종합 해설

일본톰슨은 일본 최초로 니들 베어링 기술 개발에 착수하여 그 높은 품질과 풍부한 종류를 자랑하는 종합 메이커입니다.

니들 베어링은 기존의 볼 등을 대신하여 니들(침) 형태의 가는 롤러를 조립한 회전운동용 베어링입니다. 다른 구름 베어링에 비해 소형, 경량이면서도 부하 능력이 큰 점이 특색입니다. 기계 전체를 콤팩트하게 만드는 자원 절약형 베어링으로, 자동차, 산업기계, OA 기기 등 폭넓게 사용되며 높은 신뢰를 얻고 있습니다.

니들 베어링의 특성

베어링은 크게 구름 베어링과 미끄럼 베어링으로 분류할 수 있으며, 구름 베어링은 전동체의 종류에 따라 볼 베어링과 롤러 베어링으로 나눌 수 있습니다.

IKO 니들 베어링은 니들 롤러를 전동체로 조립한 단면 높이가 낮은 고정밀도 구름 베어링으로, 다음과 같은 특색을 가지고 있습니다.

구름 베어링의 장점

구름 베어링은 미끄럼 베어링에 비해 다음과 같은 장점이 있습니다.

❶ 기동마찰이 작고 동마찰도 작다.

기동마찰과 동마찰의 차가 작고 마찰 계수 자체가 작아서 구동장치의 소형화가 가능하며, 기계 본체를 소형, 경량화할 수 있어서 기계의 경비절감과 동력비 절감이 가능합니다.

❷ 장기간 안정된 정밀도를 유지할 수 있다.

마모가 적으므로 장기간 안정된 정밀도를 유지할 수 있습니다.

❸ 기계의 신뢰성이 향상된다.

구름 피로에 기초한 수명 예측이 가능하므로 기계의 신뢰성이 향상됩니다.

❹ 윤활구조의 간소화 가능

많은 경우, 그리스 윤활로 충분하기 때문에 윤활구조를 간소화할 수 있으므로 메인터넌스도 간단합니다.

니들 베어링의 장점

IKO 니들 베어링은 다른 구름 베어링에 비해 다음과 같은 특색을 가지고 있습니다.

❶ 단면 높이가 낮으며 큰 하중에 견딘다.

다른 구름 베어링에 비해 단면 높이가 낮고, 큰 하중에 견디므로 기계 전체의 소형화, 경량화가 가능하여 경비절감에 도움이 됩니다.

❷ 회전 토크가 작고, 기계 효율이 향상된다.

회전 반경이 작으므로 동일한 마찰인 경우 회전 토크가 작아 기계 효율이 향상됩니다.

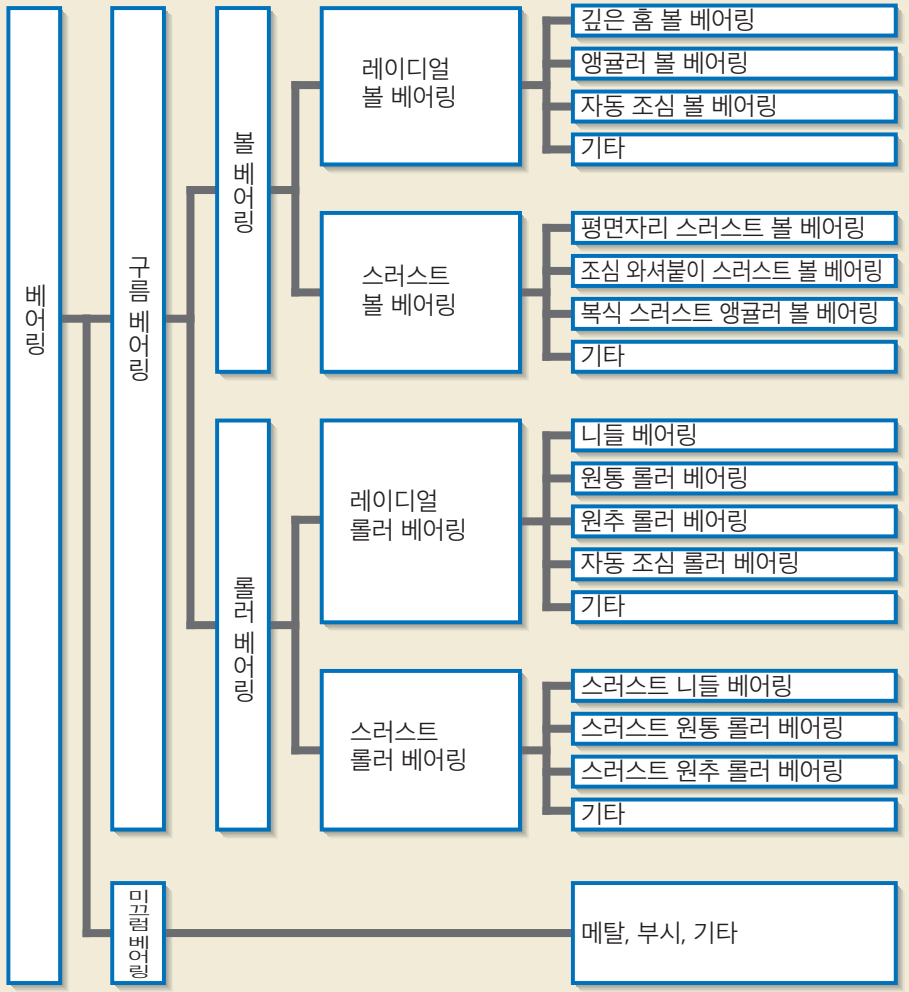
❸ 관성력을 줄일 수 있다.

베어링 용적과 질량이 작으므로 베어링이 운동하는 경우, 베어링 주변의 관성력을 작게 억제할 수 있습니다.

❹ 요동 운동에 최적

전동체의 개수가 많고, 피치가 작으므로 요동 운동에 적합합니다.

베어링의 분류

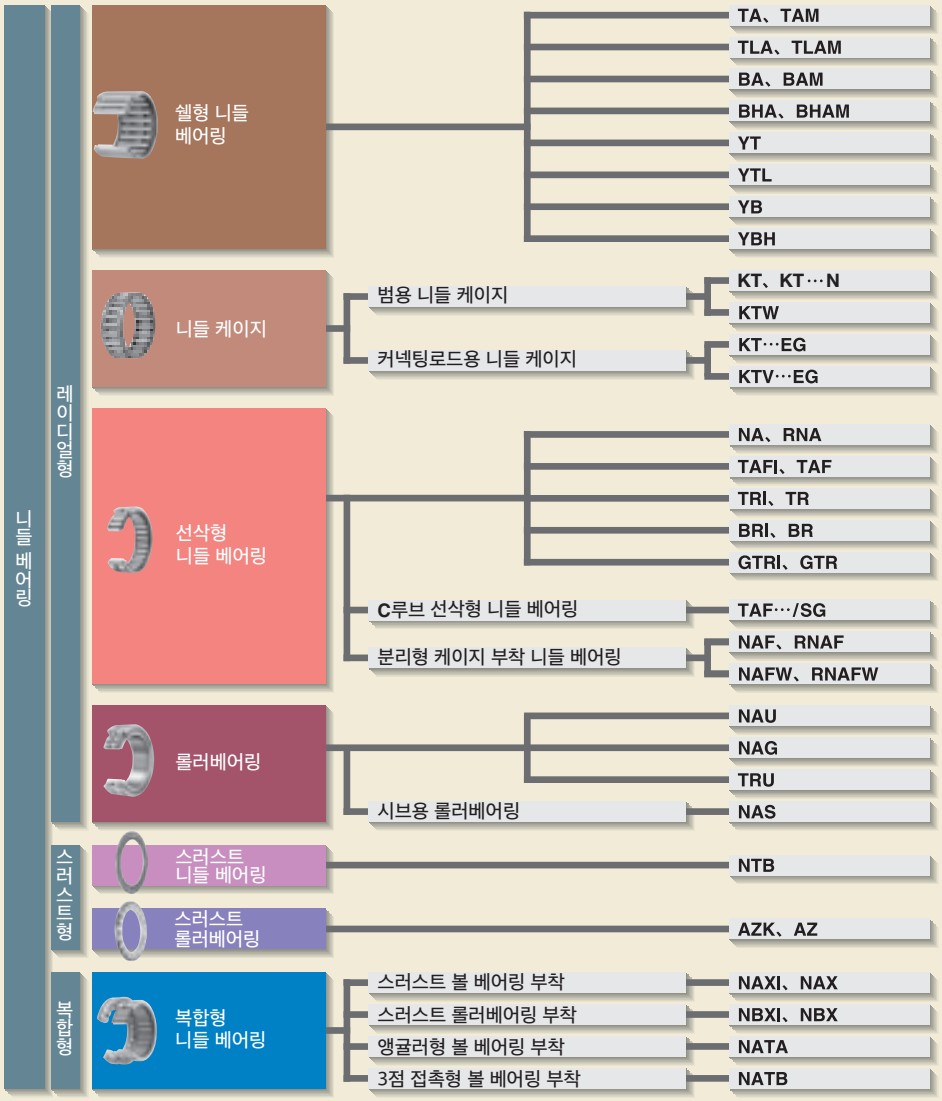


베어링의 형식과 특색

IKO 니들 베어링은 부하 가능한 하중의 방향에 따라 레이디얼 베어링으로 크게 구별할 수 있습니다. 레이디얼 베어링으로는 쉘형 니들 베어링, 선삭형 니들 베어링 등이 대표적이며, 스러스트 베어링에는 스러스트 니들 베어링 및 스러스트 롤러베어링이 있습니다.

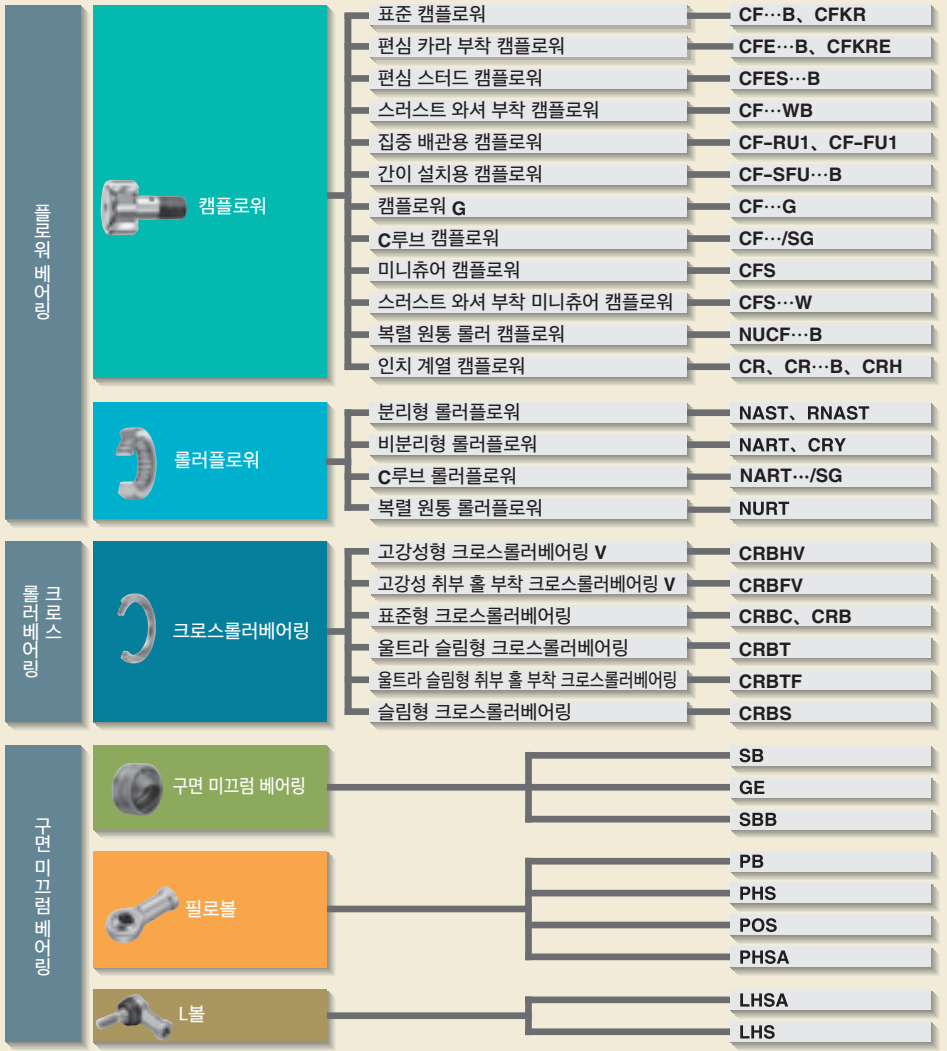
캠 기구나 직선 운동용으로 사용되는 플로워 베어링에는 캠플로워와 롤러플로워가 있습니다.

IKO베어링의 형식과 분류



크로스롤러베어링은 모든 방향의 부하를 1개로 동시에 견딜 수 있는 특수한 형상의 베어링입니다.

그리고 구름 베어링 이외의 베어링으로, 레이디얼 하중이나 축방향 하중이 부하될 수 있는 자동 조심형 구면 미끄럼 베어링이나 링크 기구부에 사용되는 필로볼이나 L볼 등이 있습니다.



쉘형 니들 베어링

얇은 특수 강판을 정밀 드로잉 가공하여 침탄 담금질(焼入)한 쉘형 외륜을 사용하므로 외륜 부착형 니들 베어링 중에서 단면 높이가 가장 작은 경량 베어링입니다.
설치는 하우징에 대해 압입 고정하므로 축 방향의 고정이 필요하지 않으며, 경제성이 요구되는 양산품에 최적입니다.

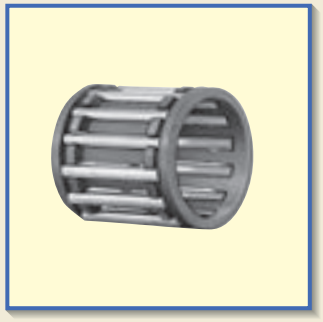
레이디얼형 베어링 68페이지

범용 니들 케이지

강성과 정밀도가 뛰어난 특수 형상의 유지기를 사용하여 니들 롤러를 정확하게 안내하는 회전 성능이 우수한 베어링입니다.
직경의 상호차가 매우 작은 니들 롤러를 조립하여 유지하고 있으므로, 궤도면으로 열처리 · 연삭가공된 축과 하우징 구멍에 조합하면 작은 공간에서 사용할 수 있습니다.

레이디얼형 베어링 118페이지

커넥팅로드용 니들 케이지



고온에서 강한 충격 하중, 고속 운동, 나쁜 윤활 조건 등 매우 복잡하고 열악한 조건에서 사용하는 오토바이, 경차, 선외기, 스노모빌, 범용 엔진 및 고속 콤프레서 등의 커넥팅로드용 니들 케이지입니다.
우수한 강성과 내마모성이 있으며 경량에 큰 정격 하중을 가진 베어링입니다.

레이디얼형 베어링 134페이지

선삭형 니들 베어링

소재를 깎아내서 열처리한 후 연삭가공한 외륜을 사용한 베어링입니다. 외륜은 안정적인 강성을 지니므로 경합금 등의 하우징에도 용이하게 사용할 수 있습니다.
다양한 형식이 있으며, 중(重)하중, 고속 및 저속 회전 등의 여러 조건에 최적의 베어링을 선택할 수 있으므로 범용으로 가장 적합한 베어링입니다.

레이디얼형 베어링 140페이지

분리형 케이지 부착 니들 베어링

내륜 및 외륜과 니들 케이지를 조합한 것으로, 내외륜은 간단하게 분리할 수 있습니다. 구조가 간단해서 정밀도가 높으며, 이들 부품을 선택하여 조합하면 레이디얼 틈새를 자유롭게 선정할 수 있습니다.
또한 니들 케이지를 사용하므로 회전 성능이 뛰어납니다.

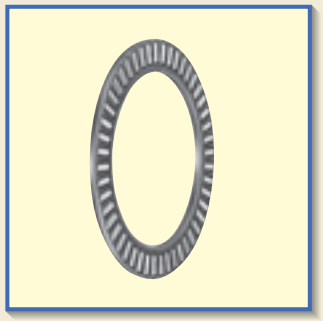
레이디얼형 베어링 218페이지

롤러베어링

원통 롤러를 복렬로 조립한 정격 하중이 큰 비분리형 베어링입니다.
레이디얼 하중뿐 아니라 내외륜의 플랜지와 롤러의 단면에 의해 축방향 하중도 부하될 수 있으므로 고정측 베어링으로 최적입니다.

레이디얼형 베어링 234페이지

스러스트 베어링



정밀 가공된 유지기와 롤러를 조합하여 축방향 하중을 견딜 수 있는 베어링입니다. 작은 공간에서 사용할 수 있으며, 고강성이고 큰 부하 능력을 갖추고 있습니다.
니들 롤러를 사용한 스러스트 니들 베어링과 원통 롤러를 사용한 스러스트 롤러베어링이 있습니다.

스러스트형 베어링 256페이지

복합형 니들 베어링

유지기부착 니들 베어링을 사용한 레이디얼형 베어링과 스러스트 볼 베어링 또는 스러스트 롤러베어링을 사용한 스러스트형 베어링을 조합한 베어링입니다.
레이디얼 하중과 축방향 하중이 동시에 부하될 수 있습니다.

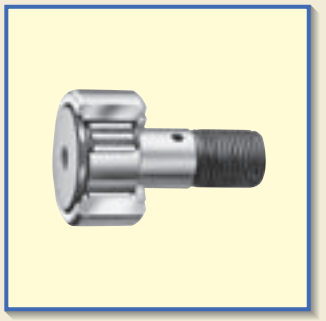
복합형 베어링 272페이지

내륜

열처리 후 고정밀도 연삭가공을 실시한 니들 롤러 베어링용 내륜입니다.
일반적으로 니들 롤러 베어링은 축을 열처리, 연삭가공하여 궤도면으로 사용하지만 축의 표면을 규정 경도나 조도로 가공할 수 없는 경우 이 내륜을 사용합니다.

부품 282페이지

캠플로워



두꺼운 외륜에 니들 롤러를 조립한 스터드 부착 베어링입니다.
이 베어링은 외륜 회전용으로 설계되었으며, 외륜을 직접 상대 캠 가이드면과 접촉시켜 사용합니다.
다양한 형식이 있으며, 캠 기구나 직선 운동용 플로워 베어링으로 널리 사용되고 있습니다.

플로워 베어링 314페이지

롤러플로워

두꺼운 외륜에 니들 롤러를 조립한 베어링입니다.
이 베어링은 외륜 회전용으로 설계되었으며, 외륜을 직접 상대 캠 가이드면과 접촉시켜 사용합니다.
캠 기구나 직선 운동용 플로워 베어링으로 사용되고 있습니다.

플로워 베어링 396페이지

크로스롤러베어링

내륜과 외륜 사이에 원통 롤러를 교대로 직교시켜 배열한 콤팩트한 구조의 고강성 베어링입니다. 레이디얼 하중, 축방향 하중 및 모멘트 등의 모든 방향의 하중을 1개로 동시에 견딜 수 있습니다.
콤팩트하고 높은 강성과 회전 정밀도가 요구되는 산업용 로봇, 공작기계 및 의료기기 등의 선회부에 널리 사용되고 있습니다.

크로스롤러베어링 422페이지

구면 미끄럼 베어링

내외륜을 구면 접촉시킨 자동 조심형 미끄럼 베어링입니다. 큰 레이디얼 하중과 양방향의 축방향 하중이 동시에 부하될 수 있습니다.
교번하중이나 충격 하중이 가해지는 용도에 적합한 부하 용량이 큰 급유식 구면 미끄럼 베어링과 메인터넌스프리의 무급유식 구면 미끄럼 베어링이 있습니다.

구면 미끄럼 베어링 450페이지

필로볼

작은 용량으로 큰 레이디얼 하중과 양방향의 축방향 하중이 동시에 부하될 수 있는 자동 조심형 구면 미끄럼 베어링입니다.
필로볼 로드 엔드는 본체에 암나사 또는 수나사가 가공되어 있으므로 설치가 용이합니다.
공작기계, 섬유기계 및 포장기계 등의 제어 기구나 링크 기구에 사용되고 있습니다.

구면 미끄럼 베어링 478페이지

L볼

특수 아연 다이캐스트 합금 본체 및 그와 교차되는 축심을 가진 볼 스터드를 일체화한 자동 조심형 구면 미끄럼 베어링입니다.
미끄럼 면의 일정한 틈새를 통해 낮은 토크로 회전 운동과 경사 운동을 실행할 수 있으므로 원활한 힘의 전달이 가능합니다.
자동차, 건설기계, 농업용 기계 및 포장기계 등의 링크 기구에 사용되고 있습니다.

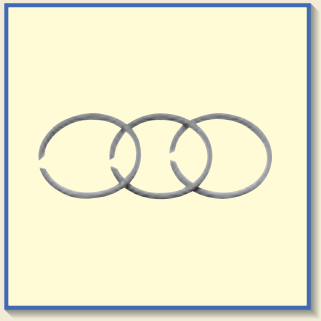
구면 미끄럼 베어링 492페이지

니들 베어링용 씰

강제 링과 특수 합성 고무로 이루어지고 단면 높이가 작은 씰입니다.
니들 베어링의 단면 높이에 맞춰 제작되었으며, 베어링의 측면에 직접 조립하여 그리스 누출과 이물질 침입을 방지하는 효과가 있습니다.

부품 508페이지

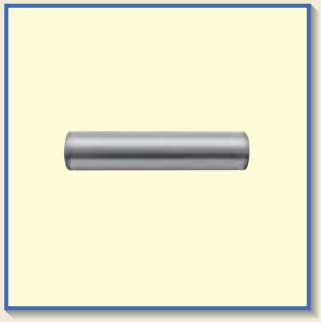
니들 베어링용 서클립



일반 서클립에서는 사용 불가능한 경우가 많은 니들 베어링용으로 특별히 설계한 것으로, 단면 높이가 작고 강성이 높은 서클립입니다.
축용과 구멍용이 있으며, 베어링이 축방향으로 이동하지 않도록 위치결정을 하기 위해 사용합니다.

