(19) 대한민국특허청(KR)
(12) 공개특허공보(A)

(51) Int. Cl.[6]
F16J 15/34

(11) 공개번호 특1999-0077657
(43) 공개일자 1999년10월25일

(21) 출원번호 10-1999-0007415
(22) 출원일자 1999년03월06일
(30) 우선권주장 98-071195 1998년03월06일 일본(JP)
(71) 출원인 가부시끼가이샤 도시바 니시무로 타이죠
일본국 가나가와껭 가와사끼시 사이와이꾸 호리가와쪼 72반지
(72) 발명자 마쓰다미노루
일본국 가나가와켄 요꼬하마시 쓰루미 구수에히로쪼2-4 게이힌프로덕츠 오퍼레이션내
스즈끼도시오
일본국 가나가와켄 요꼬하마시 쓰루미 구수에히로쪼2-4 게이힌프로덕츠 오퍼레이션내
고미야마마나부
일본국 가나가와켄 요꼬하마시 쓰루미 구수에히로쪼2-4 게이힌프로덕츠 오퍼레이션내
(74) 대리인 문기상, 문두현

심사청구 : 있음

(54) 축류 터빈용 실링 장치

요약

본 발명은 축류 터빈의 로터의 샤프트 주위에 복수의 세그먼트를 배열하여, 그것들의 외부가 노즐 다이어프램 내에 포함된 내륜에 형성된 지지홈에 수용되도록 형성된 실링륜에 관한 것이다. 평판스프링이 실링륜 세그먼트를 반경 방향 내측으로 압축하고, 만곡판 스프링이 실링륜 세그먼트를 반경 방향 외측으로 압축한다. 평판스프링과 만곡판 스프링의 압축력은 실링륜 세그먼트의 각각의 자중에 기인하는 실링륜 세그먼트에 작용하는 압축력의 차를 보상하도록 정해진다. 평판스프링과 만곡판 스프링은 실링륜 세그먼트의 불규칙한 이동을 방지하여 실링륜 세그먼트의 원활한 반경 방향 이동을 가능하게 하고, 실링륜 세그먼트에 부착된 실링핀과 축류 터빈의 로터의 샤프트 간의 접촉을 방지한다.

대표도

도1a

색인어

축류 터빈, 실링핀, 실링륜

명세서

도면의 간단한 설명

도 1a는 축류 터빈의 작동 유체의 유출을 방지하는 본 발명에 의한 제 1 실시예에서의 실링 장치의 개략 단면도이고, 도 1b는 축류 터빈에 사용되는 실링 장치의 부분 정면도이며, 도 1c는 실링륜 세그먼트의 개략 사시도.

도 2a 및 도 2b는 실링륜을 형성하는 세그먼트의 반경 방향 변위를 설명하기 위한 도 1a에 나타낸 실링 장치의 개략 단면도이고, 도 2c는 실링륜을 형성하는 세그먼트의 반경 방향 변위를 설명하기 위한 보조 도면.

도 3a는 도 1a에 나타낸 실링 장치의 개략 정면도이고, 도 3b는 도 1a에 나타낸 실링 장치에 포함된 평판스프링의 사시도이며, 도 3c는 도 1a에 나타낸 실링 장치에 포함된 만곡판 스프링의 사시도.

도 4a는 축류 터빈의 작동 유체의 유출을 방지하는 본 발명에 의한 제 2 실시예에서의 실링 장치의 개략 단면도이고, 도 4b는 축류 터빈에 사용되는 실링 장치의 부분 정면도이며, 도 4c는 실링륜을 형성하는 세그먼트의 개략 사시도.

도 5a 및 도 5b는 본 발명에 의한 제 3 실시예에서의 실링 장치의 개략 단면도이고, 도 5c는 실링륜을

형성하는 세그먼트의 반경 방향 변위를 설명하기 위한 보조 도면.

도 6은 종래 기술의 제 1 예로서, 축류 터빈의 작동 유체의 유출을 방지하는 실링 장치의 개략 단면도.

도 7은 종래 기술의 제 2 예로서, 축류 터빈의 작동 유체의 유출을 방지하는 실링 장치의 개략 단면도.

도 8a 및 도 8b는 종래 기술의 제 3 예로서, 각각 축류 터빈의 작동 유체의 유출을 방지하는 실링 장치의 개략 단면도 및 개략 정면도.

발명의 상세한 설명

발명의 목적

발명이 속하는 기술 및 그 분야의 종래기술

본 발명은 로터와 축류 터빈 스테이지의 로터와 고정 부재의 노즐 다이어프램의 내륜에 부착된 실링륜 간의 갭을 통한 작동 유체의 유출을 감소시키기 위한 실링 장치에 관한 것이다.

일반적으로 증기 터빈이나 가스 터빈 등의 축류 터빈은 고정 노즐과 로터를 갖는다. 노즐은 증기 등의 작동 유체를 고압의 상류 측으로부터 받아들여, 이 작동 유체를 저압의 하류 측에서 팽창시켜서 열에너지를 기계적 에너지로 변환한다. 그 기계적 에너지에 의해 로터가 고속으로 회전 구동되어 회전 에너지를 발생하고, 발전기가 그 회전 에너지로 구동되어 전력을 발생한다.

