

자동차용 휠베어링의 기동토크와 밀봉성을 고려한 립 씬의 형상 설계에 관한 연구

허 영 민¹⁾ · 이 광 오^{*1)} · 심 태 양¹⁾ · 강 성 수²⁾

부산대학교 정밀기계공학과¹⁾ · 부산대학교 기계공학부²⁾

Study on Geometry Design of Lip-Seal for Automobile Wheel Bearing Considering Drag Torque and Sealing Performance

Young Min Huh¹⁾ · Kwang O Lee^{*1)} · Tae Yang Sim¹⁾ · Sung Soo Kang²⁾

¹⁾Department of Precision Mechanical Engineering, Pusan National University, Busan 609-735, Korea

²⁾School of Mechanical Engineering, Pusan National University, ERC/NSDM, Busan 609-735, Korea

(Received 7 July 2006 / Accepted 11 December 2007)

Abstract : A rubber seal for wheel bearing which has been mainly applied to car wheel supporting device is required to have both high sealing performance and drag torque. Because of severe operational conditions like infiltration of mud or splashed water, the importance of rubber seal which is aimed for leakage prevention of grease and effective blocking of foreign substances has been increasing continuously. The sealing performance of this seal depends on several factors such as materials of seal, friction conditions of contact regions and geometry of seals and so on. We have focused on the effects of geometric characteristics such as the angle of main lip, interference between lip edge and inner metallic ring. In this study, the optimization of geometric variables was performed using the finite element analysis. For the sake of finite element analysis, uniaxial tensile tests were conducted and several constants for Mooney-Rivlin's equation were obtained. According to the results of this study, mock-up bearing was made. To verify this study, drag torque and mud spray test were preformed.

Key words : Wheel bearing(휠 베어링), Lip seal(립 씬), Sealing performance(밀봉성), Drag torque(기동토크), Geometry design(형상설계)

1. 서 론

차량의 휠 지지용으로 적용되고 있는 휠베어링용 립 씬(lip seal)은 높은 밀봉성과 낮은 기동토크를 요구한다. 수분 혹은 흙탕물의 침투와 같은 가혹한 작동조건 때문에 이물질의 유입을 효과적으로 막고, 사용 그리스(grease)의 누유방지를 목적으로 하고 있는 고무 립 씬의 중요성이 한층 강조되고 있다. 이러한 립 씬의 밀봉성은 씬 재료, 접촉면의 마찰조건,

씬 형상등과 같은 여러 가지 인자들에 의존하게 된다.¹⁻³⁾ 본 연구에서는 메인 립의 각도, 메인 립과 내부 금속링과의 간섭량과 같은 기하학적 특성들이 밀봉성과 기동토크에 미치는 영향에 초점을 두었으며, 또한 유한요소법을 이용하여 이러한 기하학적 변수들의 형상 설계가 수행되었다. 또한 씬 재질에 대한 단축인장실험을 수행하였으며, 씬의 초탄성, 비선형 특성을 표현하기 위한 Mooney-Rivlin 모델의 상수들이 결정되었다. 본 연구의 결과를 토대로 휠베어링용 립 씬의 시작품이 제작되었으며, 기동

*Corresponding author, E-mail: royalko@pusan.ac.kr

토크(drag torque) 및 진흙 분사(mud spray) 실험을 통해 본 연구의 타당성을 입증하였다.

2. 휠베어링 용 립 씰의 형상 및 설계변수

자동차 휠은 축의 회전저항을 줄이고, 축의 회전을 돕는 휠 베어링을 통해 축에 장착된다. 이러한 휠 베어링용 씰은 스테인레스 강으로 만들어지는 내부 금속링(inner metal ring, SUS), SPCC강으로 만들어지는 외부 지지링(outer supporting metal ring) 및 NBR재질의 립 씰로 구성된다. 베어링의 내륜에 부착되는 내부 금속링이 회전하게 되며, 외부 지지링은 베어링의 외륜에 억지끼워져 씰의 정밀도를 유지하는 역할을 담당하게 된다. Fig. 1은 휠 베어링용 립 씰의 전체적인 윤곽과 각 부의 명칭을 보여준다. 립 씰은 4개의 립(5, 6, 7, 8)으로 구성되며, 립의 형상 설계변수들에 대한 경험에 의한 제안값들이 Table 1에서 나타나 있다.