부품 524페이지

니들 롤러



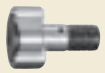
강성과 정밀도가 높은 니들 베어링용 롤러입니다.
베어링의 전동체로, 또는 핀이나 샤프트로도 널리 사용되고 있습니다.

부품 530페이지

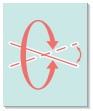
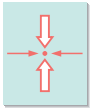
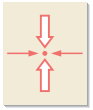
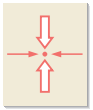
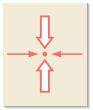
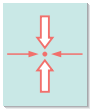
IKO 베어링의 특색

베어링의 명칭		외관	운동 방향	부하방향과 부하능력	허용 회전수	마모	단면 높이	참조 페이지
쉘형 니들 베어링	유지기부착		회전	경사	○	○	◎	68 ~
	총 롤러		회전	경사	△	△	◎	
니들 케이지	범용		회전	경사	◎	◎	◎	118 ~
	커넥팅로드용		회전	경사	◎	◎	◎	134 ~
선삭형 니들 베어링	유지기부착		회전	경사	○	◎	○	140 ~
	총 롤러		회전	중(重)하중	△	△	○	
분리형 케이지 부착 니들 베어링	유지기부착		회전	경사	◎	◎	○	218 ~
롤러베어링	유지기부착		회전	경사	○	○	○	234 ~
	총 롤러		회전	경사	△	△	○	
	시브용		회전	중(重)하중	△	△	△	

기호 설명 회전 경사 레이디얼 하중 축방향 하중 경하중 중(中)하중 중(重)하중 ◎ 특히 우수함 ○ 우수함 △ 보통

베어링의 명칭		외관	운동 방향	부하방향과 부하능력	허용 회전수	마모	단면 높이	참조 페이지
스러스트 베어링	니들 롤러		회전	축방향 하중	○	○	◎	256 ~
	원통 롤러		회전	축방향 하중	○	○	○	
복합형 니들 케이지 베어링	스러스트 볼 베어링 부착		회전	경사	○	○	△	272 ~
	스러스트 롤러베어링 부착		회전	경사	○	○	△	
	앵귤러형 볼 베어링 부착		회전	경사	○	○	○	
	3점 접촉형 볼 베어링 부착		회전	경사	○	○	○	
캠플로워	유지기부착		회전	경사	○	○	△	314 ~
	총 롤러		회전	중(重)하중	△	△	△	
롤러플로워	분리형 유지기부착		회전	경사	○	○	△	396 ~
	비분리형 유지기부착		회전	경사	○	○	△	
	비분리형 총 롤러		회전	중(重)하중	△	△	△	

IKO 베어링의 특색

베어링의 명칭		외관	운동 방향	부하방향과 부하능력	허용 회전수	마모	단면 높이	참조 페이지
크로스롤러 베어링	유지기부착 세퍼레이터 부착				△	○	○	422 ～
	총 롤러				△	△	○	
	울트라 슬림형 슬림형				△	○	◎	
구면 미끄럼 베어링	급유식				△	△	△	450 ～
	무급유식				△	△	△	
필로볼	인서트형 급유식				△	△	△	478 ～
	다이캐스트형 급유식				△	△	△	
	무급유식				△	△	△	
L볼	급유식				△	△	△	492 ～

기호 설명 회전 경사 레이디얼 하중 축방향 하중 경하중 중(中)하중 중(重)하중 ◎ 특히 우수함 ○ 우수함 △ 보통

베어링 선정의 개요

IKO 베어링의 형식, 치수에는 많은 종류가 있으므로 사용하는 기계 또는 장치에 요구되는 다양한 조건을 검토하여 최적의 베어링을 선정해야 합니다.

베어링의 선정에는 정해진 순서나 규칙이 없지만 일반적인 순서는 다음 그림과 같습니다.

베어링 선정 순서의 일례

1 사용 조건의 확인
- 사용하는 기계, 장소를 확인합니다.
- 베어링에 대한 요구 조건, 성능, 특수 환경 등을 확인합니다.

2 베어링 형식의 선정
- 하중의 방향과 크기, 강성, 마모, 허용 회전수 및 베어링 공간 등을 고려하여 사용 조건에 적절한 베어링의 형식을 선정합니다.

8페이지 참조

3 베어링 치수의 선정
- 베어링 하중, 베어링 수명, 정적안전계수 등을 계산하여 베어링 치수를 선정합니다.

20페이지 참조

4 정밀도 등급의 선정
- 기계, 장치에 요구되는 정밀도에 따라 선정합니다.

33페이지 참조

5 레이디얼 틈새와 fit의 선정
- fit, 온도, 회전속도, 내륜 · 외륜의 기울기 등을 고려하여 레이디얼 틈새를 선정합니다.

41페이지 참조

6 베어링 치수, 정밀도, 레이디얼 틈새와 fit의 결정

7 윤활, 방진 방법의 선정
- 오일 윤활 또는 그리스 윤활을 선정합니다.
- 윤활제를 선정하고, 오일 윤활의 경우는 해당 급유 방법을 선정합니다.
- 윤활제에 맞춰 밀봉 방법을 선정합니다.

53페이지 참조

8 주변 부분의 검토
- 설치, 분리 방법 및 설치 관계 치수를 바탕으로 설계합니다.

61페이지 참조

9 베어링 및 주변 부분의 최종 사양 결정

기본동정격하중과 수명

수명

구름 베어링은 사용 중에 여러 가지 원인에 의해 언젠가 파손됩니다. 잘못된 설치, 윤활유 부족, 티끌과 먼지의 침입 등 사용상의 문제에 기인하는 마모, 스티킹, 균열 등의 손상은 원인을 제거하면 피할 수 있습니다. 그러나 정상적인 사용 상태에서도 피로 손상에 의해 언젠가는 파손됩니다. 즉, 베어링이 부하를 받아 회전하면 궤도륜이나 전동체에는 항상 일정한 응력이 반복적으로 가해집니다. 그 응력이 표면의 얕은 부분에 집중되므로 피로 현상은 표층부에 한정되고 표면의 일부에 비늘모양의 파손 형태가 발생합니다. 이를 플레이킹(박리)이라고 하며, 사용 중에 견디지 못하게 됩니다.

베어링의 수명

구름 베어링의 수명은 궤도륜이나 전동체 중 한쪽의 표면에 피로에 의한 플레이킹 형태의 흔적이 최초로 나타날 때까지의 총 회전수(또는 일정 회전속도에서의 총 회전 시간)로 정의됩니다. 그러나 치수, 구조, 재료, 열처리가 완전히 동일한 조건에서 베어링을 운전해도 수명은 일정하지 않고 편차가 생깁니다(그림 1 참조). 이는 재료의 피로 한도 자체에 편차가 있기 때문입니다.

따라서 베어링 수명의 기준으로 모든 베어링의 평균 수명을 사용하는 것은 실제 베어링 선정 시 적절하다고 할 수 없으며, 사용하는 베어링 중 대부분이 보증되는 수명을 생각하는 것이 실용적입니다. 따라서 다음과 같이 정의된 기본정격수명을 사용합니다.

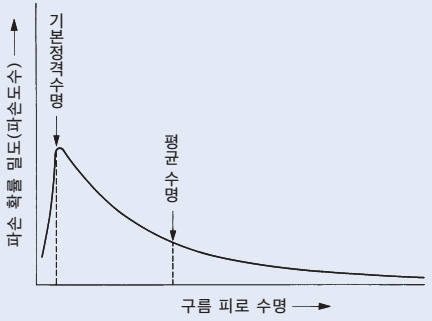


그림 1　구름 피로 수명의 편차

기본정격수명

기본정격수명은 한 그룹의 같은 베어링을 동일한 조건에서 각각 운전했을 때, 그 중 90%의 베어링이 구름 피로에 의한 재료의 손상을 일으키지 않고 회전할 수 있는 총 회전수로 정의되어 있습니다.

일정한 회전속도로 회전하는 경우는 기본정격수명을 총 회전 시간으로 나타낼 수도 있습니다.

기본동정격하중

기본동정격하중이란 베어링의 기본정격수명이 100만 회전이 되는 일정한 정레이디얼 하중(레이디얼 베어링) 또는 정중심 축방향 하중(스러스트 베어링)을 말합니다.

수명 계산식

구름 베어링의 기본정격수명, 기본동정격하중, 동등가하중(베어링 하중) 사이에는 다음과 같은 관계가 있습니다.

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^{p} \quad \cdots\cdots (1)$$

여기서　L_{10} : 기본정격수명　10^6rev.
C : 기본동정격하중　N
P : 동등가하중　N
p : 지수 롤러 베어링 10/3 볼 베어링 3

따라서 분당 회전수가 주어지면 기본정격수명은 다음 식을 통해 총 회전 시간으로 나타낼 수도 있습니다.

$$L_h = \frac{10^6 L_{10}}{60n} = 500 f_h^{\,p} \quad \cdots\cdots (2)$$

$$f_h = f_n \frac{C}{P} \quad \cdots\cdots (3)$$

$$f_n = \left(\frac{33.3}{n}\right)^{1/p} \quad \cdots\cdots (4)$$

여기서　L_h : 시간으로 나타낸 기본정격수명　h
n : 분당 회전수　min^{-1}
f_h : 수명계수
f_n : 속도계수

또한 f_h 및 f_n은 그림 2의 수명 산출용 스케일을 사용하여 수명을 산출할 수도 있습니다.

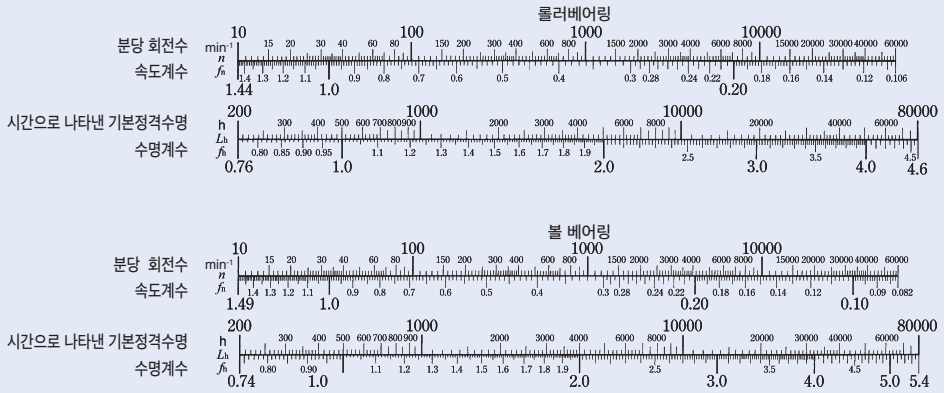


그림 2　수명 산출용 스케일

사용하는 기계와 베어링의 수명계수

베어링은 사용하는 기계나 사용 조건에 따라 필요한 수명 시간을 설정해야 합니다.

표 1에 각종 기계의 베어링을 선정할 때 수명계수의 참고값이 나와 있습니다.

표 1　사용하는 기계와 수명계수 f_h

조건	사용하는 기계와 수명계수 f_h				
	~3	2~4	3~5	4~7	6~
가끔 또는 단시간 사용	· 전동공구	· 농업기계			
상시 사용하지는 않지만 확실한 운전이 필요		· 건설기계	· 컨베이어 · 엘리베이터		
불연속적이지만 비교적 장시간 운전	· 압연기 롤 네크	· 소형 전동기 · 데크 크레인 · 일반 하역 크레인 · 승용차	· 공장 전동기 · 공작기계 · 일반 기어장치 · 인쇄기	· 크레인 시브 · 콤프레서 · 중요한 기어장치	
하루 8시간 이상 상시 운전하거나 연속으로 장시간 운전		· 에스컬레이터	· 원심 분리기 · 송풍기 · 목공기계 · 플라스틱 압출기		· 제지기계
24시간 연속 운전하며 사고에 의한 정지가 허용되지 않음					· 수도 설비 · 발전소 설비

요동 운동하는 베어링의 수명

요동 운동하는 베어링의 수명은 식 (5)에 따라 구할 수 있습니다.

$$L_{OC}=\frac{90}{\theta}\left(\frac{C}{P}\right)^{p} \cdots\cdots (5)$$

여기서 L_{OC} : 요동 운동하는 베어링의 요동 횟수로 나타낸 정격수명 10^6cycle
2θ : 요동각 도(그림 3 참조)
P : 동등가하중 N

따라서, 분당 요동 횟수 $n_1$min^{-1} 이 주어지면, 20페이지의 식 (2)에 n 대신 n_1을 대입하여 총 요동 시간으로서의 기본정격수명을 구할 수 있습니다.

또한 2θ가 작은 경우는 궤도륜과 전동체의 접촉면에 유막이 형성되기 어려워서 프레팅이 발생할 수 있으므로 IKO에 문의하십시오.

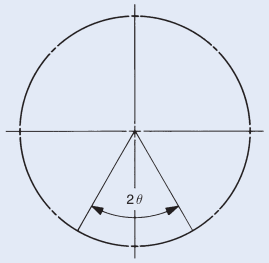


그림 3 요동 운동

보정 정격수명

베어링을 일반적인 용도로 사용하는 경우, 앞에서 설명한 식 (1), (2)로 기본정격수명을 산출할 수 있습니다.

이 기본정격수명은 신뢰도가 90%이며, 일반적으로 사용되는 구름 베어링용 재료 및 통상적인 제품 품질로 제작하여 통상적인 운전 조건으로 운전한 것에 적용됩니다.

그러나 용도에 따라 높은 신뢰도, 특별한 베어링 특성 및 특수한 사용 조건에 대한 수명이 요구되기도 합니다. 이렇게 특별한 경우의 보정 정격수명은 각각의 보정계수 a_1, a_2, a_3를 사용하여 다음 식으로 구합니다.

$$L_{na}=a_1a_2a_3L_{10} \cdots\cdots (6)$$

여기서 L_{na} : 보정 정격수명 10^6rev.
a_1 : 신뢰도 계수
a_2 : 베어링 특성 계수
a_3 : 사용 조건 계수

신뢰도 계수 a_1

구름 베어링의 신뢰도는 한 그룹의 동일한 베어링을 동일한 조건에서 운전했을 때, 수명이 특정 값 이상이 되는 베어링의 개수의 전체 개수에 대한 비율, 또는 개별 베어링에 대해서는 해당 베어링의 수명이 특정 값 이상이 될 확률을 말합니다.

신뢰도 (100-n)%의 보정 정격수명은 식 (6)으로 구합니다. 신뢰도 계수 a_1의 값은 표 2와 같습니다.

표 2 신뢰도 계수 a_1

신뢰도 %	L_n	a_1
90	L_{10}	1
95	L_5	0.62
96	L_4	0.53
97	L_3	0.44
98	L_2	0.33
99	L_1	0.21

베어링 특성 계수 a_2

베어링의 수명은 재료의 품질, 베어링 제조 기술 및 내부 설계에 따라 차이가 있습니다. 이러한 특별한 수명 성능에 대해서는 베어링 특성 계수 a_2로 보정합니다.

IKO 베어링은 베어링 재료의 고품질화 및 제조 기술의 발전에 의해 베어링 수명이 늘어난 점을 고려한 기본동정격하중을 치수표에 기재하였으므로 일반적인 경우는 a_2=1로 식 (6)을 사용하여 계산합니다.

사용 조건 계수 a_3

베어링의 사용 조건, 특히 윤활의 수명에 대한 영향을 보정하기 위한 계수입니다.

베어링의 수명은 반복적으로 응력이 가해지는 표면 아래의 피로 현상이라고 말할 수 있습니다. 따라서 전동체와 궤도면이 유막으로 완전히 격리되어 표면 손상을 무시할 수 있는 양호한 윤활 조건인 경우, a_3 = 1로 합니다. 윤활유의 점도가 낮은 경우나 전동체의 주행 속도가 특히 느린 경우 등과 같이 윤활 조건이 양호하지 않은 경우에는 a_3 < 1이 됩니다.

또한 윤활이 특히 양호한 경우에는 a_3 > 1의 값을 사용할 수 있습니다. 윤활 조건이 양호하지 않고 a_3 < 1인 경우, 일반적으로 베어링 특성 계수 a_2는 1을 초과하는 값을 사용할 수 없습니다.

또한 기본동정격하중을 사용한 베어링 선정의 경우, 각각의 용도에 맞는 신뢰도 계수 a_1을 필요에 따라 고려하고, 기존 동종 기계의 윤활 조건, 온도 조건, 설치 상태 등을 기준으로 하여 기종별로 경험을 기초로 결정한 (C/P) 또는 f_h 값을 사용하여 선정하는 방법을 권장합니다.

제한 조건

이 수명 계산식이 적용되는 것은 베어링의 설치, 윤활이 정상이고 베어링 안에 이물질이 침입하지 않았으며 극단적인 사용 조건이 아닌 경우로 제한됩니다.

이러한 조건이 충족되지 않는 경우, 수명이 저하될 수 있습니다. 예를 들어, 베어링의 설치 오차, 하우징이나 축의 과도한 변형, 고속 회전 시 전동체에 작용하는 원심력, 과도한 예압, 레이디얼 베어링의 특히 큰 레이디얼 틈새 등의 영향은 별도로 고려해야 합니다.

또한 동등가하중이 기본동정격하중의 1/2을 초과하는 경우에도 수명 계산식을 그대로 적용할 수 없는 경우가 있습니다.

온도, 경도에 따른 기본동정격하중의 보정

온도계수

베어링 사용 온도는 재질, 구조에 따라 각각 결정되어 있지만 특수한 내열처리를 실시하면 150℃ 이상에서도 사용할 수 있습니다. 베어링 온도가 150℃를 넘으면 허용 접촉 응력이 점점 감소하므로 기본동정격하중이 저하하며, 다음 식으로 구할 수 있습니다.

$$C_t=f_t\,C \cdots\cdots (7)$$

여기서 C_t : 온도 상승을 고려한 기본동정격하중 N
f_t : 온도계수(그림 4 참조)
C : 기본동정격하중 N

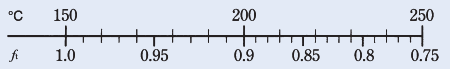


그림 4 온도계수

또한 120℃ 이상의 고온에서 사용하는 경우, 치수 변화량이 커지므로 특수한 열처리를 실시해야 합니다. 원하시는 경우는 IKO에 문의하십시오.

경도계수

베어링의 내륜 또는 외륜 대신 축 또는 하우징을 궤도면으로 사용하는 경우, 궤도면으로 사용하는 부분의 표면 경도는 58~64HRC가 필요합니다. 58HRC보다 낮은 경우, 기본동정격하중은 저하되며 다음 식으로 구할 수 있습니다.

$$C_H=f_H\,C \cdots\cdots (8)$$

여기서 C_H : 경도를 고려한 기본동정격하중 N
f_H : 경도계수(그림 5 참조)
C : 기본동정격하중 N

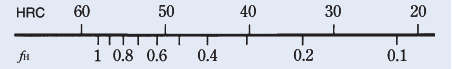


그림 5 경도계수

기본정정격하중과 정적안전계수

기본정정격하중

베어링 정지 시, 일정 접촉응력을 초과하는 큰 하중이 부하되거나, 비교적 저속 회전일 때 일정 접촉응력을 초과하는 격렬한 충격 하중이 부하되면, 궤도륜이나 전동체에 국부적인 영구 변형이 발생하여 소음이나 진동의 원인이 되고 회전 성능이 저하됩니다. 이 영구 변형을 일정한 한도 내로 억제하여 회전에 지장을 주지 않도록 정지 시에 부하될 수 있는 최대 하중을 기준으로 기본정정격하중을 정하고 있습니다.

기본정정격하중은 최대 하중을 받는 전동체와 궤도의 접촉부 중앙에서 표 3에 나온 접촉응력이 되는 정하중을 말합니다. 레이디얼 베어링에서는 방향과 크기가 일정한 레이디얼 하중을 취하며, 스러스트 베어링에서는 중심축과 일치하는 방향으로 크기가 일정한 축방향 하중을 취합니다.

표 3

베어링의 종류	접촉응력 MPa
롤러베어링	4 000
자동 조심 볼 베어링	4 600
기타 볼 베어링	4 200

정적안전계수

일반적으로 기본정정격하중을 정등가하중의 허용한도로 생각하지만, 통상적으로 베어링의 사용 조건이나 베어링에 요구되는 조건에 따라 한도가 결정됩니다. 이 경우의 정적안전계수 f_s는 다음 식으로 구하며, 일반적인 값이 표 4에 나와 있습니다.

$$f_s = \frac{C_0}{P_0} \quad \cdots\cdots(9)$$

여기서 C_0 : 기본정정격하중 N

P_0 : 정등가하중 N

표 4 정적안전계수

베어링의 사용 조건	f_s
높은 회전 정밀도가 필요한 경우	≥3
보통 운전 조건인 경우	≥1.5
보통 운전 조건에서 원활한 운전이 크게 요구되지 않는 경우 거의 회전하지 않는 경우	≥1

단, 쉘형 니들 베어링은 얇은 강판을 정밀 드로잉 가공하여 침탄 담금질(焼入)한 외륜을 사용하고 있으므로 3 이상의 정적안전계수를 사용해야 합니다.

베어링 하중의 산정

베어링에 작용하는 하중에는 베어링이 지탱하는 물체의 질량, 회전체의 자체 중량, 기계의 운전에서 발생하는 하중, 벨트나 기어 등 동력 전달 시의 하중 등이 있습니다. 이러한 하중은 중심축에 직각으로 가해지는 레이디얼 하중 및 중심축에 평행으로 가해지는 축방향 하중으로 나뉘며, 단독 또는 복합적으로 작용합니다. 더구나 기계의 사용 장소에 따라 진동이나 충격의 크기에 차이가 있기 때문에 이론적인 계산 하중이 반드시 정확하다고 할 수 없으므로 일반적으로 여기에 경험을 통해 얻은 다양한 계수를 곱하여 실제 베어링에 가해지는 하중을 구합니다.

