

박판 궤도륜 볼베어링의 특성해석 및 피로수명 평가

김 완 두

한국기계연구원 기계구조그룹

Analysis and Fatigue Life Evaluation of the Ball Bearing with Thin-Section Raceways

Wan-Doo Kim

Korea Institute of Machinery and Metals

Abstract—The ball bearing with thin-section raceways which is much lighter than other conventional bearings used in most modern passenger cars and small trucks. The important design parameters of this bearing is the groove radius of raceways, the diametral clearance, the free contact angle and so on. The optimal value of these parameters were determined by considering the dynamic load capacity, the contact angle and the calculated fatigue life. The contact angle between a ball and raceways was calculated by considering the local contact deformation and the structural deformation of thin-section raceways which was estimated by FEM. The raceways were made by means of the press-forming process. The fatigue life tester was designed and manufactured. The fatigue life test was executed and the reliability of this bearing was confirmed.

Key words—ball bearing, thin-section raceway, contact angle, dynamic load capacity, fatigue life, reliability evaluation.

1. 서 론

자동차에는 많은 종류의 볼베어링이 사용되며, 이들 볼베어링은 높은 신뢰성과 긴 수명 등이 보장되어 차량 수명동안 이상 없이 기능을 수행하여야 한다. 특히, 자동차의 연비 향상과 안전성 확보를 위하여 경량화 개념이 도입된 부품의 개발이 적극 요구됨에 따라 [1] 볼베어링도 경량화가 시도되고 있으며, 근래에 경량화를 위해 박판으로 된 궤도륜을 지닌 볼베어링이 개발되어 자동차의 클러치릴리스베어링으로 사용되고 있다[2,3]. 이 볼베어링의 궤도륜은 박판이므로 성형성이 우수하여 절삭 및 연삭가공을 최소화할 수 있는 형상까지 프레스성형법으로 제작되므로 기존의 가공 방법에 비해 제작 비용 및 시간을 절감할 수 있으며 대량 생산에 특히 유리하다고 할 수 있다. 동 베어링의 궤도륜은 기존 볼베어링에 비해 무게가 훨씬 가볍기는 하지만 베어링 하중을 지탱하는 궤도륜이 얇

기 때문에 설계 및 제작 단계에서 여러 가지 변수를 검토 분석하여야 한다.

본 논문에서는 최근 국내 개발에 성공한 박판형 클러치릴리스베어링을 대상으로[4] 동 베어링의 주요 설계 변수인 내륜과 외륜 불균의 곡률반경, 초기접촉각, 직경방향틈새 값의 변화가 동등가하중과 계산피로수명, 그리고 최대접촉각 등에 끼치는 영향을 살펴보았다. 또한, 내륜과 외륜이 박판이기 때문에 베어링에 하중이 가해졌을 경우 구조적인 변형과 응력이 발생할 것으로 예상되며 이로 인한 접촉각 변화 및 취약부위에서의 응력 등을 유한요소법을 이용하여 평가하였다.

한편, 동 베어링의 구성 부품인 박판 내륜과 외륜의 프레스 소성가공 공정을 소개하였으며, 개발된 박판형 볼베어링의 신뢰성을 확보하기 위하여 피로수명시험을 할 수 있는 전용 피로내구시험기를 설계 제작하였다. 시제 베어링에 대한 피로수명시험을 실시하였으며 와이불 분포해석은 통하여 피로수명의 신뢰성을

평가하였다[5].

2. 볼베어링 해석

볼베어링의 특성을 해석하기 위한 방법에는 정적해석(static analysis), 준정적해석(quasi-static analysis) 및 동적해석(dynamic analysis) 등이 있다. 정적해석은 볼과 케도륜 사이의 접촉으로 인한 휨과 변형 사이의 관계와 기하학적 조건으로부터 베어링의 변형 및 하중 분포 등을 구하는 방법이며, 준정적해석은 고속 회전시 볼의 원심력과 자이로모멘트에 의한 영향을 고려하는 방법, 그리고 동적해석은 볼베어링의 각 구성요소 간의 상대운동과 동적 안정성 등을 고려하는 방법이다[6].

본 논문에서 대상으로 하는 베어링의 허용 회전속도는 6000 rpm으로서 볼의 원심력과 자이로모멘트에 의한 영향은 크지 않으므로 정적해석을 수행하였다. 정적해석에 대한 절차 및 풀이방법은 문헌에 상세히 밝혀져 있으므로[7] 설명을 생략하고 이 절차에 따라 작성된 해석프로그램을 이용하여 베어링의 특성을 평가하였다.