더스트 립(dust lip : 5)은 작동 그리스가 새어나가는 것과 외부로부터의 오염물질의 침투를 막는 역할을 하며, 메인 립(main lip : 6)은 2영역과 2*영역

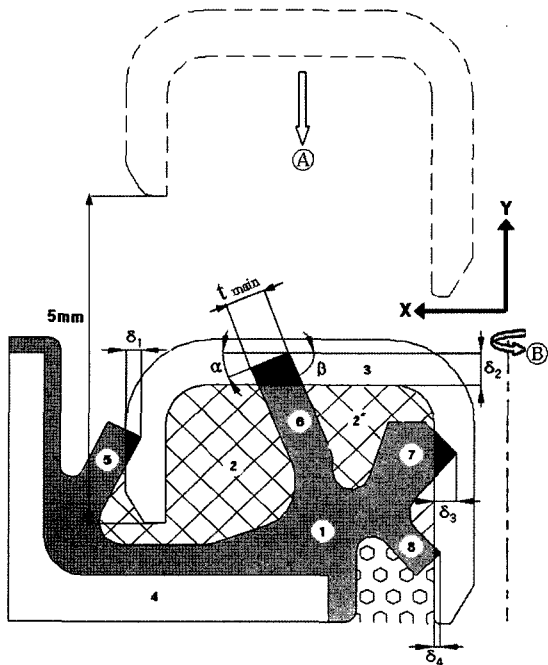


Fig. 1 Shape of lip seal for wheel bearing and the name of each part

Table 1 A ranges of design variables recommended

Item	Description	
1	Lip seal (NBR)	
2, 2*	Grease	
3	Inner metal ring(SUS)	
4	Outer supporting metal ring(SPCC)	
5	Dust lip	
6	Main lip	
7, 8	Side lips	
t_{main}	Thickness of main lip	
α	Angle of main lip (°)	15~25
β		65~75
δ_1	Interference of each lip (mm)	0.1~0.25
δ_2		About 0.5
δ_3		0.1~0.25
δ_4		0.1~0.25
Drag torque	1.2~1.5 [kgf · cm]	

사이의 그리스 유동을 막으면서 씰이 장착되었을 때의 씰의 전체적 변형양상을 결정짓는다. 사이드 립(Side lip : 7, 8)은 그리스가 베어링 볼 쪽으로 흘러 들어가는 것을 막는 역할을 수행하게 된다.

씰의 밀봉성에 영향을 미치는 여러 가지 인자들은 두 가지 측면으로 나누어 질 수 있다. 즉, 씰의 재질적인 측면과 형상적인 측면이다. 내유성(耐油性) 및 내마모성과 같은 수명특성에 요구되는 대부분의 특성들은 주로 씰의 재질에 의존하며, 우수한 긴박력과 낮은 기동토크와 같은 밀봉성능과 관련된 특성들은 기하학적 형상에 더욱 의존한다. 그러므로 본 연구에서는 립 씰의 밀봉성의 척도가 되는 립 씰과 내부 금속링의 접촉점에서 수직 접촉력의 분포에 대해 여러 가지 설계변수(기하학적 형상)에 따른 유한요소해석을 수행함으로써 최적의 설계변수값을 찾고자 하였다.

3. 유한 요소 해석

3.1 NBR재료의 거동

고무와 같은 초탄성 재료에 대한 접촉 및 변형해석을 수행하기 위해서는 비선형-대변형 특성들이 고려되어야만 한다. 따라서 이러한 비선형-대변형 특성을 정식화하기 위해 탄성변형에너지 이론이 일반적으로 채택되고 있다.^{4,5)} 본 연구에서는 15~150%

의 적은 변형율의 경우에 주로 적용되는⁷⁾ Mooney-Rivlin의 모델(식 (1))이 사용된다. 이 이론은 초탄성, 등방성 및 비압축성 재료로 기술되는 정적거동을 고려하며 기계적 재료특성들은 쉘 재료의 시험편에 대한 단축인장시험으로부터 얻어진 실험값을 기초로 계산된 상수항을 가지는 다항식을 사용하여 근사화 한다.

