였으며, 구조 강성과 점성감쇠계수를 예측하였다. 이 후, Le Lez, S.^[12]는 탭 포일과 범프 포일 사이, 범프 포일과 베어링 슬리브 사이의 마찰을 고려하여 유한요소로 모델링하였으며 스트립 내의 각각의 범프들의 구조 강성을 추정하였다. 그리고 Lasen, J.^[13]는 포일의 질량을 무시하고 2차원 준정적 유한요소 모델을 기초로, 범프 포일의 기하학적인 비선형성과 접촉점에서의 쿨롱 마찰을 고려하여 범프의 특성을 예측하였다.

본 연구에서 사용한 해석은 Iordanoff^[5]가 개발한 모델을 사용하였다. 이 모델은 이전 모델보다 단순하며, 범프의 고정단(fixed)과 자유단(free)을 고려하였다. 이 해석은 작용하는 하중의 반경 방향, 건 마찰 계수, 각각 범프의 상호작용을 고려하여 포일베어링의 구조 강성을 예측하였다. Iordanoff 공식은 범프 각각의 구조강성을 추정할 수 있으며, 범프의 피치(pitch)는 일정하고 범프 사이의 상호작용은 없다고 가정한다.

식 (11), (12)은 고정된(fixed) 범프와 고정되지 않은(free) 범프의 구조강성식을 각각 나타낸 것이다.

$$K_w = \frac{F}{d} = \frac{E \times t^3 \times \sin^3(\alpha/2)}{12 \times l_0^3 \times P \times J(\alpha) \times (1 - \nu_p^2) \times P \times L} \quad (11)$$

$$K_F = \frac{F}{d} = \frac{E \times t^3 \times \sin^3(\alpha/2)}{6 \times l_0^3 \times P \times I(\alpha) \times (1 - \nu_p^2) \times P \times L} \quad (12)$$

Figure 74과 같이 l_0 는 범프 길이의 1/2, P 는 범프 피치, H_B 는 범프 높이, d 는 범프 변형량, F 는 작용 하중, α 는 호의 각(arc angle), E 는 재료의 탄성계수(material elastic modulus), ν 는 푸아송 비(Poisson's ratio), $P \times L$ 은 탐 포일의 넓이, $J(a)$ 와 $I(a)$ 는 a 와 건 마찰 계수(μ)로 이루어진 함수이다^[5].

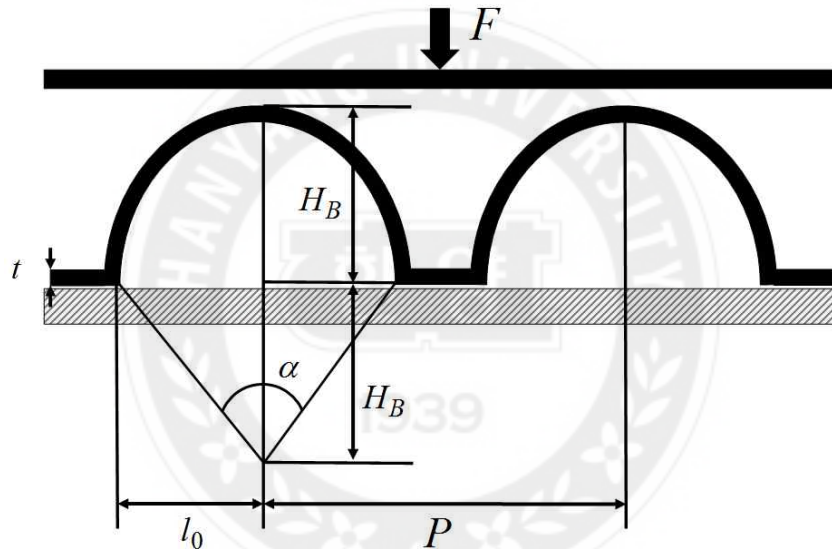


Figure 74 Bump foil parameters

Dario Rubio와 Luis San Andrés^[22]는 포일베어링의 Jordanoff^[5]의 해석적 구조 특성은 공칭 간극(nominal clearance), 반경방향 예하중(radial preload)과 축의 움직임으로 나타나는 범프의 변형에 의해 생성되는 반발력으로 결정된다고 하였다. Figure 75는 반발력을 결정하기 위한 좌표계를 나타낸 것이다. X, Y 좌표는 축의 수직방향과 수평방향의 좌표를 나타낸 것이며, X 축은 점용접된 부분이다. ζ - η 좌표는 범프의 수직과 가로방향 변형에 대한 좌표이다.

