

(19) 대한민국특허청(KR)  
(12) 등록특허공보(B1)

(51) Int. Cl. <sup>6</sup> F16C 9/04 B30B 15/06	(45) 공고일자 (11) 등록번호 (24) 등록일자	1999년09월 15일 10-0221860 1999년06월30일
(21) 출원번호 (22) 출원일자 (30) 우선권주장	10-1993-0004456 1993년03월23일 93-1554 1993년01월 18일 일본(JP)	(65) 공개번호 (43) 공개일자
		특 1994-0018572 1994년08월 18일
(73) 특허권자	아이다 엔지니어링 가부시기가이샤 아이다 기미가쓰 일본국 가나가와켄 사가미하라시 오오야마쵸 2-10	
(72) 발명자	야기 다카시 일본국 가나가와켄 사가미하라시 시모구사와 1867 이마니시 쇼조	
(74) 대리인	일본국 가나가와켄 사가미하라시 히카리가오까 1-12-21 임석재, 윤우성	

심사관 : 이기현

(54) 크랭크 프레스의 커벡팅 로드용 베어링장치

요약

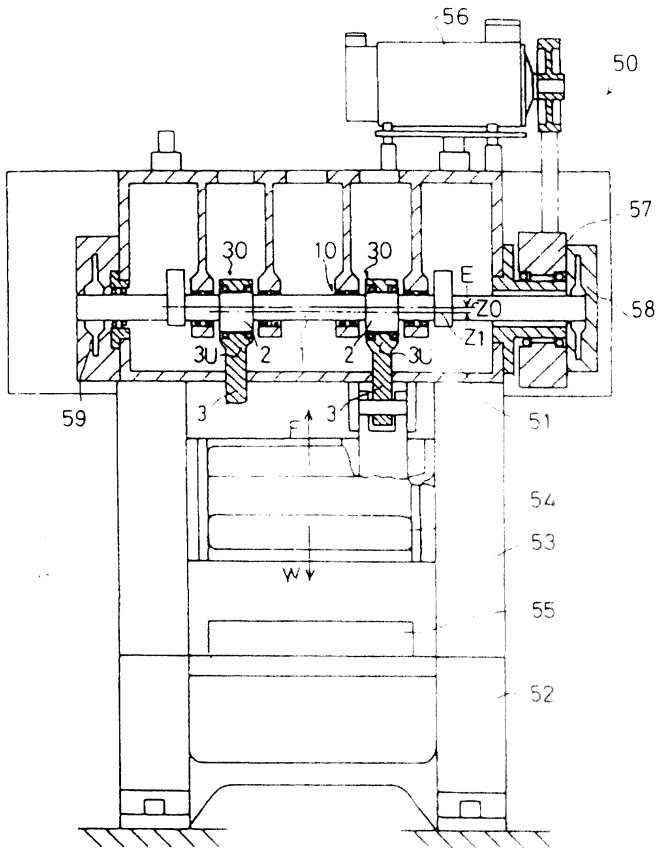
[목적]

내하중 능력을 높이면서 프레스 하중 방향의 이동량을 최소화한다.

[구성]

내경 중심(0b)(축선 Z11)이 편심부(2)의 축선(Z1)에 대하여 소정량(e2)만큼 편심 장착된 미끄럼 베어링(31)과, 내경 중심(0j)(축선 Z12)이 편심부(2)의 축선(Z1)에 일치되고 동시에 그 양측에 장착된 1쌍의 구름 베어링(41,41)으로 구성되며, 미끄럼 베어링(31)의 최소간격(ho)의 위치를 프레스 하중 방향으로 최대의 유막압력을 발생할 수 있는 위치로 결정함과 동시에, 최소간격의 값(ho)을 구름 베어링(41)의 잔류 래디알방향 클리어런스( $\delta c$ )와 전동체(43)의 정정격하중(W)에 기초한 변형량( $\delta r$ )과의 합계치( $\delta C + \delta r$ ) 이하로 형성하였다.

## 대표도



## 명세서

## 도면의 간단한 설명

제1도는 본 발명의 실시예를 나타내는 전체 구성도.

제2도는 제1도의 커넥팅 로드용 베어링장치의 종단면도.

제3도는 제1도의 구름 베어링의 요부 확대 단면도.

제4도는 제1도의 미끄럼 베어링의 횡단면도.

제5도는 제1도의 미끄럼 베어링의 유막압력 발생원리를 설명하기 위한 도면.

제6도는 제1도의 압력계수를 구하는 방법을 설명하기 위한 도면.

제7도는 제1도의 프레스 베어링장치의 종단면도.

제8도는 제1도의 프레스 베어링장치의 횡단면도.

제9도는 종래 예를 설명하기 위한 전체 구성도.

제10도는 종래의 프레스 베어링장치(미끄럼 베어링형)를 설명하기 위한 종단면도.

제11도는 종래의 프레스 베어링장치(구름 베어링형)를 설명하기 위한 종단면도.

제12도는 종래의 프레스 베어링장치(복합 베어링형)를 설명하기 위한 종단면도.

제13도는 종래의 커넥팅 로드용 베어링장치(미끄럼 베어링형)를 설명하기 위한 종단면도.

제14도는 종래의 커넥팅 로드용 베어링장치(구름 베어링형)를 설명하기 위한 종단면도.