베어링에 하중 배분

베어링의 레이디얼 방향으로 정하중이 작용할 때의 계산 예가 표 5에 나와 있습니다.

하중 계수

계산을 통해 레이디얼 하중이나 축방향 하중을 구할 수 있어도 기계의 진동이나 충격 등에 따라 실제로 베어링에 가해지는 하중은 계산 하중보다 커지는 경우가 많으므로 하중 계수를 곱하여 다음 식으로 구합니다.

$$F = f_w F_c \quad \cdots\cdots(10)$$

여기서 F : 베어링에 가해지는 하중 N

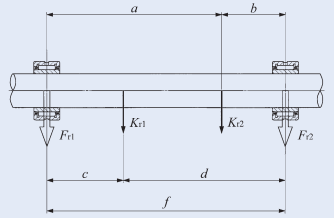
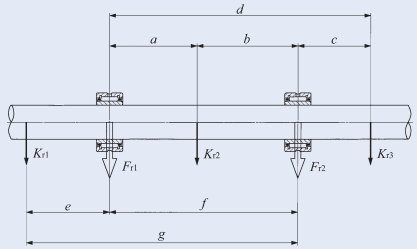
f_w : 하중 계수(표 6 참조)

F_c : 이론적인 계산 하중 N

표 6 하중 계수

하중의 정도	예	f_w
충격 없는 원활한 운전인 경우	전동기, 공조기, 계측기, 공작기계	1 ~1.2
보통 운전인 경우	감속기, 차량, 섬유기계, 제지기계	1.2~1.5
진동·충격 하중을 동반한 운전인 경우	압연기, 분쇄기, 건설기계	1.5~3

표 5 하중 배분의 계산 예

예	계산 하중
	$F_{r1} = \frac{dK_{r1}+bK_{r2}}{f}$ $F_{r2} = \frac{cK_{r1}+aK_{r2}}{f}$
	$F_{r1} = \frac{gK_{r1}+bK_{r2}-cK_{r3}}{f}$ $F_{r2} = \frac{aK_{r2}+dK_{r3}-eK_{r1}}{f}$

벨트 또는 체인 전동일 때의 하중

벨트 또는 체인을 통해 동력을 전달하는 경우, 풀리 또는 스프로킷 휠에 작용하는 힘은 다음 식으로 구할 수 있습니다.

$$T=9550000\frac{H}{n} \quad \cdots\cdots(11)$$

$$K_t=\frac{T}{R} \quad \cdots\cdots(12)$$

여기서 T : 풀리 또는 스프로킷 휠에 작용하는 토크 N·mm
K_t : 벨트 또는 체인의 유효 전동력 N
H : 전동 동력 kW
n : 분당 회전수 min^{-1}
R : 풀리 또는 스프로킷 휠의 유효 반경 mm

벨트 전동의 경우, 풀리 축에 가해지는 하중 K_r은 벨트의 유효 전동력 K_t에 표 7의 벨트계수 f_b를 곱하여 다음 식으로 구할 수 있습니다.

$$K_r=f_bK_t \quad \cdots\cdots(13)$$

표 7 벨트계수

벨트의 종류	f_b
V벨트	2 ~2.5
타이밍 벨트	1.3~2
평벨트(tension pulley 부착)	2.5~3
평벨트	4 ~5

체인 전동의 경우는 f_b에 상당하는 체인계수로 1.2~1.5의 값을 사용하고, 벨트 전동의 경우와 동일하게 식 (13)에서 스프로킷 휠 축에 가해지는 하중을 구합니다.

기어 전동일 때의 하중

기어에 의해 동력을 전달하는 경우, 기어에 작용하는 힘은 종류에 따라 다릅니다. 스퍼 기어의 경우는 레이디얼 하중뿐이지만 헬리컬 기어, 베벨 기어, 웜 기어의 경우는 레이디얼 하중 이외에 축방향 하중도 발생합니다. 가장 간단한 스퍼 기어의 경우를 예로 들면 다음 식으로 구할 수 있습니다.

$$T=9550000\frac{H}{n} \quad \cdots\cdots(14)$$

$$K_t=\frac{T}{R} \quad \cdots\cdots(15)$$

$$K_s=K_t\tan\theta \quad \cdots\cdots(16)$$

$$K_c=\sqrt{K_t^2+K_s^2}=K_t\sec\theta \quad \cdots\cdots(17)$$

여기서 T : 기어에 작용하는 토크 N·mm
K_t : 기어의 접선 방향의 힘 N
K_s : 기어의 반경 방향의 힘 N
K_c : 기어에 직각으로 작용하는 합성력 N
H : 전동 동력 kW
n : 분당 회전수 min^{-1}
R : 구동 기어의 피치원 반경 mm
θ : 기어의 압력각(°)

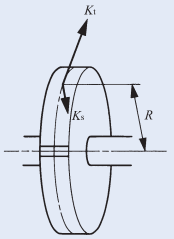


그림 6

이 경우, 기어에 직각으로 작용하는 합성력은 축 직각 하중으로 작용하지만 기어의 정밀도, 가공 상태에 따라 진동, 충격의 정도가 달라집니다. 따라서 축에 가해지는 하중 K_r은 기어에 직각으로 작용하는 합성력 K_c에 표 8의 기어계수 f_z를 곱하여 다음 식으로 구할 수 있습니다.

$$K_r=f_zK_c \quad \cdots\cdots(18)$$

표 8 기어계수

기어의 종류	f_z
정밀 기어 (피치 오차, 형상 오차 모두 0.02mm 이하)	1.05~1.1
보통 기계 가공 기어 (피치 오차, 형상 오차 모두 0.02~0.1mm)	1.1 ~1.3

변동하는 하중에 대한 평균하중

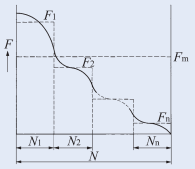
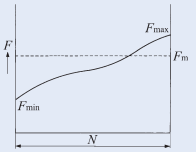
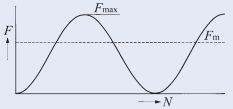
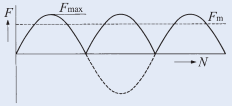
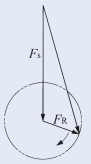
베어링에 가해지는 하중이 변동하는 경우, 베어링에 동일한 수명이 주어지도록 환산된 평균하중 F_m을 사용하여 베어링 수명을 계산합니다. 평균하중은 다음 식으로 구할 수 있습니다.

$$F_m=\sqrt[p]{\frac{1}{N}\int_0^N F_n^{\,p}\,dN} \quad \cdots\cdots(19)$$

여기서 F_m: 평균하중 N
N : 총 회전수 rev.
F_n : 변동하중 N
p : 지수 롤러 베어링 10/3 볼 베어링 3

일반적인 변동하중에 대한 평균하중의 계산 예가 표 9에 나와 있습니다.

표 9 변동하중에 대한 평균하중

예		평균하중 F_m
단계적으로 변화하는 하중		$F_m=\sqrt[p]{\frac{1}{N}(F_1^{\,p}N_1+F_2^{\,p}N_2+\cdots+F_n^{\,p}N_n)}$ 여기서 N_1 : 하중 F_1을 받아서 회전한 총 회전수 rev. N_2 : 하중 F_2를 받아서 회전한 총 회전수 rev. N_n : 하중 F_n을 받아서 회전한 총 회전수 rev.
단조롭게 변화하는 하중		$F_m=\frac{1}{3}(2F_{max}+F_{min})$ 여기서 F_{max} : 변동하중의 최대값 N F_{min} : 변동하중의 최소값 N
정현적으로 변화하는 하중		$F_m\fallingdotseq0.65F_{max}$
		$F_m\fallingdotseq0.75F_{max}$
회전하중과 정지하중이 있는 경우		$F_m=F_S+F_R-\frac{F_SF_R}{F_S+F_R}$ 여기서 F_S : 정지하중 N F_R : 회전하중 N

등가하중

베어링에 가해지는 하중은 중심축에 직각으로 가해지는 레이디얼 하중 및 중심축에 평행으로 가해지는 축방향 하중으로 나뉘며, 단독 또는 복합적으로 작용합니다.

동등가하중

베어링에 레이디얼 하중과 축방향 하중이 동시에 가해지는 경우, 이와 동일한 수명이 부여되도록 베어링 중심에 작용하는 가상 하중을 동등가하중이라고 합니다.

니들 베어링의 경우, 레이디얼형은 레이디얼 하중만 받고 스러스트형은 축방향 하중만 받으므로 레이디얼형은 레이디얼 하중을, 스러스트형은 축방향 하중을 그대로 적용할 수 있습니다.

[레이디얼형의 경우]

$$P_r = F_r \quad \cdots\cdots (20)$$

[스러스트형의 경우]

$$P_a = F_a \quad \cdots\cdots (21)$$

여기서 P_r : 동등가 레이디얼 하중 N
P_a : 동등가 축방향 하중 N
F_r : 레이디얼 하중 N
F_a : 축방향 하중 N

정등가하중

베어링에 레이디얼 하중과 축방향 하중이 동시에 가해지는 경우, 전동체와 궤도면의 접촉면에 발생하는 최대 접촉응력과 동일한 접촉응력이 발생하도록 베어링 중심에 작용하는 가상 하중을 정등가하중이라고 합니다.

니들 베어링의 경우, 레이디얼형은 레이디얼 하중만 받고 스러스트형은 축방향 하중만 받으므로 레이디얼형은 레이디얼 하중을, 스러스트형은 축방향 하중을 그대로 적용할 수 있습니다.

[레이디얼형의 경우]

$$P_{0r} = F_r \quad \cdots\cdots (22)$$

[스러스트형의 경우]

$$P_{0a} = F_a \quad \cdots\cdots (23)$$

여기서 P_{0r} : 정등가 레이디얼 하중 N
P_{0a} : 정등가 축방향 하중 N
F_r : 레이디얼 하중 N
F_a : 축방향 하중 N

주요 치수와 호칭번호

주요 치수

IKO 니들 베어링의 주요 치수를 나타내는 양 기호의 표시 예는 다음과 같습니다. 자세한 내용은 각 형식의 치수표를 참조하십시오.

선삭형 니들 베어링

d : 호칭 베어링 내경
D : 호칭 베어링 외경
B : 호칭 내륜 폭
C : 호칭 외륜 폭
F_w : 롤러 컴플리먼트의 호칭 내접원경
r : 내륜 및 외륜의 모따기 치수
$r_{s\,min}$: 내륜 및 외륜의 최소 허용 실측 모따기 치수

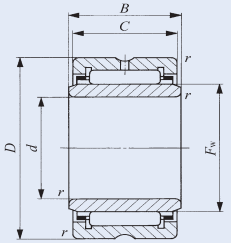


그림 7 선삭형 니들 베어링

쉘형 니들 베어링

D : 호칭 베어링 외경
F_w : 롤러 컴플리먼트의 호칭 내접원경
C : 호칭 외륜 폭

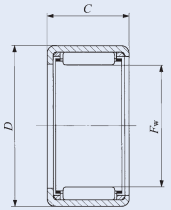


그림 8 쉘형 니들 베어링

니들 케이지

E_w : 롤러 컴플리먼트의 호칭 외접원경
F_w : 롤러 컴플리먼트의 호칭 내접원경
B_c : 호칭 유지기 폭

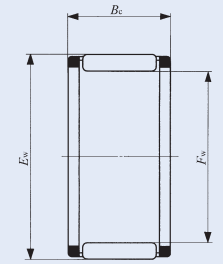


그림 9 니들 케이지

스러스트 롤러베어링

D_c : 호칭 유지기 외경
d_c : 호칭 유지기 내경
D_w : 롤러의 호칭 직경

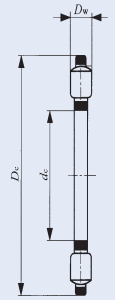


그림 10 스러스트 롤러베어링

호칭번호

IKO 베어링의 호칭번호는 기본 번호와 보조기호로 구성되며, 그 배열과 대표적인 기호의 내용이 아래에 나와 있습니다.또한 기재된 내용 이외에도 많은 기호가 있으므로 각 베어링의 호칭번호 항목을 참조하십시오.

표 10 베어링의 호칭번호 배열

기본 번호		보조기호					
형식기호	주요 치수	재료기호	유지기기호	씰 기호 / 실드 기호	궤도륜형상기호	틈새기호	등급기호
❶	❷	❸	❹	❺	❻	❼	❽

❶ 형식기호

형식기호는 베어링의 종류를 나타내는 기호로, 8페이지에 각 형식의 특성이 나와 있습니다.

❷ 주요 치수

호칭번호 내의 주요 치수 표시는 베어링의 형식에 따라 다르며, 기본적으로 다음 4종류 중 하나로 표시합니다. 표 11에 각 형식기호에서의 주요 치수 표시가 나와 있습니다.

(a) 치수 계열+내경 번호
(b) 내경 또는 내접원경 + 외경 또는 외접원경+폭
(c) 내경 또는 내접원경 + 폭
(d) 기본 직경

❸ 재료기호

기호	재료의 종류
F	궤도륜 및 전동체가 스텐레스강

❹ 유지기 기호

기호	내용
N	합성수지제 유지기
V	유지기 없음

❺ 씰·실드 기호

기호	내용
Z	방진 커버 부착
ZZ	양측 실드 부착
U	편측 씰 부착
UU	양측 씰 부착
S(1)	스러스트 와셔 일체 씰 부착
2RS	양측 씰 부착

주(1) 스러스트 와셔 일체 씰은 양측에 조립됩니다.

❻ 궤도륜 형상기호

기호	내용
NR	외륜 외경 스냅 링 부착
OH(1)	궤도륜 오일 주입구 있음
J	오일 주입구 없음

주(1) 베어링의 형식에 따라 다르므로 각 베어링의 항목을 참조하십시오.

❼ 틈새기호

기호	내용
C2	틈새 C2
(무기호)	틈새 CN
C3	틈새 C3
C4	틈새 C4
C5	틈새 C5
T1	특수 레이디얼 틈새 (크로스롤러베어링에 적용)
C1	
C2	

❽ 등급기호

기호	내용
(무기호)	JIS 0급
P6	JIS 6급
P5	JIS 5급
P4	JIS 4급

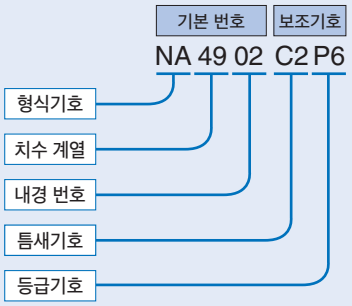
표 11 주요 치수 표시

베어링의 형식	기본 번호	
	형식기호	주요 치수 표시
쉘형 니들 베어링	TA, TLA, YT, YTL	내접원경 + 외륜 폭
	BA, BHA, YB, YBH	내접원경 + 외륜 폭(1)
범용 니들 케이지	KT, KTW	내접원경 + 외접원경 + 유지기 폭
커넥팅로드용 니들 케이지	KT…EG, KTV…EG	내접원경 + 외접원경 + 유지기 폭
선삭형 니들 베어링	NA, RNA	치수 계열 + 내경 번호
	TR, TAF, GTR	내접원경 + 베어링 외경 + 베어링 폭
	TRI, TAFI, GTRI	베어링 내경 + 베어링 외경 + 외륜 폭
	BR	내접원경 + 베어링 외경 + 베어링 폭(1)
	BRI	베어링 내경 + 베어링 외경 + 외륜 폭(1)
분리형 케이지 부착 니들 베어링	RNAF, RNAFW	내접원경 + 베어링 외경 + 베어링 폭
	NAF, NAFW	베어링 내경 + 베어링 외경 + 베어링 폭
롤러베어링	NAU, NAG, NAS	치수 계열 + 내경 번호
	TRU	베어링 내경 + 베어링 외경 + 베어링 폭
스러스트 베어링	NTB, AS, WS, GS	베어링 내경 + 베어링 외경
	AZ	베어링 내경 + 베어링 외경 + 베어링 높이
	AZK	베어링 내경 + 베어링 외경 + 니들 롤러의 직경
복합형 니들 베어링	NAX, NBX	내접원경 + 베어링 조립 폭
	NAXI, NBXI	내륜 내경 + 베어링 조립 폭
	NATA, NATB	치수 계열 + 내경 번호
캠플로워	CF…B, CFS, NUCF…B	스터드 직경
	CFKR	베어링 외경
	CR…B, CR, CRH…B	베어링 외경(1)
롤러플로워	NAST, NART, NURT	베어링 내경
	CRY	베어링 외경(1)
크로스롤러베어링	CRBHV, CRBFV, CRBC, CRB, CRBT, CRBTF, CRBS	베어링 내경 + 베어링 폭
구면 미끄럼 베어링	SB…A, GE	내륜 내경
	SBB	내륜 내경(1)
필로볼	PB, PHS, POS, PHSA	내륜 내경
L볼	LHSA, LHS	나사 치수
니들 베어링용 씰	OS, DS	축경 + 씰 외경 + 씰 폭
니들 베어링용 서클립	WR	축경
	AR	구멍 직경

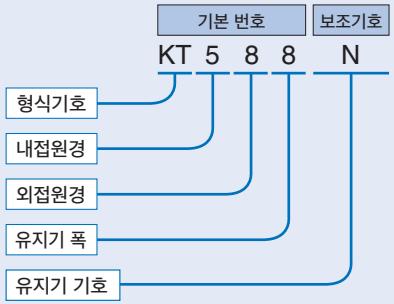
주(1) 인치 계열 호칭치수는 1/16인치 단위로 나타냅니다.

호칭번호의 배열 예

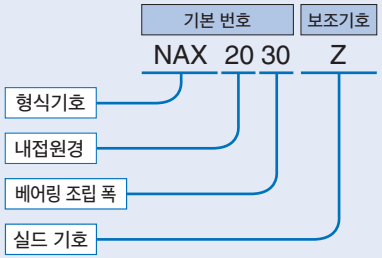
(a) 치수 계열+내경 번호의 예



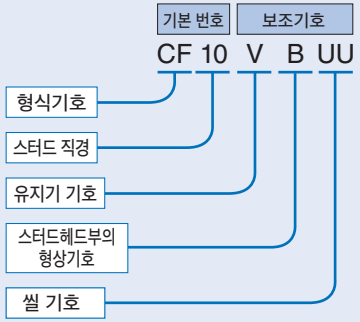
(b) 내경 또는 내접원경+외경 또는 외접원경+폭의 예



(c) 내경 또는 내접원경+폭의 예



(d) 기본 직경의 예



정밀도

IKO 니들 베어링의 정밀도는 JIS B 1514-1~ -3 구름 베어링-베어링의 공차에 준하여 주요 치수의 허용차 및 허용값을 규정하고 있습니다. 주요 치수의 허용차 및 허용값은 각각 그림 11과 같은 항목에 대해 규정되어 있습니다.

니들 베어링의 정밀도 등급은 0급, 6급, 5급 및 4급의 4개 등급으로 나뉘며, 이 순서로 정밀도가 높아집니다.

표 12에는 레이디얼 베어링의 내륜 정밀도, 표 13에는 레이디얼 베어링의 외륜 정밀도, 표 14에는 레이디얼 베어링의 최소 실측 내접원경의 허용차, 표 15에는 레이디얼 베어링의 모따기 치수의 허용 한계값이 나와 있습니다. 스러스트 베어링은 스러스트 베어링의 정밀도 항목을 참조하십시오. 또한 쉘형 니들 베어링, 롤러베어링, 캠 플 로 워 , 롤 러 플 로 워 , 복 합 형 니 들 베 어 링 , 크로스롤러베어링은 일부 특수한 정밀도가 있으므로 각 베어링의 정밀도 항목을 참조하십시오.

비고

레이디얼 베어링의 정밀도에서 사용되는 양 기호의 의미는 다음과 같습니다.

① Δ는 치수 차(deviation)를 나타냅니다.

② V는 치수의 불일치 또는 변동(variation)을 나타냅니다.

③ 첨자 $_s$는 '실측', 첨자 $_m$은 '산술 평균'를, 첨자 $_p$는 '동일 평면 내'를 나타냅니다.

[예] V_{dsp}는 각 레이디얼 평면에서 내경의 최대값과 최소값의 차(진원도에 해당하는 특성)의 최대를 규정하고, V_{dmp}는 각 레이디얼 평면에서 평균 내경의 상호간 불일치(원통도에 해당하는 특성)의 최대를 규정하고 있습니다.