Fig. 1은 해석 대상 베어링의 기본적인 외형 치수를 보여주며, 해석에 필요한 기본 설계 변수인 베어링 피치원 직경, 볼 직경 및 볼 개수는 각각 51.86 mm, 6.35 mm 및 15개로 고정하였다.

볼베어링의 설계 시 가장 기본적으로 결정해야 할 변수는 내륜과 외륜 볼홈의 곡률반경, 접촉각 및 직경 방향 틈새 등이다. 볼 직경과의 비율로 표현하는 볼홈의 곡률반경은 일반적인 볼베어링에서 0.51~0.54 범위 내의 값을 취하며, 요구하는 동적부하용량을 만족하고 내·외륜에서의 접촉압력의 크기가 비슷하도록

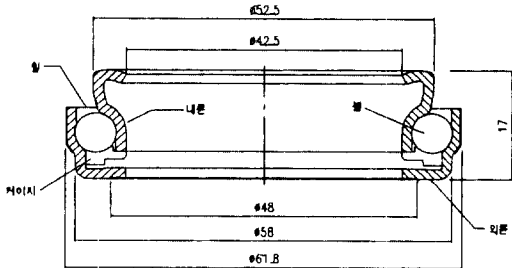


Fig. 1. Drawing of ball bearing with thin-section raceways.

결정한다. 베어링의 접촉각과 직경방향 틈새는 베어링이 하중을 받은 후 케도륜과 볼의 접촉부위가 볼홈을 벗어나지 않는 범위 내에 들어가도록 결정되어야 한다. 동 베어링의 설계 시 요구되는 동정격하중은 12000 N이다.

3. 볼베어링 해석 결과 및 고찰

Fig. 2는 내륜 볼홈의 곡률반경(f_i)과 외륜 볼홈의 곡률반경(f_o)을 각각 51%에서 54%로 변화할 때의 동정격하중값을 보여주며, 예상된 바대로 곡률반경이 작아지면 동정격하중값이 커짐을 알 수 있다. 그러나, 지나치게 작은 곡률반경은 그리이스의 수명 감소와 발열 등의 문제가 부수적으로 뒤따르게 되므로 동 베어링의 사용 개소에 요구된 정격하중이 허용하는 범위 내에서 큰 값을 선택하는 것이 좋다. 한편, 내륜과 외륜이 동일한 곡률 값을 가질 경우 케도륜과 볼 사이의 접촉압력(내륜과 볼; $P_{max,i}$, 외륜과 볼; $P_{max,o}$)은 Fig. 3에 보는 바와 같이 내륜 쪽이 훨씬 크게 되어 피로수명 측면에서 불리하게 된다. 이때 하중은 동 베어링의 사용 하중인 축방향 하중(F_a) 2440 N을 가하였으며, Fig. 4는 동 하중 하에서의 케도륜의 곡률반경 크기 변화에 따른 접촉각의 크기를 보여준다. 곡률반경이 작을수록 접촉각은 커짐을 알 수 있다. 기하학적 형상에 의한 동 베어링의 최대접촉각의 한계는 약 45° 로 제한되지만 내·외륜이 외력을 받아 구조적인 변형을 일으키면 접

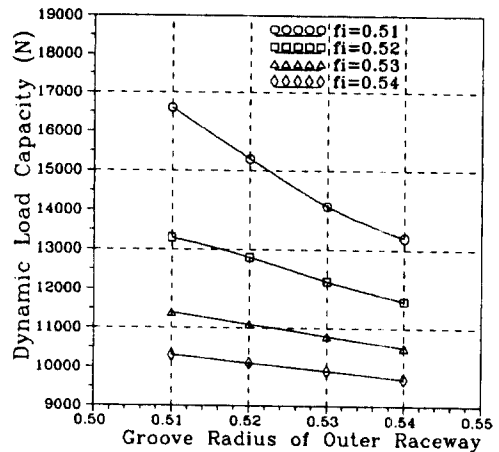


Fig. 2. Groove radius of raceways vs. dynamic load capacity.