\* 도면의 주요부분에 대한 부호의 설명

1 : 크랭크축

2 : 편심부

3 : 커넥팅 로드

3U : 대단부(大端部)

10 : 프레스 베어링장치

11, 11A-11B : 미끄럼 베어링

21 : 구름 베어링

30 : 커넥팅 로드용 베어링장치

31 : 미끄럼 베어링	32 : 편심변형 부시
33 : 진원(眞圓)부시	35 : 빼기막 작용영역
36 : 역(逆)빼기막 작용영역	41 : 구름 베어링
42 : 내측 레이스	43 : 전동체(轉動體)
44 : 리테이너	45 : 외측 레이스
50 : 크랭크 프레스	51 : 크라운
52 : 베드	53 : 칼럼
54 : 슬라이드	55 : 볼스터
56 : 메인 모터	57 : 플라이휠
58 : 클러치	59 : 브레이크
Z0 : 크랭크축의 축선(중심)	Z1 : 편심부의 축선
0j : 편심부의 중심(구름 베어링의 내경 중심)	
0b : 미끄럼 베어링의 내경 중심	
P : 유막압력(油膜壓力)	ho : 최소간격의 값
$\delta c$ : 조립후의 잔류 래디알방향 클리어런스	
$\delta r$ : 전동체의 정(靜)정격하중에 기초한 변형량	
F : 프레스 하중	

## 발명의 상세한 설명

### 발명의 목적

#### 발명이 속하는 기술분야 및 그 분야의 종래기술

본 발명은 크랭크 프레스의 커벡팅 로드용 베어링장치에 관한 것이다.

종래의 일반적인 크랭크 프레스(50)는, 제9도에 나타내는 것처럼, 크라운(51)과 베드(52)를 복수의 칼럼(53)으로 연결하여 프레임을 구성하고, 상형(上型)을 설치하는 슬라이드(54)는 상하 왕복이동 가능하게 장착되어 있다.

하형(下型)을 설치하는 볼스터(55)는 베드(52)에 고착된다. 크라운(51)내에는 복수의 프레스 베어링장치(10P)에 의해서 축선(Z0)을 중심으로 회전 가능하게 유지된 크랭크축(1)이 배설되어, 편심부(2, 2)와 슬라이드(54)를 1쌍의 커벡팅 로드(3,3)로 연결하고 있다.

또, 편심부(2)의 중심(축선 Z1)은 축선(Z0)에서 소정 양만큼 편심되어 있다.

따라서, 크랭크축(1)을 회전시키면, 슬라이드(54)를 상하 왕복이동시키면서 프레스 가공을 행할 수 있다. 여기서, 30P는 커벡팅 로드용 베어링장치, 57은 플라이휠, 58은 클러치, 59는 브레이크이다.

여기서, 종래의 프레스 베어링장치(10P)는, 제10도에 나타내는 것처럼 내경중심(축선 Z01)을 크랭크축(1)의 중심(축선 Z0)과 동심으로 하고 동시에 크랭크축(1)의 외주면과의 사이에 윤활유(OIL)를 공급하는 일정한 클리어런스(C1)를 설치하여 배설된 원통상 미끄럼 베어링(11)이나, 제11도에 나타내는 것처럼 내경 중심(축선 Z02)을 크랭크축(1)의 중심(축선 Z0)과 동심으로 하여 배설한 1쌍의 구름 베어링(21)으로 구성되어 있다.

따라서, 크랭크축(1)을 회전시켜 슬라이드(3)를 상하 이동시키는 무부하 상태에서는, 프레스 베어링장치(10P)에는 제9도에 나타내는 바와 같이 슬라이드(54)등의 중량이 하향의 정(靜)정격하중(W)으로서 가해진다. 한편, 프레스 가공 시에는 프레스 하중의 반력으로서의 상향의 100TON 이상에도 미치는 프레스 하중(F)이 가해진다.

이와 같이, 크랭크축(1)의 프레스 베어링장치(10P)는 내하중(耐荷重)조건이 엄격하기 때문에, 미끄럼 베어링(11)을 이용하는 경우에는, 베어링 내경과 크랭크축 외형과의 클리어런스, 급유조건, 유홈(油溝) 등을 연구하며, 또 구름 베어링(21)을 이용하는 경우에는 일반적인 것에 비교하여 대단히 견고한 구조로 되어 있다.

그러나, 제10도의 단독 미끄럼 베어링(11)을 채용한 경우, 그 내하중 능력을 높이기 위해 유막(油膜) 두께 즉 클리어런스(C1)를 크게 하면, 미끄럼 베어링(11)에 대한 크랭크축(1)의 상하방향의 상대위치가 변동하여, 슬라이드(54)의 하사점 위치 정밀도 다시 말하면 다이 하이트(DIE HEIGHT)가 변화해 버린다. 이러한 다이 하이트의 변화는, 한층 더 고정밀도가 기대되는 현재에는 허용되기 어렵게 되어 있다. 한편, 제11도의 1쌍의 구름 베어링(21)을 이용하는 경우, 단독으로는 대형 크랭크 프레스의 하중 능력에 견디지 못하는 경우가 많다. 또, 소형 크랭크 프레스에 적용한 경우에도 대단히 코스트가 높아진다.

이리하여, 본 출원인은 제12도에 나타내는 바와 같이, 미끄럼 베어링(11)과 1쌍의 구름 베어링(21)을 나란히 설치한 소위 복합 베어링장치(10P1)를 개발하여 제안(예를 들면 실개소 63-89425호 공보)하고 있다.

