

휠베어링 고무 실의 접촉력에 관한 연구

최노진*, 허영민*, 이광오#, 강성수**

A study on Contact Force of Rubber Seal for wheel bearing

No Jin Choi*, Young Min Hur*, Kwang O Lee# and Sung Soo Kang**

ABSTRACT

Wheel bearing unit has been exclusively applied to car wheel supporting device. The seal for wheel bearing is required to have both high sealing effects and low reaction forces because wheel bearing are operated on adverse environmental conditions such as mud and splash water. High sealing effects are for the protection of bearing ball wear from dust influx. In order to ensure high sealing effects, it is a easiest way to increase contact force which are affected by geometric characteristics, material properties and interferences between seal and inner bearing but induces higher wear phenomena. Interferences in all variables are most important factor to determine the performance of wheel bearing. In this study, optimization of interference amount was performed with finite element analysis with commercial code ABAQUS. For the sake of finite element analysis, tensile tests of rubber material were conducted and governing equation of nonlinear behavior was achieved.

Mock-up bearing was manufactured with optimized interference amount. Results of torque and mud spray tests using this bearing unit are performed. Less torque and moisture influx of bearing with optimized interference amount is evidence to validity of this study.

Key Words : Wheel bearing, Sealing effect, Interference, Contact force, Finite element, mud spray test, Rubber material

1. 서론

오일 펌프, 액츄에이터 등에서 널리 사용되고 있는 고무 실 립은 기계의 핵심부품으로서 자동차 산업으로부터 폭 넓은 다양성의 산업공정까지 전 범위에서 오염물질의 유입을 막으며 밀봉장치로 사용되고 있다. 특히 차량용 유닛 휠 베어링 실의 사

용 환경은 습지도로, 비포장도로 및 오염된 지역 등을 주행하는 등 열악한 환경속에 처해 있다.¹ 이러한 실들은 높은 밀봉성을 유지하기 위해 다양한 각도의 립을 가지고 있고, 간섭(Interference)에 의한 밀착력이 발생하도록 설계되어 있다. 그리고 동시에 실의 수명이 연장될 수 있도록 낮은 작동토크가 걸리도록 설계 되어야한다.²

접수일: 2005년 8월 4일; 게재승인일: 2005년 11월 10일

* 부산대학교 나노시스템공학협동과정

교신저자: 부산대학교 정밀기계공학과 대학원

E-mail royalko@pusan.ac.kr Tel. (051) 510-1454

** 부산대학교 정밀정형 및 금형가공연구센터

실 립 구조의 정적 또는 동적상태에서의 변형 거동의 해석을 실질적으로 구현한다는 것은 대단히 어려웠으나³ 최근의 비선형 유한요소해석법의 발달로 고무재료의 특성을 고려한 복잡한 실 립의 비선형 거동 및 접촉거동에 대한 연구가 가능하게 되었다.⁴ 이러한 실의 밀봉효율과 수명에 가장 큰 영향을 주는 인자 중의 하나는 실의 접촉면에서의 밀착력 즉 실의 수축력이며 이에 대한 해석은 실의 최적 설계 측면에서 대단히 중요하다.

따라서 본 연구에서는 차량 후륜에 적용되는 휠 베어링 유닛에서 실의 베어링 장착 시 밀착력을 최적으로 하는 간섭량을 유한 요소해석을 통하여 제안하였으며, 드래그 토크(Drag torque), 머드 스프레이(Mud spray)시험 등의 성능시험을 통하여 그 결과를 검증하였다.

2. 이론적 배경

2.1 휠 베어링의 구조

휠 베어링 내부에서 실의 구조는 베어링 내륜에 장착된 이너 링(Inner ring)이 회전하고 베어링 외륜에 장착되는 보강테(Support ring)는 실의 강도와 정밀도를 유지하도록 구성된다. 보강테에 접촉된 실의 립들(Fig 1의 ①,②,③)은 직접 접촉운동을 하면서 일차적인 밀봉기능을 담당하게 되며 윤활을 위한 그리스(Grease)를 포함하게 된다. 그리고 작동환경에 따라 외부에서의 이물질 침입을 차단하는 이차 밀봉기능을 가진 더스트 립(Fig. 1의 ④)이 추가될 수 있다. 특히 실 립은 고무재질로 제작되기 때문에 립단단부(Lip edge)에서의 유연성이 우수하여 접촉운동에 대하여 잘 적응하게 된다.⁵

2.2 실 립의 밀착력

립의 변형 형상을 단순 외팔보의 빔과 유사하다는 가정 하에 변형된 립의 단면 형상을 외팔보의 굽힘 형상으로 고려하며 립의 변형에 의해 발생하는 접촉점에서의 립의 탄성 회복력을 나타내는 식은 다음과 같다.

