

# 베어링 용 고무시일의 접착력에 관한 실험적 연구

전 인 기\* · 최 인 혁\*\* · 김 청 균\*\*\*

\*홍익대학교 트라이블로지 연구센터

\*\* 한국종합기계 부설연구소

\*\*\* 홍익대학교 기계공학과

## 1. 서론

시일은 상대 접촉운동하는 기계장치에서 밀봉유체의 누설을 막고, 이물질 및 수분의 침투를 방지하기 위하여 사용되는 기계요소로서 베어링에 사용되는 접촉식 고무시일은 작은 설치공간, 간편한 조립방법, 저렴한 가격 등의 장점을 갖고 있다. 최근 기계공업 발전에 따라 기계 장치에 요구되고 있는 기동 및 운전조건이 고속, 고압력, 고온 및 극저온 등 가혹해져 감에 따라 정밀도를 유지·향상시키면서 원활한 밀봉기능을 수행하는 시일 개발에 대한 중요성이 크게 부각되고 있다.

밀봉용 그리이스 베어링의 수명은 구름 접촉운동에 관련된 피로, 윤활 및 시일기능에 의존하는 것으로 알려져 있는데, Benktander<sup>(1)</sup>와 Bras<sup>(2)</sup>의 연구결과에 의하면 베어링의 고장 원인중에서 시일의 손상으로 인한 고장이 가장 큰 것으로 보고되었다. 따라서 시일에 관련된 문제로 인하여 기계 시스템 전체에 영향을 미치는 일이 없도록 하기 위해서는 시일의 밀봉 메카니즘에 대한 충분한 이해가 필요하다.

구름 베어링에서 윤활과 시일에 관련된 설계조건은 대단히 중요한데, 이것은 시일이 이물질 및 수분 등이 베어링 내부로 침입하는 것을 차단하여 윤활제의 기능 저하 방지와 상대 접촉운동면 보호의 역할을 하여야 하고, 또한 베어링 내부의 윤활제가 외부로 유출되지 않고 베어링 내부에 균일하게 분포되어 회전 접촉부에서 윤활이 잘 이루어질 수 있도록 보조해주는 역할을 동시에 수행하도록 최적화 설계를 해야 한다.

블 타입 밀봉 베어링의 윤활제로는 그리이스가 가장 많이 사용되고 있고, 시일 재질로는 고무계통이 널리 사용되고 있다. 본 연구에서는 시일성능이 비교적 우수한 축방향 접촉식 고무 시일의 접착력에 관한 이론적 및 실험적 연구를 하고 각각을 비교 검토하였다.

시일의 접촉면에서 축방향 접촉력이 크게 설계되면 시일 립 선단에서는 마찰과 마멸이 심하게 진행되어 시일수명을 크게 단축시킬 우려가 있고, 접촉력이 작게 설계되면 밀봉된 유체의 누설우려가 증가되면서 볼과 레이스 사이의 윤활상태를 나쁘게하여 베어링 수명을 크게 단축하는 결과를 초래하게 되므로 시일 립의 접촉력에 관련된 연구는 대단히 중요하다. 따라서 본 연구에서는 시일의 성능에 가장 큰 영향을 주고 있는 변수로서 시일 립과 베어링 회전부 사이의 접촉면에 관련된 접촉력, 즉 접촉면에서의 간섭량에 관한 것으로 파악하고, 접촉력과 간섭량에 관하여 이론적 및 실험적 해석을 수행하였다.

## 2. 해석적 연구

깊은 홈 볼 베어링 용 고무시일에서 축방향의 접촉력 크기를 해석하기 위하여 본 연구에서는 Fig. 1과 같은 시일 립 모델에 대하여 시일 립 선단부의 처짐에 의한 힘과 원주방향 응력중 축방향으로 작용하는 힘에 의하여 시일 립에 작용하는 힘을 이론적으로 유도한 후 각각을 중첩하여<sup>(3-5)</sup> 시일 립에 작용하는 전체 접촉력 크기를 구하였다.