즉, 복합 베어링(10P1)은, 주로 크랭크축(1)의 이동량을 일정 범위 내로 규제하는 것을 목적으로 하는 1쌍의 구름 베어링(21)과, 주로 내하중 능력을 높이는 것을 목적으로 하는 미끄럼 베어링(11)을 각 내경 중심(축선 Z02, Z01)을 크랭크축(1)의 중심(축선 Z0)과 동일하게 하여 배설한 구성으로 되어 있다. 따라서, 1쌍의 구름 베어링(21)에 의해 크랭크축(1)의 이동량을 규제하며, 동시에 미끄럼 베어링(11)으로 내하중 능력을 높일 수 있다.

### 발명이 이루고자 하는 기술적 과제

이와 같이, 프레스 베어링장치에 대해서는, 크랭크축(1)의 이동량 규제에 의한 다이 하이트 변화의 극소화 및 내하중 능력을 한 단계 높이는 관점에서, 각각(10P1, 10P1)으로 개량되어 있으나, 커벡팅 로드용 베어링장치(30P)에 대해서는 관심이 적었다.

즉, 종래의 커벡팅 로드용 베어링장치(30P)는, 제13도에 나타내는 것처럼 편심부(2)(축선 Z1)와 커벡팅 로드(3)의 대단부(3U) 사이에, 클리어런스(C2)를 갖고 배설된 원통상 미끄럼 베어링(31)으로 형성되어 있다. 따라서, 크랭크축(1)에 관계하는 제10도에 나타낸 종래의 프레스 베어링장치(10P)와 같은 문제가 내재한다. 또, 제14도에 나타내는 바와 같이 1쌍의 구름 베어링(41P)을 배설하여 커벡팅 로드용 베어링장치(30P)를 형성한 경우에도, 제11도에 나타낸 종래의 프레스 베어링장치(10P)의 경우와 같은 문제가 발생해 버린다.

여기서, 슬라이드(54) 측에서의 프레스 하중(F)이 커벡팅 로드(3), 편심부(2)를 통해 크랭크축(1)에 전달 되는 것으로 하면, 프레스 베어링장치를 어떠한 방법으로 연구 개선하여도, 커벡팅 로드용 베어링장치(30P)에 있어서 다이 하이트에 영향을 주는 정도의 큰 이동량이 발생해 버린다면, 크랭크 프레스(50) 전체로서의 가공 정밀도를 한층 더 높이는 것은 어렵게 된다. 특히, 커벡팅 로드용 베어링장치(30P)에 가해지는 하중의 방향과 크기가 시사각각으로 변화하여 고유한 사정을 고려하면, 커벡팅 로드용 베어링장치의 이동량을 최소화하는 것은 프레스 베어링장치(10P)의 최소화를 도모하는 것과 동등 또는 그 이상으로 중요하다고 말해도 과언이 아니다. 내하중 능력에 대해서도 마찬가지이다.

또, 커벡팅 로드용 베어링장치의 내하중 능력을 한층 더 향상할 수 있고 동시에 이동량을 한층 더 작게 할 수 있으면, 프레스 베어링장치를 더욱 개선함으로써 프레스 가공 정밀도를 종래에 비교하여 비약적으로 향상할 수 있다고 고찰한다. 다시 말하면, 종래 최선으로 고려되고 있는 제12도에 나타내는 복합 베어링장치(10P1)에 있어서도,

① 미끄럼 베어링(11)에 발생하는 유압은, 전체 둘레에서 일정하다. 클리어런스(C1)가 전체 둘레에 균일하게 되어 있기 때문이다. 더구나, 프레스 하중(F)이 피구동시 중량(W)보다 현저하게 크다. 따라서, 유압치를 프레스 하중(F)에 견딜 수 있도록 높게 할 필요가 있으므로, 윤활유(OIL)의 공급수단을 고압 대응량으로 하지 않으면 안되는 등의 낭비가 많다.

② 구름 베어링(21)의 변형량 증가 등의 처치에 의해서 내하중 능력을 올리는 구조로 하는 것은, 특수한 구름 베어링을 채용하지 않으면 안되기 때문에 코스트가 높아진다. 게다가, 전동체의 큰 변형량을 시인한 것에 있어서는, 클리어런스의 가일층의 고정밀도화 요구를 만족시킬 수 없게 된다. 즉, 크랭크축(1)의 상하방향의 이동량이 그대로 다이 하이트의 변화로서 나타나 버리기 때문이다.

③ 크랭크축(1)의 특정 래디알방향만의 내하중 능력을 크게 그리고 이동량을 작게 하는 경우에도, 전체 둘레방향으로 대책을 세우지 않으면 안되기 때문에, 장치 과대화를 초래한다고 하는 것과 같은 해결해야 할 과제가 남아있기 때문이다.

본 발명의 목적은, 적극적으로 유막압력을 높여 내하중 능력을 강화하면서 프레스 하중에 의한 축의 전체 둘레방향 이동량을 최소로 억제할 수 있는 크랭크 프레스의 커벡팅 로드용 베어링장치를 제공함에 있다.

### 발명의 구성 및 작용

제13도에 나타낸 종래의 커벡팅 로드용 베어링장치(30P)에서는, 편심부(2)의 중심(축선 Z1)이 미끄럼 베어링(31)의 요동 속도보다도 작은 속도로 흔들려서 돈다고 하는 고유한 기술사향으로부터, 썸기막 작용에 의한 유막압력 발생이 극히 작기 때문에 큰 내하중 능력을 갖추는 것이 어렵고, 동시에 그 유막의 두께도 프레스 속도(크랭크축(1)의 회전속도) 및 브레이크 드루의 관성력에 의해 변화해 버리므로, 다이 하이트에 큰 영향을 주어 프레스 가공 정밀도를 저하시키는 요인이 되고 있다.