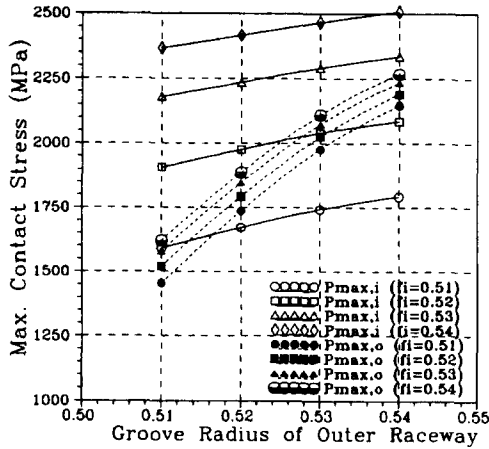


Fig. 3. Groove radius of raceways vs. maximum contact stress.

촉각은 더욱 커지게 되며 이의 영향까지 고려할 때 이 한계는 30° 내외로 작아지게 된다.

이상의 해석 결과로부터 동 베어링의 동정격용량과 접촉압력 및 접촉각 등을 고려하여 내륜의 곡률반경은 0.52, 외륜의 곡률반경은 0.53으로 결정하였다.

Fig. 5는 직경방향틈새(Pd) 변화에 따른 초기접촉각 (free contact angle)과 축방향하중 2440 N을 가하였을 때의 접촉각 크기를 보여주며, Pd 값이 커질수록 접촉각이 커짐을 알 수 있다. Fig. 6은 Pd 변화에 따른 동 베어링의 계산수명을 보여준다. 반경방향하중(Fr)만이 작용할 때는 Pd가 커질수록 수명이 감소하는 경

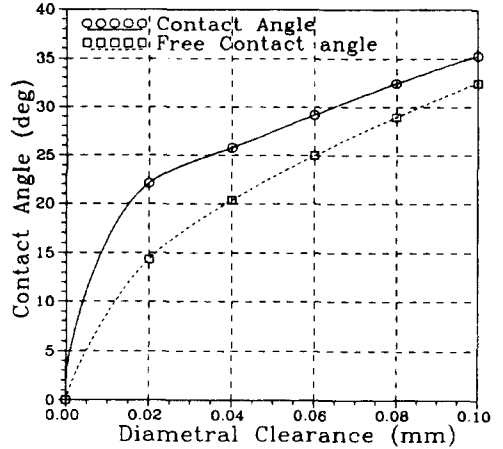


Fig. 5. Diametral clearance vs. contact angle.

향을 보이고 있으나, 축방향하중 만이 작용할 때는 수명이 상당히 증가하는 경향을 나타내었다. 동 베어링은 사용 중에 축방향하중 만이 작용하기 때문에 접촉각이 허용하는 범위 내에서 가능하면 큰 틈새가 유리함을 알 수 있으며, 이 점을 고려하여 동 베어링의 틈새는 0.04 mm로 결정하였다. Fig. 7은 초기접촉각 변화에 따른 계산수명의 변화를 보여주며, Fig. 6의 틈새 변화 효과와 유사한 경향을 나타냄을 알 수 있다. 이러한 경향은 틈새가 커지면 초기접촉각이 커지는 Fig. 5의 경향과 Fig. 6의 틈새 변화에 따른 계산수명의 변화 경향으로서 이해할 수 있다.

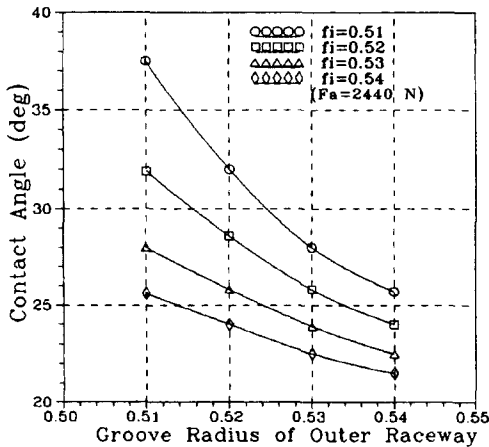


Fig. 4. Groove radius of raceways vs. contact angle.

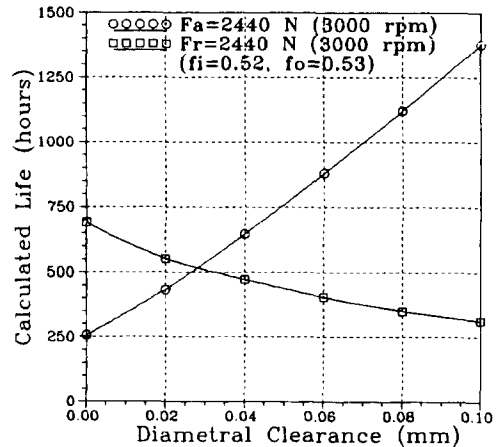


Fig. 6. Diametral clearance vs. calculated life.