### 2-1 시일 립 선단부의 간섭량에 의한 힘

Fig. 1과 같은 시일 립 모델에 대한 처짐량, 즉 시일 립 선단부의 간섭량 크기를 탄성체 보 이론(Elastic Beam Theory)을 이용하여 해석하였다. 이 그림에서 시일을 볼 베어링에 설치하기 전의 립 상태는 실선으로 표시된 형태로 시일 립 선단부의 초기 경사각  $\beta$ 에 의하여 표현되고, 고무시일이 베어링 외륜 홈에 설치된 후의 립 상태는 립 선단부가 내륜의 측면에 접촉하면서 점선으로 표시된 형태로 변형하면서, 시일 립의 초기 경사각  $\beta$ 가 설치된 후 설치각  $\phi$ 로 바뀌게 된다. 시일 립 선단부의 간섭량 때문에 발생하는 축방향의 접촉력은 시일 립의 전체 길이와 시일 립 선단부-내륜 사이의 실제 접촉길이 비를 나타내는  $\xi = l/L$ 의 값으로 표현될 수 있다. 주어진 간섭량  $\delta$ 에 의하여 발생하는 복원력은 시일 립 선단  $l$ 에 분포하중으로 작용하나 이것을 시일 립 접촉길이 중앙에 작용하는 집중하중으로 가정할 경우, 축방향의 접촉력 크기  $P_d$ 는 탄성체 보 이론을 적용하여 해석하면 다음과 같이 구해진다.

$$P_d = \pi E d_1 \delta \left( \frac{t}{L} \right)^3 \frac{1}{(4 - \xi)[(1 - \xi)\cos \beta]^2} \quad (1)$$

여기서  $E$ 는 시일 립 재료의 탄성계수,  $d_1$ 은 시일 립 선단부의 직경,  $t$ 는 시일 립 선단부의 두께,  $L$ 은 시일 립의 전체길이를 각각 나타낸다. 간섭량  $\delta$ 에 따른 시일의 접촉력은 시일의 기하학적 형태( $d_1$ ,  $L$ ,  $t$ ,  $\beta$ ), 재료( $E$ ) 및 접촉 길이비( $\xi$ )의 함수로 일반화시킬 수 있으며, 간섭량  $\delta$ 는 시일 립이 변형되기 전과 변형된 후의 기하학적인 형태를 고려하여 시일 립의 초기 경사각도  $\beta$ 와 시일의 설치후 각도  $\phi$ , 시일 선단부의 접촉 길이비  $\xi$ 의 함수로 표시하면 다음과 같이 나타낼 수 있다. 즉,

$$\delta = L \left[ \sin \beta + (\xi - 1) \sin \phi \right] \quad (2)$$

## 2-2 후프응력에 의한 힘

시일 립 설치시 축방향으로 간섭량의 크기  $\delta$ 가 작용하면 Fig. 2에서 보여주고 있는 것과 같이 원주방향의 응력이 발생한다. 이 때 시일 립이 베어링의 측면부와 실제로 접촉하는 위치를 나타내는 안쪽 구간인  $0 \leq x \leq L-l$ 에서는 캔틸레버 보(Cantilever Beam) 이론에서 립 길이방향 변수  $x$ 에 따라 구해지는 처짐량을 그대로 적용하여 후프응력을 구할 수 있으나,  $L-l \leq x \leq L$  구간에서는 처짐량이 간섭량  $\delta$ 로서 균일하게 그대로 유지되므로 원주방향으로 발생하는 후프응력은 두 구간으로 나누어 다음과 같이 표현 된다. 즉,

$$\sigma_H = \begin{cases} \sigma_{H1} = \frac{12 E}{(4-\xi)(1-\xi)^2} \left( \frac{\delta}{d_1} \right) \left\{ \left( 1 - \frac{\xi}{2} \right) \left( \frac{x}{L} \right)^2 - \frac{1}{3} \left( \frac{x}{L} \right)^3 \right\} & \text{for } 0 \leq x \leq L-l \\ \sigma_{H2} = 2E \left( \frac{\delta}{d_1} \right) & \text{for } L-l \leq x \leq L \end{cases} \quad (3)$$

Fig. 2에서 대단히 작은 원주방향의 각도  $d\theta$ 를 해석대상으로 하면 원주방향의 응력  $\sigma_H$  중에서 시일 립의 축방향으로 작용하는 성분  $\sigma_a$ 는 다음과 같이 표현된다.

$$\sigma_{ai} = 2 \sigma_{Hi} \sin\left(\frac{d\theta}{2}\right) \cos \phi \approx \sigma_{Hi} \cos \phi d\theta \quad \text{where } i = 1, 2 \quad (4)$$