그래서, 본 발명은 크랭크축(편심부)의 회전운동을 이용하여 윤활유의 썸기막 작용을 적극적으로 강화하면서, 이로 인해 발생하는 최대의 유막압력이 프레스 하중방향과 일치하도록 미끄럼 베어링을 편심 배설함과 동시에 그 내경 중심을 편심각만큼 회전방향에 위치시키며, 동시에 프레스 하중축의 미끄럼 베어링의 최소간격의 값을 구름 베어링의 전동체의 정정격하중에 의한 변형량과 구름 베어링의 조립 후의 잔류 래디알방향 클리어런스의 합계치보다도 작게 형성하여 상기 목적을 달성한다. 여기서, 본 발명에 있어서의 최대의 유막압력이란, 최대 유막압력 또는 최대 유막압력에 근사한 압력을 말한다.

즉, 본 발명에 관계되는 크랭크 프레스의 커벡팅 로드용 베어링장치는, 복수의 프레스 베어링장치의 회전 지지된 크랭크축의 편심부와 슬라이드를 커벡팅 로드를 통해 연결하여, 크랭크축을 회전시켜서 슬라이드를 상하 왕복이동 시키도록 구성된 크랭크 프레스의 커벡팅 로드용 베어링장치로서, 내경 중심이 상기 편심부의 축선에 대하여 편심 장착된 미끄럼 베어링과, 내경 중심이 상기 편심부의 축선에 일치되고 동시에 상기 미끄럼 베어링의 양측에 장착된 1쌍의 구름 베어링으로 구성되며, 상기 미끄럼 베어링의 편심 장착에 의해서 상기 편심부와 사이에 형성되는 최소간격을 상기 크랭크축의 회전운동을 이용하여 프레스 하중 방향으로 최대의 유막압력을 발생할 수 있는 위치로 결정함과 동시에, 상기 최소간격의 값을 상기 구름 베어링의 조립 후의 잔류 래디알방향 클리어런스와 전동체의 정정격하중에 기초한 변형량과의 합계치 이하로 형성한 것을 특징으로 한다.

[작용]

상기 구성에 의한 크랭크 프레스의 커벡팅 로드용 베어링장치에서는, 1쌍의 구름 베어링이 크랭크축의 편심부와 커벡팅 로드(3)의 대단부와와의 전체 둘레방향의 상대 이동량을 소정 범위 내로 규제한다. 한편, 미끄럼 베어링은 구름 베어링의 내경중심과 편심되고 동시에 그 최소간격이 프레스 하중방향으로 최대의 유막압력을 발생할 수 있는 위치에 결정되어 있기 때문에, 프레스 하중에 대한 내하중 능력을 대폭으로 증대할 수 있다. 또, 최소간격의 값이 구름 베어링의 조립 후의 잔류 래디알방향 클리어런스와 전동체의 정정격하중에 기초한 변형량과 합계치 이하로 되어 있으므로, 다이 하이트에 영향을 줄 수 있는 이동량을 최소화할 수 있다.

[실시에]

이하, 본 발명의 실시예를 도면을 참조하여 설명한다.

제1도는 전체 구성도, 제2도는 종단면도, 제3도는 요부의 확대 단면도이다.

제1도에 있어서, 크랭크 프레스(50)의 기본적인 구성은 종래 예(제9도)와 마찬가지로 되어 있지만, 크랭크축(1)은 4개의 프레스 베어링장치(10)로 유지되어 그 축선(Z0)을 중심으로 하여 회전된다. 또, 편심부(2,2)와 커벡팅 로드(3,3)의 대단부(3U,3U)는, 본 커벡팅 로드용 베어링장치(30,30)를 통해 연결되어 있다. 각 편심부(2)의 중심(축선 Z1)은, 크랭크축(1)의 중심(축선 Z0)에 대해 소정량(E)만큼 편심되어 있다. 여기서, 56은 플라이휠(57)에 벨트가 걸린 메인 모터이다.

그리고, 본 커벡팅 로드용 베어링장치(30)는, 제2도에 나타내는 것처럼 내경중심(축선 Z11)이 편심부(2)의 중심(축선 Z1)에 대해 편심 장착된 미끄럼 베어링(31)과, 내경 중심(축선 Z12)이 편심부(2)의 중심(축선 Z1)에 일치되고 동시에 미끄럼 베어링(31)의 양측에 장착된 1쌍의 구름 베어링(41, 41)으로 구성되어 있다. 다시 말하면, 각 구름 베어링(41)은 커벡팅 로드(3)의 대단부(3U)와 편심부(2)와의 전체 둘레방향의 상대 이동량을 규제하기 위해서, 편심부(2)의 중심과 동심으로 되어 있다. 한쪽의 미끄럼 베어링(31)은, 크랭크축(1)(편심부(2)의 회전운동을 이용하여 프레스 하중(F)에 대항하는 큰 유막압력을 발생할 수 있도록 양 구름 베어링(41,41)과 편심 배설되어 있다.

미끄럼 베어링(31)은, 이 실시예의 경우, 제작, 조립 및 편심 배설의 편의에서 제4도에 나타내는 편심부(2)에 끼워지는 편심변형 부시(32)와, 이 편심변형 부시(32)에 끼워지고 동시에 대단부(3U)에 끼워지는 진원 부시(33)로 형성되어 있다.

한쪽의 각 구름 베어링(41)은, 제2도, 제3도에 나타내는 것처럼 편심부(2)에 끼워지는 내측 레이스(42)와, 리테이너(44)로 유지된 복수의 전동체(43) 및 외측레이스(45)로 형성되며, 래디알방향 클리어런스( $\delta$  c)를 확보하여 조립된다. 여기서, 전동체(43)의 정정격하중에 의한 변형량을  $\delta$  r로 정의한다.