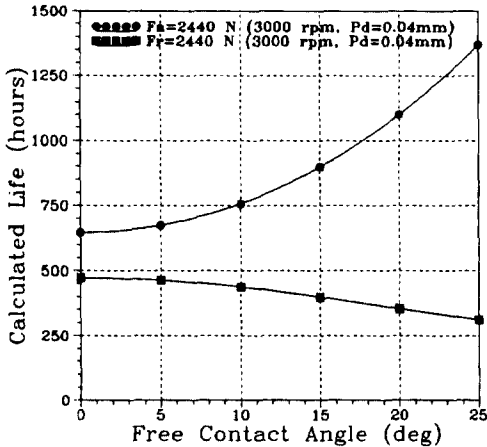


Fig. 7. Free contact angle vs. calculated life.

4. 케도륜의 구조 해석 및 고찰

일반적으로 볼베어링의 케도륜은 구조적인 파손보다는 볼과의 접촉부위에서의 플레이킹(flaking)에 의한 파손이 대부분이고, 베어링에 가해지는 외력에 의한 케도륜의 구조적인 변형과 응력은 아주 작기 때문에 보통 베어링 설계 시 케도륜에 대한 구조해석은 수행하지 않는다. 그러나, 케도륜이 얇은 경우에는 외력에 의해 발생된 케도륜의 변형은 볼과 케도륜의 접촉각 변화를 초래하며 이의 영향은 설계 단계에서 반드시 검토되어야 한다. 또한, 외력에 의해 발생하는 케도륜의 응력도 검토하여 구조적인 파손이 발생되지 않도록 설계되어야 한다.

케도륜의 구조해석은 비선형 및 접촉 문제 해석이 용이한 상용 유한요소코드인 MARC ver. K6.2를 이용하였으며, HP9000 C180 기종에서 수행하였다. 케도륜의 형상 및 상세 치수는 최종 제품 치수를 사용하였으며, 계산의 편의를 위해 2차원 축대칭 요소를 이용하여 모델링하였다. 볼과 케도륜 사이의 접촉각의 변화를 밝히기 위하여 케도륜의 접촉대상 부위에서는 변형 가능한 물체(deformable body)로 지정하여 요소 분할하였으며, 볼은 강체(rigid body)로 가정하여 해석을 수행하였다[8]. 사용된 요소는 quad4이며, 계산 결과의 신뢰성을 높이기 위하여 접촉 부위에서는 요소를 미세 분할하였다.

Fig. 8은 해석에 사용된 유한요소모델을 보여주며, 내륜은 427개의 절점과 349개의 요소, 외륜은 464개

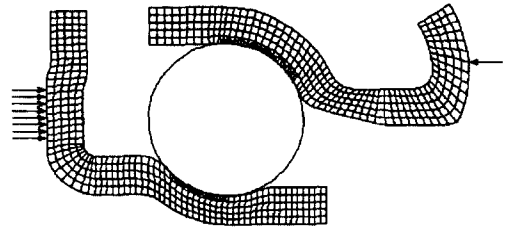


Fig. 8. Finite element model of raceways.

의 절점과 380의 요소로 구성되어 있다. 베어링에 작용하는 외력(2440 N)은 내륜 상단부에 집중하중으로 부가하였으며 반력을 지탱하는 외륜의 하단부에 외력에 상응하는 분포하중을 부가하였다. 접촉각은 볼과 케도륜 사이의 최대접촉압력이 발생되는 절점까지의 각도를 환산하여 산출하였다.

케도륜이 구조적인 변형을 일으키기 전의 접촉각은 26°이며, 2440 N이 가해져 케도륜이 변형된 후에는 내륜의 경우 39°, 외륜의 경우 33°로 접촉각이 커졌다. 내륜의 경우가 더 큰 이유는 내륜의 볼 홈 케도륜의 곡률반경이 외륜의 경우보다 더 작는데 있다. 이 접촉각의 크기는 동 베어링의 최대 허용접촉각인 45° 이내에 들어 기하학적으로 큰 문제가 없음을 알 수 있었다.