축류 터빈 스테이지에서는, 작동 유체가 스테이지의 유로를 흘러지나가서 노즐과 동익 간의 유로를 바이패스할 때, 작동 유체가 회전부와 고정부 간의 갭을 통해 유출하여 축류 터빈의 효율을 감소시킨다. 로터와 노즐 다이어프램의 내륜의 내주 간의 갭을 통해 작동 유체가 유출함으로써 발생하는 유출 손실은 축류 터빈의 효율을 감소시키는 하나의 원인이 된다. 유출 손실을 줄이기 위해 실링핀이 고정된 실링륜을 노즐 다이어프램의 내륜에 설치하고 있다. 실링륜은 갭을 줄여서 갭을 통한 작동 유체의 유출을 억제한다. 유출을 억제하기 위해서는 갭을 최소한으로 줄이는 것이 바람직하지만, 갭이 지나치게 작으면 실링핀이 로터와 접촉하여 터빈 샤프트의 과도한 진동을 일으킨다. 따라서 로터와 실링핀의 접촉을 피하기 위해 갭을 비교적 크게 형성한다. 터빈이 기동할 때, 터빈 부하가 변할 때 및 터빈이 정지할 때는 터빈 샤프트가 과도하게 진동하기 쉬워진다. 따라서 로터가 실링핀과 접촉해서 실링핀의 모서리가 마모되어 갭의 크기가 증가하고, 그 결과 유출 손실이 증가하여 터빈의 효율을 감소시킨다.

도 6은 종래 기술의 제 1 예의 축류 터빈용 실링 장치를 나타낸다. 축류 터빈 스테이지는 케이싱(1)에 고정된 외륜(2)과 내륜(3)을 갖는 노즐 다이어프램(30), 직렬로 형성된 복수의 노즐(4), 케이싱(1)의 중앙부에 회전 가능하게 지지된 로터(5), 로터(5)와 동축의 휠(6) 및 휠에 부착된 동익(7)을 구비한다. 노즐 다이어프램(30)의 내륜(3)의 내측면에는 홈(8)이 형성되어, 복수의 세그먼트(9a)로 된 실링륜(9)을 이 홈(8) 내에 설치한다. 실링핀(10)을 실링륜(9)의 내측면에 고정함으로써 최소 허용 크기의 갭(a)이 로터(5)와 실링핀(10) 간에 형성된다. 이 축류 터빈 스테이지에서는 로터(5)와 실링핀(10) 간의 갭(a)의 크기는 갭(a)을 통한 작동 유체(b)의 유출을 소량만 허용할 정도로 작다. 갭(a)의 크기가 작으므로 회전하는 로터(5)는 실링핀(10)과 접촉되어 실링핀(10)의 모서리를 마모시키고, 그 결과 갭(a)의 크기가 증가하여 작동 유체의 유출이 증가하여 스테이지의 효율을 감소시킨다. 로터(5)와 실링핀(10) 간의 접촉은 로터(5)의 과도한 진동을 일으켜서 축류 터빈의 안정한 운전을 불가능하게 한다. 따라서 축류 터빈의 효율의 감소와 실링핀의 마모에 기인하는 로터의 과도한 진동을 방지하기 위해서 종래 기술의 제 2 예 및 제 3예로서 도 7 및 도 8에 나타낸 다른 실링 장치가 각각 사용되고 있다.

도 7에 나타낸 바와 같이 터빈에 사용되는 실링 장치에는 실링륜(9)의 복수의 세그먼트(9a)의 외측면에 부착해서 벨로즈(11)가 설치되고, 이 벨로즈(11)는 노즐 다이어프램(30)의 내륜(3)에 형성된 압력 구멍(12)으로 개방된다. 로터(5)와 실링핀(10) 간의 갭(a)은 축류 터빈이 기동할 때, 터빈 부하가 변할 때 및 터빈이 정지할 때에 증가한다. 터빈이 정격 부하 운전시에는, 고압 유체가 압력 구멍(12)을 통해 벨로즈(11)에 공급되어 실링륜(9)의 복수의 세그먼트(9a)를 반경 방향의 내측으로 변위시킴으로써 갭(a)의 크기가 감소된다.

도 8a 및 도 8b에 나타낸 바와 같이, 터빈에 사용되는 실링 장치는 복수의 세그먼트(9a)로 구성된 실링륜(9)을 갖는다. 실링륜(9)의 세그먼트(9a)의 단부면에는 구멍(13)이 형성되어 대응하는 단부면에 수직으로 뻗으며, 실링륜(9)의 세그먼트(9a)의 인접하는 단부의 구멍(13)에는 스프링(14)이 삽입되어 있다.

도 8a는 축류 터빈의 운전 속도가 정상 운전 속도로 상승되고, 축류 터빈이 중간 부하와 정격 부하 사이의 부하로 운전하는 상태를 나타낸다. 실링륜(9)의 상류측의 압력과 그 하류측의 압력은 서로 다르므로, 실링륜(9)의 상류측의 상류 압력(Fa)이 실링륜(9)의 외주에 작용하고, 상류 압력(Fa)보다 낮은 하류 압력(Fb)이 실링핀(10)이 설치된 실링륜(9)의 내주에 작용한다. 그 결과 실링륜(9)의 세그먼트(9a)가 압력차에 의해 반경 방향 내측으로 변위하여 갭(a)의 크기가 최소로 감소한다.

축류 터빈이 정지할 때는 도 8b에서 화살표 c로 나타낸 바와 같이, 스프링(14)이 인접하는 실링륜(9)의 세그먼트(9a)를 서로 편향시킴으로써 도 8a에 나타내 바와 같이 실링륜(9)의 세그먼트(9a)가 반경 방향 외측으로 변위하여 로터(5)와 실링륜(9) 핀(10) 간의 갭(a)의 크기를 증가시킨다. 실링륜(9)의 하반부를 형성하는 세그먼트(9a)는 중력으로 인해 아래쪽으로 이동하려고 하므로, 실링륜(9)의 세그먼트(9a)를 중력 스프링(15)으로 지지한다.