여기서, 미끄럼 베어링(31)의 편심 방향과 이 편심 배설에 의해 형성되는 최소간격(ho)은, 다음과 같은 기술적 근거에 의해 결정되어 있다.

즉, 제4도, 제5도에 있어서, 크랭크축(1)의 회전에 의해 편심부(2)가 편심회전된 경우에, 미끄럼 베어링(31)의 각 부위에 발생하는 유막압력(P)은 식 1에서 구해진다.

$$P=k_p(\eta U r / c^2) \dots \dots \text{식 1}$$

단, 각 기호는 하기 내용을 의미함.

$\eta$  : 윤활유의 점도

U : 편심부(축)의 원주속도

r : 편심부(축)의 반경

c : 반경간격으로, (D-d)/2로 표현되는 원주방향 각 부위에 따라서 다른 변수이다.

$k_p$  : 압력계수로, 제6도와 같이 베어링 각도( $\theta$ )와 편심률( $\epsilon$ )(=e2/c)에 의해서 결정된다.

e2 : 편심량

또, 유막형상(유막두께)(h)은,  $h=c(1+\epsilon \cdot \cos \theta)$ 로 구해진다. 최소간격의 값을 ho로 하면, 그 반대측의 최대간격의 값(h1)은,  $h1=2c-ho$ 가 된다. 따라서, 제5도에 나타내는 췌기막 작용(유막압력상승)영역(35)은, 편심부(2)의 회전방향에 있어서 최대간격(h1)에서 최소간격(ho) 사이에서 변형된다. 36은 역췌기막 작용(유막압력하강)영역이다.

여기에 있어서, 프레스 하중(F) 방향으로 최대의 유막압력(P)을 발생할 수 있도록 최소간격(ho)의 위치를 결정하기 위해 편심량(e2)과 편심각( $\phi$ )(예를 들면, 15도~45도)을 설정하고 있다. 이 편심량(e2)은 편심부(2)의 중심(oj)(축선 Z1)에 대해, 제4도에서 상방으로 e1만큼 위치를 엇갈리게 하고 동시에 중심(oj)을 지나는 수직축선에 대해 우측으로 e2만큼 위치를 엇갈리게 함으로서 얻어진다.

구체적으로는, 편심변형 부시(31)의 조립각도를 조정함으로써 수행된다.

이와 같이, 프레스 하중 방향으로 최대의 유막압력(P)을 발생하여 내하중 능력을 높여도, 이동량을 크게 하여서는 바로 한쪽의 고정밀도화를 달성할 수 없다. 그래서, 최소간격의 값(ho)을  $0 < ho < \delta r + \delta c$ 가 되도록 정하고 있다. 이것은 편심변형 부시(32)를 편심각도( $\phi$ )만큼 회전방향으로 기울이고 동시에 편심량(e2)이 되도록 하여 조립함으로써 확립할 수 있다. 덧붙여서 말하면,  $e2=C+\delta r$ 가 된다.

따라서, 이러한 커벡팅 로드용 베어링장치(30)를 이용하여 각 편심부(2)와 커벡팅 로드(3)의 대단부(3U)를 연결하면, 1쌍의 구름 베어링(41, 41)이 편심부(2)의 전체 둘레방향 이동량을 소정 범위 내로 규제한다. 특히, 브레이크 드루 발생시의 프레스 하중(F)과 역방향의 관성력에 대해 유효하게 규제 작용한다. 또, 1쌍의 구름 베어링(41,41)과 편심 배설된 미끄럼 베어링(31)의 최소간격(ho)의 위치에 기초하여, 크

크랭크축(1)의 회전운동을 이용하여 프레스 하중(F) 방향으로 최대의 유막압력(P)을 발생하기 때문에, 내하중 능력을 대폭으로 증대할 수 있음과 동시에 프레스 하중 방향의 이동량을 대단히 작게 할 수 있다. 다시 말하면, 다이 하이트 변화에 미치는 영향을 최소화할 수 있다.

더욱이, 이 실시예에서는 본 커벡팅 로드용 베어링장치(30)의 내하중 능력의 증대와 동시에 전체 둘레방향 이동량을 작게 특히 프레스 하중 방향의 이동량을 최소화할 수 있는 기능·성능에 착안하여, 크랭크 프레스 전체의 고정밀도화와 내하중 능력을 한층 더 향상시키기 위해, 각 프레스 베어링장치(10)에 제7도, 제8도에 나타내는 복수의 미끄럼 베어링 방식을 채용하고 있다. 즉, 프레스 베어링장치(10)는 크랭크축(1)의 축선(Z0) 방향으로 배열된 3개의 미끄럼 베어링(11A, 11B, 11C)으로 이루어지고, 각 미끄럼 베어링(11A, 11B, 11C)은 원통형으로 되어 있다.

여기서, 제1도에 나타난 프레스 하중(F)에 대해 슬라이드 하사점에 있어서의 크랭크축(1)의 상방 이동량을 작게 하기 위해 중간의 베어링(11B)을 폭 넓게 하고, 동시에 상부측의 간격(C3)을 작게 하부측의 간격(C4)을 크게 하기 위해 베어링(11B)의 내경 중심(축선 Z02)을 크랭크축(1)의 중심(축선 Z0)에 대해 하측으로 소정량(e01)만큼 편심시키고 있다.