베어링 특성에 끼치는 케도륜 구조변형에 의한 접촉각의 영향은 기하학적으로 베어링의 초기접촉각의 영향과 상응된다. 따라서, 구조변형에 의한 접촉각 변화(내륜의 경우 39°, 외륜의 경우 33°)에 상응하는 크기의 접촉각을 갖도록 초기접촉각을 여러 가지로 변화시키면서 베어링 해석을 수행하였다. Table 1은 내외륜의 곡률반경이 각각 0.52, 0.53이고 직경방향틈새가 0.04 mm 일 때 초기접촉각의 변화에 따른 베어링의 특성치(동정격하중, 최대접촉압력, 접촉각 및 계산수명) 변화를 보여준다. 표에서 볼 수 있는 바와 같이 초기접촉각의 크기가 22° 일 때 접촉각은 33.4°로서 외륜쪽 접촉각과 유사하며, 초기접촉각의 크기가 30° 일 때 접촉각은 38.9°로서 내륜쪽 접촉각과 유사하다. 초기접촉각이 커짐에 따라 동정격하중은 조금씩 작아지는 경향을 보여 피로수명이 짧아질 것으로 예상되나, 반면에 최대접촉압력도 작아져 결국 피로수명은 초기접촉각이 커짐에 따라 증가하는 경향을 보인다. 이 경향은 이미 Fig. 7에서 설명한 경향과 일치한다. 동 베어링은 케도륜의 구조변형 후 내외륜 접촉각의 평균이 36°인 점을 고려하여 초기접촉각을 26°로 간

Table 1. Results of bearing analysis

free contact angle (°)	0	20	22	24	26	28	30	32
dynamic load capacity	12000	11500	11300	11100	11000	10800	10600	10300
contact angle (°)	25.8	32.2	33.4	34.6	36.0	37.4	38.9	40.4
max. contact inner stress (MPa)	2040	1902	1880	1860	1836	1814	1793	1772
outer stress (MPa)	2026	1900	1880	1858	1840	1821	1803	1786
calculated life (hours)	646	1106	1200	1311	1428	1556	1694	1839

주하여 베어링 특성을 근사적으로 해석할 수 있다.

Fig. 9는 웨도륜의 최대주응력분포를 보여준다. 최대압축응력 발생 지점은 내·외륜 모두 볼과의 접촉 지점이지만 이는 접촉압력으로서 구조적인 파손과는 무관한 구름접촉피로가 발생하는 지점이며, 구조적인 취약부위는 내·외륜 모두 볼과 접촉되는 표면의 반대 표면이다. 최대 인장응력은 외륜에서 발생되나 2440 N 하에서 131 MPa로서 웨도륜의 원소재 S70C의 강도에 비해 현저히 낮아 구조적인 파손은 발생되지 않을 것으로 추측되며, 실제 시제품에 대한 피로수명시험의 결과에서도 이를 입증하였다.

5. 시제품 제작 및 피로수명 평가

5-1. 시제품 제작

동 베어링의 세부 구성 부품은 내륜과 외륜, 볼, 케이지, 밀봉장치 등이다. 볼은 공차와 표면거칠기를 고려하여 적절한 등급의 것을 선정하여 사용하였으며, 케이지는 윤활 특성이 뛰어난 유리섬유가 포함된 폴리아미드계플라스틱을 소재로 사출성형하여 제작하였다. 밀봉장치는 베어링 내부의 윤활제를 간직함과

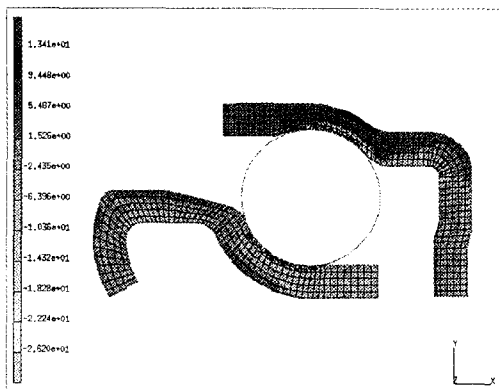


Fig. 9. Principal major stress distribution.

동시에 외부로부터 먼지, 물 등의 이물질의 침입을 방지하는 역할을 하며, double lip 형태로 제작하여 wiper 기능과 밀봉기능을 최대화하였다[4].