도 7에 나타낸 실링 장치에서, 벨로즈(11)는 터빈의 잦은 기동 및 정지 또는 터빈 부하의 잦은 변동으로 인한 반복 응력 때문에 파열되기 쉽다. 따라서 벨로즈(11)는 강도가 높아야 하나, 고강도의 벨로즈(11)는 실링 장치의 크기를 증가시키게 된다.

도 8a 및 도 8b에 나타낸 실링 장치에서, 터빈이 저부하로 운전 중에 터빈 부하가 증가 및 감소하여 실링륜(9)의 세그먼트(9a)가 반경 방향 내측으로 이동할 때는, 실링륜(9)의 세그먼트(9a)가 고정 지지되어 있지 않기 때문에 실링륜(9)의 세그먼트(9a)가 불규칙하게 이동하게 되기 쉽고, 그 결과 불필요한 반복 부하와 고온 크리프 부하가 스프링(14)에 작용한다. 따라서 축류 터빈은 저부하 조건에서 장기간 운전할 수 없다. 실링륜(9)의 세그먼트(9a)는 중력에 의해 아래로 이동하려고 하므로, 실링륜(9)의 하반부를 형성하는 세그먼트(9a)를 중력 스프링(15)으로 지지한다. 실링륜(9)의 세그먼트(9a)가 반경 방향 내측으로 이동 중에는 중력 스프링(15)이 실링륜(9)의 세그먼트(9a)를 수직 상방으로 밀기 때문에, 실링륜(9)의 각 세그먼트(9a)는 동시에 이동하지 않고 불규칙하게 이동하기 쉽다. 종래 기술의 상술한 과제는 해결하여야 할 과제가 된다.

발명이 이루고자하는 기술적 과제

따라서 본 발명의 목적은 로터와 실링핀이 설치된 실링륜을 가지며, 로터와 실링핀 간의 접촉에 기인하는 로터의 과도한 진동을 방지하고, 작동 유체의 유출을 억제하여, 축류 터빈이 저부하로 장시간 운전하더라도 적절히 기능할 수 있는 고신뢰성의 축류 터빈용 실링 장치를 제공하는 것에 있다.

발명의 구성 및 작용

본 발명의 제 1 태양에 의하면, 샤프트가 달린 로터와 로터의 샤프트를 둘러싸도록 배치된 내륜이 달린 노즐 다이어프램을 갖는 축류 터빈에서 작동 유체의 유출을 방지하기 위한 실링 장치는 로터의 샤프트 주위로 복수의 세그먼트로 형성되며, 내륜의 각 세그먼트는 지지홈에 들어맞도록 맞추어져 있는 부분을 가짐으로써 각 세그먼트가 로터 샤프트에 대해서 반경 방향으로 이동할 수 있게 한 실링륜과, 실링륜 세그먼트를 반경 방향 내측으로 압축하는 제 1 압축 수단과, 실링륜 세그먼트를 반경 방향 외측으로 압축하는 제 2 압축 수단을 구비한다.

실링륜 세그먼트가 제 1 및 제 2 압축 수단에 의해 로터에 대하여 반경 방향 내측 및 외측으로 압축되므로, 실링륜 세그먼트의 반경 방향 외측면과 반경 방향 내측면의 압력차가 축류 터빈 부하의 변동에 따라 변동하더라도 실링륜 세그먼트가 불규칙하게 이동하거나 진동하는 일이 없이 로터에 대해서 반경 방향 방향으로 원활하게 이동한다.

바람직하게는 제 1 및 제 2 압축 수단의 압축력은 축류 터빈의 정격 운전 시에는 실링륜 세그먼트의 반경 방향 외측면 및 반경 방향 내측면 간의 압력차에 의해 실링륜 세그먼트가 로터에 대해서 반경 방향 내측으로 변위하고, 축류 터빈의 저부하 운전 시에는 실링륜 세그먼트의 반경 방향 외측면 및 반경 방향 내측면 간의 압력차에 의해 실링륜이 로터에 대해서 반경 방향 외측으로 변위하도록 조정된다.

축류 터빈의 정격 운전 시에는 실링륜의 세그먼트가 로터쪽으로 변위하고, 축류 터빈의 저부하 운전 시에는 로터로부터 떨어지도록 변위되므로, 노즐 다이어프램의 내륜과 로터 간의 갭은 축류 터빈의 정격 운전 시에는 충분히 밀봉될 수 있고, 축류 터빈의 저부하 운전 시에는 실링륜과 로터 간의 접촉에 기인하는 로터의 진동을 회피할 수 있다.

바람직하게는 제 1 압축 수단은 지지홈의 저면과 실링륜 세그먼트의 외측면 간에 끼워지는 판스프링을 구비한다.

바람직하게는 실링륜 세그먼트에는 작동 유체의 유동 방향에 대해서 상류측과 작동 유체의 유동 방향에 대해서 하류측 사이로 뻗은 홈이 단부면에 형성되고, 지지홈은 테를 가지며, 제 2 압축 수단은 관통 구멍과 테에 안착되는 만곡판 스프링을 구비한다.

바람직하게는 만곡판 스프링은 인접하는 실링륜 세그먼트 사이로 뻗는다.

바람직하게는 실링륜 세그먼트는 그 중간부에 작동 유체의 유동 방향에 대해서 상류측과 작동 유체의 유동 방향에 대해서 하류측 사이로 뻗는 관통 구멍이 형성되고, 지지홈은 테를 가지며, 제 2 압축 수단은 관통 구멍과 테에 안착되는 만곡판 스프링을 구비한다.

바람직하게는 로터는 수평축을 가지며, 제 1 및 제 2 압축 수단의 각의 압축력은 실링륜 세그먼트 각각의 자중에 기인하는 실링륜 세그먼트에 작용하는 압축력의 차를 보상하도록 조정된다.