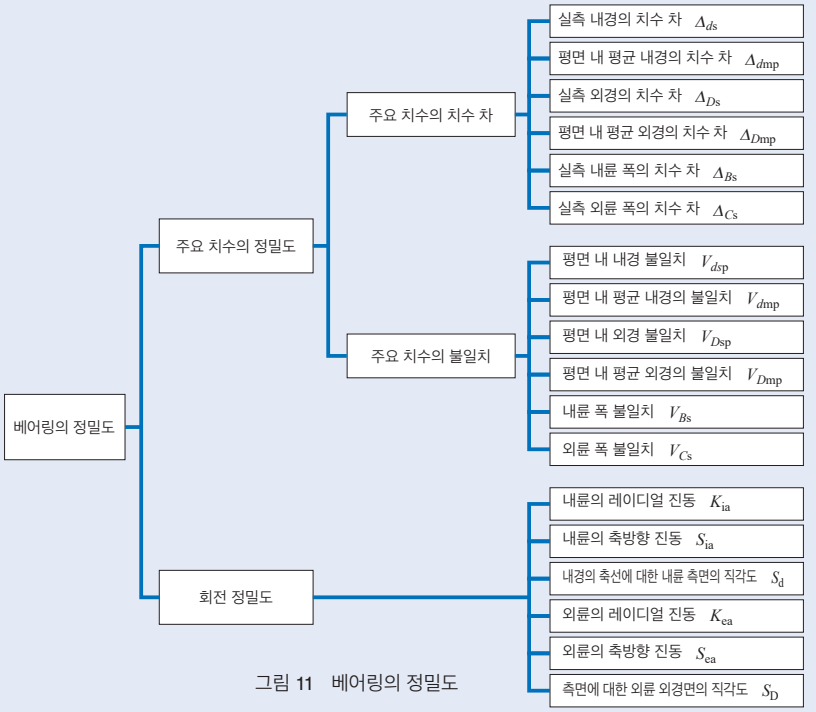


그림 11 베어링의 정밀도

표 12 내륜의 정밀도

단위 μm

d 호칭 베어링 내경 mm		Δ_{dmp} 평면 내 평균 내경의 치수 차								Δ_{ds} 실측 내경의 치수 차		V_{dsp} 평면 내 내경 불일치								V_{dmp} 평면 내 평균 내경의 불일치			
		0급		6급		5급		4급		4급		직경 계열 8, 9(1)				직경 계열 0(2)							
												0급	6급	5급	4급	0급	6급	5급	4급	0급	6급	5급	4급
을(를) 초과	이하	상	하	상	하	상	하	상	하	상	하	최대				최대				최대			
2.5	10	0	- 8	0	- 7	0	- 5	0	- 4	0	- 4	10	9	5	4	8	7	4	3	6	5	3	2
10	18	0	- 8	0	- 7	0	- 5	0	- 4	0	- 4	10	9	5	4	8	7	4	3	6	5	3	2
18	30	0	- 10	0	- 8	0	- 6	0	- 5	0	- 5	13	10	6	5	10	8	5	4	8	6	3	2.5
30	50	0	- 12	0	- 10	0	- 8	0	- 6	0	- 6	15	13	8	6	12	10	6	5	9	8	4	3
50	80	0	- 15	0	- 12	0	- 9	0	- 7	0	- 7	19	15	9	7	19	15	7	5	11	9	5	3.5
80	120	0	- 20	0	- 15	0	- 10	0	- 8	0	- 8	25	19	10	8	25	19	8	6	15	11	5	4
120	180	0	- 25	0	- 18	0	- 13	0	- 10	0	- 10	31	23	13	10	31	23	10	8	19	14	7	5
180	250	0	- 30	0	- 22	0	- 15	0	- 12	0	- 12	38	28	15	12	38	28	12	9	23	17	8	6
250	315	0	- 35	0	- 25	0	- 18					44	31	18		44	31	14		26	19	9	
315	400	0	- 40	0	- 30	0	- 23					50	38	23		50	38	18		30	23	12	
400	500	0	- 45	0	- 35							56	44			56	44			34	26		
500	630	0	- 50	0	- 40							63	50			63	50			38	30		
630	800	0	- 75																				
800	1000	0	- 100																				
1000	1250	0	- 125																				
1250	1600	0	- 160																				
1600	2000	0	- 200																				

주(1) NAS를 제외한 형식에 적용합니다.
(2) NAS에 적용합니다.
(3) NATA, NATB에 적용합니다.

표 13 외륜의 정밀도

단위 μm

D 호칭 베어링 외경 mm		Δ_{Dmp} 평면 내 평균 외경의 치수 차								Δ_{Ds} 실측 외경의 치수 차		V_{Dsp}(1) 평면 내 외경 불일치									
		0급		6급		5급		4급		4급		개방 베어링								씰·실드 베어링	
												직경 계열 8, 9(2)				직경 계열 0(3)				직경 계열 0(3)	
												0급	6급	5급	4급	0급	6급	5급	4급	6급	
을(를) 초과	이하	상	하	상	하	상	하	상	하	상	하	최대				최대				최대	
2.5	6	0	- 8	0	- 7	0	- 5	0	- 4	0	- 4	10	9	5	4	8	7	4	3	9	
6	18	0	- 8	0	- 7	0	- 5	0	- 4	0	- 4	10	9	5	4	8	7	4	3	9	
18	30	0	- 9	0	- 8	0	- 6	0	- 5	0	- 5	12	10	6	5	9	8	5	4	10	
30	50	0	- 11	0	- 9	0	- 7	0	- 6	0	- 6	14	11	7	6	11	9	5	5	13	
50	80	0	- 13	0	- 11	0	- 9	0	- 7	0	- 7	16	14	9	7	13	11	7	5	16	
80	120	0	- 15	0	- 13	0	- 10	0	- 8	0	- 8	19	16	10	8	19	16	8	6	20	
120	150	0	- 18	0	- 15	0	- 11	0	- 9	0	- 9	23	19	11	9	23	19	8	7	25	
150	180	0	- 25	0	- 18	0	- 13	0	- 10	0	- 10	31	23	13	10	31	23	10	8	30	
180	250	0	- 30	0	- 20	0	- 15	0	- 11	0	- 11	38	25	15	11	38	25	11	8		
250	315	0	- 35	0	- 25	0	- 18	0	- 13	0	- 13	44	31	18	13	44	31	14	10		
315	400	0	- 40	0	- 28	0	- 20	0	- 15	0	- 15	50	35	20	15	50	35	15	11		
400	500	0	- 45	0	- 33	0	- 23					56	41	23		56	41	17			
500	630	0	- 50	0	- 38	0	- 28					63	48	28		63	48	21			
630	800	0	- 75	0	- 45	0	- 35					94	56	35		94	56	26			
800	1000	0	- 100	0	- 60							125	75			125	75				
1000	1250	0	- 125																		
1250	1600	0	- 160																		
1600	2000	0	- 200																		
2000	2500	0	- 250																		

주(1) 0급, 6급은 스냅 링이 설치되지 않았을 때 적용합니다.
(2) NAS를 제외한 형식에 적용합니다.
(3) NAS에 적용합니다.
(4) NATA, NATB에 적용합니다.

단위 μm

K_{ia} 레이디얼 진동				S_d 내경의 축선에 대한 내륜 측면의 직각도		S_{ia}(3) 축방향 진동		Δ_{Bs} 실측 내륜 폭의 치수 차								V_{Bs} 폭 불일치				d 호칭 베어링 내경 mm	
0급	6급	5급	4급	5급	4급	5급	4급	0급		6급		5급		4급		0급	6급	5급	4급		
최대				최대		최대		상	하	상	하	상	하	상	하	최대				을(를) 초과	이하
10	6	4	2.5	7	3	7	3	0	- 120	0	- 120	0	- 40	0	- 40	15	15	5	2.5	2.5	10
10	7	4	2.5	7	3	7	3	0	- 120	0	- 120	0	- 80	0	- 80	20	20	5	2.5	10	18
13	8	4	3	8	4	8	4	0	- 120	0	- 120	0	- 120	0	- 120	20	20	5	2.5	18	30
15	10	5	4	8	4	8	4	0	- 120	0	- 120	0	- 120	0	- 120	20	20	5	3	30	50
20	10	5	4	8	5	8	5	0	- 150	0	- 150	0	- 150	0	- 150	25	25	6	4	50	80
25	13	6	5	9	5	9	5	0	- 200	0	- 200	0	- 200	0	- 200	25	25	7	4	80	120
30	18	8	6	10	6	10	7	0	- 250	0	- 250	0	- 250	0	- 250	30	30	8	5	120	180
40	20	10	8	11	7	13	8	0	- 300	0	- 300	0	- 300	0	- 300	30	30	10	6	180	250
50	25	13		13		15		0	- 350	0	- 350	0	- 350			35	35	13		250	315
60	30	15		15		20		0	- 400	0	- 400	0	- 400			40	40	15		315	400
65	35							0	- 450	0	- 450					50	45			400	500
70	40							0	- 500	0	- 500					60	50			500	630
80								0	- 750							70				630	800
90								0	- 1000							80				800	1000
100								0	- 1250							100				1000	1250
120								0	- 1600							120				1250	1600
140								0	- 2000							140				1600	2000

단위 μm

V_{Dmp} 평면 내 평균 외경의 불일치				K_{ea} 레이디얼 진동				S_D 측면에 대한 외륜 외경면의 직각도		S_{ea}(4) 축방향 진동		Δ_{Cs} 실측 외륜 폭의 치수 차		V_{Cs} 폭 불일치				D 호칭 베어링 외경 mm	
0급	6급	5급	4급	0급	6급	5급	4급	5급	4급	5급	4급	0, 6, 5, 4급		0급	6급	5급	4급		
최대				최대				최대		최대		상	하	최대				을(를) 초과	이하
6	5	3	2	15	8	5	3	8	4	8	5	동일한 베어링의 d에 대한 Δ_{Bs}의 허용차에 따라 다름		동일한 베어링의 d에 대한 V_{Bs}의 허용값에 따라 다름		5	2.5	2.5	6
6	5	3	2	15	8	5	3	8	4	8	5					5	2.5	6	18
7	6	3	2.5	15	9	6	4	8	4	8	5					5	2.5	18	30
8	7	4	3	20	10	7	5	8	4	8	5					5	2.5	30	50
10	8	5	3.5	25	13	8	5	8	4	10	5					6	3	50	80
11	10	5	4	35	18	10	6	9	5	11	6					8	4	80	120
14	11	6	5	40	20	11	7	10	5	13	7					8	5	120	150
19	14	7	5	45	23	13	8	10	5	14	8					8	5	150	180
23	15	8	6	50	25	15	10	11	7	15	10					10	7	180	250
26	19	9	7	60	30	18	11	13	8	18	10					11	7	250	315
30	21	10	8	70	35	20	13	13	10	20	13					13	8	315	400
34	25	12		80	40	23		15		23						15		400	500
38	29	14		100	50	25		18		25						18		500	630
55	34	18		120	60	30		20		30						20		630	800
75	45			140	75													800	1000
				160														1000	1250
				190														1250	1600
				220														1600	2000
				250														2000	2500

표 14 롤러 컴플리먼트의 최소 실측 내접원경 $F_{ws\,min}$(1)의 허용차

단위 μm

F_w 호칭 내접원경 mm		$\Delta_{Fws\,min}$ 최소 실측 내접원경의 치수 차	
을(를) 초과	이하	상	하
3	6	+ 18	+ 10
6	10	+ 22	+ 13
10	18	+ 27	+ 16
18	30	+ 33	+ 20
30	50	+ 41	+ 25
50	80	+ 49	+ 30
80	120	+ 58	+ 36
120	180	+ 68	+ 43
180	250	+ 79	+ 50
250	315	+ 88	+ 56
315	400	+ 98	+ 62
400	500	+108	+ 68

주(1) 베어링 내륜 대신 원통을 사용했을 때, 적어도 하나의 레이디얼 방향에서 레이디얼 틈새가 0이 되는 해당 원통의 직경을 말합니다.

표 15 레이디얼 베어링의 모따기 치수의 허용 한계값 단위mm

$r_{s\,min}$ (실측 모따기 치수)의 최소값	d 호칭 베어링 내경		$r_{s\,max}$ (실측 모따기 치수)의 최대값	
	을(를) 초과	이하	레이디얼 방향	축방향
0.1	—	—	0.55(2)	0.55(2)
0.15	—	—	0.6 (2)	0.6
0.2	—	—	0.7 (2)	0.8
0.3	—	40	0.8 (2)	1
	40	—	0.8	1
0.4(1)	—	—	0.8	1.2
0.6	—	40	1.1 (2)	2
	40	—	1.3	2
1	—	50	1.5	3
	50	—	1.9	3
1.1	—	120	2	3.5
	120	—	2.5	4
1.5	—	120	2.3	4
	120	—	3	5
2	—	80	3	4.5
	80	220	3.5	5
	220	—	3.8	6
2.1	—	280	4	6.5
	280	—	4.5	7
2.5	—	100	3.8	6
	100	280	4.5	6
	280	—	5	7
3	—	280	5	8
	280	—	5.5	8
4	—	—	6.5	9
5	—	—	8	10
6	—	—	10	13

주(1) JIS에는 규정되어 있지 않습니다.
(2) JIS와는 수치가 다릅니다.

비고 모따기 치수의 정확한 형상은 규정되지 않았지만 축방향 평면에서 해당 윤곽은 내륜의 측면과 베어링 내경면 또는 외륜의 측면과 베어링 외경면에 접하는 반경 $r_{s\,min}$의 가상 원호 밖으로 나가지 않아야 합니다. (그림 12 참조)

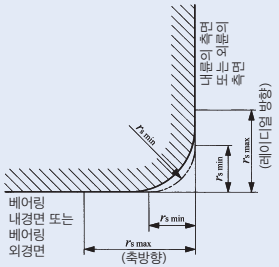


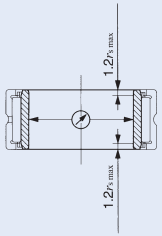
그림 12 모따기 치수의 최대값

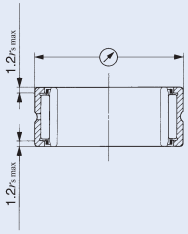
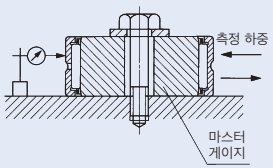
측정 방법

IKO 니들 베어링의 측정 방법은 JIS B 1515-1, -2 구름 베어링-공차에 따릅니다. 측정 방법의 일례가 표 16, 표 17에 나와 있습니다.

쉘형 니들 베어링은 일반적인 측정 방법과 다르므로 70 페이지의 정밀도를 참조하십시오.

표 16 주요 치수의 정밀도 측정 방법

측정 방법		정밀도의 종류와 정의	
베어링 내경	적절한 블록 게이지 또는 마스터 링을 사용하여 지시계기의 지침을 기준점에 맞춘다. 측정 범위 내(내륜의 측면에서 각각 최대 허용 모따기 치수의 1.2배를 제외한 범위)의 하나의 실측 레이디얼 평면 내에서 각도를 바꾸고, 최대 실측 내경($d_{sp\,max}$) 및 최소 실측 내경($d_{sp\,min}$)을 측정하여 기록한다. 몇 개의 레이디얼 평면 내에서 각도를 바꿔서 반복 측정 및 기록하고, 최대 실측 내경($d_{s\,max}$) 및 최소 실측 내경($d_{s\,min}$)을 결정한다. 	d_{mp} 평면 내 평균 내경	하나의 레이디얼 평면 내 실측 내경의 최대값과 최소값의 산술 평균값. $d_{mp} = \frac{d_{sp\,max} + d_{sp\,min}}{2}$ d_{sp} :특정 레이디얼 평면에서의 실측 내경.
		Δ_{dmp} 평면 내 평균 내경의 치수 차	평면 내 평균 내경과 호칭 내경의 차. $\Delta_{dmp} = d_{mp} - d$ d: 호칭 베어링 내경
		V_{dsp} 평면 내 내경 불일치	하나의 레이디얼 평면 내 실측 내경의 최대값과 최소값의 차. $V_{dsp} = d_{sp\,max} - d_{sp\,min}$
		V_{dmp} 평면 내 평균 내경의 불일치	기본적으로는 원통 형상의 내경면이 있는 각각의 궤도륜에서 평면 내 평균 내경의 최대값과 최소값의 차. $V_{dmp} = d_{mp\,max} - d_{mp\,min}$
		Δ_{ds} 실측 내경의 치수 차	실측 내경과 호칭 내경의 차. $\Delta_{ds} = d_s - d$ d_s: 실제 내경면과 레이디얼 평면의 교선에 접하는 2개의 평행한 직선간의 거리.

측정 방법		정밀도의 종류와 정의	
베어링 외경	적절한 블록 게이지 또는 마스터 링을 사용하여 지시계기의 지침을 기준점에 맞춘다. 측정 범위 내(외륜의 측면에서 각각 최대 허용 모따기 치수의 1.2배를 제외한 범위)의 하나의 실측 레이디얼 평면 내에서 각도를 바꾸고, 최대 실측 외경($D_{sp\ max}$) 및 최소 실측 외경($D_{sp\ min}$)을 측정하여 기록한다. 몇 개의 레이디얼 평면 내에서 각도를 바꿔서 반복 측정 및 기록하고, 최대 실측 외경($D_{s\ max}$) 및 최소 실측 외경($D_{s\ min}$)을 결정한다. 	D_{mp} 평면 내 평균 외경	하나의 레이디얼 평면 내 실측 외경의 최대값과 최소값의 산술 평균값. $D_{mp}=\frac{D_{sp\ max}+D_{sp\ min}}{2}$ D_{sp}: 특정 레이디얼 평면에서의 실측 외경.
		Δ_{Dmp} 평면 내 평균 외경의 치수 차	기본적으로는 원통 형상 외경면의 평면 내 평균 외경과 호칭 외경의 차. $\Delta_{Dmp}=D_{mp}-D$ D: 호칭 베어링 외경
		V_{Dsp} 평면 내 외경 불일치	하나의 레이디얼 평면 내 실측 외경의 최대값과 최소값의 차. $V_{Dsp}=D_{sp\ max}-D_{sp\ min}$
		V_{Dmp} 평면 내 평균 외경의 불일치	기본적으로는 원통 형상의 외경면이 있는 각각의 궤도륜에서 평면 내 평균 외경의 최대값과 최소값의 차. $V_{Dmp}=D_{mp\ max}-D_{mp\ min}$
		Δ_{Ds} 실측 외경의 치수 차	기본적으로는 원통 형상 외경면의 실측 외경과 호칭 외경의 차 $\Delta_{Ds}=D_s-D$ D_s: 실제 외경면과 레이디얼 평면의 교선에 접하는 2개의 평행한 직선간의 거리.
내접원경	기준면에 마스터 게이지를 고정한다. 마스터 게이지에 베어링을 설치하고, 베어링 또는 링 게이지 외경면 폭의 중앙 부근에 지시계기의 측정자를 레이디얼 방향으로 댄다. 외륜에 지시계기와 동일 및 그 반대 방향의 레이디얼 측정 하중을 교대로 부하하고 지시계기를 사용하여 외륜의 이동량을 측정한다. 외륜의 최대 레이디얼 이동량을 기록한다. 베어링을 회전시켜서 몇몇 다른 위치에서 반복 측정하여 최대 실측 내접원경($F_{ws\ max}$) 및 최소 실측 내접원경($F_{ws\ min}$)을 결정한다. 	F_{ws} 전동체 컴플리먼트의 실측 내접원경	내륜이 없는 레이디얼 베어링에서 전동체 컴플리먼트의 내접원과 레이디얼 평면의 교선에 접하는 2개의 평행한 직선간의 거리.
		$F_{ws\ min}$ 전동체 컴플리먼트의 최소 실측 내접원경	내륜이 없는 레이디얼 베어링에서 전동체 컴플리먼트의 실측 내접원경의 최소값. 비고 전동체 컴플리먼트의 최소 실측 내경은 적어도 하나의 레이디얼 방향에서 레이디얼 틈새가 0이 되는 원통의 직경.

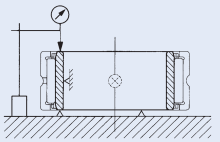
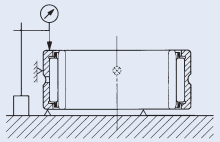
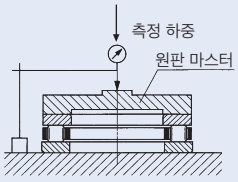
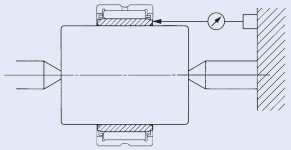
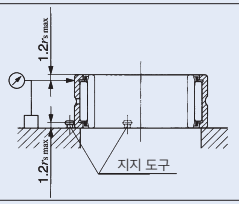
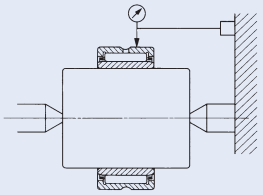
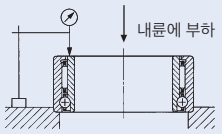
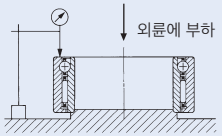
측정 방법		정밀도의 종류와 정의	
내륜 폭	기준면에서의 높이에 맞는 적절한 블록 게이지 또는 마스터를 사용하여 지시계기의 지침을 기준점에 맞춘다. 높이가 같게 등간격으로 배치한 3개의 고정 지지부에서 내륜 또는 외륜의 기준측면을 받는다. 내륜 또는 외륜의 회전 중심을 얻을 수 있도록 90°로 배치한 2개의 고정 지지부를 레이디얼 방향에서 내경면 또는 외경면에 댄다. 지시계기의 측정자를 1개의 고정식 지지부에 대응한 위치의 반대쪽 측면에 댄다. 내륜 또는 외륜을 1 회전시켜 최대 실측 내륜(외륜) 폭($B_{s\ max}$ 또는 $C_{s\ max}$) 및 최소 실측 내륜(외륜) 폭($B_{s\ min}$ 또는 $C_{s\ min}$)을 측정하여 기록한다.	Δ_{Bs} 실측 내륜 폭의 치수 차	실측 내륜 폭과 호칭 내륜 폭의 차. $\Delta_{Bs}=B_s-B$
		V_{Bs} 내륜 폭 불일치	각각의 내륜에서 실측 내륜 폭의 최대값과 최소값의 차. $V_{Bs}=B_{s\ max}-B_{s\ min}$
외륜 폭	 	Δ_{Cs} 실측 외륜 폭의 치수 차	실측 외륜 폭과 호칭 외륜 폭의 차. $\Delta_{Cs}=C_s-C$
		V_{Cs} 외륜 폭 불일치	각각의 외륜에서 실측 외륜 폭의 최대값과 최소값의 차. $V_{Cs}=C_{s\ max}-C_{s\ min}$
높이	기준면에 베어링을 올린다. 기준면에서의 높이에 맞는 적절한 블록 게이지 또는 마스터를 사용하여 지시계기의 지침을 기준점에 맞춘다. 베어링에 두께를 아는 원판 마스터를 올리고, 중심 측정 하중을 부하하여 원판 마스터의 중앙에 지시계기의 측정자를 댄다. 최소 높이에 도달할 때까지 하우징 궤도반을 수회 회전시키고 지시계기를 읽는다. 	Δ_{Ts} 실제 베어링 높이의 치수 차	스러스트 베어링의 실제 베어링 높이와 호칭 베어링 높이의 차. $\Delta_{Ts}=T_s-T$ T_s : 실제 베어링 높이 T : 호칭 베어링 높이

표 17 회전 정밀도 측정 방법

정밀도의 종류	측정 방법	
S_d 내경의 축선에 대한 내륜 측면의 직각도	직경의 테이퍼 비가 약 1:5000인 정밀 arbor를 사용한다. 해당 테이퍼 arbor에 베어링을 설치하고 정확하게 회전하도록 양쪽 센터에서 지지한다. arbor 중심에서 내륜의 기준측면의 평균 직경의 절반 위치에서 내륜의 기준측면에 지시계기의 측정자를 댄다. 내륜을 1회전시키면서 지시계기를 읽는다.	
S_D 측면에 대한 외륜 외경면의 직각도	기준면에 외륜의 기준측면을 올린다. 조립 베어링의 경우는 내륜이 기준면에 접촉하지 않도록 한다. 외륜의 회전 중심을 얻을 수 있도록 90°로 배치한 2개의 고정식 지지부를 외륜의 원통 외경면에 댄다. 1개의 고정식 지지부의 바로 위에 지시계기의 측정자를 댄다. 지시계기의 측정자와 2개의 고정식 지지는 측정 범위 한계 위치(외륜의 측면에서 각각 최대 허용 모따기 치수의 1.2배의 위치)에 댄다. 외륜을 1회전시키면서 지시계기를 읽는다.	
K_{ia} 내륜의 레이디얼 진동	직경의 테이퍼 비가 약 1:5000인 정밀 arbor를 사용한다. 해당 테이퍼 arbor에 베어링을 설치하고 정확하게 회전하도록 양쪽 센터에서 지지한다. 지시계기의 측정자를 외륜 궤도의 중앙부에 대응하는 외륜 외경면에 댄다. 외륜의 자체 중량을 전동체로 지지하여, 외륜이 회전하지 않도록 유지한다. Arbor를 1회전시키면서 지시계기를 읽는다.	
K_{ea} 외륜의 레이디얼 진동	직경의 테이퍼 비가 약 1:5000인 정밀 arbor를 사용한다. 해당 테이퍼 arbor에 베어링을 설치하고 정확하게 회전하도록 양쪽 센터에서 지지한다. 지시계기의 측정자를 외륜 궤도의 중앙부에 대응하는 외륜 외경면에 댄다. 내륜이 회전하지 않도록 유지한다. 외륜을 1회전시키면서 지시계기를 읽는다.	
S_{ia} 내륜의 축방향 진동	외륜 외경의 중심을 맞추기 위한 안내부가 있는 기준면에 외륜의 기준측면을 올린다. 전동체가 궤도와 확실하게 접촉하도록 중심 측정하중을 내륜의 기준측면에 부하한다. 내륜의 기준측면에 지시계기의 측정자를 대고, 내륜을 1회전 시키면서 지시계기를 읽는다.	
S_{ea} 외륜의 축방향 진동	내륜 내경의 중심을 맞추기 위한 안내부가 있는 기준면에 내륜의 기준측면을 올린다. 전동체가 궤도와 확실하게 접촉하도록 중심 측정하중을 외륜의 기준측면에 부하한다. 외륜의 기준측면에 지시계기의 측정자를 대고, 외륜을 1회전 시키면서 지시계기를 읽는다.	