내륜과 외륜은 얇은 판을 이용하여 절삭 및 연삭가공 공정을 최소화할 수 있는 형상까지 프레스성형법으로 제작된다. 내륜의 가공공정은 블랭킹 → 1차 드로잉 → 2차드로잉 → 플랜징 → 센터홀피어싱 → 1차 벤딩 및 커얼링 → 2차 벤딩 및 커얼링 → 사이징, 외륜은 블랭킹 → 1차 드로잉 → 2차 드로잉 → 센터홀 피어싱 공정으로 구성되었다. 각 공정에 필요한 급형 제작에 앞서 전산 시뮬레이션을 통하여 전 공정을 해석하고 변형 양상, 유효변형률 분포 및 잔류응력 등을 고찰하여 예상되는 공정 상의 문제점을 사전에 최소화하였다[9].

소성가공이 완료된 내륜과 외륜은 열처리와 웨도면의 연삭과 초사상을 과정을 거친 후 볼, 케이지, 밀봉장치와 함께 최종 조립된다. Fig. 10은 조립 완성된 박판형 볼베어링의 모습이다.

5-2. 피로수명시험 및 평가

볼베어링은 조립 완성된 후 피로수명시험과 신뢰성 평가를 통해 최종 제품으로서의 품질을 보장받게 된

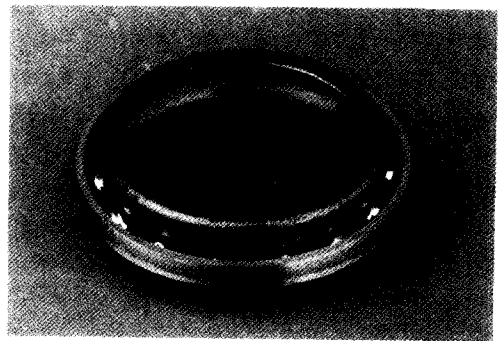


Fig. 10. Configuration of the ball bearing with thin-section raceways.

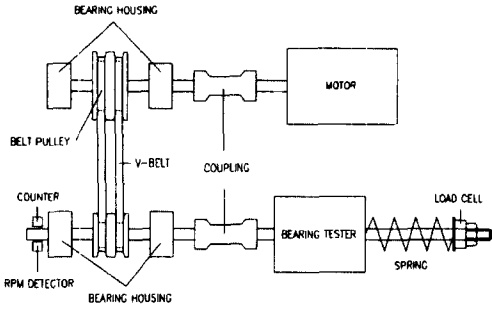


Fig. 11. Schematic of ball bearing fatigue life tester.

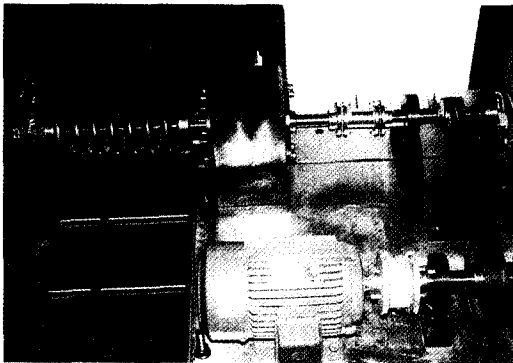


Fig. 12. Configuration of ball bearing fatigue life tester.

다. 본 연구에서 대상으로 하는 베어링은 축방향하중을 받기 때문에 최대 축방향하중을 20 kN까지 가해 줄 수 있으며, 회전속도는 최대 6000 rpm까지 가능하

Table 2. Results of fatigue life test

시편구분	시편번호	피로수명($\times 10^6$)	파손양상
시제품 A	A1	22.73	외륜 Flaking, 그라이스 소화
	A2	14.96	"
	A3	20.75	"
	A4	5.85	"
	A5	6.74	"
	A6	26.30	"
	A7	16.84	"
시제품 B	B11, B12*	6.12	외륜 Flaking
	B21, B22*	10.38	"
	B31, B3*	45.45	"
	B41, B4*	97.60	내륜 Flaking
	B51, B5*	18.00	외륜 Flaking
	B61, B6*	17.10	"
	B71, B7*	100.00	미파손
	B81, B8*	48.60	외륜 Flaking
	B91, B92*	22.10	"
	B101, B102*	5.50	"

*2개의 시험베어링 중 한 개가 파손되면 시험을 중단하는 Sudden Death 방법으로 피로시험 수행[10]