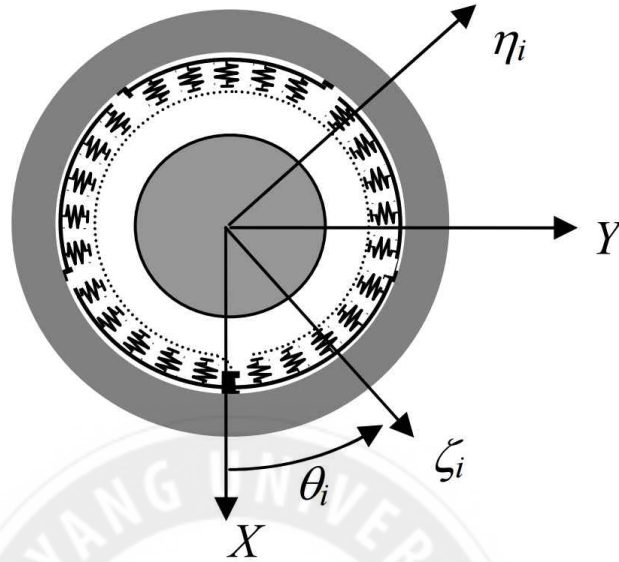


Figure 75 Coordinate system in the foil bearing for prediction of bearing stiffness^[22]

각각의 범프 포일의 수직 변형(ζ_i)은 공칭 간극(nominal clearance)과 예하중(preload)을 고려하며 ζ_i 는 다음과 같다.

$$\zeta_i = X \cos(\theta_i) + Y \sin(\theta_i) + r - c_{nom} \quad (13)$$

식(13)에서 X , Y 는 X , Y 축에 따르는 축 변위이다. r 는 예압, c_{nom} 은 공칭 간극이다. 일반적으로 축의 지름이 다른 범프 변형량(ζ_i)은 각각 다른 예하중(c_d)을 사용하며^[22], 이를 실험 결과와 비교할 수 있다. 범프 변형량을 예측하였으면 각각 범프에 대한 반발력(F_i)을 추정할 수 있다. 반발력은 식(14)와 같다.

$$f_{\zeta_i} = K_B(H_i) \times \zeta_i \quad (14)$$

K_B 는 예측한 범프의 구조강성이며 ζ_i 가 양수이면 H_i 는 $h\zeta_i$ 이며, 음수라면 H_i 는 h 이다. K_B 는 범프가 고정(fixed)이거나 고정되지 않을 경우(free)에 따라 달라진다. F_{X_i} 와 F_{Y_i} 는 식(15), (16)과 같다.

$$F_{x_i} = \sum_{i=1}^N f_{\zeta_i} \cos(\theta_i) \quad (15)$$

$$F_{y_i} = \sum_{i=1}^N f_{\zeta_i} \sin(\theta_i) \quad (16)$$

전반적으로 작용된 하중 방향(β)에 따른 포일베어링의 반발력은 식(17)와 같다.

$$F_{\zeta_i} = F_{x_i} \cos(\beta) + F_{y_i} \sin(\beta) \quad (17)$$

위와 같은 방법으로 범프 변형량에 대한 반발력을 추정할 수 있다. 본 연구에서는 부록 6과 같이 구성된 Fortran90 코드를 사용하여 해석을 수행하였다. 이를 검증하기 위해 참고 문헌[4]의 결과와 비교하였다. 참고 문헌[4]에 나온 베어링의 치수를 본 연구에서 사용한 포트란 코드에 입력하였다. Figure 76은 베어링 변위에 대한 하중 곡선을 참고 문헌[4]와 Fortran90 해석 결과를 비교한 것이다. Figure 77은 베어링 변위에 대한 구조 강성을 나타낸 것이며 참고 문헌[4]와 Fortran90 해석 결과를 비교한 것이다. 비교 결과 상당히 일치하는 것을 확인하였으며, 이로써 본 논문에서 사용한 포트란 코드는 검증 되었다.