바람직하게는 로터는 수평축을 가지며, 실링륜의 하반부를 형성하는 세그먼트만이 제 1 압축 수단에 의해 압축됨으로써 실링륜 세그먼트 각각의 자중에 기인하는 실링륜 세그먼트에 작용하는 압축력의 차를 보상한다.

바람직하게는 로터는 수평축을 가지며, 실링륜의 상반부를 형성하는 세그먼트와 실링륜의 하반부를 형성하는 세그먼트를 압축하는 판스프링의 각 압축력은 실링륜 세그먼트 각각의 자중에 기인하는 실링륜 세그먼트에 작용하는 압축력의 차를 보상하도록 조정된다.

바람직하게는 제 2 압축 수단은 온도가 상승할 때 서서히 만곡되는 평상시 평판상의 부재를 구비하고, 이 판상 부재는 실링륜 세그먼트의 단부면에 형성된 관통홈에 수용되어, 작동 유체의 유동 방향에 대해서 상류측과 작동 유체의 유동 방향에 대해서 하류측 사이로 뻗거나, 실링륜 세그먼트의 중간부에 형성된 관통 구멍에 삽입되어 작동 유체의 유동 방향에 대해서 상류측과 작동 유체의 유동 방향에 대해서 하류측 사이로 뻗으며, 이 판상 부재가 축류 터빈의 저부하 운전 시에 온도가 상승함에 따라 만곡되어 실링륜 세그먼트를 로터에 대해서 반경 방향 외측으로 변위시킨다.

바람직하게는 판상 부재는 재질이 서로 다른 한 쌍의 평판상, 탄성 부재로 형성된다.

바람직하게는 판상 부재는 신축성 재질의 부재와 형상 기억 합금의 부재로 되어 있다.

바람직하게는 실링륜 세그먼트는 외측면을 갖고, 지지홈은 내측면을 가지며, 실링륜 세그먼트의 외측면

과 지지홈의 내측면 간의 반경 방향 갭의 최대 크기는 축류 터빈 부하가 증가하거나 감소할 때 실링륜 세그먼트가 반경 방향으로 이동하는 반경 방향 거리와 같다.

바람직하게는 실링륜 세그먼트가 접촉하게 되는 노즐 다이어프램의 내륜의 표면은 내식성 피막으로 도포하거나 또는 표면 경화 처리로 마무리한다.

(실시예)

본 발명에 의한 제 1 실시예에서의 실링 장치를 이하에 설명한다. 도 1a에 나타낸 바와 같이, 노즐 다이어프램(30)의 내륜(3)이 지지홈(8)과 함께 그 내주에 설치되고, 실링륜(9)의 복수의 세그먼트(9a)가 지지홈(8)에 수용되어서 그 외벽과 원주상으로 배치된다.

축류 터빈에 구비된 로터(5)와 대향해서 실링핀(10)이 세그먼트(9a)의 내측면에 고정 부착된다. 로터(5)와 실링핀(10)의 원주면 간에 갭(a)이 형성된다. 작동 유체가 갭(a)을 통해서 화살표 b로 나타낸 바와 같이 유출한다. 실링륜(9)의 각 세그먼트(9a)에는 축관통홈(16)이 설치되고, 만곡판 스프링(17)이 축관통홈(16)에 삽입된다. 만곡판 스프링(17)의 반대되는 양 끝은 세그먼트(9a)를 반경 방향 외측으로 압축하기 위해서 지지홈(8)의 상류측 테(18)와 하류측 테(19)에 각각 안착된다. 만곡판 스프링(17)은 노즐 다이어프램(30)의 내륜(3)의 지지홈(8)의 상류측 테(18), 축관통홈(16)의 외주면 및 지지홈(8)의 하류측 테(19)에 접촉한다. 만곡판 스프링(17)은 반경 방향 외측으로 볼록하게 되어 홈(16)의 외주면과 접촉하여 실링륜(9)의 세그먼트(9a)를 반경 방향 외측으로 편향시킨다. 평판스프링(20)은 실링륜(9)의 세그먼트(9a)의 외주면과 지지홈(8)의 저면 간에 위치하여 실링륜(9)의 세그먼트(9a)를 반경 방향 내측, 즉 로터(5)의 샤프트(5a) 쪽으로 편향시킨다. 도 1b에 나타낸 바와 같이, 축관통홈(16)은 실링륜(9)의 인접하는 세그먼트(9a)의 외부의 반대 단부(21a, 21b)에 형성됨으로써 세그먼트(9a)의 상류측과 하류측 사이로 뻗는다. 도 1a에 나타낸 바와 같이, 만곡판 스프링(17)이 축관통홈(16)에 삽입된다.

도 2a에 나타낸 바와 같이, 갭(a)의 크기 a1은 축류 터빈의 정지 시나 저부하 운전 시에는 비교적 크다. 이 상태에서 세그먼트(9a)의 외주에 작용하는 압력과 세그먼트(9a)의 내주에 작용하는 압력차(Fr)는 매우 작고, 만곡판 스프링(17)의 압축력(Fp)은 평판스프링(20)의 압축력(Fs)보다 크며, 그 결과 실링륜(9)의 세그먼트(9a)가 반경 방향 외측으로 변위된다.