한편, 다른 베어링(11A, 11C)의 내경 중심(축선 Z01, Z03)은 그 편심량(e01)을 중앙 축심(11B)의 편심량(e01)과 같게 하면서, 제8도에 나타내는 바와 같이 크랭크축(1)의 중심(축선 Z0)에 대해 편심 방향을 다른 것으로 세팅되어 있다. 다시 말하면, 각 미끄럼 베어링(11A, 11B, 11C)의 내경 중심(Z01, Z02, Z03)을 다른 방향으로 동일 양만큼 편심시키고 있다.

이 실시예에서는, 편심 작용에 의한 서서히 좁아지는 간격(C3)의 변화와 크랭크축(1)의 회전력과 관계로부터 유압 상승을 유발시키는 유압 상승부(12A, 12B, 12C)가 등간격(120도)이 되도록, 각 베어링(12A, 12B, 12C)을 편심 배설하고 있다. 따라서, 크랭크축(1)에 가해지는 하중을 전체 둘레방향에서 균일하게 유지할 수 있다. 또, 중앙 베어링(12B)이 상방의 간격(C3)을 작게 하도록 편심되어 있으므로, 제일 큰 하중 다시 말하면 프레스 하중(F)에 대해 필요 충분한 내하중 능력을 발휘할 수 있다.

이러한 구성의 프레스 베어링장치(10)에서는, 미끄럼 베어링(11A~11C)의 내경 중심(축선 Z01~Z03)의 편심 방향에 의해서 여러 가지 특성을 가질 수 있다. 예를 들면 미끄럼 베어링(11B)의 경우에는 상방 측의 간격(C3) 다시 말하면 유막두께를 작게 함으로서, 크랭크축(1)의 프레스 하중 방향의 이동량을 최소화할 수 있다. 또, 크랭크축(1)의 회전운동에 의해 간격이 서서히 좁아짐으로서 유압이 상승되기 때문에, 최소 간격(C3)의 조금 앞쪽에 고유압을 발생할 수 있다. 즉, 간격(C3)을 작게 함으로서 공급 유압력을 높이고 내하중 능력을 대폭으로 증대할 수 있다.

그런데, 이 실시예에 의하면, 내경 중심(ob)(축선 Z11)이 편심부(2)의 축선(Z1)에 대해서 소정량(e2)만큼 편심 장착된 미끄럼 베어링(31)과, 내경 중심(0j)(축선 Z12)이 편심부(2)의 축선(Z1)에 일치되고 동시에 그 양측에 장착된 1쌍의 구름 베어링(41, 41)으로 구성되며, 동시에 미끄럼 베어링(31)의 편심 장착에 의해 형성되는 최소간격(ho)을 크랭크축(1)의 회전운동을 이용하여 프레스 하중(F) 방향으로 최대의 유막압력(P)을 발생할 수 있는 위치로 결정함과 동시에, 그 최소간격의 값(ho)을 구름 베어링(41)의 조립 후의 잔류 래디알방향 클리어런스( $\delta c$ )와 전동체(43)의 정정격하중(W)에 기초한 변형량( $\delta r$ )의 합계치( $\delta c + \delta r$ ) 이하로 형성된 커벡팅 로드용 베어링장치(30)이기 때문에, 전체 둘레방향 이동량을 소정 범위 내로 규제할 수 있으며 동시에 내하중 능력을 대폭으로 증대할 수 있고, 게다가 프레스 하중 방향의 이동량을 최소화할 수 있다. 따라서, 다이 하이트를 일정하게 한 고정밀도의 프레스 가공을 확실하게 그리고 원활히 수행할 수 있다.

또, 미끄럼 베어링(31)이 편심변형 부시(32)와 진원부시(33)로 형성되어 있기 때문에, 제작·조립이 용이하여 저 코스트가 되며, 최소간격(ho)의 위치도 정확히 결정할 수 있다.

또, 미끄럼 베어링(31)이 내하중 능력을 증대하기 때문에, 양 구름 베어링(41, 41)을 간소화할 수 있어 경제적이다.

더욱이, 각 프레스 베어링장치(10)가 3개의 미끄럼 베어링(11A, 11B, 11C)의 각 내경 중심(축선 Z01, Z02, Z03)을 크랭크축(1)의 내경 중심(축선 Z0)에 대해 소정량(e01)만큼 각각 다른 방향으로 편심시킨 구성으로 되어 있으므로, 크랭크 프레스 전체의 내하중 능력을 증대할 수 있다. 그리고 이동량을 작게 할 수 있기 때문에, 커벡팅 로드용 베어링장치(30)의 작용효과와 더불어서 한층 더 고정밀도로 안정한 프레스 운전을 할 수 있다. 게다가, 각 미끄럼 베어링(11A, 11B, 11C)이 원통형상으로 되어 있기 때문에, 가공 용이성에 의해서 저 코스트로 조립도 간단해 진다.

또, 중앙의 미끄럼 베어링(11B)의 편심방향을 상방 측의 간격(C3)이 작게 그리고 축선(Z02)방향의 폭 치수를 다른 미끄럼 베어링(11A, 11C)의 폭 치수보다 크게하고 있으므로, 프레스 하중(F)에 대항하는 부위의 유압발생능력을 높게 할 수 있다. 다시 말하면, 슬라이드 하사점 시에 있어서의 크랭크축(1)의 상방향 내하중 능력을 충분한 것으로 하여, 편심방향이 다른 미끄럼 베어링(11A, 11C)에 의해 하방향에서도 구속함으로써, 크랭크축(1)의 전체 방향 이동량을 작게 할 수 있다.