도록 피로시험기를 설계 제작하였다. Fig. 11은 피로수명시험기의 개략도이며, Fig. 12는 시험기의 모습이다. 전동기로부터 발생된 동력은 커플링과 V벨트를 통하여 시험기 몸체에 전달되며, 축방향하중은 코일스프링을 변형시킴으로 발생된 반력으로 전달된다. 하중은 코일스프링 끈단에 설치된 로드셀로 측정되며, 회전속도 및 누적회전수는 비접촉식 센서를 이용

```

*****
63.2% LIFE      = 1.873E+07
Weibull Slope   = 1.891
90% Conf. of W. S. = 1.044 - 2.736
Mean Life       = 1.65E+07
Variance Coeff. = .5596955
Correlation Coeff. = 0.960
*****

B10 Life = 5.697E+06
95% Conf. = 1.144E+06
5% Conf. = 1.128E+07

B50 Life = 1.543E+07
95% Conf. = 8.631E+06
5% Conf. = 2.382E+07

B90 Life = 2.912E+07
95% Conf. = 2.029E+07
5% Conf. = 4.388E+07
    
```

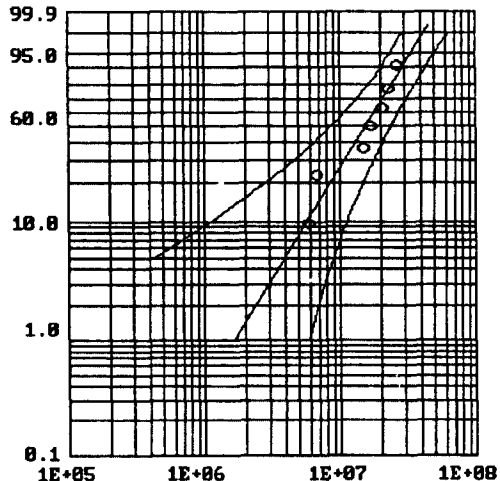


Fig. 13. Weibull analysis for fatigue life of sample A.

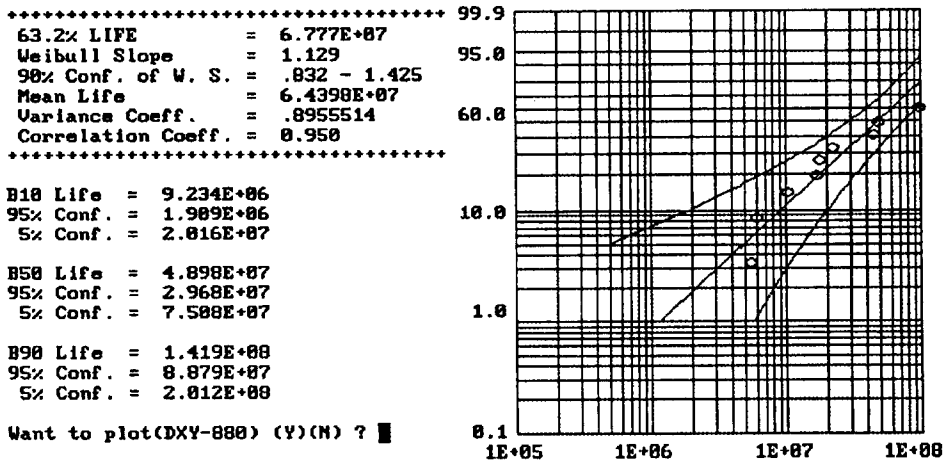


Fig. 14. Weibull analysis for fatigue life of sample B.

Table 3. Weibull analysis for fatigue lives

제품구분	총시험편수(파손시험편수)	평균수명 (cycles)	B10수명(cycles)	Weibull기울기
시제품 A	7 개 (7개)	15.4×10^6	5.69×10^6	1.89
시제품 B	20 개 (9개)	49.0×10^6	9.23×10^6	1.13

하여 측정하였다. 시험 베어링의 파손감지는 시험기 몸체에 자석으로 부착시킨 가속도계를 이용하였으며, 베어링에 파손이 발생되어 시험기 몸체의 진동이 일정 크기 이상이 되면 시험기가 자동으로 정지되도록 하였다. 피로시험하중은 동 베어링의 동정격하중의 50%인 6000 N, 시험속도는 3000 rpm으로 수행하였다.