$$W = \sum_{i+j=1}^N C_{ij} (I_1 - 3)^i (I_2 - 3)^j \quad (1)$$

where,

C_{ij} : Mooney-Rivlin constant

$I_1 = \lambda_1^2 + \lambda_2^2 + \lambda_3^2$: 1st strain invariant

$I_2 = \lambda_1^2 \lambda_2^2 + \lambda_2^2 \lambda_3^2 + \lambda_3^2 \lambda_1^2$: 2nd strain invariant

$\lambda_1, \lambda_2, \lambda_3$: stretch ratio in the principle axis direction

시험형상 및 실험결과는 Fig. 2와 3에 구해진 Mooney-Rivlin의 상수항(C_{ij})은 Table 2에 각각 나타내었다. Fig. 3에서는 실험으로부터 얻어진 데이터와 Mooney-Rivlin의 모델이 적용되는 부분이며, 실험치와 피팅(fitting)한 결과가 아주 잘 일치한다는 것을 알 수 있다. “A”영역은 Mooney-Rivlin의 모델이 적용되는 부분이며, 실험치와 거의 일치하고 있음을 알 수 있다.

3.2 해석모델 구성

본 논문은 휠 베어링의 기동토크와 밀봉성을 고려한 립 쉘의 형상설계에 관한 것이며, 립 쉘은 모

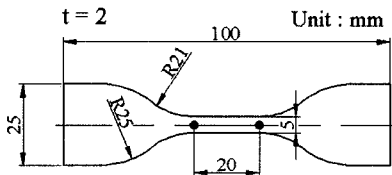


Fig. 2 Shape of tensile specimen(JIS K6251)

Table 2 Mooney-Rivlin constants used in simulations

Mooney-Rivlin constants	C10	1.17014
	C01	-0.412082
	C11	0.0179604

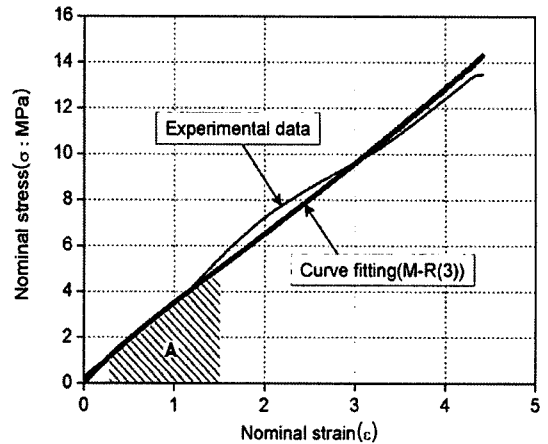


Fig. 3 Stress-Strain curves of NBR from uniaxial tensile test

래, 먼지 혹은 습기와 같은 외부 오염물질의 침입을 막을 뿐만 아니라 작동 그리스가 새지 않도록 하는 역할을 수행한다. 립 쉘은 자동차용 휠 베어링의 외륜과 접촉하고 있는 바깥쪽 지지 금속링에 부착되어 접촉운동을 하게 된다. 립 쉘의 접촉 거동을 시뮬레이션하기 위해 상용코드인 MSC.MARC를 이용하여 전체 모델에 대한 3차원 비선형 유한요소해석을 수행하였다. 립 쉘과 내부 금속링과의 접촉에 의한 립 쉘의 소재인 NBR의 마찰계수값은 0.5가 선택되었으며,⁸⁾ 내부 금속 링은 고무재질에 비해 상대적으로 변형이 없기 때문에 강체로 간주하였다. 쉘 재료의 탄성거동을 묘사하기 위해 앞에서 이미 언급한 Mooney-Rivlin의 구성식을 사용하였다.

더스트 쉘이 외부 지지 금속링에 접촉되는 부분은 X, Y, Z방향의 변위가 모두 고정(fixed)되는 경계조건을 부여하였으며, 시뮬레이션에 있어서 내부 금속링은 지정된 양만큼 -Y방향으로 이동(Fig. 1의 “A”)하여 장착된 후 회전(Fig. 1의 “B”)하게 된다. 이러한 상황이 Fig. 1에 자세히 설명되어 있다.

3.3 결과 및 고찰

휠 베어링의 기동토크와 밀봉성을 고려하기 위한 립 쉘의 기하학적 형상을 수치적으로 결정하기 위해 간섭량, 메인 립의 각도를 설계변수로 취하고, 이러한 설계변수들의 여러 가지 범위에서의 시뮬레이션이 수행되었고, 각 변수값들에 따른 해석결과들이 아래와 같이 얻어졌다.