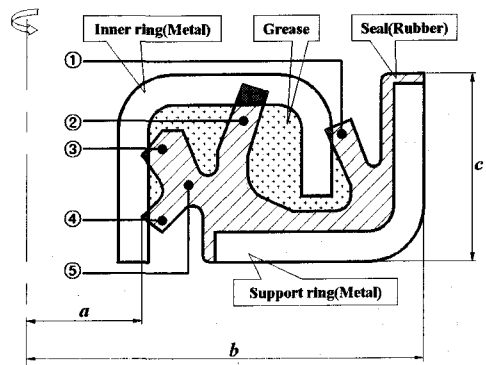
$$P = P_d + P_s \quad (1)$$

P 는 립의 간섭에 의해 작용하는 외력이며 P_d 는 립 반력, P_s 는 원주방향 응력의 반경방향 성분이다.

$$P_d = \frac{\pi}{4} ED \left(\frac{t}{L}\right)^3 \delta \quad P_s = \frac{3}{2} \pi Et \frac{L}{D} \delta \quad (2)$$

여기서, E 는 고무 탄성계수, t 는 립의 두께, δ 는 간섭량, L 은 립의 길이를 나타내며 D 는 실의 지름을 나타낸다.

$$P = \frac{3}{2} \pi Et \frac{L}{D} \delta + \frac{\pi}{4} ED \left(\frac{t}{L}\right)^3 \delta \quad (3)$$



① Dust lip ② Main lip ③ Side lip1

④ Side lip2 ⑤ Lip hill

a : Inner diameter

b : Outer diameter

c : Height

Fig. 1 Seal lip geometry of Wheel bearing

실이 베어링에 장착될 때 립은 베어링의 내륜에 접촉하며 확장된다. 이때 립의 단면은 끝점에서의

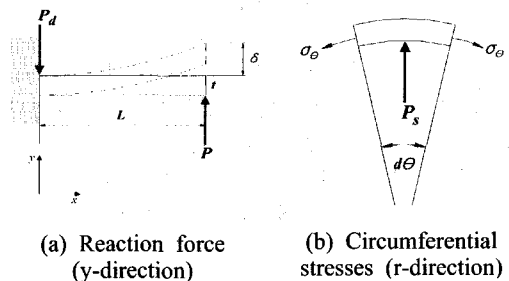


Fig. 2 Reaction force and circumferential stresses due to beam deflection

외력에 의해 굽어지고 동시에 확장에 의한 원주방향 응력(σ_θ)을 받게 된다. 이러한 변형이론을 Fig. 2에 나타내었다. Fig. 1에 나타난 실제 휠 베어링에 적용되는 실은 복잡한 형상과 다수의 립을 가지기 때문에 계산식을 적용하여 수치적으로 직접 구하기는 어려우며 정확한 밀착력을 구하기 위해서는 립의 기하학적 형상과 함께 재료 물성을 고려해야 한다.

2.3 변형 에너지 함수

고무는 초탄성체로서 비선형, 비압축성, 대변형의 특성을 가지며 이러한 특성은 변형 에너지 함수로 표현되고 이는 다시 유한 탄성 이론에 근거한 응력-변형률 관계를 가진다.⁶

$$W = W(I_1, I_2, I_3) \quad (4)$$

$$I_1 = \lambda_1^2 + \lambda_2^2 + \lambda_3^2$$

$$I_2 = \lambda_1^2 \lambda_2^2 + \lambda_2^2 \lambda_3^2 + \lambda_3^2 \lambda_1^2$$

$$I_3 = \lambda_1^2 \lambda_2^2 \lambda_3^2$$

여기서 W 는 변형률 에너지 함수를 나타내며, I_1, I_2, I_3 는 연신율 불변량을 주응력 방향의 연신율 λ 로 나타낸 것이다. 재료는 등방성, 균질성, 비압성의 조건이 전제되므로 $I_3=1$ 이 되며 $\lambda_2=\lambda_3$ 로 나타낼 수 있다. 이에 따른 대표적인 모델은 일반화 된 Mooney-Rivlin 형태로서 식(1)으로 정의된다.