시일 설치시의 간섭량  $\delta$ 에 의하여 발생하는 축방향의 접촉력 크기  $P_s$ 는 식 (4)를 이용하여 미소면적  $t dx$ 와 실제 접촉 길이 구간에 대해 적분하여 다음과 같은 결과식을 얻을 수 있다. 즉,

$$\begin{aligned} P_s &= \frac{1}{\cos \beta} \left[ \int_0^{L-l} \int_0^{2\pi} \sigma_{a1} t dx + \int_{L-l}^L \int_0^{2\pi} \sigma_{a2} t dx \right] \\ &= 2\pi EtL \left( \frac{\cos \phi}{\cos \beta} \right) \left( \frac{\delta}{d_1} \right) \frac{(3 + 4\xi - \xi^2)}{(4 - \xi)} \end{aligned} \quad (5)$$

베어링의 정적인 상태에서 작용하는 축방향 전체 접촉력 크기  $P_a$ 는 립의 처짐량(간섭량)에 의한 힘  $P_d$ , 원주방향으로 발생하는 후프응력에 의한 힘  $P_s$ 의 합으로 다음과 같이 주어진다.

$$P_a = P_d + P_s \quad (6)$$

### 3. 실험적 연구

#### 3-1 실험장치

깊은 홈 볼 베어링용 고무시일의 접촉력 크기를 측정하고, 접촉 운동면의 접촉 상태를 고찰하기 위한 실험장치는 Fig. 3에서 보여주고 있다. 베어링의 밀봉을 위하여 사용된 시일의 재질은 NBR(Nitrile Butadien Rubber)이고, 시일 립과 실제로 상대접촉 운동을 하는 베어링의 내륜 측면부를 대신하고 있는 아크릴 투명판은 시일 회전축에 대하여 직각 상태를 유지할 수 있도록 설계하여 시일 립 선단부의 접촉 상태를 확인할 수 있도록 설계하였다. 시일

립 선단부와 투명판 사이의 접촉상태를 확인하기 위하여 사용된 비전 시스템(Vision System)은 HiRox사의 Micro Hi-Scope (KH-2200 Model)이고, 접촉면압의 크기를 측정하기 위하여 사용된 초소형 로드셀은 Entran ELF500 모델이다.

### 3-2 시험편

접촉력을 측정하기 위하여 사용된 밀봉 베어링 용 고무시일 시험편은 깊은 홈 볼 베어링에 사용되고 있는 NBR 계통의 고무시일(6206 D)로서 그 제원과 재질에 관련된 데이터는 Table 1에 제시되어 있고, 고무시일이 장착된 밀봉 베어링과 고무시일의 단면도는 Fig. 4와 같다.

Table 1. Basic data for contact force calculation

|                                    |       |
|------------------------------------|-------|
| Diameter of seal lip edge, mm      | 39.0  |
| Overall length of seal lip, mm     | 3.233 |
| Thickness of seal lip, mm          | 0.35  |
| Inclined angle of seal lip, Degree | 30.0  |
| Elastic Modulus, MPa               | 4.8   |

### 3-3 실험방법

밀봉 유체에 의한 시일 립의 팽윤 효과를 배제하기 위하여 시일 립에 밀봉 유체가 개입되지 않은 상태에서 Fig. 3과 같은 실험장치를 이용하여 접촉력을 측정하였다.

베어링이 정지된 상태에서 시일 립과 아크릴 투명판 사이의 간섭량  $\delta$ 를 마이크로 미터기(Micrometer Head)로 조절해 가면서 간섭량에 따른 접촉력의 크기를 로드셀(Load Cell)을 이용하여 측정하였다. 또, 시일 립 선단부에 접촉하고 있는 투명판과의 접촉상태는 비전 장치를 사용하여 사진으로 촬영하였다.

## 4. 연구결과 및 고찰

동적인 상태에서 밀봉 베어링의 접촉력을 측정하기 위하여는 시일의 립 선단부가 고무로

만들어졌기 때문에 베어링 회전축에 직각인 내륜의 측면과 시일립 선단부가 서로 평행하게 접촉된 상태에서 작동되어야 하고, 작동중 베어링 내외부로 부터 발생될 수 있는 진동에 의한 영향이 완전히 배제된 상태에서만 신뢰할 수 있는 데이터를 얻을 수 있다. 작동중인 베어링에서는 이와 같이 엄격한 실험조건을 만족시키기가 대단히 어렵기 때문에 본 연구에서는 정적인 상태의 볼 베어링에 대한 접촉력의 크기와 시일립의 접촉길이 상태를 실험적으로 측정하였다.