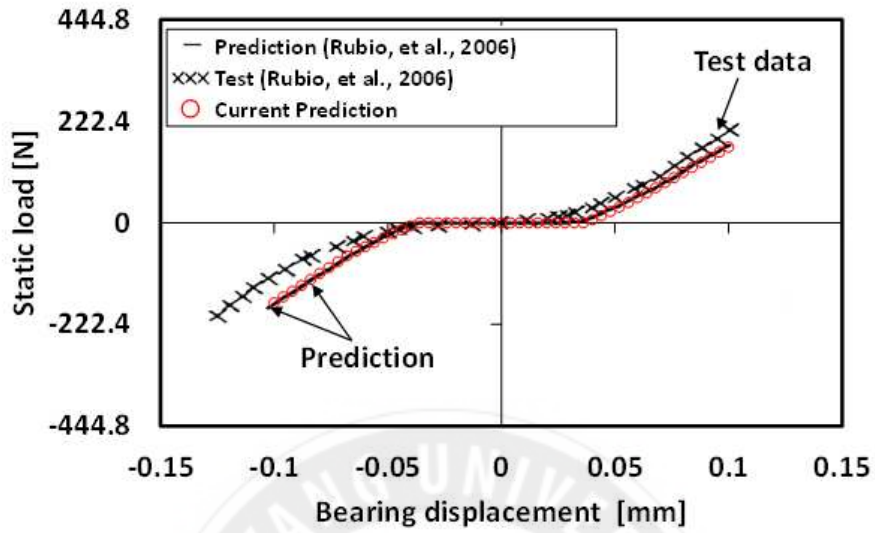


Figure 76 Static load versus bearing displacement. Comparison to data in Reference [4]

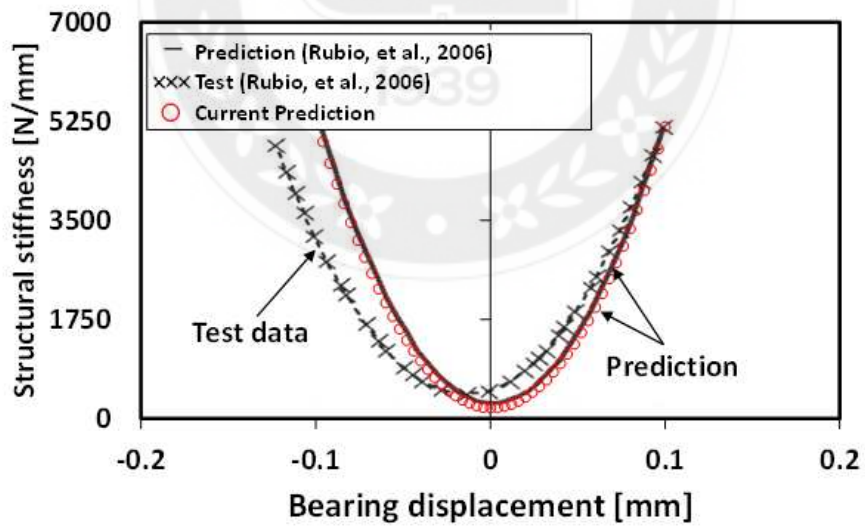


Figure 77 Structural stiffness versus bearing displacement. Comparison to data in Reference [4]