Table 3 Results of analysis and geometric design values proposed in this work

Lip No.	Item	1st design	2nd design	Reason for modification from 1st to 2nd design
5	Interference[mm]	0.25	0.1	Increase interference of dust lip to reduce drag torque, contact normal force.
6	Interference [mm]	0.4	0.4	Increase lip angle(α) to improve the sealing ability of dust lip side.
	Lip angle [°]	$\alpha = 17$ $\beta = 69$	$\alpha = 23$ $\beta = 67$	
	Thickness [mm]	$t_{main} = 0.5056$	$t_{main} = 0.7$	
7	Interference [mm]	0.15	0.2	Increase interference of side lip(③) slightly, remove interference of side lip(④) in order to decrease drag torque.
8	Interference [mm]	0.15	0	
Total drag torque [kgf·cm]		2.64	1.23	

3.3.1 메인 립의 각도와 간섭량

립 썰의 메인 립의 주요 기능은 밀봉성을 확보하는 것이다. 일반적으로 립의 간섭량을 증가시키면 밀봉성능이 향상되지만, 본 연구의 경우에 있어서 내부 금속링이 장착된 후 변형된 메인 립은 내부 금속링의 곡률부(Fig. 4(b) A부)에 접촉되서는 안 된다. 이는 내부 금속링의 곡률부의 표면 상태는 평면인 부분과 비교하여 상대적으로 거칠기가 크기 때문에 립의 선단부가 접촉을 하게 되면 립의 마모 정도가 증가될 것으로 생각되기 때문이다.

이러한 제약을 만족시키기 위한 조건하에서 최적의 간섭량 δ 는 Fig. 4와 같이 0.4mm 정도이며, 이때 접촉 수직력은 β' 에 대한 α' 의 비가 약 2.0일 때 최대의 값을 나타내었다. α' 와 β' 는 변형 후 메인 립의 각도이다.

3.3.2 내부 금속 링과 사이드 및 더스트 립과의 간섭량

1차 설계 조건(Table 3)에서는 밀봉성능의 향상 및 외부 이물질의 유입을 막기 위해 Dust lip 간섭량을 크게 부여하였다. 첫 번째 설계에 대한 해석결과, 과도한 기동토크(2.64kgf·cm)를 나타내고 있으며, 전체적으로 높은 평균 수직응력이 분포하고 있으며(Fig. 5(a)) 이로 인해 썰의 많은 영구변형과 마모를 일으켜 긴박력이 약화될 것으로 판단된다.

1차 설계에서의 높은 기동 토크 문제를 해결하기 위하여 2차 설계에서는 유한요소해석 결과를 활용하여 내부 금속링과 더스트 립, 사이드 립과의 간섭량을 수정하였다. 사이드 립은 더블 립(double lip)이기 때문에 두 개의 립은 상호작용을 한다.

립의 기하학적 형상 때문에 립 7의 접촉으로 인해

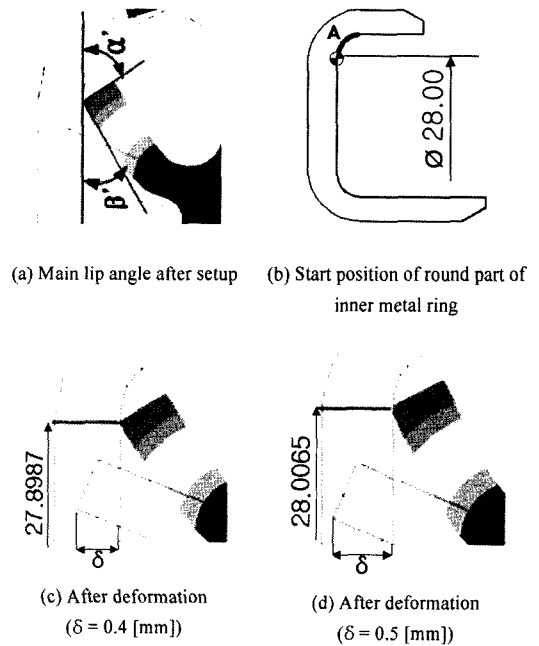
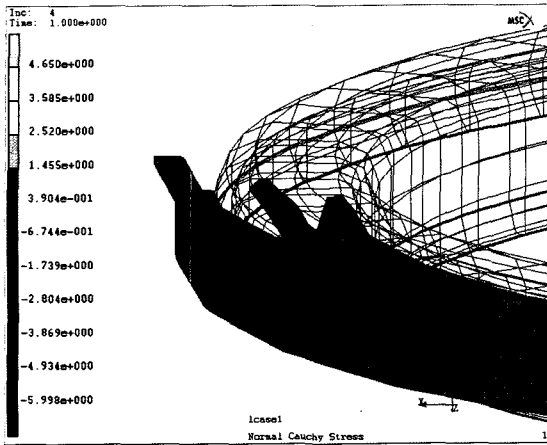