$$W(I_1, I_2) = \sum_{i,j=0}^{\infty} C_{ij} (I_1 - 3)^i (I_2 - 3)^j \quad (5)$$

$$\sigma = \frac{\partial W}{\partial \lambda} \quad (6)$$

$$= \frac{\partial I_1}{\partial \lambda} \cdot \frac{\partial W}{\partial I_1} + \frac{\partial I_2}{\partial \lambda} \cdot \frac{\partial W}{\partial I_2}$$

변형 에너지 함수를 응력-변형률 관계로 나타내면 식(6)으로부터 응력이 구해진다. 여기에서 C_{ij} 는 고무 재질의 고유한 값으로서 실험에 의해 구해진다.⁷

3. 기계적 물성 획득

3.1 실 재료의 성형조건

본 연구에 사용된 실의 재질은 NBR(Shore Hardness A70)소재이고, 이 소재의 성형조건을 결

정하기 위하여 KS M 6687 규격에 의한 레오메타 시험을 실시하였다. 제품을 성형하기 위한 가류시간과 성형온도조건은 각각 300sec, 180℃로 얻을 수 있었다.

3.2 실 재료의 기계적 물성

인장시험편은 레오메타 시험을 통해 획득한 실제 고무제품의 가류시간을 적용하여 제작하였다. 인장시험은 KS M 6518 규격에 따라 시험편을 제작하여 고무 전용 인장시험기인 DYT-500를 사용하여 50mm/min의 속도로 실시하였다.

Fig. 3과 Fig. 4는 각각 시험편의 형상과 치수, 인장 시험기를 나타내며 Fig. 5는 시험결과 획득된 응력-변형률 선도를 나타낸다.

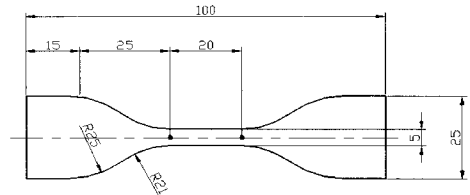


Fig. 3 The geometry of tensile specimen

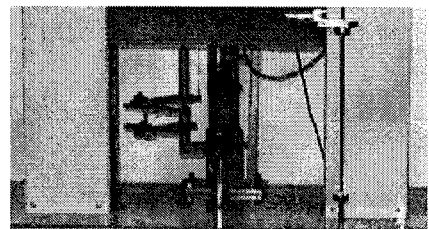


Fig. 4 Tensile test machine (DYT-500)

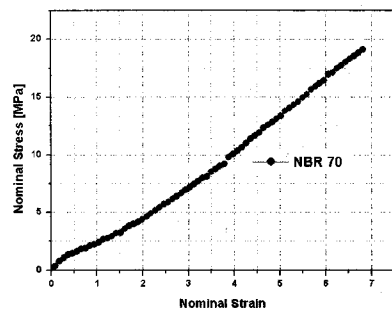


Fig. 5 The stress-strain curves of NBR 70 from the tensile test

3.3 변형 에너지 함수의 결정

인장 시험을 통해 획득한 실 고무재료의 비선형 거동을 가장 잘 표현하는 식을 판단하기 위해 Mooney-Rivlin 식의 1차, 2차식으로 ABAQUS에서 커브 피팅을 하였으며 Fig. 6에 커브 피팅한 결과를 나타내었다.