부 록 6: Fortran90 베어링 코드

```

!
!*****
!*****
!
! PROGRAM: Foil journal bearing code
!
! PURPOSE: Estimate stiffness for bump foil bearings
!
! Input: Reference bump height (h), Pitch (p), Reference 1/2 length (b),
Foil thickness (t),
!         Axial length of the foil bearing (axial), Number of bumps strips
(strips), Length of one
!         bump (axial/strips), Young modulus(E), Poisson ratio(v0), dry
friction coefficient  $\mu$ (fc),
!         clearance (cnom, cd), Number of bumps
!
!*****
!*****

program Bearing_Code

Real::h, p, R0, l0, t, axial, strips, E, v0, fc, L2, se1, lam, cnom, cdcd,
cd, cact, Rmax, Rmin, ang, beta, x0, n, JJ, DeD, Dmax, Dmin, u, Fmax, Q,
R, ac1, A, I, C1, C2, S, ya, J2, S2

Dimension ep(200,200), sss(200, 200), se11(200), R11(200,200),
ac11(200,200), A11(200,200), C11(200,200), S11(200,200), kff(200,200),
fe(200,200), C12(200,200), S12(200,200), kffp(200,200), FX(200,200),
FY(200,200), SumX(200,200), SumY(200,200), D(200), X(200), Y(200),
Z12(200,200), Ya11(200,200), Fd(200), Ft(200), S2(200,200), hh(200),
Q(200,200), P11(200,200)

CHARACTER(1)::Response

print *, "Welcome to Foil Journal Bearing Code"
print *, "-----"

!! Input Parameters !!
h=0.387                                !! Bump Height (mm)
p=4.581                                !! Bump Pitch (mm)
R0=19.085                              !! Bearing Nominal Radius (mm)
l0=1.871                                !! Bump Length 1/2 (mm)
t=0.1                                  !! Bump Thickness (mm)
axial=38.14                            !! Axial length of the Foil Bearing
(mm)
strips=5                                !! Number of bump strips

```

```

E=208000000000          !! Young Modulus (Pa)
v0=0.29                 !! Poisson ratio
fc=0.4                   !! Friction coefficient
cnom=0.0229             !! Nominal Clearance (mm)
cdcd=0.73                !! Clearance differential
Rmax=0.03                !! Rancge of Rotor Maximum
Displacement            !! Rancge of Rotor Minimum
  Rmin=-0.03
Displacement            !! Angular position (deg)
  ang=302                !! Displacement Adjustment (micro
meter)                  !! The Number of Bumps
  n=25                    !! The Number of repetition
  j=51
(=<200)

```

!! Input Parameters !!

pi=3.141592

lam=360-10 !! Welded bump approximately 10 degree along the bearing sleeve

L1=p*n !!! pitch*the number of bumps

L2=axial/strips !!! Length of one bump

cact=(cnom-cd*cnom)*1000 !!! Clearance

se1=(lam*2*pi)/(360*n) !!!delta septa

beta=ang*(pi/180)

cd=cdcd*cnom

u=n

!!! Iordanoff's formulae

!!

!!! Kf / Kp

!!

!!!R=((l0**2)+(h**2))/(2*h)

!!!

```

!!!ac1=2*acos(l0/R)
!!!
!!!!!!Kf
!!!
!!!A=sin(ac1/2)+fc*cos(ac1/2)
!!!

!!!I=((A**2)+((1+(fc**2))/2))*(ac1/2)-((1-(fc**2))/4)*sin(ac1)-(fc/2)*(cos(ac1)
-1)-2*A*(1-cos(ac1/2)+(fc*sin(ac1/2)))
!!!
!!!C1=(12*l0**3*p*I*(1-v0**2))/(E*(t**3)*((sin(ac1/2))**3))
!!!
!!!S=(strips*p*L2)/(C1*1000) !!!Kf(free bump)
!!!
!!!
!!!!!!Kp

!!!ya=(-1*(0.75*sin(ac1)-(ac1/4)-sin(ac1/2)))/(ac1*sin(ac1/2)*(sin(ac1/2)+fc*cos
s(ac1/2))-2*fc*(sin(ac1/2))**2+ac1/2-sin(ac1/2))
!!!

!!!J2=ya*((cos(ac1/2)-1)*(sin(ac1/2)+fc*cos(ac1/2))+fc*(1-cos(ac1))/4)+(1-ya)
*(ac1/4-sin(ac1)/4)
!!!

!!!C2=(6.000*(l0**3.000)*p*J2*(1-(v0**2.000)))/(E*(t**3.000)*((sin(ac1/2.000))*
*3.000))
!!!
!!!S2=(strips*p*L2)/(C2*1000) !!!Kp(welded bump)

!! Variable initialization !!
ep=0
sss=0
hh=0
Q=0
se11=0
R11=0
ac11=0
A11=0
P11=0
C11=0
S11=0
kff=0
fe=0
Z12=0
Ya11=0
J2=0
C12=0