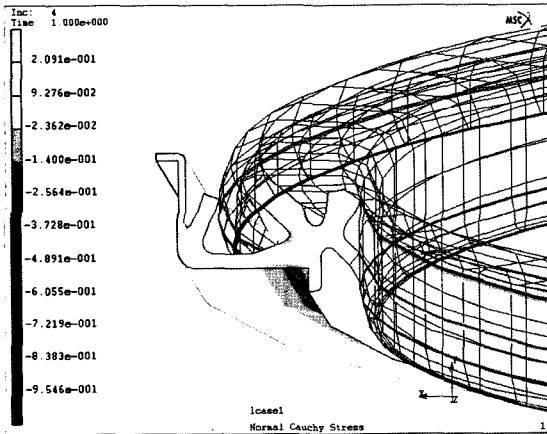
Fig. 4 Effect of interference on contact starting position

립 8는 자동적으로 간섭이 발생하게 된다. 1차 설계에서는 립 8에 대해서도 인위적으로 간섭량을 부여하고 있기 때문에 립 7에 의한 간섭의 효과가 배가됨으로써 필요이상으로 많은 간섭량이 립 8에 설정된 것으로 판단되며, 따라서 2차 설계에서는 립 7 및 립 9의 간섭량을 각각 0.2mm, 0mm로 설정하였다. 2차 설계 결과, 평균수직응력은 1차 설계에 비해 상당히 감소하였으며(Fig. 5(b)), 기동 토크도 50% 이상(2.64kgf·cm → 1.23kgf·cm)감소함을 Table 3에 서 알 수 있다.

더스트 립의 경우, 회전중심으로부터 멀리 떨어



(a) 1st geometry design



(b) 2nd geometry design

Fig. 5 Distribution of normal cauchy stress in both 1st and 2nd geometry design

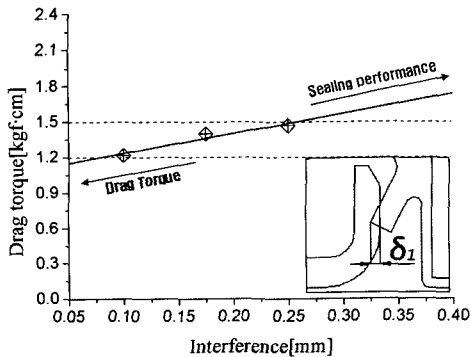


Fig. 6 Relationship between interference and drag torque

져 있기 때문에 기동 토크에도 상당히 영향을 미칠 뿐만 아니라 이물질의 침투를 억제하는 데 결정적

인 역할을 하기 때문에 제안된 2차 설계 조건하에서의 더스트 립의 여러 가지 간섭량에 대해 검토하였다. Fig. 6에서 더스트 립의 간섭량(δ_1)이 증가될수록 기동 토크는 선형적으로 증가하고 있음을 알 수 있다.

본 연구에서의 휠 베어링용 립 셀에 대한 추천 기동토크 범위(Table 1)인 1.2~1.5 [kgf · cm]를 고려하여, 립의 마모를 줄임과 동시에 요구되는 밀봉성을 보장하기 위한 더스트 립의 간섭량(δ_1)을 0.1mm로 추천한다.

4. 제안된 설계의 실험 비교 검증

유한요소법을 활용하여 본 연구에서 새로이 제안한 설계에 대해 검증하기 위해 계산에 의한 기동토크 값과 실측값을 비교하였으며, 진흙 분사 실험을 수행하였다. 진흙 분사 실험을 통해 새로운 설계에 대한 밀봉성능을 평가하였다.