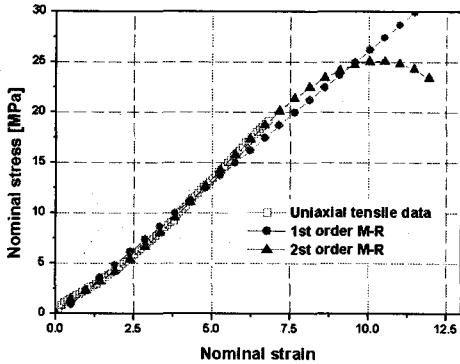


Fig. 6 Curve fitting of nonlinear behavior

Fig.6의 결과를 살펴보면 2차 Mooney-Rivlin 식이 1차식에 비해 실제 시험 데이터와 잘 일치하는 것을 알 수 있다. 본 연구에서는 NBR 70소재의 비선형 거동을 나타내는 2차식을 선택하여 물성을 결정하였으며 Table 1에 Mooney-Rivlin 식의 1차식과 2차식의 C_i 계수를 나타내었다.

Table 1 Coefficients of M-R equation

	C_{10}	C_{01}	C_{20}	C_{11}	C_{12}
1st order Invariant	1.3026	-1.2718	-	-	-
2st order Invariant	0.3211	0.5412	-0.0095	0.1129	-0.1023

4. 비선형 거동 유한요소 해석

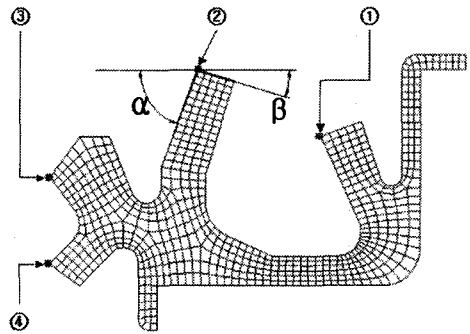
4.1 실 립 거동 해석

립의 변형 거동 시 립 선단에서 밀착력을 결정하는 적정 간섭량을 구하기 위하여 실 립의 기하학적 형상에 따른 축대칭 형상으로 모델링하여 유한요소 해석을 수행하였다.

4.1.1 해석 조건

실 립은 보강테 부분에서 접촉되기 때문에 접촉

부분에서의 반경방향과 축방향의 변위를 고정하였으며 2차원 축대칭 요소를 사용하였다. Fig. 7에 나타난 각각의 접촉 립 선단 절점(Edge node)에 하중을 입력하고 변형시의 립 선단부의 절점 좌표를 추적하여 요구되는 간섭량의 변위에 근접할 때의 하중을 립 선단에서의 밀착력으로 판단하였다.



① Dust lip edge node ② Main lip edge node
③ Side lip1 edge node ④ Side lip2 edge node
 α β : Contact angle

Fig. 7 Node point of seal lip edge

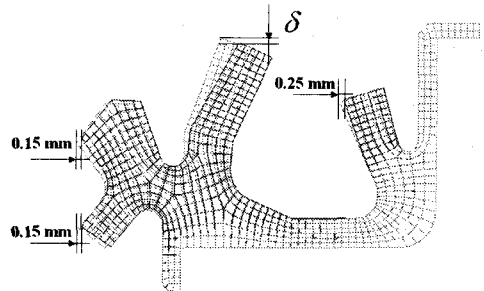


Fig. 8 The interference of seal lip

Table 2 The simulation conditions

	Interferences [mm]	Rubber Properties	
		Material behavior	Mooney-Rivlin coefficients
Dust lip	0.25	Fig. 10	2st order coefficient of Table 1
Main lip	0.2~0.8		
Side lip1	0.15		
Side lip2	0.15		

Main lip에서 요구되는 각각의 변위에 대한 하중

은 각 립에서의 간섭에 의한 밀착력을 의미한다. 각 립 선단에서의 요구하는 초기 간섭량은 Fig. 8에 나타내었으며 Table 2에 해석조건을 나타내고 있다.