### 발명의 효과

본 발명에 관계되는 커벡팅 로드용 베어링장치에 의하면, 내경 중심(축선)이 편심부의 축선에 대하여 편심량만큼 편심 장착된 미끄럼 베어링과, 내경 중심(축선)이 편심부와 축선에 일치되고 동시에 그 양측에 장착된 1쌍의 구름 베어링으로 구성되고, 동시에 미끄럼 베어링의 편심 장착에 의해 형성되는 최소간격을 크랭크축의 회전운동을 이용하여 프레스 하중 방향으로 최대의 유막압력을 발생할 수 있는 위치로 결정함과 동시에, 그 최소간격의 값을 구름 베어링의 조립 후의 잔류 래디알방향 클리어런스와 전동체의 정정격하중에 기초한 변형량과의 합계치 이하로 형성되어 있기 때문에, 축의 전체 둘레방향 이동량을 소정 범위 내로 규제할 수 있으면서 내하중 능력을 대폭으로 증대할 수 있으며, 게다가 프레스 하중 방향의 이동량을 최소화할 수 있다. 따라서, 다이 하이트를 일정하게 한 고정밀도의 프레스 가공을 확실하게 안정시켜 수행할 수 있다.

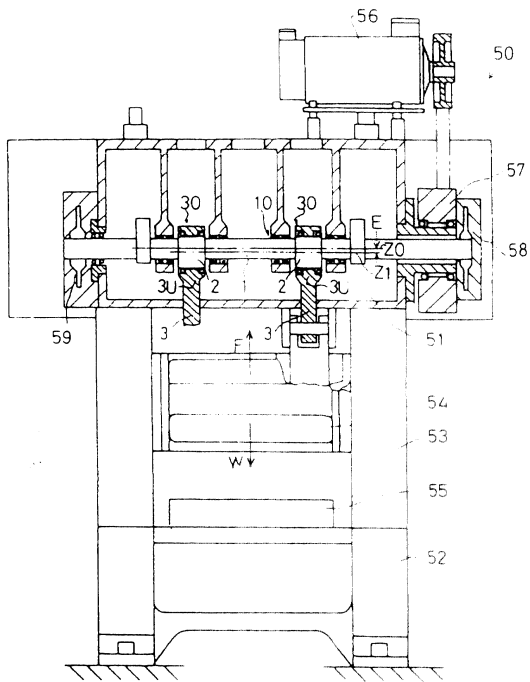
(57) 청구의 범위

청구항 1

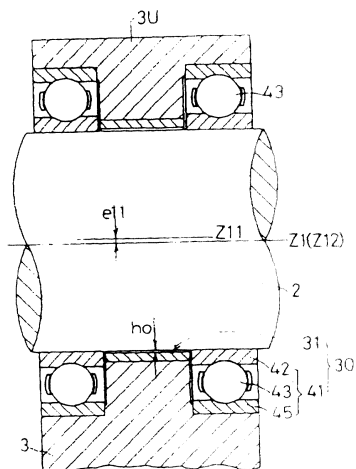
복수의 프레스 베어링장치에 회전 지지된 크랭크축의 편심부와 슬라이드를 커넥팅 로드를 통해 연결하고, 크랭크축을 회전시켜서 슬라이드를 상하 왕복이동시키도록 구성된 크랭크 프레스의 커넥팅 로드용 베어링 장치로서, 내경 중심이 상기 편심부의 축선에 대하여 편심 장착된 미끄럼 베어링과, 내경 중심이 상기 편심부의 축선에 일치되고 동시에 그 미끄럼 베어링의 양측에 장착된 1쌍의 구름 베어링으로 구성되며, 상기 미끄럼 베어링의 편심 장착에 의해서 상기 편심부와 사이에 형성되는 최소간격을 상기 크랭크축의 회전운동을 이용하여 프레스 하중 방향으로 최대의 유막압력을 발생시킬 수 있는 위치로 결정함과 동시에, 상기 최소간격의 값을 상기 구름 베어링의 조립 후의 잔류 래디알방향 클리어런스과 전동체의 정정격하중에 기초한 변형량과의 합계치 이하로 형성한 것을 특징으로 하는 크랭크 프레스의 커넥팅 로드용 베어링 장치.