Fig. 5는 볼 베어링에서 사용하고 있는 접촉식 고무 시일 립 선단부 간섭량의 변화에 따른 접촉력의 크기를 해석한 결과이다. 여기서 실선은 실험적으로 측정된 결과이고, 점선은 이론적으로 해석한 식 (6)을 이용하여 계산된 결과로 두 데이터는 서로 잘 일치하고 있다. 특히 이론 해석치는 선형 탄성체 보 이론에 의한 결과이므로 선형성을 나타내는 것이 당연한 결과이고, 실험 결과 또한 간섭량과 접촉력의 크기가 거의 직선적으로 변화함을 보여주고 있는데, 이것은 베어링용 시일에서 실제로 사용되고 있는 간섭량이 0.3 mm 이하에서 존재한다는 것을 고려하면(참조 Fig. 6) 비선형 재질이 작은 변형을 겪을 때 선형적인 성질을 나타낸다는 사실에 비추어 볼 때 적절한 실험 결과라 판단된다.

비록 Fig. 5는 정적인 상태에서 측정한 접촉력 크기를 이론적인 해석 결과와 비교한 것이지만, 접촉력의 크기가 실제로 전체 접촉력 성분들 중 시일립 간섭량  $\delta$ 의 변화에 따른 복원력과 후프응력 등 정적 접촉력 성분들에 의하여 지배 되고 있다는 사실이 이론적 해석을 통하여 밝혀진 것(6)을 고려해 볼 때 중요한 의미를 갖는다고 하겠다.

Fig. 6은 간섭량을 변화시킴에 따라서 시일립 선단부가 어떻게 변화하는가를 아크릴 투명 판에 접촉된 면의 형태를 비전 시스템으로 촬영한 것이다. 이 사진들은 접촉 길이비  $\xi$ 의 존재를 밝혀주는 좋은 데이터이다. 이것은 단순보 이론을 이용하여 립 선단이 회전부에 접촉하는 오일시일 형태를 이상화시켜 해석한 川上善久(7)의 연구에 비해 좀 더 실제에 가깝게 해석하기 위해 접촉 길이비  $\xi$ 를 이론해석 과정에 도입한 것에 대한 타당성을 입증하는 실험적 데이터이다. 시일 립 선단부가 단지 접촉하고 있는 Fig. 6(a)로 부터 선단부의 간섭량  $\delta = 0.45$  mm를 준 상태를 나타내는 Fig. 6(d)에 이르기 까지 네가지 경우에 대한 시일 립 선단부의 변화를 촬영한 것이다. 이 결과에 의해 시일 립 선단부의 간섭량이 증가함에

따라서 시일 립 접촉 길이비(사진에서 화살표 부분)가 크게 증가하는 것으로 보아 마찰과 마멸에 의한 손상이 크리라는 것을 쉽게 예측할 수 있다.

## 5. 결 론

베어링 용 시일의 밀봉성능에서 가장 중요한 접촉력에 관련된 이론적 및 실험적 해석을 하였다. 접촉력은 설계되는 크기에 따라 동력 손실과 누설 및 이물 침투방지라는 상호 상반되는 결과를 초래하기 때문에 이에 대한 연구는 에너지나 환경오염등과 관련하여 대단히 중요하다.

시일의 접촉력에 관한 이론적 해석을 보다 정확하게 하기 위하여 시일 립 선단부의 처짐에 따른 복원력과 후프 응력에 의한 축방향의 복원력에 의한 영향을 각각 해석한 후 중첩하여 전체 접촉력을 구하였다. 이론해석 결과에 의하면 시일의 접촉력은 간섭량에 의해 크게 영향을 받고 있음을 알 수 있다.

정지된 베어링에 대한 이론식 (6)에 의해 간섭량에 대하여 계산된 접촉력의 크기가 실험적으로 측정된 데이터와 비교한 결과 잘 일치하고 있음을 확인할 수 있었다.