틈새

베어링의 틈새는 궤도륜과 전동체 사이의 틈새를 말합니다. 내륜 또는 외륜 중 한쪽을 고정하고, 고정되지 않은 쪽의 궤도륜에 규정된 측정 하중을 교대로 레이디얼 방향으로 가한 경우, 해당 동작량을 레이디얼 내부 틈새라고 말합니다. 이 경우의 측정 하중은 매우 작으며, 그 값은 JIS B 1515-2 구름 베어링 - 공차 - 제2부: 검증의 원칙 및 방법에 규정되어 있습니다.

❶ 내륜 부착 니들 베어링의 레이디얼 내부 틈새는 JIS B 1520 구름 베어링의 레이디얼 내부 틈새에 따라 해당 값이 표 18에 나와 있습니다. 레이디얼 내부 틈새는 수치가 작은 쪽부터 C2, CN, C3, C4, C5가 되며, 통상적인 사용에서는 틈새 CN이 사용됩니다. 레이디얼 내부 틈새의 범위를 표 18의 값보다 작게 하고 싶은 경우는 IKO에 문의하십시오.

❷ 쉘형 니들 베어링의 레이디얼 내부 틈새는 규정된 하우징에 압입되어야 비로소 정규 치수 정밀도를 얻을 수 있으므로 표 18의 값은 적용할 수 없습니다. 72페이지를 참조하십시오.

❸ 캠플로워, 롤러플로워 및 크로스롤러베어링의 레이디얼 내부 틈새는 각 베어링 항목을 참조하십시오.

표 18 니들 베어링의 레이디얼 내부 틈새의 값

단위 μm

d 호칭 베어링 내경 mm		틈새 구분									
		C2		CN		C3		C4		C5	
을(를) 초과	이하	최소	최대	최소	최대	최소	최대	최소	최대	최소	최대
—	10	0	25	20	45	35	60	50	75	—	—
10	24	0	25	20	45	35	60	50	75	65	90
24	30	0	25	20	45	35	60	50	75	70	95
30	40	5	30	25	50	45	70	60	85	80	105
40	50	5	35	30	60	50	80	70	100	95	125
50	65	10	40	40	70	60	90	80	110	110	140
65	80	10	45	40	75	65	100	90	125	130	165
80	100	15	50	50	85	75	110	105	140	155	190
100	120	15	55	50	90	85	125	125	165	180	220
120	140	15	60	60	105	100	145	145	190	200	245
140	160	20	70	70	120	115	165	165	215	225	275
160	180	25	75	75	125	120	170	170	220	250	300
180	200	35	90	90	145	140	195	195	250	275	330
200	225	45	105	105	165	160	220	220	280	305	365
225	250	45	110	110	175	170	235	235	300	330	395
250	280	55	125	125	195	190	260	260	330	370	440
280	315	55	130	130	205	200	275	275	350	410	485
315	355	65	145	145	225	225	305	305	385	455	535
355	400	100	190	190	280	280	370	370	460	510	600
400	450	110	210	210	310	310	410	410	510	565	665
450	500	110	220	220	330	330	440	440	550	625	735

비고 틈새 CN의 베어링에 대해서는 베어링의 호칭번호에 기호를 붙이지 않고, 틈새 C2, C3, C4 및 C5의 베어링은 각각 C2, C3, C4 및 C5를 호칭번호에 표시합니다.
예 NA 4905 C2

틈새의 선정

니들 베어링의 레이디얼 틈새는 베어링의 fit, 궤도륜 및 전동체의 온도차, 하중 등에 의해 변화하고, 이들은 베어링의 수명, 정밀도, 음향, 발열 등에 큰 영향을 줍니다. 레이디얼 틈새가 지나치게 큰 경우는 진동, 음향이 커지고, 지나치게 작은 경우는 궤도면과 전동체의 접촉부에 비정상적으로 큰 힘이 가해져, 이상 발열, 수명 저하 등을 가져옵니다. 따라서 베어링이 정상 운전이고 온도도 일정(포화 온도)하게 된 경우, 0 또는 아주 약간 양수가 되도록 조립하기 전에 틈새를 부여하는 것이 이상적입니다. 그러나 모든 베어링에서 이렇게 이상적인 상태를 갖추기는 어렵습니다. 일반적인 사용 조건에서는 틈새 CN이 가장 많이 사용되며, 표 21, 표 22의 fit를 사용했을 때 지장이 없도록 제작되고 있습니다.

틈새 CN 이외의 레이디얼 내부 틈새를 사용한 경우에는 표 19를 참고하십시오.

표 19 틈새 CN 이외의 레이디얼 내부 틈새의 선정 예

사용 조건	선정 틈새
중(重)하중 및 충격 하중이 부하되고, 간격이 클 때	틈새 C3 이상
방향부정하중이 부하되어 내외륜 모두 간격이 필요할 때	
외륜보다 내륜의 온도가 높을 때	
축의 휨 또는 하우징의 설치 오차가 클 때	
진동, 음향을 작게 하고 싶을 때 내외륜 모두 틈새 피트일 때 예압을 주고 싶을 때	틈새 C2 이하

Fit에 의한 레이디얼 틈새의 감소

간격을 두고 내륜을 축에, 외륜을 하우징에 끼우면 궤도륜은 탄성 변형에 의해 팽장, 수축하고, 그 결과 레이디얼 틈새는 감소합니다. 이 때의 레이디얼 틈새를 잔류(내부) 틈새라고 합니다.

레이디얼 틈새의 감소량은 다음 식으로 구할 수 있지만, 일반적으로 간격의 70~90%입니다.

$$\Delta_C = \Delta_F + \Delta_E \quad \cdots\cdots (24)$$

여기서 Δ_C : 레이디얼 틈새의 감소량 mm
Δ_F : 내륜 외경의 팽창량 mm
Δ_E : 외륜 내경의 수축량 mm

❶ 내륜 외경의 팽창량

· 중실축의 경우

$$\Delta_F = \Delta_{de} \frac{d}{F} \quad \cdots\cdots (25)$$

· 중공축의 경우

$$\Delta_F = \Delta_{de} \frac{d}{F} \frac{1-(d_i/d)^2}{1-(d/F)^2\,(d_i/d)^2} \quad \cdots\cdots (26)$$

여기서 Δ_{de} : 내륜의 유효 간격 mm
d : 내륜 내경 mm
F : 내륜 외경 mm
d_i : 중공축의 내경 mm

❷ 외륜 내경의 수축량

· 강 재질 하우징의 경우($D_0=\infty$)

$$\Delta_E = \Delta_{De} \frac{E}{D} \quad \cdots\cdots (27)$$

· 강 재질 하우징의 경우($D_0 \neq \infty$)

$$\Delta_E = \Delta_{De} \frac{E}{D} \frac{1-(D/D_0)^2}{1-(E/D)^2\,(D/D_0)^2} \quad \cdots\cdots (28)$$

여기서 Δ_{De} : 외륜의 유효 간격 mm
D : 외륜 외경 mm
E : 외륜 내경 mm
D_0 : 하우징 외경 mm

내외륜의 온도차에 의한 레이디얼 틈새의 감소

회전에 의해 발생한 마찰열은 축 및 하우징을 통해 방열되거나 오일이나 공기를 통해 외부로 방열됩니다. 일반적인 사용 상태에서는 축보다 외륜측의 방열이 좋으므로 온도도 외륜측이 낮은 것이 보통입니다. 운전 중에는 전동체의 온도가 가장 높고 내륜, 외륜의 순서로 낮아집니다. 따라서 열팽창량이 달라지고 레이디얼 틈새가 감소합니다. 이 때의 레이디얼 틈새를 유효(내부) 틈새라고 하며, 감소량은 다음 식으로 구할 수 있습니다.

$$\Delta\delta = \alpha\,\Delta_t\,E \quad \cdots\cdots (29)$$

여기서 $\Delta\delta$: 레이디얼 틈새의 감소량 mm
α : 베어링강의 선팽창계수
≒12.5×10^{-6} 1/℃
Δ_t : 내륜과 전동체를 일체로 생각했을 때 외륜과의 온도차 ℃
E : 외륜 내경 mm

Δ_t는 보통 사용 상태에서 5~10℃, 고속 회전에서는 15~20℃라고 생각됩니다.따라서, 온도차가 큰 경우는 그에 맞는 크기의 레이디얼 내부 틈새를 선정해야 합니다.

fit

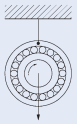
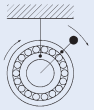
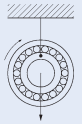
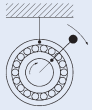
fit의 목적

니들 베어링의 기능을 충분히 발휘하기 위해서는 궤도륜을 축 및 하우징에 정확하게 끼우는 것이 중요합니다.

fit의 목적은 베어링의 내륜과 축, 외륜과 하우징에 필요에 따라 적절한 간격을 두고 서로 유해한 미끄럼이 발생하지 않도록 하는 것입니다.

만일, 간격이 부족하면 fit면에 원주 방향의 유해한 미끄럼 현상(creep)이 발생하여 fit면의 이상 마모, 마모분의 베어링 내부 침입, 이상 발열, 진동 등의 원인이 될 수 있으므로 적절한 fit로 설정해야 합니다.

표 20 레이디얼 하중의 성질과 fit

하중의 성질		회전 조건	fit 내륜	fit 외륜
내륜 회전하중 외륜 정지하중		내륜: 회전 외륜: 정지 하중 방향: 일정	간섭 피트	틈새 피트
		내륜: 정지 외륜: 회전 하중 방향: 외륜과 함께 회전		
외륜 회전하중 내륜 정지하중		내륜: 정지 외륜: 회전 하중 방향: 일정	틈새 피트	간섭 피트
		내륜: 회전 외륜: 정지 하중 방향: 내륜과 함께 회전		
방향부정하중	하중의 방향이 변동하거나 불균형한 하중이 있는 등 하중 방향이 일정하지 않은 경우	내륜: 회전 또는 정지 외륜: 회전 또는 정지 하중 방향: 방향을 확정할 수 없음	간섭 피트	간섭 피트

fit를 결정하기 위한 조건

베어링의 fit를 결정하는 경우, 해당 용도에서 하중의 성질, 하중의 크기, 온도 조건, 요구되는 회전 정밀도, 축 및 하우징의 재질·가공 정도·두께, 설치 및 분리의 용이성 등을 고려해야 합니다.

❶ 하중의 성질과 fit

기본적으로는 내륜·외륜에 대해 하중의 방향이 상대적으로 회전하고 있는지, 정지하고 있는지에 따라 fit가 결정됩니다.

레이디얼 하중의 성질과 fit에 대해서는 일반적으로 표 20에 따릅니다.

❷ 하중의 크기와 간격

작용하는 하중의 크기와 간격의 관계는 하중이 클수록 간격을 크게 합니다.

내륜과 축 사이에 간격을 두는 경우, 레이디얼 하중에 의한 간격의 감소를 미리 생각할 필요가 있습니다. 간격의 감소량은 다음 식으로 구할 수 있습니다.

· $F_r \leq 0.2C_0$인 경우

$$\Delta_{dF} = 0.08\sqrt{\frac{d}{B}F_r}\times 10^{-3} \cdots\cdots (30)$$

· $F_r > 0.2C_0$인 경우

$$\Delta_{dF} = 0.02\frac{F_r}{B}\times 10^{-3} \cdots\cdots (31)$$

여기서 F_r : 베어링에 가해지는 레이디얼 하중 N
C_0 : 기본정정격하중 N
Δ_{dF} : 내륜의 간격 감소량 mm
d : 내륜 내경 mm
B : 내륜 폭 mm

❸ 온도 조건과 간격의 변화

fit면의 간격은 베어링과 축 및 하우징의 온도차에 의해서도 영향을 받습니다. 예를 들어 증기를 통과시키는 중공축의 경우, 하우징의 재질이 경합금인 경우 등 온도차 및 선팽창계수의 차이 등을 고려해야 합니다.

통상적으로 내륜의 간격은 운전 중 베어링 온도의 상승에 의해 감소합니다. 여기서, 베어링 내부와 하우징 주위의 온도차를 Δ_T로 하면 내륜과 축의 fit면의 온도차는 거의 (0.1~0.15)Δ_T라고 가정할 수 있습니다. 따라서, 이 온도차에 의한 내륜의 간격 감소량은 다음 식으로 구할 수 있습니다.

$$\Delta_{dT} = (0.1\sim 0.15)\Delta_T \alpha d \fallingdotseq 0.0015\,\Delta_T d\times 10^{-3} \cdots (32)$$

여기서 Δ_{dT} : 온도차에 의한 내륜의 간격 감소량 mm
Δ_T : 베어링 내부와 하우징 주위의 온도차 ℃
α : 베어링강의 선팽창계수 ≒12.5×10⁻⁶ 1/℃
d : 내륜 내경 mm

❹ 축의 가공 정도와 간격

fit면의 표면 조도의 볼록한 부분은 fit 시 뭉개지므로 유효 간격은 측정에 의해 얻어지는 겉보기 간격보다 감소합니다. 일반적으로 유효 간격은 다음 식으로 구할 수 있습니다.

· 연삭축의 경우

$$\Delta_{de} = \frac{d}{d+2}\Delta_{df} \cdots\cdots (33)$$

· 선삭축의 경우

$$\Delta_{de} = \frac{d}{d+3}\Delta_{df} \cdots\cdots (34)$$

여기서 Δ_{de} : 내륜의 유효 간격 mm
d : 내륜 내경 mm
Δ_{df} : 겉보기 간격 mm

❺ 최소 간격 및 최대 간격

내륜에 대해 하중의 작용선이 상대적으로 회전하는 경우, 간격을 두고 내륜을 축에 설치합니다.

최소 간격(필요한 겉보기 간격) Δ_{df}는 강제 중실 연삭축의 경우, 식 (30) 또는 (31) (32) (33)에 따라 다음과 같아집니다.

$$\Delta_{df} \geq \frac{d+2}{d}(\Delta_{dF} + 0.0015\,\Delta_T d\times 10^{-3}) \cdots (35)$$

최대 간격은 축경의 1/1000 이하가 바람직합니다. 외륜의 경우는 하우징의 재질, 두께 및 형상 등에 따라 유효 간격이 변화하므로 경험적으로 선정합니다.

fit의 선정

적절한 fit를 선정하기 위해서는 앞에서 설명한 여러 조건을 고려해야 하지만 기존 경험이나 실적도 참고해야 합니다.

가장 일반적으로 사용되는 fit는 표 21 및 표 22와 같습니다.

두께가 얇은 하우징 또는 중공축을 사용할 때는 보통 fit보다 간격을 크게 합니다.

내륜이 없는 니들 베어링의 축의 fit는 표 23과 같습니다.

셸형 니들 베어링과 하우징 구멍의 fit는 72페이지를 참조하십시오.

또한 셸형 니들 베어링용 내륜과 축의 fit는 표 22와 같습니다.

표 21 니들 베어링과 하우징 구멍의 fit(셸형 제외)

사용 조건		하우징 구멍(1)의 공차역 클래스	적용 예(참고)
외륜 회전하중	두께가 얇은 하우징에서 중(重)하중 큰 충격 하중	P7(2)	플라이 휠
	중(重)하중, 보통하중	N7(2)	차륜 보스, 전동 기어
	경하중, 변동하중	M7	도르래, tension pulley
방향부정하중	큰 충격 하중	M7	편심 휠, 펌프
	중(重)하중, 보통하중	K7	콤프레서
	보통하중, 경하중	J7	크랭크축, 콤프레서
외륜 정지하중	충격 하중, 중(重)하중	J7	일반적인 베어링 부분, 기어축
	보통하중, 경하중	H7	일반적인 베어링 부분
	축을 통해 열전도가 있는 경우	G7	제지 드라이어
경하중, 보통하중에서 특히 정밀 회전과 높은 강성을 필요로 하는 경우		K6	공작기계 주축

주(1) 이 표는 강 또는 주철 하우징에 적용합니다. 경합금의 경우는 이보다 좀 더 빡빡한 fit로 합니다.
2분할 하우징의 경우, J7보다 빡빡한 fit로 하지 마십시오.
(2) 레이디얼 틈새가 지나치게 작아지지 않도록 주의하십시오.

비고 경하중, 보통하중 및 중(重)하중이란 각각 $P \leq 0.06C$, $0.06C < P \leq 0.12C$ 및 $0.12C < P$임을 나타냅니다.
또한 P는 동등가 레이디얼 하중, C는 사용하는 베어링의 기본동정격하중을 나타냅니다.

표 22 내륜 부착 니들 베어링과 축의 fit

사용 조건		축경 mm		축의 공차역 클래스(1)	적용 예(참고)
		을(를) 초과	이하		
내륜 정지하중	경하중, 보통하중에서 저·중속 회전	전체 축경		g6	정지축의 차륜 제어 레버 기어 로프 시브 tension pulley
	중(重)하중에서 중속 회전			h6	
	특히 조용한 운전과 정밀도가 요구되는 경우			h5	
내륜 회전하중 또는 방향부정하중	경하중	— 50 100 200	50 100 200 —	j5 k5 m6(2) n6(3)	전기기구, 정밀기계 공작기계, 펌프 송풍기, 운반차
	보통하중	— 50 150 200	50 150 200 —	k5(4) m5, m6(2) n6(3) p6(3)	일반적인 베어링 부분 펌프, 기어 전동장치 목공기계, 내연기관
	중(重)하중 충격 하중	— 150	150 —	n6(3) p6(3)	산업차량, 건설기계 분쇄기

주(1) 이 표는 강제 중실축에 적용합니다.
(2) 설치 후의 내륜 궤도경의 팽창에 의한 레이디얼 틈새의 감소를 검토해야 합니다.
(3) 틈새 CN보다 큰 레이디얼 내부 틈새의 베어링을 사용해야 합니다.
(4) NATA 및 NATB는 k5보다 빡빡한 fit로 하지 마십시오.

표 23 내륜 없는 니들 베어링에 조합시키는 축의 공차역 클래스

F_w 호칭 내접원경 mm		레이디얼 내부 틈새		
		틈새 CN보다 작은 틈새	틈새 CN	틈새 CN보다 큰 틈새
을(를) 초과	이하	축의 공차역 클래스(1)		
—	65	k5	h5	g6
65	80	k5	h5	f6
80	160	k5	g5	f6
160	180	k5	g5	e6
180	200	j5	g5	e6
200	250	j5	f6	e6
250	315	h5	f6	e6
315	—	g5	f6	d6

주(1) 하우징 구멍이 K7보다 빡빡한 fit인 경우는 설치 후의 롤러 내접원경의 수축량을 고려하여 축을 작게 합니다.