도면

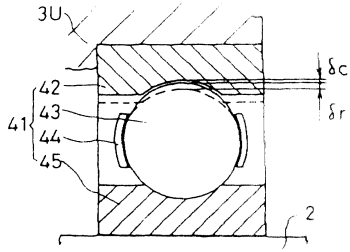
도면1



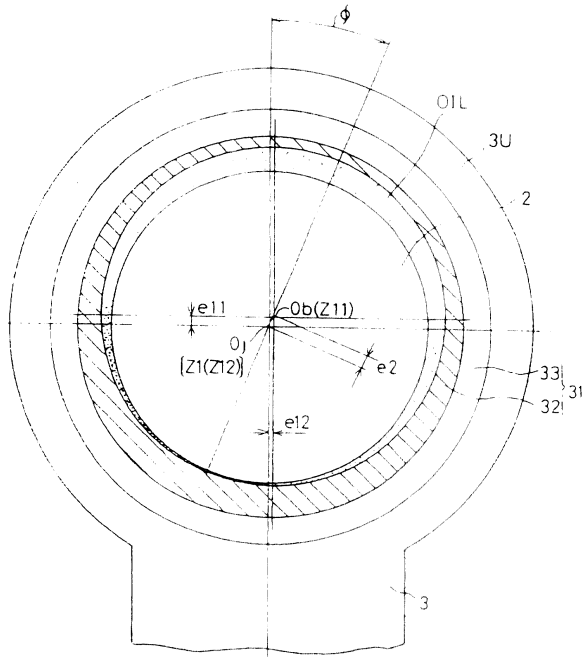
도면2



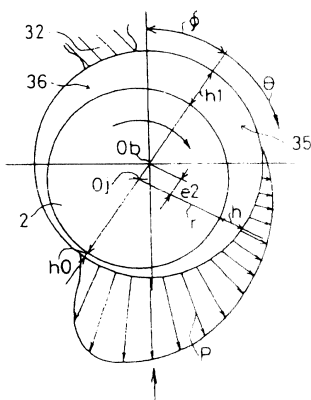
도면3



도면4

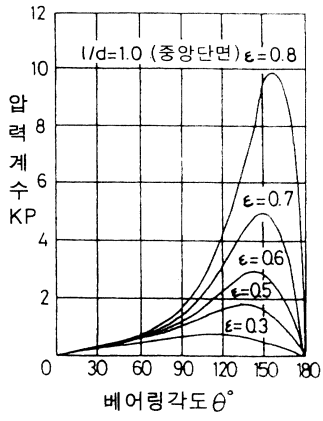


도면5

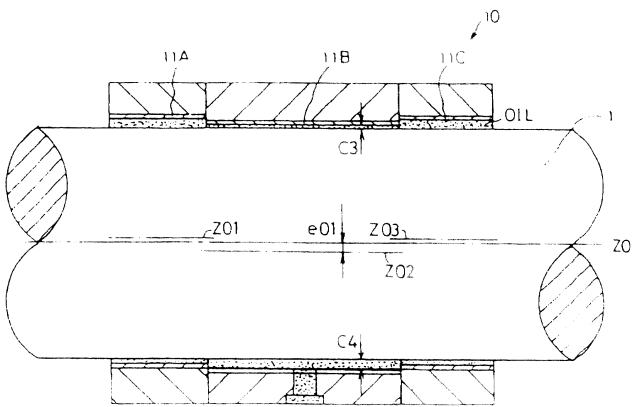




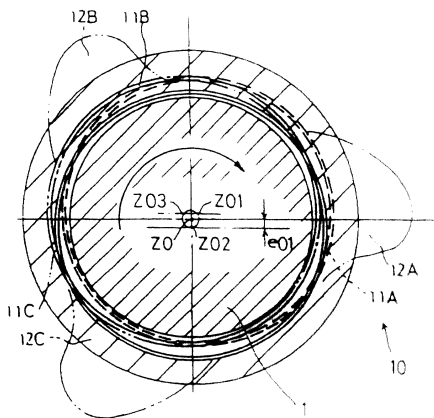
도면6



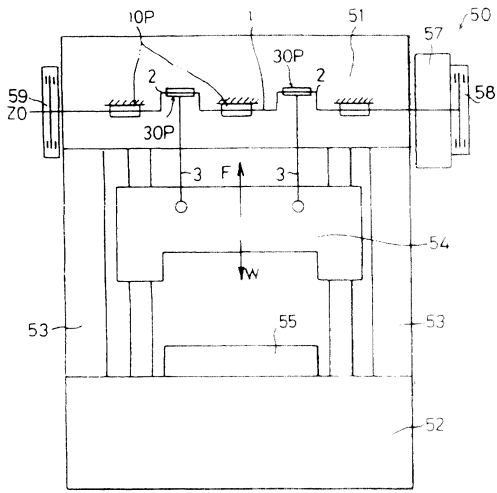
도면7



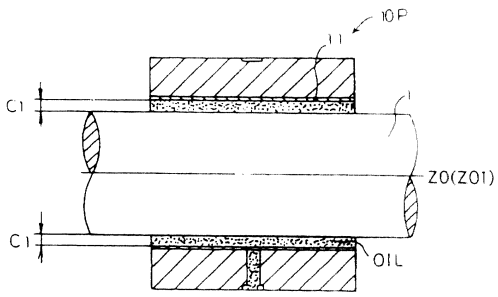
도면8



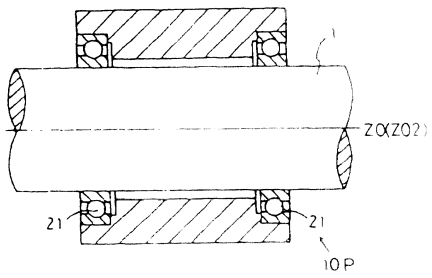
도면9



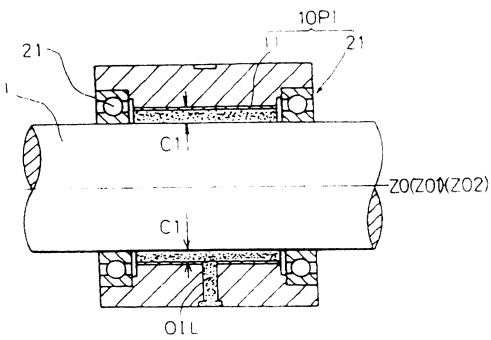
도면10



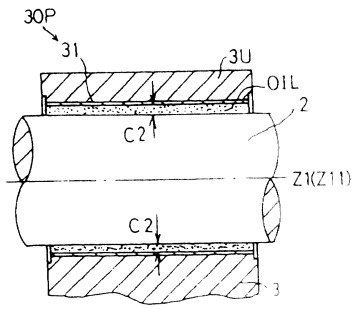
도면11



도면12



도면13



도면14