시일의 접촉력을 실험적으로 측정하고 접촉면 형상을 관찰할 수 있는 실험장치를 개발하였다. 이것은 앞에서 거론된 몇가지 사항에 대한 고려가 이루어진다면 작동중인 베어링에 대한 실험도 수행될 수 있는 실험장치이다.

본 연구를 통해 간섭량이 커질수록 이론 및 실험해석 결과 접촉력이 증가함을 알 수 있었고, 관찰결과 접촉 길이비가 증가함을 볼 수 있는데, 이것은 이물침투 및 누설방지라는 관점에서는 유리하나 동력 손실량이 증가하는 결과를 가져오게 된다. 또한 접촉 길이비의 증가는 곧 마찰과 마멸에 의한 손상이 커지는 결과를 초래한다. 반면에 간섭량이 작아지면서 접촉력과 접촉 길이비가 감소하는데 이것은 동력 손실, 마찰 및 마멸이 감소하므로 유리하나 누설과 이물침투에 취약한 결과를 낳게되어 문제가 될 수 있다. 따라서 이러한 문제점을 최적화할 수 있는 접촉력이 결정되면 그에 따르는 간섭량에 관한 데이터가 본 연구를 통해 결정될 수 있고, 이것은 곧 실제 베어링 용 시일 립 설계에 반영될 수 있다.

## 6. 참고문헌

- (1) Benktander, S. A., 1981, "Automotive Hub Bearing Units-European Experience," SAE Paper 810757.
- (2) Bras, J. C. M., 1987, "Specification and Seal Development for Passenger Vehicle Wheel Bearings," SAE Paper 871982.
- (3) Schmitt, W. A., April 1968, "Radial Load as a Lip Seal Design and Quality Control Factor," J. of Lub. Tech., pp. 405-411.
- (4) Stakenborg, M. J. L., 1988, "On the Sealing Mechanism of Radial Lip Seals," Tribology International, pp. 335-340.
- (5) Horve, L. A., 1975, "Achieving Dimensional Control with Molded Lip Seals," ASLE Trans., pp. 181-186.
- (6) 김청균, 전인기, 최인혁, 권영진, "깊은 홈 볼 베어링에 사용하는 고무시일의 접촉면압 해석에 관한 연구", 한국종합기계(주), 1992.
- (7) 川上善久, June 1983, "高密封性能玉軸受と その用途," 機械設計, Vol. 27, No. 7, pp.73-77.