4.2 시뮬레이션 결과

4.2.1 변형 거동 및 접촉반력

Fig. 9는 각 립에서 간섭이 발생할 때 실 내부의 응력 분포를 나타내는데 실 내부의 A, B, C, D 부위에서 나타나는 응력분포를 관찰해 보면 축방향 간섭에 의해 Main lip의 변형이 가장 크게 발생하는 것에도 불구하고 Side lip1과 Side lip2 사이의 A 부분에서 인장 응력분포가 높게 집중됨을 보인다. 이

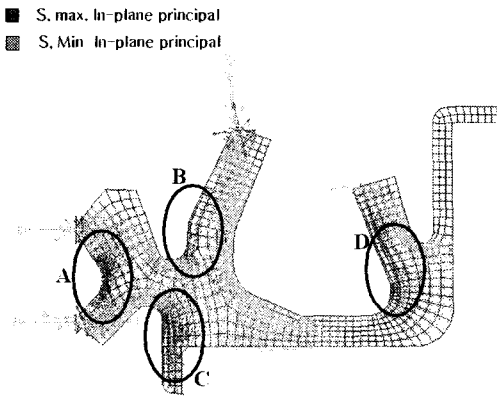


Fig. 9 Stress distributions of seal lip

것은 Main lip의 큰 변형이 Side lip 사이의 A 부분에 영향을 미치는 것을 알 수 있으며 다중 립을 가지게 되는 실 립의 기하학적 형상에 기인하는 것으로 판단할 수 있다.

Fig. 10에 나타난 간섭량에 따른 밀착력을 살펴보면 Side lip1과 Side lip2에서 Dust lip과 Main lip에 비해 상대적으로 높게 나타났다. 이것은 Fig. 9에 나타난 응력 분포에서 Main lip에서의 간섭량의 증가는 Main lip의 반력에 의한 밀착력의 증가보다는 A 부분에서의 응력 집중을 유발하고 동시에 이것은 Side lip1과 Side lip2의 밀착력에 영향을 미치고 있다. 간섭량 0.4~0.5mm에서 Side lip1과 Side lip2의 밀착력은 일치하며 이것은 베어링에서 장착 시 동일한 마찰조건에서 동작하게 됨을 의미한다.

4.2.2 접촉각

Fig. 7에 나타난 초기 접촉각(α, β)은 간섭량에

따라 변화하며 Fig. 11에 그 결과를 나타내었다.

Main lip 선단에서의 접촉각을 살펴보면 간섭량 0.4mm에서 α 와 β 가 일치함을 알 수 있다. 이것은 Main lip의 기능상 베어링 실 내부에서 α 와 β 층의 그리스 압력이 동등하게 됨을 의미하게 된다.

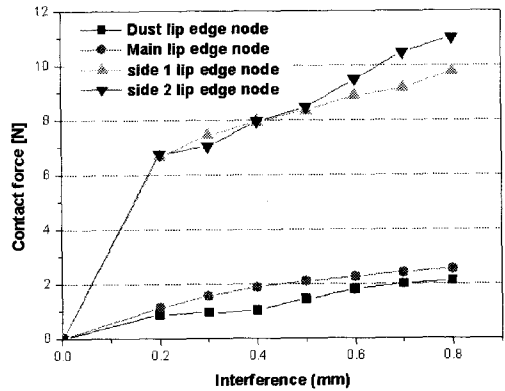


Fig. 10 The contact force by interference

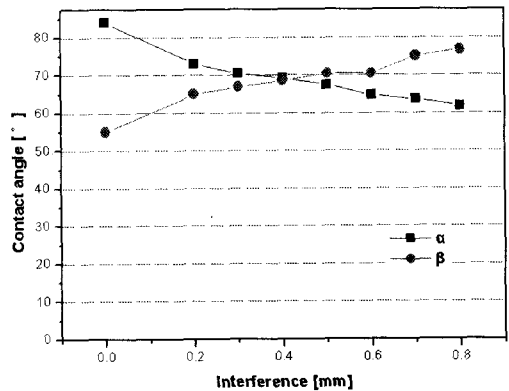


Fig. 11 Contact angle at main seal lip edge

간섭량에 따른 Main lip 선단의 접촉각과 Fig. 10의 립 밀착력이 높게 나타나는 Side lip1과 Side lip2에서의 밀착력을 함께 고려해 보면 간섭량 0.4mm에서 적정 밀착력과 접촉각을 가지는 것으로 판단할 수 있다.

5. 성능 시험

5.1 토크 측정 시험

실의 성능을 측정하기 위해 실을 베어링에 장착

한 상태에서 잡아당겼을 때 Push Pull 게이지에 걸리는 드래그 토크를 측정하였다. 이때 허브 회전은 3 ~ 4rpm으로 하였으며 측정표본은 간섭량 0.8mm와 0.4mm에 대해 각각 5개를 시험하였다. Fig. 12에는 토크 측정을 위한 시험 장비를 나타내었다.