표 24 레이디얼 베어링(JIS 0급)의 외륜과 하우징 구멍의 fit 관련 수치 단위 μm

D 호칭 베어링 외경 mm		Δ_{Dmp} 평면 내 평균 외경의 치수 차		G7	H7	J7	K6	K7	M7	N7	P7
을(를) 초과	이하	상	하	하우징 베어링	하우징 베어링	하우징 베어링	하우징 베어링	하우징 베어링	하우징 베어링	하우징 베어링	하우징 베어링
3	6	0	- 8	- 24~- 4	- 20~0	-14~ 6	-10~ 6	-11~ 9	- 8~ 12	- 4~ 16	0~ 20
6	10	0	- 8	- 28~- 5	- 23~0	-16~ 7	-10~ 7	-13~10	- 8~ 15	- 4~ 19	1~ 24
10	18	0	- 8	- 32~- 6	- 26~0	-18~ 8	-10~ 9	-14~12	- 8~ 18	- 3~ 23	3~ 29
18	30	0	- 9	- 37~- 7	- 30~0	-21~ 9	-11~11	-15~15	- 9~ 21	- 2~ 28	5~ 35
30	50	0	-11	- 45~- 9	- 36~0	-25~11	-14~13	-18~18	-11~ 25	- 3~ 33	6~ 42
50	80	0	-13	- 53~-10	- 43~0	-31~12	-17~15	-22~21	-13~ 30	- 4~ 39	8~ 51
80	120	0	-15	- 62~-12	- 50~0	-37~13	-19~18	-25~25	-15~ 35	- 5~ 45	9~ 59
120	150	0	-18	- 72~-14	- 58~0	-44~14	-22~21	-30~28	-18~ 40	- 6~ 52	10~ 68
150	180	0	-25	- 79~-14	- 65~0	-51~14	-29~21	-37~28	-25~ 40	-13~ 52	3~ 68
180	250	0	-30	- 91~-15	- 76~0	-60~16	-35~24	-43~33	-30~ 46	-16~ 60	3~ 79
250	315	0	-35	-104~-17	- 87~0	-71~16	-40~27	-51~36	-35~ 52	-21~ 66	1~ 88
315	400	0	-40	-115~-18	- 97~0	-79~18	-47~29	-57~40	-40~ 57	-24~ 73	1~ 98
400	500	0	-45	-128~-20	-108~0	-88~20	-53~32	-63~45	-45~ 63	-28~ 80	0~108

비고 음의 값은 틈새, 양의 값은 간격을 나타냅니다.

표 25 레이디얼 베어링(JIS 0급)의 내륜과 축의 fit 관련 수치 단위 μm

d 호칭 베어링 내경 mm		Δ_{dmp} 평면 내 평균 내경의 치수 차		g6	h5	h6	j5	k5	m5	m6	n6	p6
을(를) 초과	이하	상	하	베어링 축	베어링 축	베어링 축	베어링 축	베어링 축	베어링 축	베어링 축	베어링 축	베어링 축
3	6	0	- 8	-12~ 4	- 5~ 8	- 8~ 8	- 2~11	1~14	4~17	4~ 20	8~ 24	12~ 28
6	10	0	- 8	-14~ 3	- 6~ 8	- 9~ 8	- 2~12	1~15	6~20	6~ 23	10~ 27	15~ 32
10	18	0	- 8	-17~ 2	- 8~ 8	-11~ 8	- 3~13	1~17	7~23	7~ 26	12~ 31	18~ 37
18	30	0	-10	-20~ 3	- 9~10	-13~10	- 4~15	2~21	8~27	8~ 31	15~ 38	22~ 45
30	50	0	-12	-25~ 3	-11~12	-16~12	- 5~18	2~25	9~32	9~ 37	17~ 45	26~ 54
50	80	0	-15	-29~ 5	-13~15	-19~15	- 7~21	2~30	11~39	11~ 45	20~ 54	32~ 66
80	120	0	-20	-34~ 8	-15~20	-22~20	- 9~26	3~38	13~48	13~ 55	23~ 65	37~ 79
120 140 160	140 160 180	0	-25	-39~11	-18~25	-25~25	-11~32	3~46	15~58	15~ 65	27~ 77	43~ 93
180 200 225	200 225 250	0	-30	-44~15	-20~30	-29~30	-13~37	4~54	17~67	17~ 76	31~ 90	50~109
250 280	280 315	0	-35	-49~18	-23~35	-32~35	-16~42	4~62	20~78	20~ 87	34~101	56~123
315 355	355 400	0	-40	-54~22	-25~40	-36~40	-18~47	4~69	21~86	21~ 97	37~113	62~138
400 450	450 500	0	-45	-60~25	-27~45	-40~45	-20~52	5~77	23~95	23~108	40~125	68~153

비고 음의 값은 틈새, 양의 값은 간격을 나타냅니다.

축 및 하우징의 설계

축·하우징의 정밀도와 조도

fit면의 정밀도와 조도

니들 베어링의 궤도륜은 두께가 얇기 때문에 축 또는 하우징에 정밀도 불량이 발생한 경우, 그 영향을 받아서 베어링 성능을 충분히 발휘할 수 없게 될 수 있습니다. 일반적인 사용 조건에서는 fit면을 선삭 가공에서도 사용할 수 있지만 하중이 크고 정밀도나 음향에 대한 요구가 엄격한 경우는 연삭가공이 필요합니다.

일반적인 fit면의 정밀도와 표면 조도는 표 26에 따릅니다.

궤도면의 정밀도와 조도

니들 베어링은 다른 베어링과 달리, 축·하우징을 직접 궤도면으로 사용할 수 있습니다. 이 경우, 궤도면의 정밀도와 표면 조도가 베어링 수명, 음향 및 정밀도에 영향을 주므로 주의해야 합니다.

일반적인 궤도면의 정밀도와 표면 조도는 표 26에 따릅니다.

축의 경사

축의 휨, 축 및 하우징의 가공 정밀도, 설치 오차 등에 의해 축과 외륜이 다소 기울어지는 경우가 있습니다.

이와 같은 경우, 동일 축에 2개 이상의 베어링을 나란히 설치하여 사용하는 것을 피하고, 정격 하중이 큰 베어링을 사용합니다.

축의 경사는 1/1000 이하를 권장합니다.

표 27 기준 치수에 대한 공차 등급 IT의 수치

기준 치수 mm		공차 등급(1)		
		IT5	IT6	IT7
을(를) 초과	이하	공차 μm		
—	3	4	6	10
3	6	5	8	12
6	10	6	9	15
10	18	8	11	18
18	30	9	13	21
30	50	11	16	25
50	80	13	19	30
80	120	15	22	35
120	180	18	25	40
180	250	20	29	46
250	315	23	32	52
315	400	25	36	57
400	500	27	40	63
500	630	30	44	70

주(1) JIS B 0401에 따름

표 26 니들 베어링의 축·하우징의 사양

구분	축		하우징 구멍	
	fit면이 되는 경우	궤도면이 되는 경우	fit면이 되는 경우	궤도면이 되는 경우
진원도	0.3×IT6(1) 또는 0.3×IT5(1)	0.3×IT6(1) 또는 0.3×IT5(1)	0.3×IT7(1) 또는 0.3×IT6(1)	0.3×IT7(1) 또는 0.3×IT6(1)
원통도	0.5×IT6(2) 또는 0.5×IT5(2)	0.3×IT6(1) 또는 0.3×IT5(1)	0.5×IT7(2) 또는 0.5×IT6(2)	0.3×IT7(1) 또는 0.3×IT6(1)
표면 조도 μmR_a (μmR_y)	0.8 (3.2)	0.2(3) (0.8)	1.6 (6.3)	0.2(3) (0.8)
경도	—	58~64HRC(4)	—	58~64HRC(4)

주(1) 축 및 하우징 구멍의 치수 공차의 30% 이하를 권장합니다.
(2) 축 및 하우징 구멍의 치수 공차의 50% 이하를 권장합니다.
(3) 요구되는 성능이 약간 낮은 경우는 0.8μmRa(3.2μmRy) 이내에서도 사용할 수 있습니다.
(4) 적절한 경화층 깊이가 필요합니다.
비고 공차 등급 IT에 대해서는 표 27을 참조하십시오.

궤도면의 재질과 열처리

축·하우징을 직접 궤도면으로 사용하는 경우, 다음과 같은 재질이 일반적입니다.

고탄소 크롬 베어링강	SUJ2	JIS G 4805
기계 구조용 합금강	SCM415~421	JIS G 4053
기계 구조용 합금강	SNCM 220	JIS G 4053
기계 구조용 합금강	SCr 420	JIS G 4053
기계 구조용 합금강	SNC 415, 815	JIS G 4053
기계 구조용 탄소강	S 15 CK	JIS G 4051

그 밖에 S50C, S55C(JIS G 4051) 등도 완전 열처리 또는 고주파 열처리를 실시하여 사용할 수 있습니다.

열처리 후, 160~180℃에서 템퍼링을 실시한 경화층은 미세하게 균일한 마르텐사이트 조직으로 해야 합니다.

침탄 담금질(焼入) 또는 고주파 열처리로 궤도면을 경화하는 경우, 해당 표면경도를 58~64HRC로 하는 동시에 적절한 경화층 깊이를 확보해야 합니다. 열처리 연삭 후의 최소 유효 경화층 깊이는 경도 550HV까지의 표면에서의 거리를 기준으로 하여 다음 식으로 구할 수 있습니다.

$$E_{ht} \geq 0.8 D_w (0.1 + 0.002 D_w) \cdots\cdots\cdots\cdots (36)$$

여기서 E_{ht} : 최소 유효 경화층 깊이 mm
D_w : 롤러의 직경 mm

또한 일반적으로 유효 경화층 깊이는 적어도 0.3mm 이상으로 해야 합니다.

베어링의 설치 관계 치수

니들 베어링을 설치할 때 관계된 축 및 하우징의 치수는 각 베어링의 치수표에 나와 있습니다. (그림 13 참조)

내륜과 접하는 축의 상단 모서리 직경 d_a의 최소값 및 외륜과 접하는 하우징의 상단 모서리 직경 D_a의 최대값은 각각의 상단 모서리의 모따기 부분을 제외한 베어링 측면과 접촉하는 유효한 직경을 나타냅니다.

또한 축의 상단 모서리(또는 내륜 지지)의 외경 d_a의 최대값은 하우징과 외륜에 대하여 축과 내륜을 쉽게 설치 및 분리하기 위한 치수입니다.

축 및 하우징의 모서리 반경의 최대 허용 실측 반경 $r_{as\,max}$는 상단 모서리와 베어링의 측면이 밀착하도록 베어링의 모따기 치수 r의 최소 허용 치수 $r_{s\,min}$보다 작게 해야 합니다. 해당 관계 치수가 표 28에 나와 있습니다.

또한 축 또는 하우징을 연삭가공할 때의 여유 부분의 치수는 표 29의 값을 권장합니다.

그 밖의 설치 관계 치수가 필요에 맞춰 각각의 베어링 항목에 나와 있으므로 참조하십시오.

또한 베어링을 쉽게 분리할 수 있도록 축 또는 하우징의 상단 모서리 부분에 분리용구의 고리가 들어가도록 홈을 만들면 편리합니다.

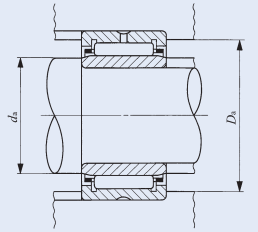


그림 13 설치 관계 치수

표 28 축하우징의 모서리 반경의 최대 허용 실측 반경 $r_{as\,max}$

단위 mm

$r_{s\,min}$ 최소 허용 실측 모따기 치수	$r_{as\,max}$ 축·하우징의 모서리 반경의 최대 허용 실측 반경
0.1	0.1
0.15	0.15
0.2	0.2
0.3	0.3
0.4	0.4
0.6	0.6
1	1
1.1	1
1.5	1.5
2	2
2.1	2
2.5	2
3	2.5
4	3
5	4

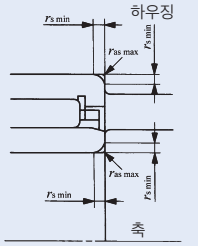
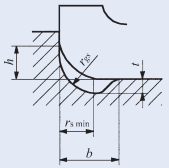


표 29 연삭가공의 축·하우징의 여유 부분 치수

단위 mm

$r_{s\,min}$ 최소 허용 실측 모따기 치수	여유 부분 치수		
	t	r_{gs}	b
1	0.2	1.3	2
1.1	0.3	1.5	2.4
1.5	0.4	2	3.2
2	0.5	2.5	4
2.1	0.5	2.5	4
3	0.5	3	4.7
4	0.5	4	5.9
5	0.6	5	7.4
6	0.6	6	8.6
7.5	0.6	7	10



밀봉장치

구름 베어링이 기능을 충분히 발휘하기 위해서는 윤활제의 누출을 막고 외부에서 먼지, 수분 등과 같이 유해한 이물질의 침입을 방지해야 합니다. 따라서 밀봉장치는 모든 운전 조건에 대해 항상 밀봉, 방진의 목적을 다해야 합니다. 또한 밀봉 방법을 선정하는 경우에는 윤활제의 종류, 씰의 주행 속도, 운전 온도, 축의 편심, 씰의 마찰 등을 고려하는 동시에 조립, 분해 등을 용이하게 해야 합니다.

밀봉장치는 크게 비접촉 형식과 접촉 형식이 있으며, 이들의 특색을 살려 용도에 맞게 선정해야 합니다.

비접촉 형식의 밀봉장치

비접촉 형식의 밀봉장치로는 오일 홈, 플링거, labyrinth 등이 있으며, 원심력과 작은 틈새를 이용한 것입니다.

마찰 손실이나 마모를 무시할 수 있으며, 특히 고속 회전 및 높은 운전 온도 조건에 적합합니다. 그러나 틈새가 있기 때문에 정지 중의 오일 누출, 방진이 충분하다고 할 수는 없습니다.

❶ 오일 홈

축 또는 하우징의 한쪽에 밀봉 효과를 더욱 높이는 경우에는 양쪽에 오일 홈을 만듭니다(그림 14 참조). 축과 하우징의 틈새는 가능한 한 작은 것이 좋으며 가공·조립 오차, 축의 변형 등을 고려하여, 일반적으로 표 30의 값으로 합니다. 홈의 개수는 3개 이상으로 하고 홈의 폭은 3~5mm, 깊이는 4~5mm 정도로 합니다. 오일 홈에 그리스를 채우면 방진 효과가 더욱 높아집니다.

나사 홈형은 그림 15와 같이 회전 방향이 일정한 수평축에 적용되며, 회전 방향에 따라 축 또는 하우징에 오른쪽으로 감거나 왼쪽으로 감는 나사 홈을 만들어 적당한 방진장치와 조합하여 오일 윤활에 사용할 수 있습니다.

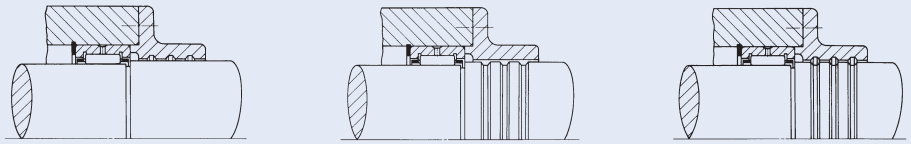


그림 14

표 30 오일 홈 형식의 축과 하우징의 틈새

단위 mm

축경	틈새
50이하	0.25~0.4
50을 초과	0.5 ~1

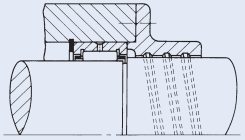


그림 15

❷ 플링거

축에 설치된 회전판의 회전에 의한 원심 작용을 통해 오일 부족, 오일 누출 및 이물질의 침입을 방지합니다. 그림 16(1)은 하우징의 안쪽에 플링거를 설치하여 오일 누출 방지를 주목적으로 한 것입니다. 이물질을 흡입하는 작용이 있으므로 비교적 이물질이 적은 환경에서 사용합니다. 그림 16(2)는 다른 밀봉장치와 병용하고 바깥쪽에 플링거를 장착하여 이물질 침입을 방지합니다.

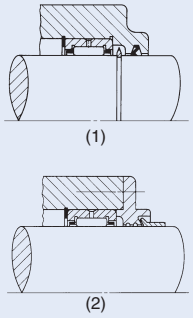


그림 16

❸ labyrinth

가공에는 다소 어려움이 따르지만 밀봉 효과가 높고 특히 고속에서 오일 누출을 방지하는데 적합합니다. 저속인 경우, labyrinth부에 그리스를 채우면 방진에 효과적입니다. 그림 17에서는 하우징 또는 덮개를 2개로 분할해야 합니다. 또한 그림 18은 조립이 용이한 예로, 오일씰과 병용하면 밀봉 효과가 더 높아집니다.

labyrinth의 틈새는 통상적으로 표 31에 나오는 값으로 합니다.

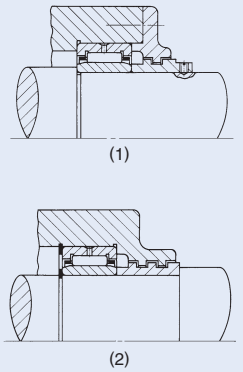


그림 17

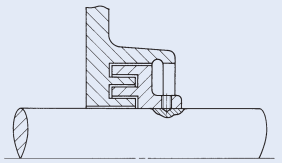


그림 18

표 31 labyrinth의 틈새

단위 mm

축경	틈새	
	레이디얼 방향	축방향
50이하	0.25~0.4	1~2
50을 초과	0.5 ~1	3~5

접촉 형식의 밀봉장치

재료의 탄성에 의해 씰면에 압력을 가하고 회전·왕복·요동 운동하는 축의 습동면을 밀봉하는 형식이며, 씰 재료는 합성 고무, 합성수지, 펠트 등이 일반적으로 사용되고 있습니다.

❶ 오일씰

가장 일반적인 밀봉장치로, 합성 고무로 된 오일씰이 많이 사용됩니다. 립은 탄성이 풍부하고 축과 접촉하여 밀봉 효과를 얻을 수 있습니다. 또한 적당한 긴장감을 유지하기 위해 스프링을 조립한 것도 있습니다.

립과 축의 습동면은 항상 경계 윤활과 유체 윤활이 혼동된 마찰 동작을 나타내고 있습니다. 이 접촉면에 윤활제가 없어지면 발열, 마모, 스티킹을 일으키며, 반대로 유막이 두꺼워지면 오일 누출이 발생합니다.

일반적인 오일씰은 JIS B 2402-1~5에 규정되어 있습니다. IKO 니들 베어링용 씰(508페이지 참조)은 니들 베어링의 단면 높이에 맞춘 치수로 되어 있습니다.

오일씰 립의 재료는 일반적으로 니트릴 고무를 사용합니다. 재료 및 사용 온도 범위가 표 32에 나와 있습니다.

씰과 접촉하는 축의 가공은 표 33과 같이 축의 주행 속도에 따라 적절한 표면 조도가 필요합니다. 또한 진원도를 좋게 하고 축의 편심도 0.05mm 이하로 하는 것이 바람직합니다.

축 습동부의 경도는 내마모성을 높이기 위해 경질 크롬 도금 또는 열처리를 통해 40HRC 이상으로 해야 합니다.

표 32 씰의 재료와 사용 온도

씰의 재료		사용온도 범위 ℃
합성고무	니트릴 고무	-25~120
	아크릴 고무	-15~130
	실리콘 고무	-50~180
	불소 고무	-10~180
PTFE계 수지		-50~220

표 33 축의 주행 속도와 표면 조도

주행 속도 m/s		표면 조도 $\mu mR_a(\mu mR_y)$
을(를) 초과	이하	
—	5	0.8(3.2)
5	10	0.4(1.6)
10	—	0.2(0.8)

❷ 펠트 씰

구조가 간단하므로 오래 전부터 그리스 윤활의 방진에 사용되고 있습니다. 펠트는 회전 중에 어느 정도 오일을 함유하므로 발열, 스티킹이 발생하기 어려워집니다. 하지만 축의 주행 속도가 큰 경우(4m/s 이상)는 사용할 수 없습니다. 티끌과 먼지가 많은 장소에서는 펠트의 접촉면에 흡착되어 축에 흠집이 생길 수 있습니다. 이를 막기 위해 펠트 씰을 어느 정도 간격을 두고 2개 조립하거나, 합성 고무 씰을 병용하는 경우가 있습니다.

윤활

윤활의 목적

베어링 윤활의 주요 목적은 베어링 내부의 마찰과 마모를 줄이고 발열이나 스티킹을 방지하는 데 있습니다. 따라서 윤활제와 윤활 방법의 적합 여부가 베어링 성능에 영향을 주므로 각각의 사용 조건에 적합하게 선정해야 합니다.

윤활의 효과로 다음 사항을 들 수 있습니다.

❶ 마찰과 마모의 감소

베어링을 구성하는 궤도륜, 전동체 및 유지기의 상호 접촉 부분에서 금속 접촉을 방지하고, 전동면의 차동 미끄럼, 스큐, 스핀 또는 탄성 변형에 의한 미세한 미끄럼 등에 대해 마찰과 마모를 감소시킵니다.

❷ 마찰열의 제거

마찰에 의해 발생한 열 또는 외부에서 전해진 열을 윤활유가 운반하여 베어링의 과열을 방지합니다. 일반적으로 순환 급유 방식이 사용됩니다.

❸ 베어링 수명에 대한 영향

베어링의 수명의 경우, 궤도륜과 전동체의 구름 접촉면이 충분한 유막 형성에 의해 격리된 경우는 길어지고 오일의 점도가 낮아서 유막이 불충분한 경우는 짧아집니다.

❹ 녹 방지

윤활제가 존재하여 베어링 내부나 표면의 녹 발생을 방지합니다.

❺ 방진

그리스 윤활의 경우, 효과가 탁월합니다. 순환 급유, 제트 윤활의 경우, 베어링 부근의 이물질을 제거하는 효과가 있습니다.

윤활 방법

구름 베어링의 윤활 방법은 일반적으로 그리스 윤활과 오일 윤활에 의한 방법이 있습니다. 또한 특별한 경우에는 고체 윤활제를 사용하는 방법도 있습니다.