도 2b에 나타낸 바와 같이, 갭(a)의 크기 a2는 축류 터빈 정격 부하 운전 시에는 비교적 작다. 이 상태에서 세그먼트(9a)의 외주에 작용하는 압력과 세그먼트(9a)의 내주에 작용하는 압력차(Fr)는 크고, 압력차(Fr)와 평판스프링(20)의 압축력(Fs)의 합이 만곡판 스프링(17)의 압축력(Fp)을 초과하고, 그 결과 실링륜(9)의 세그먼트(9a)가 반경 방향 내측으로 변위된다. 도 2a에 나타낸 바와 같이, 만곡판 스프링(17)은 원래 높이 H1의 굽은 형상을 취하고, 이에 따라 축류 터빈의 정지 시나 저부하 운전 시에 실링륜(9)의 세그먼트(9a)가 축관통홈(16)의 외주면에 압축된다. 도 2b에 나타낸 바와 같이, 축류 터빈의 정격 부하 운전 시에는 만곡판 스프링(17)이 세그먼트(9a)에 작용하는 압력차(Fr)에 의해 축소된 높이 H2의 형상으로 압축된다. 갭(a)의 크기는 축류 터빈 부하가 증가하거나 감소할 때 거리 k(=a1-a2) 만큼 세그먼트(9a)가 반경 방향으로 이동할 수 있도록 정해진다. 이와 같은 크기의 갭(a)은 작동 유체의 유출과 로터(5)의 샤프트(5a)와 실링륜(9)의 세그먼트(9a)의 실링핀(10) 간의 접촉에 기인하는 로터(5)의 진동을 억제한다.

도 2c는 갭(a)의 크기의 변동을 나타내는 도면이다. 로터(5)의 진동은 기동 및 저부하 운전 시에 증가하고, 이에 따라 갭(a)의 크기는 a1으로 증가하여 로터(5)와 실링핀(10)의 접촉에 기인하는 로터(5)의 샤프트(5a)의 진동과 실링핀(10)의 마모를 방지한다. 축류 터빈의 중간 부하 또는 정격 부하로 정상 운전 시에는 실링핀(10)은 로터(5)의 샤프트(5a)에 의해 거의 마모되지 않는다. 따라서 갭(a)의 크기가 a2로 줄어들어서 축류 터빈의 효율이 향상된다. 축류 터빈의 중간 부하 운전 시에는 실링륜(9)의 세그먼트(9a)가 반경 방향 내측으로 변위되어 갭(a)의 크기가 감소하면, 실링륜(9)의 세그먼트(9a)가 불규칙하게 이동하기 쉽다. 이러한 문제는 제 1 실시예에 의해 해결될 수 있는데, 평판스프링(20)이 세그먼트(9a)에 반경 방향 내측으로 압력을 가하여 실링륜(9)의 세그먼트(9a)의 비정상 진동을 억제하는 한편, 지지홈(8)의 상류측 테(18)와 하류측 테(19)에 그 양단이 지지되는 만곡판 스프링(17)이 세그먼트(9a)에 반경 방향 외측으로 압력을 가하기 때문이다.

도 2a 및 도 2b에 나타낸 바와 같이, 축류 터빈의 운전 시에는 실링륜(9)의 세그먼트(9a)의 안쪽 단부면이 작동 유체의 압력으로 노즐 다이어프램(30)의 내륜(3)의 지지홈(8)의 상류측 및 하류측의 테(18, 19)에 대해서 압축된다. 세그먼트(9a)의 내측 단부면이 부식이나 마모로 요철이 되면, 세그먼트(9a)와 내륜(3) 간의 마찰이 변하고, 그 결과 세그먼트(9a)에 작용하여 로터(5)에 대해서 세그먼트(9a)를 반경 방향으로 이동시키는 힘의 평형이 변한다. 제 1 실시예에서 노즐 다이어프램(30)의 내륜(3)과 실링륜(9)의 세그먼트(9a)의 접촉면의 각각은 내식성 피막으로 도포되거나 표면 경화 처리로 마무리함으로써 실링륜(9)의 세그먼트(9a)가 원활하게 움직이고 세그먼트(9a)의 시간에 대한 마찰 특성의 변동도 억제할 수 있다. 이와 같이 실링륜(9)의 세그먼트(9a)의 표면을 표면 처리로 마무리하면, 축류 터빈 부하의 증가 및 감소 시의 실링핀(10)과 로터(5)의 샤프트(5a) 간의 갭의 크기를 적절하게 제어할 수 있다. 그 결과 작동 유체의 유출과 실링핀(10)과 로터(5)의 샤프트(5a) 간의 접촉에 기인하는 로터(5)의 샤프트(5a)의 진동을 억제할 수 있다.

도 3a는 도 1a에 나타낸 실링 장치의 개략 정면도이고, 도 3b는 세그먼트(9a)를 반경 방향 내측으로 편향시키는 평판스프링(20)의 사시도이며, 도 3c는 세그먼트(9a)를 반경 방향 외측으로 편향시키는 만곡판 스프링(17)의 사시도이다. 도 3a에 나타낸 바와 같이, 실링륜(9)은 복수의 세그먼트(9a), 보통 4 내지 12개의 세그먼트(9a)로 나누어진다. 수직 하방의 힘 Fj, 즉 세그먼트(9a)의 자중이 각 세그먼트(9a)에 작용한다. 그 결과 실링륜(9)의 상반부를 형성하는 세그먼트(9a)는 로터(5) 쪽으로 수직으로 이동하려고 하고, 실링륜(9)의 하반부를 형성하는 세그먼트(9a)는 로터(5)로부터 떨어져서 수직으로 이동하려고 한다. 따라서 실링륜(9)의 상반부를 형성하는 세그먼트(9a)를 압축하는 상부 평판스프링(20)의 압축력(Fs)과 실링륜(9)의 하반부를 형성하는 세그먼트(9a)를 압축하는 하부 평판스프링(20)의