4.1 기동 토크 실험

셀의 반력 특성을 평가하기 위해 기동 토크를 셀이 베어링에 장착된 상태에서 토크센서(torque sensor)에 의해 측정되었다. 두 가지 설계에 대한 시험용(mock-up)휠 베어링을 제작하여 3rpm으로 회전하는 상태에서 실험이 수행되었다. 각각의 경우에 대해서 5번씩 실험을 수행하였다. Fig. 7은 실험 장치를 나타내고 있다. 계산에 의한 기동 토크는 측정된 값과 잘 일치하고 있음을 Fig. 8에서 알 수 있다. 첫 번째 시도의 기동토크는 1.2~1.5 [kgf · cm]의 제한범위를 벗어나고 있으나, 두 번째 시도의 경우는 제한 범위내의 값을 나타내고 있어 아주 양호한 결과를 보이고 있다는 것을 알 수 있다.

4.2 진흙 분사 실험

밀봉성능을 평가하기 위해 진흙 분사 실험이 Table 4와 같은 베어링 제조회사에서 요구하는 표준 실험조건을 기초로 수행되었다. 베어링속으로 침투된 수분의 양이 측정된다. 함수량은 M_{dry} 에 대한 M_{moist} 의 비로써 측정된다.

$$G = \frac{M_{Moist}}{M_{dry}} \times 100(\%) \quad (2)$$

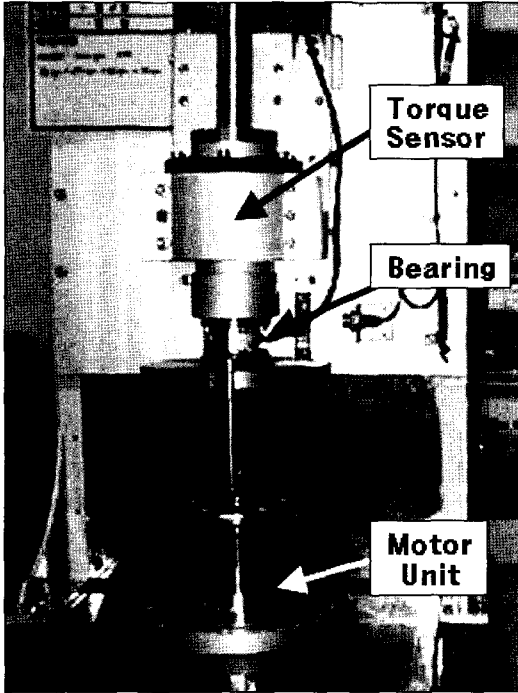


Fig. 7 Testing equipment for drag torque

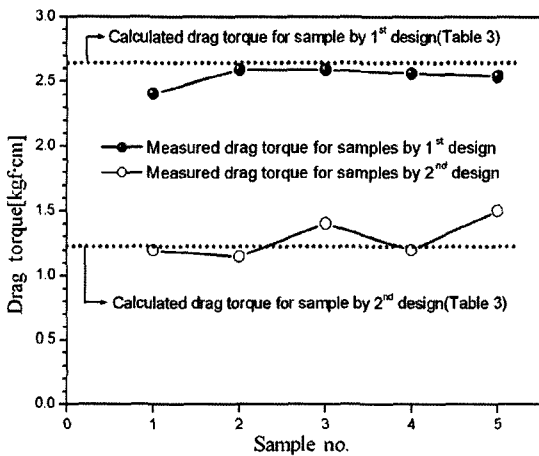


Fig. 8 Results of test and comparison of measured and calculated drag torque

여기서, G , M_{moist} 및 M_{dry} 는 각각 함수량, 수분을 포함하는 시편의 질량 그리고 건조시킨 시편의 질량이다. Fig. 9에 시험장치가 나타나 있다. 새로이 제안된 설계에 따라 제작된 셀의 밀봉성은 베어링 제조회사가 요구하는 3% 이하의 함수량 조건을 아주 잘 만족시키고 있다는 것을 Fig. 10에서 알 수 있다.