```

```

s12=0
kffp=0
FX=0
FY=0
SumX=0
SumY=0
D=0
X=0
Y=0
Fd=0
Ft=0
SumX=0
SumY=0

```

```

if (j>200) then !! When j is greater than 200
print*, "Please enter the value of j to below 200"
else if (j<=200) then

```

```

Do k=1,j
!!!bearing deflection

```

```

hh=h

```

```

JJ=14*2*pi/180*1

```

```

DeD=(Rmax-Rmin)/(j-1)
D(k)=Rmin+(k-1)*DeD

```

```

!!! X and Y force
X(k)=D(k)*cos(beta-JJ)
Y(k)=D(k)*sin(beta-JJ)

```

```

do i=1,n
se11(i)=i*se1
sss(k,i)=X(k)*cos(se11(i))+Y(k)*sin(se11(i))+cd-cnomo

```

```

if(sss(k,i)>0) then
ep(k,i)=sss(k,i)
end if

```

```

Q(k,i)=hh(i)-ep(k,i)

```

```

R11(k,i)=((l0**2)+(Q(k,i)**2))/(2*Q(k,i))

```

```

ac11(k,i)=2.000*acos(l0/R11(k,i))

```

```

A11(k,i)=sin(ac11(k,i)/2)+fc*cos(ac11(k,i)/2)

```

$$P11(k,i) = ((A11(k,i)**2) + ((1 + (fc**2))/2)) * (ac11(k,i)/2) - ((1 - (fc**2))/4) * \sin(ac11(k,i)) - (fc/2) * (\cos(ac11(k,i)) - 1) - 2 * A11(k,i) * (1 - \cos(ac11(k,i)/2) + (fc * \sin(ac11(k,i)/2)))$$

$$C11(k,i) = (12 * (10**3) * p * P11(k,i) * (1 - (v0**2))) / (E * (t**3) * (\sin((ac11(k,i)/2)))**3)$$

$$S11(k,i) = (\text{strips} * p * L2) / (C11(k,i) * 1000.000)$$

$$Kff(k,i) = S11(k,i)$$

$$fe(k,i) = kff(k,i) * ep(k,i) / 1000 \quad !!Kf$$

end do

Do f=0,4 !!Kp, Fixed bumps

$$se11(u-5*f) = (u-5*f) * se1$$

$$sss(k,u-5*f) = X(k) * \cos(se11(u-5*f)) + Y(k) * \sin(se11(u-5*f)) + cd - cnom$$

if(sss(k,u-5*f)>0) then

$$ep(k,u-5*f) = sss(k,u-5*f)$$

end if

$$Q(k,u-5*f) = hh(u-5*f) - ep(k,u-5*f)$$

$$R11(k,u-5*f) = ((10**2) + (Q(k,u-5*f)**2.000)) / (2 * Q(k,u-5*f))$$

$$ac11(k,u-5*f) = 2 * \arccos(10/R11(k,u-5*f))$$

$$ya11(k,u-5*f) = (-1 * (0.75 * \sin(ac11(k,u-5*f)) - (ac11(k,u-5*f)/4) - \sin(ac11(k,u-5*f)/2)) / (ac11(k,u-5*f) * \sin(ac11(k,u-5*f)/2) * (\sin(ac11(k,u-5*f)/2) + fc * \cos(ac11(k,u-5*f)/2)) - 2 * fc * (\sin((ac11(k,u-5*f)/2))**2) + ac11(k,u-5*f)/2 - \sin(ac11(k,u-5*f)/2))$$