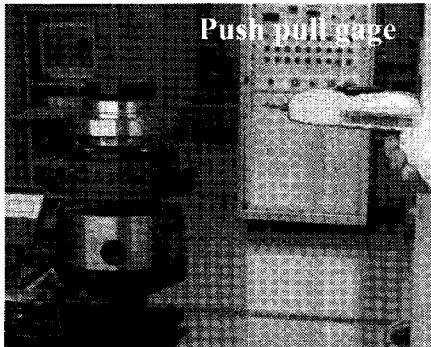


Fig. 12 Drag torque test machine

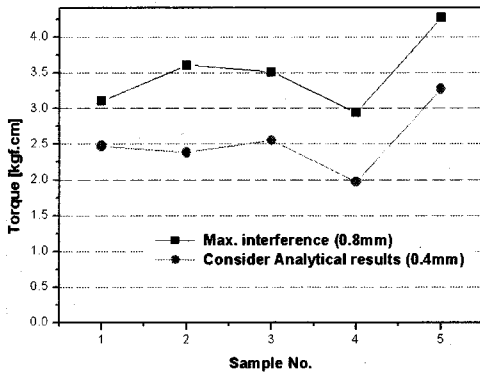


Fig. 13 Drag torque test results of max. and analytical interference

실의 토크 측정 시험결과를 Fig. 13에 나타내었으며 시뮬레이션 결과를 통해 적정 간섭량으로 판단되는 0.4mm와 일반적으로 적용되는 최대 간섭량 0.8mm에서의 기동토크 결과를 비교하였다. 0.4mm 간섭량에서 토크는 약 1kgfcm 정도 낮게 측정되었으며 해석결과를 통해 적용했을 때의 실의 토크값이 약 25%이상 낮게 나타남을 알 수 있었다.

5.2 Mud spray 시험

Table 3에 나타난 베어링 제작업체의 시험표준에 근거하여 Mud spray 시험을 실시하였으며 베어

링 내부의 수분 함유율을 측정하였다.

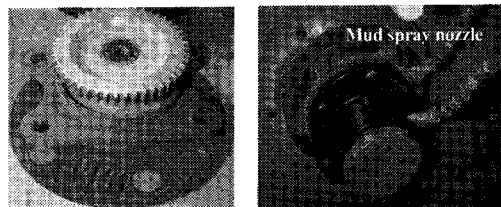
Table 3 Mud spray test conditions

Spray liquid	Dust JIS 8TYPE 10wt SALT 0.5%
Nozzle jet speed	5~6 l/min
distance	30~40 mm
time	96hr(24cycle)
1 cycle	2 hr : jet on 2 hr : jet off

측정된 수분 함유율은 시료의 건조 중량에 대한 수분 중량비를 백분율로 표시하는 건조시료 중량 기준으로 나타내었다. 식(7)은 함유율 계산식을 나타내고 있다.

$$G = \frac{M_{H_2O}}{M_{dry}} \times 100(\%) \quad (7)$$

여기서, G는 함유율(%), M_{H_2O} 는 습시료 중량에서 건조시료 중량을 제한 중량, M_{dry} 는 건조시료 중량을 나타낸다. 흙탕물의 수위는 Jig 축 중심으로 하였으며 온도는 시험시간의 경과에 따라 자연적으로 증가하도록 하였다. 그리고 측정 표본의 개수는 각각 5개로 하였다. Fig. 14는 함유율 측정을 위한 Mud spray 시험 장비를 나타내고 있다.



(a) Mud spray test jig (b) Mud spray test machine

Fig. 14 Mud spray test equipments

5.3 시험 결과 및 고찰

Fig. 13의 기동 토크 시험에서 시뮬레이션 결과 최적 간섭량으로 추정되는 0.4mm에서의 토크 측정 데이터는 최대 간섭량에서 실의 토크보다 평균치가 약 1 kgfcm 정도 낮게 나타난다. 이것은 베어링 동작

시 보다 낮은 마찰 상태를 의미하게 된다.