압축력(Fs)은 실링륜(9)의 세그먼트(9a) 전체를 동시에 반경 방향 내측으로 이동시켜 갭(a)의 크기를 줄이기 위해서는 서로 달라야 한다. 따라서 평판스프링(20)의 상부 및 하부 평판의 길이 L, 폭 W 또는 두께 T를 서로 다르게 형성함으로써 평판스프링(20)의 상부 및 하부 평판이 각각 서로 다른 스프링 상수를 갖도록 한다. 실링륜(9)의 상반부를 형성하는 세그먼트(9a)에 압력을 가하는 상부 평판스프링(20)은 그 길이 L, 폭 W 또는 두께 T를 실링륜(9)의 하반부를 형성하는 세그먼트(9a)에 압력을 가하는 하부 평판스프링(20)보다 작게 해서 실링륜(9)의 상반부를 형성하는 세그먼트(9a)에 반경 방향 내측으로 가해지는 힘과 실링륜(9)의 하반부를 형성하는 세그먼트(9a)에 반경 방향 외측으로 작용하는 힘이 평형을 이루게 형성한다. 마찬가지로 실링륜(9)의 상반부를 형성하는 세그먼트(9a)를 반경 방향 외측으로 압축하는 만곡판 스프링(17)과 실링륜(9)의 하반부를 형성하는 세그먼트(9a)를 반경 방향 외측으로 압축하는 만곡판 스프링(17)은 상부 및 하부 만곡판 스프링(17)이 각각 다른 스프링 상수를 갖도록 길이 L, 폭 W 또는 두께 T를 서로 다르게 형성하여도 좋다.

제 1 실시예에서는 상부 평판스프링(20)의 길이 L, 폭 W 또는 두께 T를 하부 평판스프링(20)의 길이 L, 폭 W 또는 두께 T보다 작게 형성하였지만, 상부 평판스프링(20)을 생략하고 하부 평판스프링(20)만 사용하여도 좋다.

이와 같이 제 1 실시예의 실링 장치에서 실링륜(9)의 세그먼트(9a)가 각 세그먼트(9a)의 외주와 내주 간의 압력차에 의해 거의 동시에 반경 방향 내측으로 이동을 개시하게 되고, 축류 터빈이 중간 부하 운전할 때 세그먼트(9a)가 불규칙하게 이동하지 않는다. 따라서 로터(5)의 과도한 진동에 기인하는 장애를 회피할 수 있고 실링핀(10)의 마모에 기인하는 작동 유체의 유출을 억제할 수 있다.

본 발명의 제 2 실시예에서의 실링 장치를 이하에 설명한다. 본 실시예는 제 1 실시예의 축관통홈 대신에 축관통 구멍을 갖는다. 도 4a에 나타낸 바와 같이 노즐 다이어프램(30)의 내륜(3)에는 그 내주에 지지홈(8)이 형성되고, 실링륜(9)을 형성하는 복수의 세그먼트(9a)가 그 외벽과 원주상으로 배치되어 지지홈(8)에 삽입된다. 실링핀(10)이 축류 터빈에 구비된 로터(5)와 대향하는 실링륜(9)의 세그먼트(9a)의 내벽의 내측면에 고정 부착된다. 로터(5)와 실링핀(10)의 원주면 간에 갭(a)이 형성된다. 작동 유체가 갭(a)을 통해서 화살표 b로 나타낸 바와 같이 유출한다. 도 4b에 나타낸 바와 같이, 실링륜(9)의 각 세그먼트(9a)가 원주상 배치에서 작동 유체의 유동 방향에 대해서 실링륜(9)의 상류측과 하류측 사이로 뻗는 복수의 축관통 구멍(22)이 그 외벽(23)에 형성된다. 만곡판 스프링(17)은 각 축관통 구멍(22)에 삽입됨으로써 그 양 끝이 지지홈(8)의 상류측 테(18) 및 하류측 테(19)에 각각 안착되고, 그 중간부가 축관통 구멍(22)의 반경 방향 외측면과 접촉한다. 만곡판 스프링(17)이 실링륜(9)의 세그먼트(9a)에 반경 방향 외측으로 압력을 가한다. 만곡판 스프링(17)이 축관통 구멍(22)에 삽입된다. 평판스프링(20)이 실링륜(9)의 세그먼트(9a)의 외주와 지지홈(8)의 저면 간에 위치함으로써 실링륜(9)의 세그먼트(9a)를 반경 방향 내측으로, 즉 로터(5)의 샤프트(5a) 쪽으로 편향시킨다. 축관통 구멍(22)에 삽입된 만곡판 스프링(17)의 기능은 제 1 실시예에 사용되는 만곡판 스프링(17)의 그것과 동일하다. 만곡판 스프링(17)은 축류 터빈이 기동 직후의 운전 및 저부하 운전 기간에 있을 동안 갭(a)의 크기를 증가시킨다. 이에 따라 로터(5)는 과도하게 진동하지 않고, 실링핀(10)의 마모를 방지할 수 있다. 축류 터빈이 중간 부하로 내지 정격 부하 범위의 부하 운전 시에는 갭(a)의 크기가 감소하고, 이에 따라 작동 유체의 유출을 억제할 수 있다. 제 2 실시예에서 실링 장치가 설치된 축류 터빈이 중간 부하 운전할 때, 실링륜(9)의 세그먼트(9a)가 반경 방향 내측으로 원활하게 이동하므로, 로터(5)의 과도한 진동에 기인하는 장애를 방지할 수 있고, 실링핀(10)의 마모에 기인하는 작동 유체의 유출의 증가를 방지할 수 있다.