Table 2는 피로수명시험 결과로서, 시료 A는 A사에서 제작 조립된 시제품이며 시료 B는 B사에서 제작 조립된 시제품이다. 두 시제품의 케도륜은 똑같은 형상을 지녔으며, 볼홈의 표면조도와 사용된 그리이스

는 서로 달랐다. Fig. 13과 14는 각 시험 베어링의 피로수명 데이터를 와이불선도에 나타내어 신뢰성 해석을 수행한 결과를 보여준다. 수명시험을 실시한 모든 베어링의 피로파손은 케도륜의 플레이킹에 의해 발생되어 전형적인 구름접촉피로 양상을 보였으며, 내륜과 외륜 모두 구조적인 파손은 발생되지 않았다. Fig. 15는 외륜에 발생된 플레이킹의 모습이다. 시료 A는 시험 후 그리이스가 모두 타거나 소진되었으며 시료 B는 시험 후에도 그리이스가 그대로 남아 있었다.

Table 3은 와이불해석 결과로서, 시료 A와 B의 B10 수명은 각각 570만회와 923만회로서 시료 B는 이론적 계산수명인 800만회를 넘었으나 시료 A는 이 값에 미치지 못하였다. 두가지 시료 모두 구조적인 파손은 발생되지 않았으며 파손 양상도 케도륜의 플레이킹인 점을 감안해 볼 때, 피로수명의 차이는 피로수명과 밀접한 연관이 있는 케도륜 볼홈의 표면조도의 차이와 그리이스의 품질 차이에 있는 것으로 추측된다.



Fig. 15. Fatigue flaking on outer raceway.

6. 결 론

1. 박판 케도륜을 지닌 볼베어링의 주요 설계 치수를 결정하기 위하여 베어링의 정적해석을 수행하였으

며, 해석결과로부터 구한 동등가하중, 최대접촉압력, 접촉각 및 계산수명 등을 고려하여 내륜과 외륜 볼홈의 곡률반경을 각각 0.52, 0.53, 틈새 값을 0.04 mm로 결정하였다.

2. 베어링 해석 결과로부터 축방향하중이 작용할 경우, 베어링틈새나 초기접촉각이 커질수록 피로수명은 증가함을 알았다.

3. 케도륜의 유한요소해석으로부터 베어링에 사용 축방향하중 2440 N이 작용할 때 접촉각은 초기 26°에서 내륜 쪽은 39°, 외륜 쪽은 33°로 증가됨을 알았으며, 구조적인 응력을 고려할 때 구조적인 파손은 발생되지 않을 것으로 예상되었다.

4. 프레스 성형공정을 통해 제작된 박판 케도륜은 조립 완성된 후 신뢰성 평가를 위해 두가지 시료에 대해 피로수명시험을 실시하였다. 와이불분포해석을 통하여 B10수명과 와이불기울기를 구하였으며, 두가지 시료 모두 케도륜에서 플레이킹에 의한 피로파손이 발생되어 박판 케도륜의 구조응력에 의한 피로파손은 발생되지 않았다.

참 고 문 헌

1. *Alternative Cars in the 21st Century*, SAE, Robert Q.

Riley, 1994.

2. Fester W., Heurich G., "Car Clutch Release Bearing Made of Steel and Plastic Material," *Ball and Roller Bearing Engineering-Industrial engineering* 1988-1, pp. 38-43.

3. Flaissier T., Regazzoni F., "Another Modern Clutch Release Bearing," *Ball Bearing Journal* 198, 1979, pp. 1-3.

4. 김완두 외, 박육형 경량 클러치릴리스베어링 개발, KIMM 보고서 BSG048-306.M, 1995.

5. Abernethy Robert B., *The New Weibull Handbook*, 1994.

6. Gupta P. K., *Advanced Dynamics of Rolling Elements*, Springer-Verlag, 1984.

7. Harris T. A., *Rolling Bearing Analysis*, 3rd ed., A Wiley-Interscience Pub., 1991.

8. MARC Vol. A User Information, MARC Analysis Research Corporation, 1994.

9. 강범수, 김완두 외, "유한요소법을 활용한 케도륜의 프레스 성형공정 설계," *한국소성가공학회지*, 제3권 제2호, pp. 189-201, 1994.

10. Kim W.D., "Reliability Evaluation of the Fatigue Life of Ball Bearing," *APCFS '93*, pp. 603-608.