$$Z12(k,u-5*f) = ya11(k,u-5*f) * ((\cos(ac11(k,u-5*f)/2) - 1) * (\sin(ac11(k,u-5*f)/2) + fc * \cos(ac11(k,u-5*f)/2)) + fc * (1 - \cos(ac11(k,u-5*f)/2)) / 4 + (1 - ya11(k,u-5*f)) * (ac11(k,u-5*f)/4 - \sin(ac11(k,u-5*f)/4))$$

$$C11(k,u-5*f) = (6.000 * (10**3.000) * p * Z12(k,u-5*f) * (1.000 - (v0**2.000))) / (E * (t**3.000) * ((\sin(ac11(k,u-5*f)/2.000))**3.000))$$

$$S11(k,u-5*f) = (\text{strips} * p * L2) / (C11(k,u-5*f) * 1000)$$

$$Kff(k,u-5*f) = S11(k,u-5*f)$$

$$fe(k,u-5*f) = kff(k,u-5*f) * ep(k,u-5*f) / 1000$$

```

end do

ya11(k,n)=(-1*(0.75*sin(ac11(k,n))-(ac11(k,n)/4)-sin(ac11(k,n)/2)))/(ac11(k,n)*
sin(ac11(k,n)/2)*(sin(ac11(k,n)/2)+fc*cos(ac11(k,n)/2))-2*fc*(sin((ac11(k,n)/2)
**2)+ac11(k,n)/2-sin(ac11(k,n)/2))

Z12(k,n)=ya11(k,n)*((cos(ac11(k,n)/2)-1)*(sin(ac11(k,n)/2)+fc*cos(ac11(k,n)/2)
)+fc*(1-cos(ac11(k,n)/2))/4)+(1-ya11(k,n))*(ac11(k,n)/4-sin(ac11(k,n)/2)/4)

C12(k,n)=(6.000*(10**3.000)*p*Z12(k,n)*(1.000-(v0**2.000)))/(E*(t**3.000)*((si
n(ac11(k,n)/2.000))**3.000))

S12(k,n)=(strips*p*L2)/(C12(k,n)*1000)
kffp(k,n)=S12(k,n) !!Kp
fe(k,n)=kffp(k,n)*ep(k,n)/1000

do o=1,n
FX(k,o)=fe(k,o)*cos(se11(o))
FY(k,o)=fe(k,o)*sin(se11(o))
SumX(k,o+1)=SumX(k,o)+FX(k,o)
SumY(k,o+1)=SumY(k,o)+FY(k,o)
end do

Fd(k)=cos(beta)*SumX(k,n+1)+sin(beta)*SumY(k,n+1)
Ft(k)=-sin(beta)*SumX(k,n+1)+cos(beta)*SumY(k,n+1)

end do

do e=1,j
print*, d(e), Fd(e)
end do
end if

end program Bearing_Code

```


부 록 7: 측정 장비

Table 10 Specifications of equipment

Item	Specification	Vendor	Model
Load cell	Excitation: 10 Vdc, 15 Vdc max Output: 2 mV/V nominal Accuracy: $\pm 1.0\%$ Operating Temp Range: -54 to 121°C Compensated Temp Range: 16 to 71°C	OMEGA	LCM201-500N
	Excitation: 5V Output: 0.7~1.2mV/V Operating Temp Range: -10~80 °C Compensated Temp Range: -10~70°C Safe overload: 120% of capacity	DACELL	UMM-K20
Indicator	Strain Meter 230 Vac with Analog output Accuracy: $\pm 0.03\%$ of reading Operating Temp: 0 to 50°C	OMEGA	DP25B-S-230-A
	A/D Sampling Rate: 5-50 sample/s Accuracy: $\pm 0.01\%$ A/D Resolution: 24bit Sigma-Delta Excitation: 5V Operating Temp Range: -10~40°C Display: 5 digit LED	SCALETRON	AL-50
Displacement sensor	extension cable and probe between 0°C and +45°C, with a -24 Vdc power supply a 10 k Ω load Requires -17.5 Vdc to -26 Vdc without barriers at 12 mA maximum consumption, -23 Vdc to -26 Vdc with barriers.	GE	3300 XL NSv Proximity Transducer System