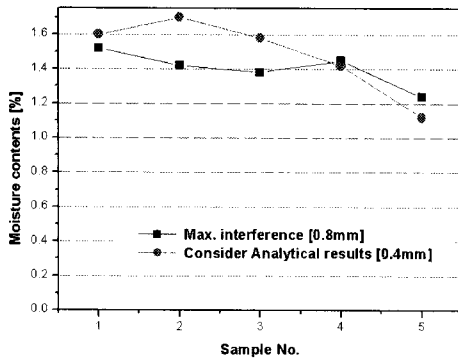


Fig. 15 Moisture contents results after mud spray test

그리고 Fig. 15를 살펴보면 시물레이션 결과 최적으로 판단되는 간섭량을 적용했을 때와 최대 간섭량일 때의 함수율을 비교해 보면, 함수율에서는 큰 차이를 보이지 않고 있음을 알 수 있다. 결과적으로 0.4mm의 간섭량일 때, 낮은 토크를 가지면서 요구품질(함수율)을 만족하고 실의 수명을 향상시킬 수 있다는 것을 알 수 있다.

6. 결론

휠 베어링용 실의 설계에서 가장 중요한 것은 립의 설계 형상에 따른 접촉점에서의 밀착력과 실의 변형거동을 예측하는 것이다. 본 연구에서는 유한요소 해석을 위한 재료의 물성을 구하기 위해 인장시험을 실시하였으며 여기서 구한 기계적 물성 데이터를 적용하여 고무 실의 유한요소 해석을 수행하였다. 그러한 결과를 바탕으로 제품 성형 후 성능시험을 실시하였으며 그 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

1. 레오메타 실험을 통한 실제 성형조건에서의 시편을 획득하고 인장시험을 수행하여 NBR 고무 소재의 기계적 물성 데이터를 획득하였다. 획득된 데이터를 커브 피팅하여 NBR 70 고무 소재의 비선형 거동을 가장 잘 묘사하는 2차의 Mooney-Rivlin 식의 C_{ij} 의 계수를 결정하였다.
2. 실 베어링 장착 시 간섭량에 따른 접촉부에서의

고무 실의 밀착력과 변형거동을 관찰하였으며 그 결과를 토대로 밀봉효과를 극대화할 수 있는 최적의 간섭량을 제안하였다. 그리고 간섭량에 따른 립의 밀착력을 예측하였으며 밀봉효과를 위한 실의 간섭량과 실 접촉각을 정량적으로 분석하였고 이를 D/B화 하였다.

3. 실의 토크 시험과 밀봉성능 시험을 통하여 제안된 간섭량에서의 밀봉성능은 우수하였으며 낮은 토크에서 요구 함수율을 만족하는 것을 확인할 수 있었다. 이것은 양호한 마찰조건 하에서의 동작을 의미하기 때문에 베어링의 장수명화를 달성할 수 있을 것으로 기대된다.

참고문헌

1. Embury, P. and Armour, J., "Influence of elastomer compound design on the performance of rotary shaft lip seals," *Sealing Technology*, pp. 7-10, August 2004.
2. Kim, G. H., Yu, Y. Y., Im, J. S. and Lee, S. H., "Prediction of the Reaction Force for Seal Lip Design with Wheel Bearing Unit," *Transactions of the KSAE*, Vol. 9, No. 5, pp. 165-172, 2001.
3. Kim, T. W., Moon, S. M., Koo, Y. P. and Co, Y. J., "FEM Analysis for Performance Evaluation of Seal in Universal Joint Bearing," *Journal of the Korean Society of Precision Engineering*, Vol. 18, No. 9, pp. 140-146, 2001.
4. Kim, C. K., "Finite Element Analysis of Contact Behaviors of Rubber Lip Seals," *Journal of KSTLE*, Vol. 10, No. 4, pp. 82-88, 1994.
5. "ABAQUS User's Manual," Version 6.4
6. RIVLIN, R. S. and SAWYER, K. N., "The Strain-Energy Function for Elastomers," *TRANSACTIONS OF THE SOCIETY OF RHEOLOGY* 20; 4, 545-557, 1976.
7. Lee, T. S., "Rubber Experiment and Mechanical Properties," *Journal of KSME*, Vol. 38, No. 12, 1998.