일반적으로 그리스 윤활은 밀봉 구조가 간단하고 경제적이라는 최대의 이점이 있기 때문에 많이 사용되고 있습니다. 또한 한번 그리스를 충전하면 비교적 장기간 보급하지 않아도 사용할 수 있습니다. 그러나 오일과 비교하면 유동 저항이 크기 때문에 교반열도 크고, 방열성, 냉각 능력이 떨어집니다.

오일 윤활은 유동성이 좋으므로 열의 발산이 우수하고 고속 회전에도 적합합니다. 그리고 오일 속의 이물질 여과가 간단하므로 이물질에 의한 음향, 진동의 발생을 방지할 수도 있어서 베어링 수명을 연장시킵니다. 또한 운전 조건에 적합한 다양한 윤활 방법을 선정할 수 있는 등 많은 이점이 있습니다. 그러나 오일 누출에 대한 충분한 배려가 필요합니다. 그리스 윤활과 오일 윤활 선정 지침으로 양자를 비교하면 표 34와 같아집니다.

또한 IKO 구면 미끄럼 베어링의 윤활제에 대해서는 457페이지를 참조하십시오.

표 34 그리스 윤활 및 오일 윤활의 비교

항목	그리스 윤활(1)	오일 윤활
밀봉 구조 하우징 구조	간단	약간 복잡
온도	고온 불가	고온 가능(순환에 의한 냉각 작용)
회전속도	저·중속	고속에도 가능
하중	중간 정도 이하	고하중에도 가능
보수	용이	곤란(특히 오일 누출에 주의)
윤활제의 교체	약간 번잡	간단
윤활성능	좋음	매우 좋음
이물질 여과	곤란	용이
먼지의 침입	대책 용이	순환 급유 시 여과하여 제거 가능

주(1) 일반적인 베어링용 그리스를 나타냅니다.

그리스 윤활

❶ 그리스의 충전량

그리스 충전량은 하우징의 구조, 치수, 그리스의 종류, 주위 환경에 따라 다르지만 일반적으로 베어링 또는 하우징 내 공간의 1/3~1/2이 적당합니다. 그리스량이 너무 많으면 온도 상승의 원인이 되고, 특히 고속 회전의 경우에는 주의해야 합니다.

그림 19는 그리스 섹터에 따라 측면에 그리스 홈을 몇 군데 만든 것입니다. 주입한 그리스가 고속 회전 시 비산해도 그리스 홈에 가득 차서 다시 베어링 안으로 유입됩니다. 그 반대쪽 공간에는 노후화된 그리스를 모아서 정기적으로 커버를 분리하여 제거합니다.

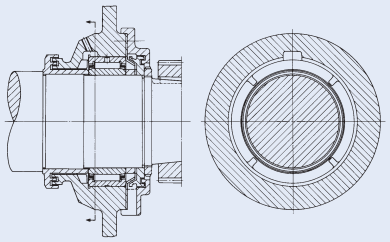
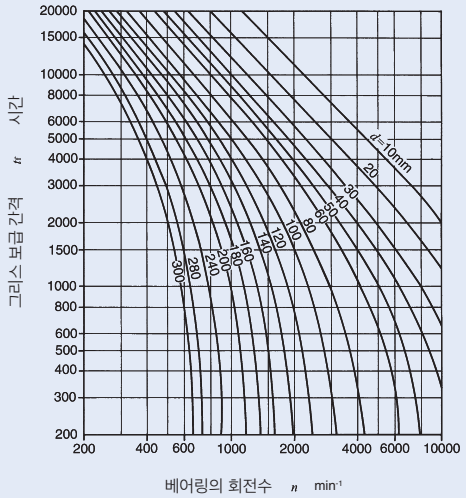


그림 19

❷ 그리스 보급

그리스의 수명은 종류나 품질 및 베어링의 형식, 치수, 사용 조건, 온도, 마모의 증가, 이물질이나 수분의 혼입 등에 따라 달라집니다.

그림 20은 그리스 보급 간격을 나타내며, 일반적인 기준으로 사용됩니다. 이 선도에서 얻어지는 값은 보통의 하중 조건에서 기계 본체가 정지하여 관성력 등이 작용하지 않는 경우에 적용됩니다. 또한 운전 상태에서 베어링 외륜 외경 온도가 70℃ 이하인 것을 전제로 합니다. 70℃를 초과하는 경우, 대략 그 기준에서 15℃ 상승할 때마다 보급 간격은 1/2이 됩니다.



비고
d는 베어링 내경, 내륜이 없는 경우는 내접원경 F_w를 d로 해서 t_f를 구합니다.

그림 20 그리스 보급 간격

오일 윤활

❶ 유욕 윤활

오일 윤활의 가장 일반적인 윤활 방법으로, 중속 또는 저속에 사용됩니다. 유량이 너무 많으면 교반열이 발생하고, 적으면 마찰에 의한 스티킹이 일어나므로 적정한 유량으로 해야 합니다. 유면은 정지 시, 가로축의 경우 베어링의 최하위의 전동체 중심 부근으로 하고, 세로축의 경우는 전동체의 약 50%가 잠기도록 합니다.

또한 정지 시 및 운전 시에 유면의 높이를 간단하게 점검할 수 있도록 오일 게이지를 장착하는 것이 좋습니다.

❷ 적하 윤활

가시형 오일러 또는 섬유의 끈을 따라 떨어진 오일이 회전하는 유지기, 축, 너트 등에 의해 발생한 풍압으로 안개 상태가 되거나 기름 방울이 회전체에 충돌하여 안개 상태가 되어 하우징 안을 채워서 윤활하는 방법으로, 적하된 오일이 마찰열을 운반하므로 유욕식보다 냉각 효과가 크며, 고속에서 중간 정도 하중인 곳에서 많이 사용됩니다.

가시형 오일러(그림 21)는 적하하는 유량을 조절할 수 있지만, 끈으로 급유하는 경우는 유량을 조절하기 어렵습니다. 기름 방울의 양은 베어링의 형식, 회전수 등에 따라 다르지만 분당 5~6방울 정도가 일반적입니다.

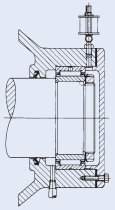


그림 21 적하 윤활

❸ 비말 윤활

기어나 원판의 회전에 의해 오일을 비산시켜 비말을 만들어 급유하는 방법으로, 베어링이 직접 오일에 잠기지 않으며 상당한 고속 회전까지 가능합니다.

베어링과 기어를 공통의 오일로 윤활하는 기어 케이스에서는 교반에 의해 마모분이 오일과 함께 베어링으로 운반되는 경우가 있습니다. 그런 경우는 기어 케이스의 바닥 부분에 영구 자석을 장착하여 마모분을 흡착하거나 차폐판을 이용하여 방지합니다.

또한 그림 22와 같이 비산된 오일이 케이스 안쪽 면에 설치된 홈으로 이동해서 오일 홈으로 흘러서, 유면을 일정하게 유지하며 베어링으로 정확하게 급유하는 방법이 있습니다.

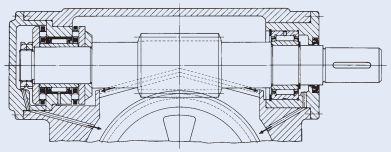


그림 22 비말 윤활

❹ 순환 윤활

급유 부분이 많고 자동 급유하는 것이 경제적일 때 또는 냉각이 필요한 고속 회전 등에 사용됩니다. 윤활유는 압력을 조정할 수 있는 펌프에 의해 송유되며, 순환 계통에 필터나 쿨러가 설치되므로 이상적인 윤활 방법입니다. 그림 23과 같이, 급유와 배유의 위치는 가능한 한 반대쪽에 설치하고, 특히 오일이 너무 많이 고이지 않도록 배유구를 크게 합니다.

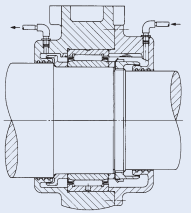


그림 23 순환 윤활

❺ 분무 윤활(오일 미스트 윤활)

필터를 사용하여 티끌과 먼지을 제거하고 건조한 압축 공기로 오일을 안개 상태로 만들어 베어링에 공급하는 방법입니다. 공기와 오일이 베어링을 통과할 때 공기가 베어링을 냉각하고 오일이 베어링을 윤활합니다. 또한 하우징 안의 압력이 대기압보다 높으므로 외부에서의 물, 이물질의 침입을 방지할 수 있는 등 많은 이점이 있습니다. 따라서 고속 내면 연삭축 등의 고속 회전에 적합합니다.

❻ 제트 윤활

초고속 회전이나 고온의 바람직하지 않은 사용 조건에서 사용되는 신뢰성이 높은 윤활 방법입니다. 고속 회전하는 베어링 부근의 공기는 베어링과 함께 회전하여 공기의 벽이 생성될 수 있으므로, 베어링에 오일을 공급하기 위한 분사 속도는 내륜 궤도면 주행 속도의 20% 이상으로 해야 합니다. 그림 24와 같이 노즐에서 분사된 오일은 내륜과 유지기의 틈새에 들어가도록 분사합니다. 유량이 많으므로 배유구를 크게 하는 동시에 강제 배유를 실시하면 더욱 효과적입니다.

$d_m n$ 값(베어링 내경과 외경의 평균값 mm×회전속도 min^{-1})이 100만 이상인 베어링의 경우, 분사 속도는 10~20m/s, 노즐 직경 1mm 정도에서 급유 압력 0.1~0.5MPa, 급유량 500cc/min 이상으로 하고, 고속이 될수록 급유 압력, 급유량이 증가하도록 합니다.

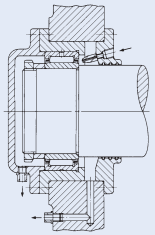


그림 24 제트 윤활

윤활제

구름 베어링의 윤활제로는 일반적으로 윤활 그리스 또는 윤활유를 사용합니다. 특별한 용도에는 고체 윤활제가 사용됩니다.

윤활 그리스

그리스는 기유(액상 윤활제)와 증점제를 가열 혼합하고, 여기에 필요량의 첨가제를 첨가한 반고체의 윤활제입니다.

그리스의 종류는 기유, 증점제 및 첨가제의 조합에 따라 수많은 종류가 있습니다. 분류 방법은 일반적으로 증점제와 기유에 따른 경우가 많으며, 표 35에는 각종 그리스의 일반적인 특성이 나와 있습니다. 또한 윤활 그리스의 브랜드와 성능의 참고 예가 566페이지의 표에 나와 있습니다.

표 35 각종 그리스의 특성

명칭(통칭) / 항목	칼슘 그리스 (컵 그리스)	나트륨 그리스 (파이버 그리스)	알루미늄 그리스 (모빌 그리스)	혼합기 그리스	바륨 그리스	리튬 그리스	리튬 그리스 (다이에스테르 그리스)	리튬 그리스 (실리콘 그리스)	비계면활성 그리스 (비 비누계 그리스) (벤톤 그리스)	비계면활성 그리스 (비 비누계 그리스)
기유	광유	광유	광유	광유	광유	광유	다이에스테르 오일	실리콘 오일	광유	합성유
증점제	Ca 비누	Na 비누	Al 비누	Na+Ca 비누 Li+Ca 비누	Ba 비누	Li 비누	Li 비누	Li 비누	벤톤	실리카겔, 폴리우레아 등
외관	버터 상태	섬유 형태 ~ 버터 상태	얼레 모양 ~ 버터 상태	섬유 형태 ~ 버터 상태	섬유 형태 ~ 버터 상태	버터 상태	버터 상태	버터 상태	버터 상태	버터 상태
적하점 ℃	80~90	150~180	70~90	160~190	150~180	170~190	170~190	200~250	200~	없음
사용온도 범위 ℃	- 10~70	- 20~120	- 10~80	- 10~100	- 10~135	- 20~120	- 50~120	- 50~180	- 10~150	~200
내압성	강함 ~ 약함	강함 ~ 중간	강함	강함	강함 ~ 중간	중간	중간	약함	중간 ~ 약함	중간
내수성	좋음	나쁨	좋음	좋음, Na 함유의 경우 나쁨	좋음	좋음	좋음	좋음	좋음	좋음
기계적 안정성	가능	좋음	나쁨	좋음	나쁨	우수	우수	우수	좋음	좋음 ~ 나쁨
특성	약 1%의 수분을 포함. 80℃ 이상이 되면 수분이 증발하여 오일과 비누로 분해된다. 중(中)하중용	장섬유 형태의 경우, 고속에 견딜 수 없지만 내압성이 우수. 단섬유 형태의 경우, 비교적 고속용으로 사용 가능.	내수성, 방청성이 있으며, 금속면에 대한 부착성이 좋다.	상당한 고속 회전까지 가능.	내수성, 내열성이 우수한 만능 그리스.	계면활성 그리스에서 가장 우수한 만능 그리스.	저온성, 마찰 특성이 우수하다. 계기용 소형 베어링에 적합하다.	주로 고온용으로 사용된다. 고속, 중(重)하중에는 적합하지 않다.	일반적으로 내열성이 우수하다. 광유를 기유로 한 그리스는 일반용. 합성유를 기유로 한 그리스는 내열성, 내약품성 등의 특수 용도로 사용된다.	

❶ 기유

그리스의 기유에는 보통, 석유계 윤활유가 사용됩니다.

그리스의 윤활성능은 주로 기유의 윤활성능에 의해 결정되므로 윤활유의 기유 점도를 중시해야 합니다. 일반적으로 경하중·고속 회전에는 저점도, 중(重)하중·저속 회전에는 고점도가 적합합니다. 유동점, 고온 안정성이라는 점에서는 석유계 대신 다이에스테르계, 실리콘계의 합성 윤활유가 사용됩니다.

❷ 증점제

표 35에 나와 있는 것처럼, 그리스의 증점제로는 일반적으로 금속계면활성이 많이 사용됩니다. 특히 Na 계면활성은 수용성으로, 유화되기 쉽기 때문에 습기나 물이 닿는 곳에서는 사용할 수 없습니다. 또한 증점제의 종류와 그리스의 적하점은 관계가 깊어서 일반적으로 적하점이 높은 그리스는 사용 온도의 상한이 높아집니다. 그러나 적하점이 높은 증점제를 사용한 그리스에서도 기유의 내열성이 낮은 경우는 상한 온도가 낮아집니다.

❸ 조도

그리스 경도의 상태를 나타내는 것으로, 증점제가 같은 경우는 그 양에 비례하여 단단해집니다.

조도(혼화 조도)는 통상적으로 그리스를 60회 혼합한 직후, 규정된 원추가 규정 시간에 그리스에 진입하는 깊이(mm)의 10배로 나타냅니다.

따라서 사용 중 유동성을 나타내는 기준이 되며, 부드러운 그리스의 조도는 큰 수치가 됩니다. 표 36은 그리스의 조도 번호, 조도와 사용 조건의 일반적인 관계를 나타냅니다.

표 36 그리스의 조도와 사용 조건

NLGI 조도 번호	혼화 조도	사용 조건
0	385 ~ 355	집중 급유용
1	340 ~ 310	요동용
2	295 ~ 265	일반용
3	250 ~ 220	일반용·고온용
4	205 ~ 175	그리스로 씰링하는 경우

❹ 첨가제

첨가제는 그리스의 성능을 향상시키기 위해 첨가하는 각종 물질로, 첨가량은 소량입니다. 예를 들어, 베어링을 장시간 운전하면 온도가 상승하고, 그에 따라 윤활제도 산화하여 산화 생성물이 발생하고 베어링을 부식시킵니다.

따라서 장기간 무급유로 운전하는 경우에는 산화방지제를, 중(重)하중이 작용하는 부분에는 극압첨가제를 넣은 그리스를 사용하는 것이 적합합니다.

❺ 종류가 다른 그리스와의 혼합 적합성

원칙적으로 동일한 브랜드의 그리스를 사용하는 것이 좋지만 그리스의 혼합을 피할 수 없는 경우에는 같은 종류의 증점제 및 유사한 기유의 그리스를 사용하도록 합니다.

종류가 다른 그리스를 혼합하면 그리스 구조가 서로 악영향을 주게 되고 개별 그리스 조도보다 연화되므로 주의해야 합니다.

윤활유

구름 베어링의 윤활유로는 정제된 광유 또는 합성유를 사용합니다. 또한 특성을 강화하기 위해 산화방지제, 극압첨가제, 청정제 등의 첨가제를 필요에 맞춰 첨가하고 있습니다.

윤활유를 선정할 때는 운전 온도에서 적정한 점도의 오일을 선택하는 것이 중요합니다. 점도가 너무 낮으면 유막 형성이 불충분해져서 이상 마모, 스티킹의 원인이 됩니다. 또한 점도가 너무 높으면 점성 저항에 의해 발열하거나 동력 손실이 커집니다. 일반적인 기준으로는 하중이 클수록 고점도, 회전수가 높을수록 저점도의 오일을 사용합니다.

보통의 사용 조건에서는 운전 온도에서 표 37에 나오는 점도가 기준이 됩니다.

윤활유의 점도와 온도의 관계는 그림 25에서 구할 수 있습니다. 또한 베어링의 사용 조건에 따른 윤활유 선정 예가 표 38에 나와 있습니다.

표 37 베어링의 형식과 윤활유의 필요 점도

베어링의 형식	운전 상태에서의 동점도
니들 베어링 롤러베어링	13 mm^2/s 이상
크로스롤러베어링	20 mm^2/s 이상
스러스트 니들 베어링 스러스트 롤러베어링	32 mm^2/s 이상

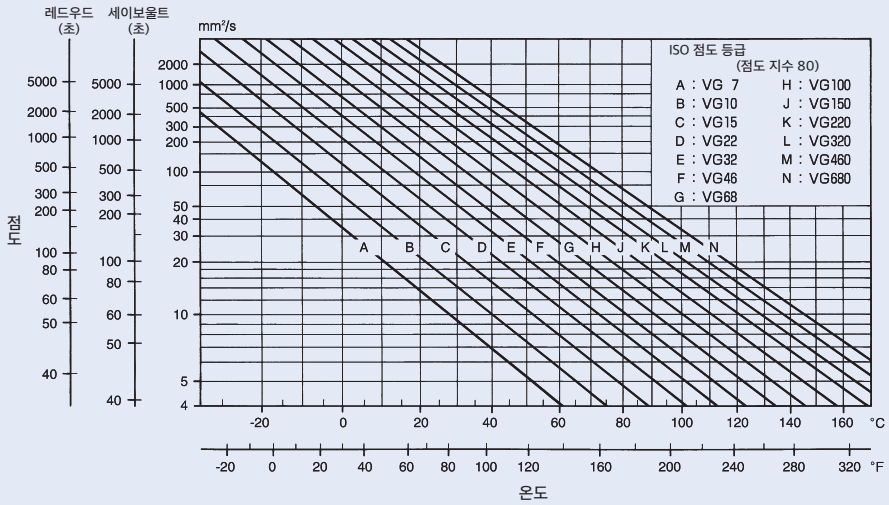


그림 25 윤활유의 점도와 온도의 관계

표 38 베어링의 사용 조건과 윤활유 선정 예

사용 조건		ISO 점도 등급(VG)											
		10	15	22	32	46	68	100	150	220	320	460	680
운전 온도	-30~ 0℃	냉동기 오일											
	0~ 50℃	베어링 오일											
		터빈 오일											
	50~ 80℃	베어링 오일											
		터빈 오일											
	80~110℃	베어링 오일											
		터빈 오일											
		기어 오일											
$d_m n$ 값 하중		크다 → 작다											
		작다 → 크다											

비고 · 윤활유는 JIS K 2211(냉동기 오일), JIS K 2239(베어링 오일), JIS K 2213(터빈 오일) 및 JIS K2219(기어 오일)에 따릅니다.
· 윤활 방법은 주로 유욕 또는 순환 윤활의 경우입니다.
· 운전 온도 범위에서 온도가 고온 쪽인 경우는 고점도의 오일을 사용합니다.
· $d_m n$ 값은 베어링 내경과 외경의 평균값 mm×회전속도 min^{-1}을 나타냅니다.

C루브 베어링

C루브 베어링은 베어링 공간에 열경화형 고형 윤활제를 봉입한 새로운 발상의 베어링입니다. 다량의 윤활유와 미립자 상태의 초고분자 폴리올레핀 수지를 열처리 고형화한 것으로, 베어링이 회전하면 윤활제가 궤도면에 항상 적당량 흘러나와 장기간에 걸쳐 베어링의 윤활성능을 유지합니다.

C루브 선삭형 니들 베어링, C루브 캠플로워, C루브 롤러플로워는 216페이지, 368페이지, 414페이지에 치수표가 기재되어 있습니다.

또한 니들 베어링 전반에도 대응하므로 원하시는 경우는 IKO 에 문의하십시오.

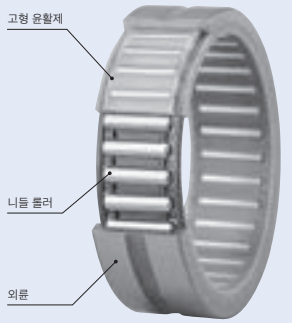
또한 NSF H1 인증을 받은 윤활유와 FDA 규격에 적합한 수지를 사용하여 인체의 영향을 고려한 식품기계용 C루브 베어링에도 대응 가능합니다. 원하실 때는 IKO 에 문의하십시오.

C루브 베어링의 특색

· 급유가 어려운 장소에서의 그리스 소실 대책에 최적
· 급유 간격의 연장으로 메인터넌스 대폭 감소
· 급유에 의한 주위의 오염이 없으며 오일을 겸용하는 용도에 최적

C루브 베어링 사용상의 주의

· C루브 베어링은 유기용제, 백등유 등 탈지 기능이 있는 약품으로 세정하거나 방치하지 마십시오.
· 사용 온도는 -15~80℃입니다. 장시간 사용하는 경우는 60℃ 이하를 권장합니다.
· 베어링을 정상적으로 회전시키기 위해서는 기본동정격하중의 1% 이상의 하중을 가하여 사용하십시오.
· 허용 회전수는 일반 니들 베어링과 다릅니다. $d_m n$ 값, $d_1 n$ 값, dn 값은 표 39의 값 이하를 기준으로 해서 각각의 n 값을 설정하십시오.