본 발명의 제 3 실시예에 의한 축류 터빈용 실링 장치를 이하에 설명한다. 도 5a는 축류 터빈이 정지되어 냉각되거나 정격 부하 운전하여 갭(a)의 크기가 작은 상태에서의 실링 장치의 단면도이고, 도 5b는 도 5a는 축류 터빈이 무부하의 워밍업 운전 시나 저부하 운전 시의 갭(a)의 크기가 큰 상태에서의 실링 장치의 단면도이다. 제 3 실시예의 실링 장치는 도 1 내지 도 3에 나타낸 제 1 실시예에서 사용하는 만곡판 스프링(17) 대신에 재질이 다른 2개의 판으로 각각 구성된 판상 탄성 부재(24)를 사용한다. 각각의 탄성 부재(24)는 신축 재료의 제 1 판상 부재(24a)와 형상 기억 합금의 제 2 판상 부재(24b)를 병합해서 형성한다.

축류 터빈이 정지하여 냉각될 동안은 탄성 부재(24)의 제 1 판상 부재(24a)와 제 1 판상 부재(24a)가 도 5a에 나타낸 바와 같이 평평하다. 그 결과 실링륜(9)의 세그먼트(9a)가 로터(5)에 대해서 반경 방향 내측으로 압축되고 갭(a)은 작은 크기a2로 있다. 축류 터빈이 무부하 워밍업 운전 시나 저부하 운전 시에는, 탄성 부재(24)의 온도가 상승하여 탄성 부재(24)의 제 1 판상 부재(24a)가 제 2 판상 부재(24b)의 기억된 형상(원래 형상)으로 신축된다. 그 결과 탄성 부재(24)가 노즐 다이어프램(30)의 내륜(3)의 지지홈(8)의 상류측 테(18) 및 하류측 테(19) 상에서 반경 방향 외측으로 볼록하게 만곡되어 실링륜(9)의 세그먼트(9a)를 반경 방향 외측으로 변위시킴으로써 도 5b에 나타낸 바와 같이 갭(a)의 크기가 크기 a1으로 증가한다. 축류 터빈의 정격 부하 운전 시에는, 각 세그먼트(9a)의 외주 및 내주 간의 압력차(Fr)가 그 원래 형상을 유지하는 변형시키는 작용에 저항하는 제 2 판상 부재(24b)의 힘을 초과해서 도 5a에 나타낸 바와 같이 평판상으로 압축된다. 그 결과 실링륜(9)의 각 세그먼트(9a)는 반경 방향 내측으로 변위되어 갭(a)의 크기가 크기 a2로 감소된다.

도 5c는 다른 재질의 2개의 판상 부재를 병합하여 각각 형성한 탄성 부재(24)를 사용할 때의 갭(a)의 크기의 변동을 나타내는 도면이다. 축류 터빈이 정지하여 냉각되거나 축류 터빈이 해체 또는 조립될 때, 탄성 부재(24)가 냉각하여 갭(a)의 크기가 작다. 실링핀(10)은 축류 터빈의 워밍업 운전 시나 축류 터빈의 운전 속도가 증가 또는 감소하거나 축류 터빈의 저부하 운전 시에는 터빈 케이싱 등의 열변형이나 로터(5)의 불균형 회전으로 인해 로터(5)와 접촉하기 쉽다. 그러나 실링륜(9)의 세그먼트(9a) 주위의 온도 상승에 의해 탄성 부재(24)가 반경 방향 외측으로 볼록하게 구부러져서 갭(a)의 크기가 증가하므로, 실링핀(10)과 로터(5)의 샤프트(5a) 간의 접촉에 기인하는 로터(5)의 샤프트(5a)의 진동을 회피할 수 있다. 축류 터빈의 정격 부하 운전 시에는 탄성 부재(24)의 제 1 판상 부재(24a)가 각 세그먼트(9a)의 외주 및 외주간의 압력차에 의해 압축되어 평평해지기 때문에 갭(a)의 크기가 감소한다. 탄성 부재(24)의 사용으로 실링핀(10)과 로터(5)의 샤프트(5a) 간의 접촉이 발생하기 쉬운 저부하로 축류 터

빈이 운전할 때 갭(a)의 크기가 크기 a1으로 증가하고, 이에 따라 실링핀(10)과 로터(5)의 샤프트(5a) 간의 접촉에 기인하는 로터(5)의 샤프트(5a)의 진동을 회피할 수 있다. 축류 터빈의 정격 부하 운전 시의 갭(a)의 크기는 축류 터빈이 정지되어 냉각되거나 해체되거나 조립될 때의 갭(a)의 크기와 동일 크기로 될 수 있다. 따라서 축류 터빈의 정격 부하 시의 갭(a)의 크기 a는 축류 터빈이 정지되어 그 케이싱이 개방될 때 측정한 갭(a)의 측정치에 의거해서 취급할 수 있다. 그 결과 작동 유체의 유출과 실링핀(10)과 로터(5)의 샤프트(5a) 간의 접촉에 기인하는 로터(5)의 샤프트(5a)의 진동을 억제할 수 있다.

발명의 효과

이상 설명한 바와 같이, 본 발명에 의하면, 축류 터빈의 정격 운전 시에는 로터와 축류 터빈 스테이지의 고정 노즐 다이어프램의 내륜에 지지된 실링륜의 실링핀 간의 갭의 크기가 줄어들어서 작동 유체의 유출을 억제할 수 있고 축류 터빈 스테이지의 효율을 향상시킬 수 있다. 축류 터빈의 저부하의 비정상 운전 시에는 실링핀과 로터의 샤프트 간의 갭의 크기가 증가하므로, 로터의 샤프트와 실링륜의 실링핀 간의 접촉에 기인하는 샤프트의 진동을 억제할 수 있다.

본 발명은 상기 실시예에서 어느 정도 구체화하여 설명하였지만, 여러가지 변화와 변경이 가능함은 명백하다. 따라서 본 발명은 그 범위 및 정신에서 일탈하지 않는 한, 상술한 구체적 설명의 것 이외로도 실시할 수 있다.