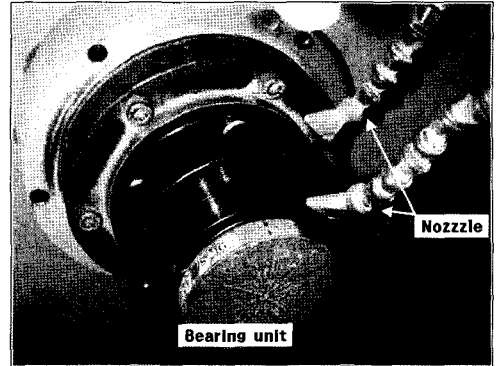


Fig. 9 Testing equipment for mud spray

Table 4 Conditions of mud spray test

Liquid sprayed	Dust - JIS 8type(10wt%)
	Salt - 0.5wt%
	Water - Rem
Nozzle jet speed	5~6 l/min
Distance away from bearing	30~40mm
Spraying time	96hr(24 cycles)
Cycle(4hr)	2hr : jet on
	2hr : jet off

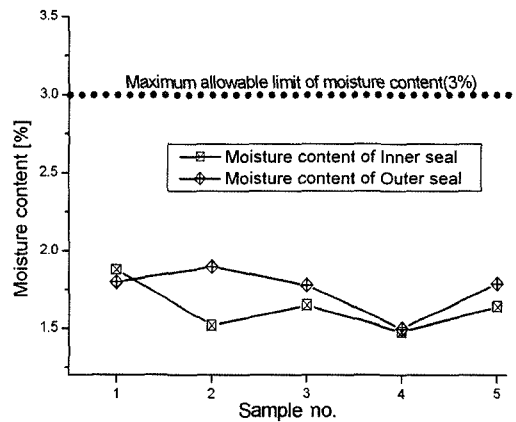


Fig. 10 Experimental results for mud spray

5. 결론

본 논문에서는 여러 가지 형상설계 변수값들의 변화에 따른 휠 베어링용 립 셀의 접촉 특성들을 조사하였다. 설계변수들을 변화시켜 가면서 4개의 립에 대한 접촉 수직력과 기동토크가 수치적으로 얻어졌으며, 기동 토크에 대한 요구 설계기준을 만족시키면서 충분한 밀봉성을 발휘할 수 있는 설계값

이 제안되었다. 수치해석 및 제안된 설계의 타당성을 검증하기 위해 제안된 설계에 의해 제작된 실에 대해 기동 토크 및 함수량(진흡분사) 시험이 수행되었고, 낮은 기동 토크뿐만 아니라 만족할 만한 밀봉 성능이 얻어짐을 확인 할 수 있었다.

후 기

본 연구는 부산대학교 교내연구비지원에 의한 것입니다.

References

- 1) P. Embury and J. Amour, "Influence of Elastomer Compound of Design on the Performance of Rotary Shaft Lip Seals," *Sealing Technology*, Vol.2004, No.8, pp.7-10, 2004.
- 2) K. Matsui, *The Material and Properties of Hydraulic Seal for Reciprocating Motion*, Machine Design, pp.14-19, 2000 (in Japanese).
- 3) N. J. Choi, *A Study on the Prediction of Reaction Force of Wheel Bearing Rubber Seal*, M. S. Thesis, Pusan National University, Busan, Korea, 2005.
- 4) C. K. Kim, *Finite Element Analysis of Contact Behaviors of Rubber Lip Seals*, *Journal of KSTLE*, Vol.10, No.4, pp.82-88, 1994.
- 5) S.-S. Cho, B. K. Han, J.-H. Lee, H. Chang and B. K. Kim, "Finite Element Modeling and Parameter Study of Half-bead of MLS Cylinder Head Gasket," *Int. J. Automotive Technology*, Vol.7, No.1, pp.109-114, 2006.
- 6) N. Peppiatt, "The Influence of the Rod Wiper on the Leakage from a Hydraulic Cylinder Gland," *Sealing Technology*, No.12, pp.5-8, 2003.
- 7) A. Gabelli, F. Ponson and G. Poll, *Computation and Measurement of the Sealing Contact Stress and Its Role in Rotary Lip Seal Design*, 13th International Conference on Fluid Sealing, BHRA, Belgium, 1992.
- 8) J. C. Lee, M. H. Im, B. S. Lee, J. H. Jang, Y. S. Cheong, M. D. Hur and B. K. Choi, "An Experimental Study on the Friction Coefficient of Rubbers for Clutch Master Cylinder Cup-seals," *Transactions of KSAE*, Vol.11, No.5, pp.112-118, 2003.