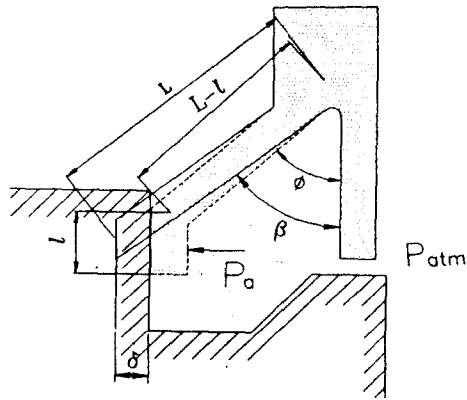


Fig. 1 Lip seal geometry of ball bearing

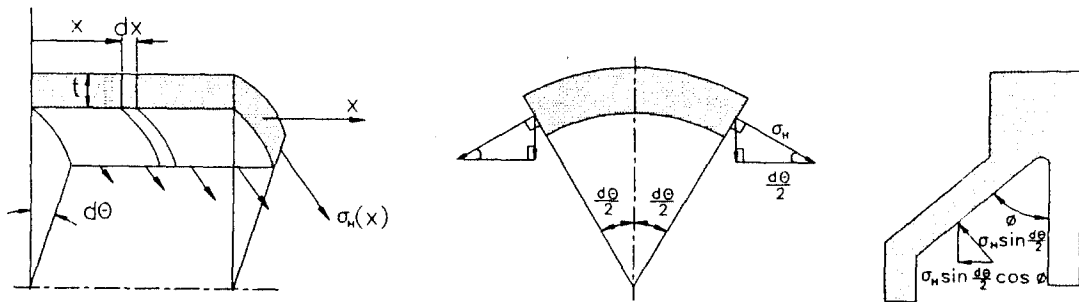


Fig. 2 Circumferential stretch forces due to beam deflection and temperature

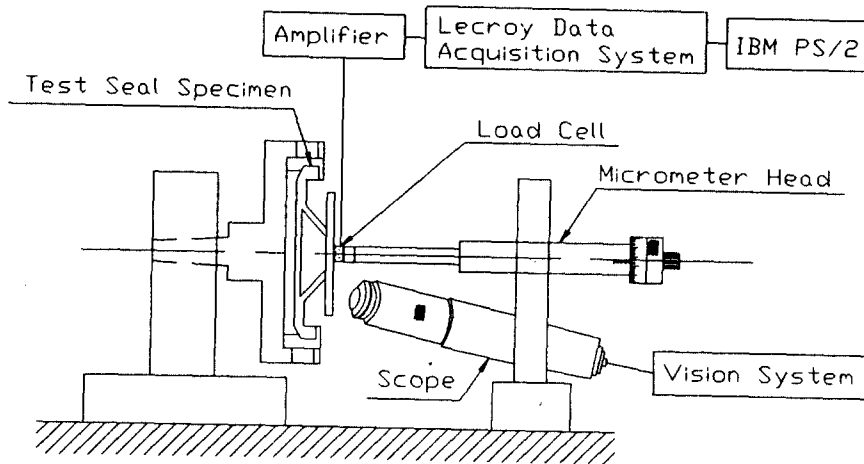
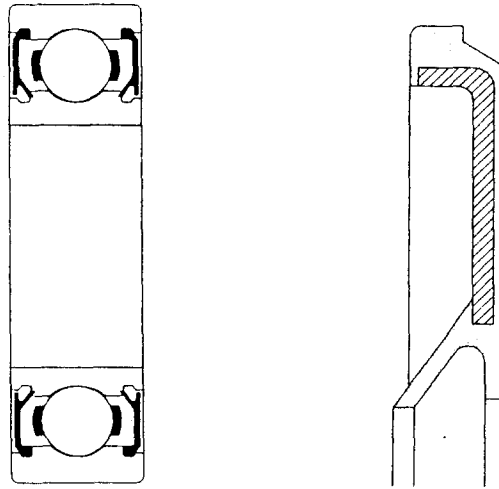


Fig. 3 Experimental set-up used for measuring the contact forces and observing the contact conditions