C루브 베어링

표 39 C루브 베어링의 $d_m n$ 값, $d_1 n$ 값, dn 값

대표 형식	주요 형식기호	$d_m n$ (1), $d_1 n$ (2), dn (3)
C루브 선삭형 니들 베어링	TAF···/SG	$d_m n$ = 20 000
C루브 캠플로워	CF···/SG	$d_1 n$ = 10 000
C루브 롤러플로워(4)	NART···/SG	dn = 8 000

주(1) $d_m n$ 값={(베어링 내경[mm]+베어링 외경[mm])/2}×회전속도[min^{-1}]
(2) $d_1 n$ 값=(스터드 직경[mm]×회전속도[min^{-1}])
(3) dn 값=(내륜 내경[mm]×회전속도[min^{-1}])
(4) C루브 롤러플로워의 dn 값은 왕복 회전을 사용하는 경우에 적용 됩니다. 단일 방향, 연속 회전을 사용하는 경우에는 IKO로 문의해 주십시오.

마찰과 허용 회전수

마찰

구름 베어링은 미끄럼 베어링에 비해 기동마찰이 작고, 더구나 기동마찰과 동마찰의 차가 작으므로 기계의 동력 손실을 감소시켜 온도 상승을 줄일 수 있으므로 기계 효율을 높입니다.

마찰 토크는 베어링의 형식, 베어링 하중, 회전속도, 윤활제의 특성 등에 의해 영향을 받으며, 경하중·고속 회전에서는 윤활제에 따라, 중(重)하중·저속 회전에서는 하중에 따라 변화합니다.

구름 베어링의 마찰 토크는 여러 요소에 의해 결정되므로 복잡하지만 편의상, 다음 식으로 나타냅니다.

. 레이디얼 베어링 $M = \mu P \frac{d}{2}$ ·····(37)

. 스러스트 베어링 $M = \mu P \frac{d_m}{2}$ ·····(38)

여기서 M : 마찰 토크 N·mm
μ : 마찰 계수
P : 베어링 하중 N
d : 베어링 내경 mm
d_m : 베어링 내경과 외경의 평균값 mm

니들 베어링의 마찰 계수는 윤활이나 설치 조건에 적합하며, 하중이 일정 정도 이상 크고 안정된 운전 조건에서는 대략 표 40과 같습니다.

표 40 마찰 계수

베어링의 형식	μ
유지기부착 니들 베어링	0.0010 ~ 0.0030
총 롤러 니들 베어링	0.0030 ~ 0.0050
스러스트 니들 베어링	0.0030 ~ 0.0040
스러스트 롤러베어링	0.0030 ~ 0.0040

허용 회전수

구름 베어링의 회전속도를 크게 하면 베어링 내부의 유지기, 궤도륜 및 전동체의 상호 미끄럼 접촉 부분의 발열 때문에 베어링의 온도가 차츰 높아져 베어링에서 스티킹을 일으킵니다. 그러므로 장기간 안전하게 운전할 수 있는 허용 회전수가 존재합니다.

발열량은 대략 접촉부의 미끄럼 속도에 비례하므로, 이 미끄럼 속도가 베어링의 회전수 한도를 나타내는 기준이 됩니다.

따라서 베어링의 허용 회전수는 베어링의 형식, 크기, 베어링 하중, 윤활 방법, 레이디얼 틈새 등에 따라 달라집니다.

치수표에 나온 허용 회전수는 경험적으로 얻어진 값이며, 베어링의 사용 조건에 따라 달라질 수 있으므로 절대적인 값이 아닙니다. 베어링 주변의 구조와 정밀도, 윤활제, 윤활 방법 등을 고려하면 베어링에 따라서는 2배 이상의 회전수에서 이상 없이 운전할 수도 있습니다.

사용온도 범위

니들 베어링의 사용 온도는 일반적으로 -20~120℃의 온도 범위에서 사용할 수 있습니다.

그 이외의 온도 조건에서 사용하는 경우, 봉입 그리스나 씰, 유지기 재질 등의 사용 온도 범위에 의해 제한을 받는 경우가 있습니다. 또한 120℃ 이상의 고온에서 사용하는 경우, 치수 변화량이 커지므로 특수한 열처리를 실시해야 합니다.

형식에 따라 사용 온도 범위가 다른 경우가 있으므로 각 베어링 항목을 참조하십시오.

베어링의 취급

취급 시 주의사항

베어링은 매우 정밀한 기계 요소이므로 신중하게 취급해야 합니다. 베어링 취급 시 주의사항으로 다음과 같은 사항을 고려해야 합니다.

❶ 베어링 및 주위를 깨끗하게 유지
티끌과 먼지에 특히 주의하여 베어링 및 근접 설치된 부품을 청정하게 유지하고, 작업 용구·작업 환경을 깨끗하게 하십시오.

❷ 주의 깊게 취급
취급 중 베어링에 충격을 주면 궤도면이나 전동체에 흠집이나 압흔, 심한 경우는 균열이나 파손이 발생하므로 주의해야 합니다.

❸ 적절한 취급용구를 사용
설치, 분리할 때는 베어링의 형식에 적합한 용구를 사용하십시오.

❹ 베어링의 녹에 주의
베어링에는 방청유가 도포되어 있지만 맨손으로 취급하면 손의 땀에 의해 녹이 발생하는 원인이 됩니다. 장갑을 사용하거나, 맨손인 경우는 광유를 손에 도포하는 등의 주의를 기울여야 합니다.

❺ 기름 성분에 관한 주의사항
베어링은 방청유 또는 그리스 등을 사용하고 있습니다. 따라서 사용 조건에 따라 기름이 떨어지거나 비산의 가능성이 있으므로 필요에 따라 차폐판 등의 설치를 검토해 주십시오.

보관

베어링은 당사의 화물 포장 그대로 고온, 저온, 다습을 피해서 수평 상태로 실내에 보관하십시오. 또한 사전에 윤활제가 주입된 제품이 장기간 보관된 경우, 내부의 윤활제가 시간 경과에 따라 노후화 될 수 있으므로 윤활제를 재급유한 후 사용하십시오.

설치

준비

베어링을 설치하기 전에 축 및 하우징의 치수나 모서리부가 규정대로 되어 있는지 확인합니다.

베어링의 포장은 설치 직전에 실시하는 것이 좋으며 그리스 윤활의 경우에는 베어링을 세정하지 말고 그대로 윤활 그리스를 충전합니다. 오일 윤활의 경우에도 일반적으로 세정은 필요하지 않습니다. 그러나 특히 높은 정밀도가 필요할 때나 고속에서 사용하는 경우는 깨끗한 세정유로 충분히 유분을 제거하고 사용합니다. 방청제를 제거한 베어링은 녹이 발생하기 쉬우므로 그대로 방치하지 마십시오.

또한 베어링의 형식 중에는 윤활 그리스가 봉입된 것이 있으므로 각 베어링의 형식 항목을 참조하십시오.

설치 방법

베어링의 설치 방법은 베어링의 형식, fit 조건에 따라 다릅니다. 일반적으로 니들 베어링의 설치는 비교적 간단하지만 비분리형에서 간격이 클 때는 신중하게 취급해야 합니다.

❶ 압입에 의한 설치
간격이 작은 소형, 중형 베어링은 압입력도 작으므로 상온 상태에서 프레스를 사용하여 압입하는 방법을 사용합니다. 이 경우, 그림 26과 같은 압입용구를 사용하며, 베어링 측면에 균등하게 힘을 가하여 신중하게 설치합니다. 분리형 베어링에서는 내외륜을 따로 설치할 수 있으므로 작업은 간단하지만 내륜을 설치한 축을 외륜에 조립할 때 궤도면 및 전동체에 흠집이 생기지 않도록 주의해야 합니다.

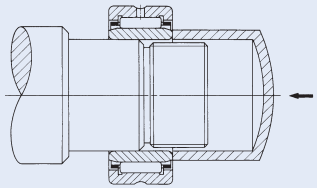


그림 26

비분리형 베어링을 설치하는 경우, 그림 27과 같이 지지 도구를 사용하여 내외륜을 동시에 압입합니다. 외륜을 두드려서 내륜을 축에 기우거나 내륜을 두드려서 설치하는 방법은 궤도면과 전동체에 흠집이나 압흔이 생기므로 반드시 피해야 합니다.

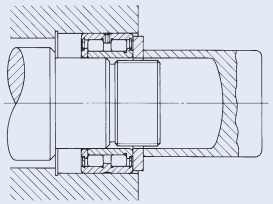


그림 27

또한 작업할 때 fit면에 점도가 높은 오일을 도포하면 fit면의 마찰을 줄일 수 있습니다.

❷ 가열 피트에 의한 설치

간격이 큰 경우나 대형 베어링 설치에 사용되는 방법으로, 외륜에 대해서는 하우징을, 축에 대해서는 내륜을 가열해서, 직경의 팽창을 이용하여 무리 없이 단시간에 설치할 수 있습니다. 가열 피트의 경우는 온도를 최고 120℃까지로 하여 적절하게 가열합니다. 가열 피트의 오일은 부식성이 적은 순수한 광물유가 좋으며 변압기용 절연유가 가장 적합합니다. 설치 후 베어링은 냉각하면 축방향으로도 수축하므로 내륜과 축의 상단 모서리의 사이에 틈새가 생기지 않도록 수축이 끝날 때까지 축방향으로 힘을 가하여 밀착시키십시오.

또한 외륜과 하우징의 간격이 큰 경우, 드라이아이스 등을 사용하여 베어링을 냉각시켜 설치하는 냉각 피트 방법이 있습니다. 설치 직후에 공기 중의 수분이 베어링에 부착되기 쉬우므로 방청 처리에 주의해야 합니다.

압입력과 인발력

내륜을 축에 간격을 두고 압입할 때의 압입력, 또는 뺄 때의 인발력의 기준은 다음 식으로 구할 수 있습니다.

$$K = f_k \frac{d}{d+2} \Delta_{df} B \left\{ 1 - \left(\frac{d}{F} \right)^2 \right\} \quad \cdots\cdots\cdots\cdots (39)$$

여기서 K : 압입력 또는 인발력 N

f_k : 마찰 계수에 의해 결정되는 저항계수

내륜을 축에 압입하는 경우 $f_k = 4 \times 10^4$

내륜을 축에서 빼는 경우 $f_k = 6 \times 10^4$

d : 내륜 내경 mm

Δ_{df} : 겉보기 간격 mm

B : 내륜 폭 mm

F : 내륜 외경 mm

실제 압입력이나 인발력은 설치 오차 등에 의해 계산으로 구한 값보다 큰 경우가 있습니다. 분리용구를 설계하는 경우, 5배 이상의 하중에 견딜 수 있는 강도(강성)가 필요합니다.

운전 검사

베어링을 설치한 후, 정상적으로 설치되었는지 확인하기 위해 운전 검사를 실시합니다. 일반적으로 손으로 돌려서 원활하게 회전하고 이상이 없는지 확인합니다. 그 후, 동력 운전 시 무부하저속 회전에서 서서히 소정의 조건으로 이상의 유무를 확인합니다.

음향은 하우징에 청음기 등을 대고 귀로 검사할 수 있습니다. 운전 검사에서는 다음과 같은 이상의 유무를 확인합니다.

❶ 수동 운전의 경우

(a) 회전 토크의 불균일 ……설치 불량

(b) 탁탁 하는 소리가 나면서 걸린다 … 궤도면의 압흔·흠집

(c) 불규칙한 소리 ……먼지나 이물질의 침입

❷ 동력 운전의 경우

(a) 이상음, 진동 ……궤도면의 압흔, 너무 큰 틈새

(b) 이상 온도 … 윤활제 부적합, 설치 불량, 너무 작은 틈새

분리

베어링의 분리는 기계를 정기적으로 분해할 때 또는 고장 등이 발생했을 때 실시합니다. 베어링부와 관련 기구, 윤활 등의 점검을 통해 중요한 자료를 얻을 수 있습니다. 설치할 때와 동일하게 분리할 때는 베어링이나 각 부품을 파손시키지 않도록 주의해야 합니다.

분리 방법은 베어링의 형식·fit 등에 맞춰 적절한 방법을 선택합니다. 특히, 간섭 피트를 실시한 베어링의 분리는 작업이 어려워지므로 베어링 주변의 구조에 대해 설계 단계에서 고려해야 합니다.

외륜의 분리

간섭 피트를 실시한 외륜을 분리하기 위해서는 그림 28과 같이 사전에 하우징 원주 위의 몇 군데에 외륜 압출 볼트용 나사를 설치하여 볼트로 외륜을 균등하게 누르면서 분리합니다.

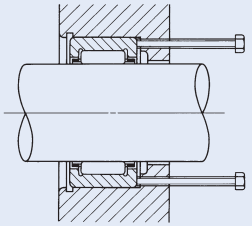


그림 28

내륜의 분리

니들 베어링과 같은 내외륜 분리 형식의 경우, 그림 29와 같이 내륜의 분리는 프레스로 빼는 것이 가장 간단합니다.

또한 그림 30과 같은 인발용구(풀러)도 많이 사용됩니다. 이는 베어링의 치수에 맞춰 설계된 것으로, 사용 범위가 넓은 것으로 3발 풀러(그림 31), 2발 풀러가 있습니다.

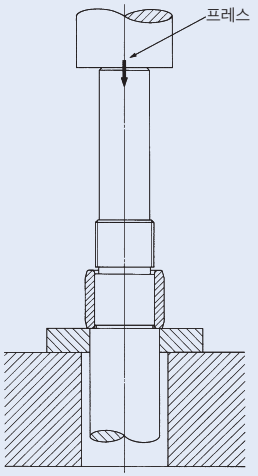


그림 29

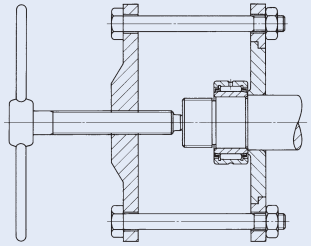


그림 30

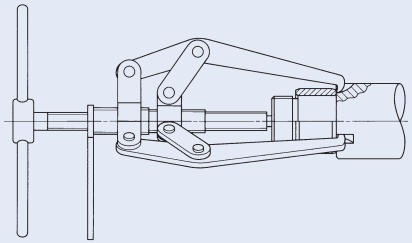


그림 31

그 밖에 축의 단붙이 상단 모서리부가 높고, 내륜의 분리가 어려운 경우에는 그림 32, 그림 33과 같이 제거용 핀 구멍을 뚫거나 단붙이 상단 모서리부에 풀러를 끼울 수 있는 홈을 원주에 몇 군데 만듭니다.

또한 분리 후 해당 베어링을 재사용하지 않는 경우에는 직접 토치 램프로 가열하여 분리하는 경우가 있습니다.

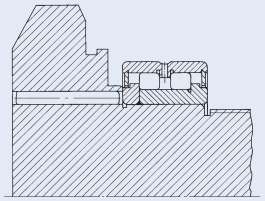


그림 32

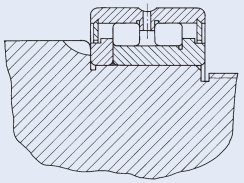


그림 33

베어링의 점검

베어링의 세정

베어링을 분리하여 점검하는 경우에는 먼저 베어링 외관을 기록하고, 다음으로 윤활제의 잔존량 및 윤활제를 채취한 후 세정합니다.

베어링의 세정에는 일반적으로 경유 또는 백등유를 사용합니다. 간이 세정과 본격 세정으로 나누며, 베어링이 용기 바닥의 이물질에 직접 접촉하지 않도록 금속망 등으로 살짝 들어올려 둡니다.

간이 세정 오일 속에서 플랜지 등으로 베어링의 윤활 그리스나 이물질 등의 부착물을 깨끗하게 제거합니다.
이때, 이물질이 부착된 상태로 베어링을 회전시키면 궤도면에 흠집이 생길 수 있으므로 주의해야 합니다.

다음으로, 본격 세정은 베어링을 세정 오일 속에서 회전시키면서 신중하게 실시합니다. 또한 세정 오일은 필터 등을 사용하여 깨끗하게 유지하는 것이 좋으며, 베어링 세정 후에는 즉시 방청 처리해야 합니다.

베어링의 점검과 판정

분리한 베어링을 다시 사용할 수 있는지 여부는 베어링을 세정한 후의 점검을 통해 판정합니다. 궤도면, 전동체, fit면의 상태, 유지기의 마모 상태, 베어링의 틈새 증가, 치수, 회전 정밀도 등과 관련하여 유해한 손상·이상이 없는지 주의 깊게 점검합니다.

판정은 베어링의 손상 정도, 기계의 성능, 중요도, 운전 조건, 다음 점검까지의 기간 등을 고려해서 경험에 근거하여 결정하게 됩니다.

보수·점검

보수·점검

기계에 설치된 베어링이 양호한 성능을 유지하기 위해 보수·점검을 실시합니다.

베어링의 보수는 기계의 운전 상태 점검, 윤활제의 점검·보급 또는 교체, 정기적인 분해를 통한 검사 등을 실시합니다.

운전 중인 기계에 설치된 베어링의 점검 사항에는 베어링의 온도, 음향, 진동, 윤활제의 상태 등이 있습니다.

운전 중에 이상 상태를 발견한 경우에는 62페이지의 운전 검사를 참고하여 원인과 대책을 세웁니다. 또한 필요에 따라 베어링을 분리할 때는 63페이지의 분리를 참조하십시오.

베어링의 손상과 원인·대책

구름 베어링은 정확하게 선정, 설치, 운전, 보수를 실시하면 일반적으로 구름 피로 수명까지 사용할 수 있습니다. 그러나 실제로는 이 수명보다 일찍 베어링이 손상될 수 있으며, 이를 고장 또는 사고라고 합니다. 원인은 베어링의 설치·취급, 윤활의 불충분, 이물질의 침입 등을 예로 들 수 있습니다.

손상된 베어링만 조사해서는 원인을 파악하기 어려운 경우가 있으며, 베어링 사용 기계, 사용 장소, 사용 조건 및 베어링 주변의 구조 등을 파악한 후 손상 발생 전후의 상황을 이해하면 베어링 손상의 상황 및 몇 가지 원인을 연결하여 검토해서, 동일한 손상의 재발을 방지할 수 있게 됩니다.

일반적인 베어링 손상의 발생 원인과 대책에 대해서는 표 41을 참조하십시오.

표 41 베어링의 손상과 원인·대책

베어링의 손상 상태		원인	대책
플레이킹	궤도의 원주 방향 대칭 위치에 플레이킹	하우징의 진원도 불량	하우징 내경면의 정밀도 수정
	궤도면, 롤러의 단부 부근에 플레이킹	설치 불량, 축의 휨, 센터링 불량 축·하우징의 정밀도 불량	설치 주의, 센터링 주의 축·하우징의 상단 모서리의 직각도 수정
	궤도에 전동체 피치 간격의 플레이킹	설치 시의 큰 충격 하중 운전 중지 시의 녹	설치에 주의 장기간 운전을 중지할 때, 방청 처리
	궤도면, 전동체의 조기 플레이킹	너무 작은 틈새, 과도한 하중 윤활 불량, 녹 등	적정한 fit, 베어링 틈새를 선정 올바른 윤활제 선정
응착	궤도면, 롤러 전동면의 응착	초기 윤활 불량 그리스가 너무 단단함 시동 시의 가속도 큼	부드러운 그리스 선정 급격한 가속을 피한다.
	원통 롤러의 단면과 플랜지 안내면의 응착	윤활 불량, 설치 불량 축방향 하중 큼	적정한 윤활제 선정 정확한 설치
파손	외륜 또는 내륜의 균열	과도한 충격 하중, 너무 큰 간격 축의 원통도 불량, 설치부의 모서리 반경 큼 서멀 크랙의 발전 플레이킹의 진전	하중 조건의 재검토, fit의 적정화 축이나 슬리브의 가공 정밀도 수정, 모서리 반경을 베어링의 모따기 치수보다 작게 한다.
	전동체의 균열 플랜지 파손	플레이킹의 진전 설치 시 플랜지에 타격 운반 취급 부주의에 의한 낙하	취급, 설치에 주의
	유지기 파손	설치 불량에 따른 유지기에 대한 비정상적인 하중 윤활 불량	설치 오차를 줄임 윤활 방법 및 윤활제 검토
압흔	궤도면에 전동체 피치 간격의 압흔 (브리넬링)	설치 시의 충격 하중 정지 시 과도한 하중	취급에 주의
	궤도면, 롤러 전동면의 압흔	금속분, 모래 등 이물질이 끼임	하우징의 세정, 밀봉장치의 개선 깨끗한 윤활제의 사용
이상마모	폴스 브리넬링(브리넬링과 유사한 현상)	수송 중일 때 등, 베어링 정지 시의 진동 진폭이 작은 요동 운동	축과 하우징을 고정 윤활제로 오일을 사용 예압을 가하여 진동을 경감
	프레팅 fit면에 적갈색 마모분이 생기는 국부적인 마모	fit면의 미세한 틈새에서의 미끄럼 마모	간격을 크게 한다 오일 도포
	궤도면, 플랜지면, 롤러의 전동면, 유지기 등의 마모	이물질 침입, 윤활 불량, 녹	밀봉장치의 개선, 하우징의 세정 깨끗한 윤활제 사용
	creep fit면의 응착 마모	fit면의 미끄럼 슬리브의 체결 부족	간격을 크게 한다 슬리브를 적정하게 조인다
스티킹	전동체, 궤도면, 플랜지면의 변색, 연화 용착 유지기의 변색	윤활 불량, 너무 작은 틈새, 설치 불량	적정 윤활제를 적정량 공급 fit, 베어링 틈새의 재검토 설치 방법 및 설치 관계 부품의 재검토
전해부식	궤도면에 빨래판 모양의 요철	통전에 의한 스파크로 용융	베어링을 절연한다 통전을 피하기 위한 접지를 제거
녹·부식	베어링 내부, fit면 등의 녹이나 부식	공기 중의 수분 결로 부식성 물질의 침입	고온, 다습한 장소에서는 보관에 주의 방청 처리, 밀봉장치의 개선