Table 10 Continued

Multimeter	4000 count digital multimeter with temperature and frequency measurement. Voltage measurement - 1000V AC/DC. Current measurement - 10A AC/DC	Fluke	17B+ Digital Multimeter
Micrometer	LCD Resolution 0.001mm. Measuring Range 0-25mm. Accuracy at 20C $\pm 2\mu\text{m}$	Mitutoyo	293-821
	25-50mm Range, 0.001mm Graduation Accuracy: $\pm 0.001\text{mm}$	Mitutoyo	293-241
Vernier calipers	Harsh Environment Calipers – IP67 rated for dust and temporary water submersion, 0-8", with Certificate Uncertainty: $\pm 0.02\text{ mm}$ Resolution: 0.01 mm	Mitutoyo	500-785
Power supply	24V DC (30W) Operating Temp and Humid: $-10 \sim +50^{\circ}\text{C}$, 30 ~ 90% RH (Non condensing) Vibration: 10 ~ 55Hz at 2G, 3 minutes period, 30 minutes along X, Y and Z axis	Orient Electronics	VSF24V/VSF 30-24
Dynamometer	Capacity: 50 kg Dial Graduation: 0.25 kg Outstanding: $\pm 0.2\%$ F.S. Measure both tension and compression force Overload protected to 75 kg	Shimpo Instrument	MF-50KH Mechanical Force gauge

감사의 글

2년 동안 터보기계연구실에서 저를 지도해주신 류근 교수님께 감사드립니다. 류근 교수님 덕분에 대학원에서 연구를 하며 공학적인 지식을 배우고, 학회 활동 및 다양한 프로젝트를 진행하면서 연구자에 대한 안목을 높일 수 있었습니다. 특히 Turbo Expo에서 Student Assistant로 참가한 것은 저에게 잊지 못할 경험이었습니다. 그리고 바쁘신 와중에도 논문을 심사를 해주시면서 틀린 부분을 짚어 주시고 조언 및 격려해주신 이원철 교수님과 김남욱 교수님께 감사드립니다.

또한 연구실 동료들에게도 감사드립니다. 큰 형이자 랩장으로서 연구실을 이끌면서 고생했던 성진이 형, 항상 어려운 문제에 고민하고 있으면 다가와서 해결책을 제시해 주었던 규만이, 범프포일베어링을 연구하면서 문제가 발생했을 때 서로 토의하며 함께 이를 해결해왔던 호원이 형, 실험 장치 설계 및 제작에 많은 도움을 줬던 은규 형, 제가 이해하지 못한 것을 이해할 때까지 친절하게 알려주던 연구실 에이스 익희, 마지막으로 항상 제 뒤에서 불평하지 않고 도와주었던 지수 형, 모두 모두 감사드립니다.

그리고 고등학교 친구들(순성, 인수, 진수, 재홍, 형준, 열진, 썸, 영진, 동현, 병섭, 가람, 형걸)과 대학교 동기들(은식, 현규, 재영, 완식, 창우, 승기, 의건, 준민, 태표, 영주, 종훈, 정기, 현철, 오준, 규현, 선빈, 영수), 군대에서 맺은 인연인 명훈이와 장영, 저를 항상 잘 챙겨주시던 소대장 용원이 형, 우연치 않게 군대에서 후임으로 만난 대학 동기 선민, 고등학교 친구이자 같은 대학, 같은 과에 입학한 우영이 모두 모두 감사드립니다.