(a) Sealed ball bearing

(b) Rubber seal

Fig. 4 Rubber seal of a deep groove ball bearing

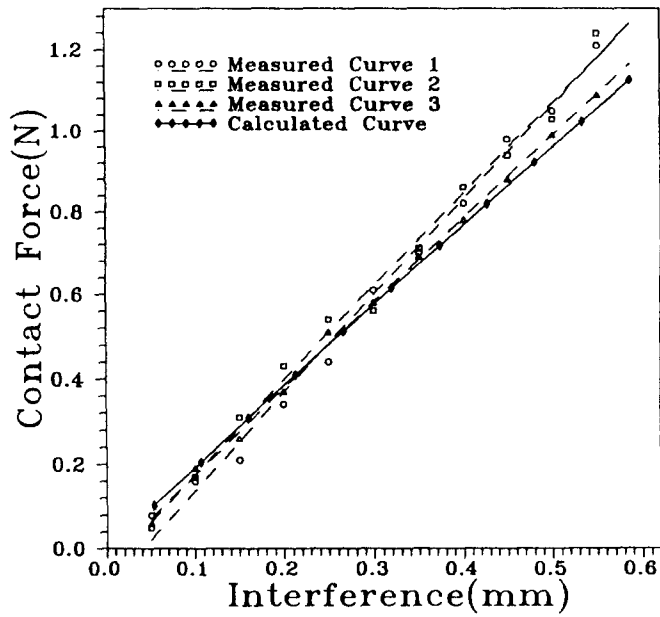
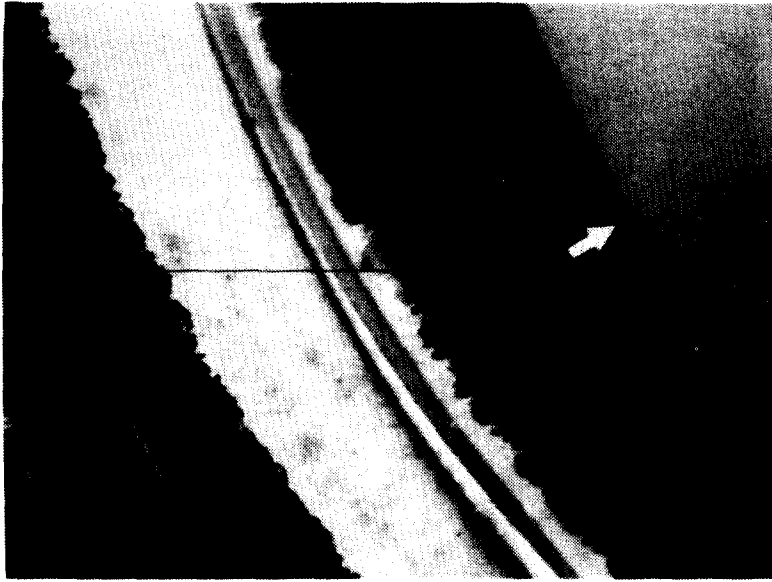
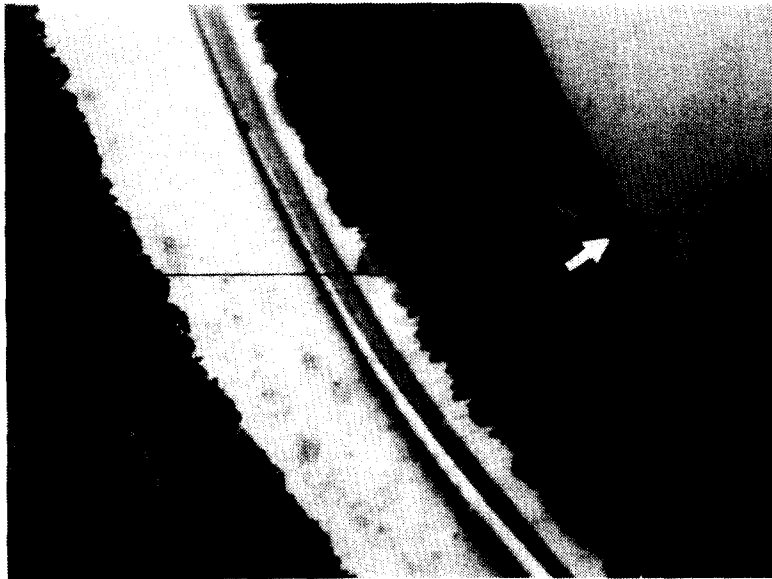


Fig. 5 Comparison between the calculated and measured contact forces when  $\xi = 0.3$

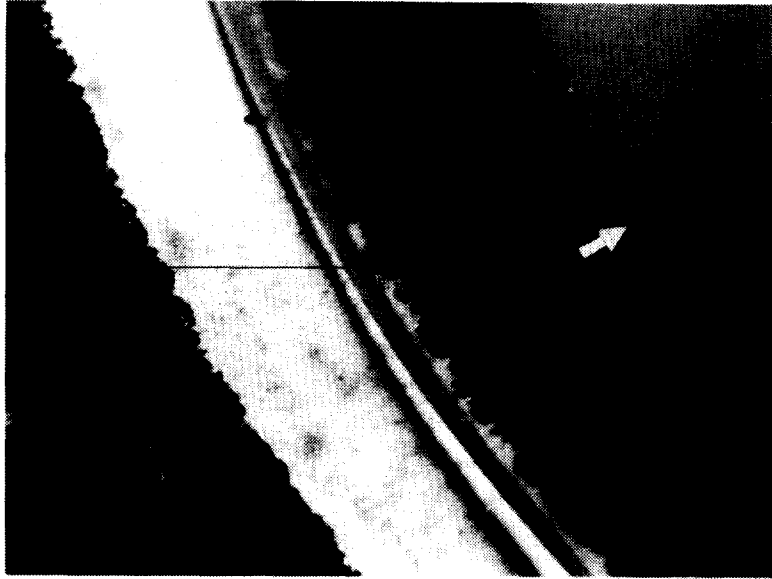


(c)  $\delta = 0$



(b)  $\delta = 0$

Fig. 6 Rubbing contact length between the seal lip and the transparent plate



(a)  $\delta = 0$



(d)  $\delta = 0$

Fig. 6 Rubbing contact length between the seal lip and the transparent plate(cont.)