마지막으로 아들을 믿고 아낌없이 지원해주신 아버지, 어머니에게 감사하고 사랑하는 마음을 전합니다. 부모님의 아낌없는 지원이 없었다면, 저는 이 자리에 없었을 것입니다. 그리고 뒤에서 항상 저를 응원해 주었던 하나뿐인 동생 상훈이에게도 고맙다는 말을 전합니다. 저를 장손이라고 아껴주시던 할아버지, 할머니께도 감사의 말씀을 드리며, 모든 가족 분들에게도 감사의 말씀을 전합니다.

제가 아는 모든 분들의 도움으로 비로소 제가 작은 열매를 맺을 수 있게 되었습니다. 다시 한 번 저에게 아낌없이 지원해 주시고 응원해주셨던 모든 분들에게 감사드립니다. 앞으로도 이러한 도움이 더욱 빛나도록 최선을 다하겠습니다. 모두 원하는 목표 이루어 내시고, 행복했으면 좋겠습니다. 감사합니다.

2016년 12월

한양대학교 터보기계연구실에서, 방 지 훈 드림

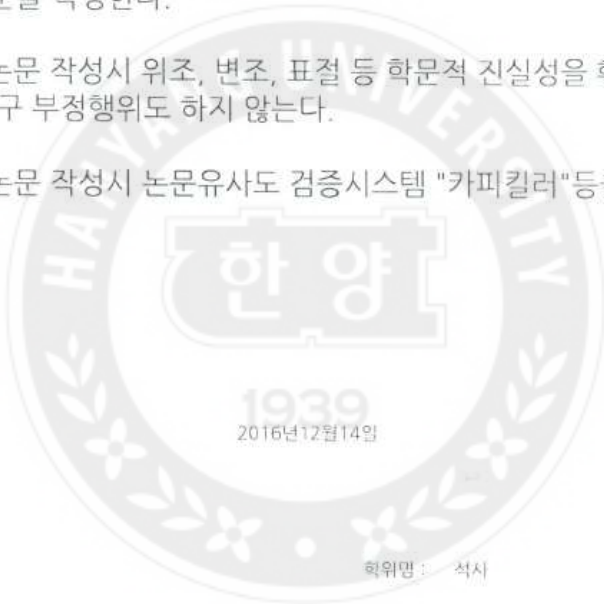
연구 윤리 서약서

본인은 한양대학교 대학원생으로서 이 학위논문 작성 과정에서 다음과 같이 연구 윤리의 기본 원칙을 준수하였음을 서약합니다.

첫째, 지도교수의 지도를 받아 정직하고 엄정한 연구를 수행하여 학위논문을 작성한다.

둘째, 논문 작성시 위조, 변조, 표절 등 학문적 진실성을 훼손하는 어떤 연구 부정행위도 하지 않는다.

셋째, 논문 작성시 논문유사도 검증시스템 "카피킬러"등을 거쳐야 한다.



학위명 : 석사

학과 : 기계설계공학과

지도교수 : 류근

성명 : 방지훈

한 양 대 학 교 대 학 원 장 귀 하

Declaration of Ethical Conduct in Research

I, as a graduate student of Hanyang University, hereby declare that I have abided by the following Code of Research Ethics while writing this dissertation thesis, during my degree program.

"First, I have strived to be honest in my conduct, to produce valid and reliable research conforming with the guidance of my thesis supervisor, and I affirm that my thesis contains honest, fair and reasonable conclusions based on my own careful research under the guidance of my thesis supervisor.

Second, I have not committed any acts that may discredit or damage the credibility of my research. These include, but are not limited to : falsification, distortion of research findings or plagiarism.

Third, I need to go through with Copykiller Program(Internet-based Plagiarism-prevention service) before submitting a thesis."

DECEMBER 14, 2016

Degree : Master

Department : DEPARTMENT OF MECHANICAL DESIGN ENGINEERING

Thesis Supervisor : Keun Ryu

Name : Bang Ji Hun

(Signature)