(57) 청구의 범위

청구항 1

샤프트가 달린 로터와 로터의 샤프트를 둘러싸는 내륜이 달린 노즐 다이어프램을 갖는 축류 터빈에서 작동 유체의 유출을 방지하기 위한 실링 장치에 있어서,

로터의 샤프트 주위에 복수의 세그먼트로 형성되며, 각 세그먼트가 내륜의 지지홈 내에 들어맞도록 맞추어져 있는 부분을 가짐으로써 각 세그먼트가 로터 샤프트에 대해서 반경 방향으로 이동할 수 있게 한 실링륜과;

실링륜 세그먼트를 반경 방향 내측으로 압축하는 제 1 압축 수단과;

실링륜 세그먼트를 반경 방향 외측으로 압축하는 제 2 압축 수단을 구비한 것을 특징으로 하는 실링 장치.

청구항 2

제 1항에 있어서,

제 1 및 제 2 압축 수단의 각 압축력은 축류 터빈의 정격 운전 시에는 실링륜 세그먼트의 반경 방향 외측면 및 반경 방향 내측면 간의 압력차에 의해 실링륜 세그먼트가 로터에 대해서 반경 방향 내측으로 변위하고, 축류 터빈의 저부하 운전 시에는 실링륜 세그먼트의 반경 방향 외측면 및 반경 방향 내측면 간의 압력차에 의해 실링륜 세그먼트가 로터에 대해서 반경 방향 외측으로 변위되도록 조정된 것을 특징으로 하는 실링 장치.

청구항 3

제 1항에 있어서,

제 1 압축 수단은 지지홈의 저면과 실링륜 세그먼트의 외측면 간에 개재하는 판스프링을 구비한 것을 특징으로 하는 실링 장치.

청구항 4

제 1항에 있어서,

실링륜 세그먼트는 그 단부면에 작동 유체의 유동 방향에 대해서 상류측과 작동 유체의 유동 방향에 대해서 하류측 사이로 뻗는 관통홈이 형성되고, 지지홈은 테를 가지며, 제 2 압축 수단은 상기 관통 구멍과 상기 테에 안착되는 만곡판 스프링을 구비한 것을 특징으로 하는 실링 장치.

청구항 5

제 4항에 있어서,

만곡판 스프링은 실링륜의 인접하는 세그먼트의 관통공 사이로 뻗는 것을 특징으로 하는 실링 장치.

청구항 6

제 1항에 있어서,

실링륜 세그먼트는 그 중간부에 작동 유체의 유동 방향에 대해서 상류측과 작동 유체의 유동 방향에 대해서 하류측 사이로 뻗는 관통 구멍이 형성되고, 지지홈은 테를 가지며, 제 2 압축 수단은 상기 관통 구멍과 상기 테에 안착되는 만곡판 스프링을 구비한 것을 특징으로 하는 실링 장치.

청구항 7

제 1항에 있어서,

로터는 수평축을 가지며, 제 1 및 제 2 압축 수단의 각 압축력은 실링륜 세그먼트 각각의 자중에 기인하는 실링륜 세그먼트에 작용하는 압축력의 차를 보상하도록 조정되는 것을 특징으로 하는 실링 장치.

청구항 8

제 1항에 있어서,

로터는 수평축을 가지며, 실링륜의 하반부를 형성하는 세그먼트만을 제 1 압축 수단에 의해 압축함으로써 실링륜 세그먼트 각각의 자중에 기인하는 실링륜 세그먼트에 작용하는 압축력의 차를 보상하는 것을 특징으로 하는 실링 장치.

청구항 9

제 3항에 있어서,

로터는 수평축을 가지며, 실링륜의 상반부를 형성하는 세그먼트와 실링륜의 하반부를 형성하는 세그먼트를 압축하는 판스프링의 각각의 압축력은 실링륜 세그먼트 각각의 자중에 기인하는 실링륜 세그먼트에 작용하는 압축력의 차를 보상하도록 조정되는 것을 특징으로 하는 실링 장치.

청구항 10

제 1항에 있어서,

제 2 압축 수단은 온도가 상승할 때 서서히 만곡되는 평상시 평판상의 부재를 구비하고, 이 판상 부재는 실링륜 세그먼트의 단부면에 형성된 관통홈에 수용되어 작동 유체의 유동 방향에 대해서 상류측과 작동 유체의 유동 방향에 대해서 하류측 사이로 뻗거나, 실링륜 세그먼트의 중간부에 형성된 관통 구멍에 삽입되어 작동 유체의 유동 방향에 대해서 상류측과 작동 유체의 유동 방향에 대해서 하류측 사이로 뻗으며, 이 판상 부재가 축류 터빈의 저부하 운전시에 온도가 상승함에 따라 만곡되어 실링륜 세그먼트를 로터에 대해서 반경 방향 외측으로 변위시키는 것을 특징으로 하는 실링 장치.

청구항 11

제 10항에 있어서,

판상 부재는 재질이 서로 다른 한 쌍의 판상, 탄성 부재로 형성된 것을 특징으로 하는 실링 장치.

청구항 12

제 11항에 있어서,

판상 부재는 신축성 재질의 부재와 형상 기억 합금의 부재로 되어 있는 것을 특징으로 하는 실링 장치.

청구항 13

제 1항에 있어서,

실링륜 세그먼트는 외측면을 갖고, 지지홈은 내측면을 가지며, 실링륜 세그먼트의 외측면과 지지홈의 내측면 간의 반경 방향 갭의 최대 크기는 축류 터빈 부하가 증가하거나 감소할 때 실링륜 세그먼트가 반경 방향으로 이동하는 반경 방향 거리와 같은 것을 특징으로 하는 실링 장치.

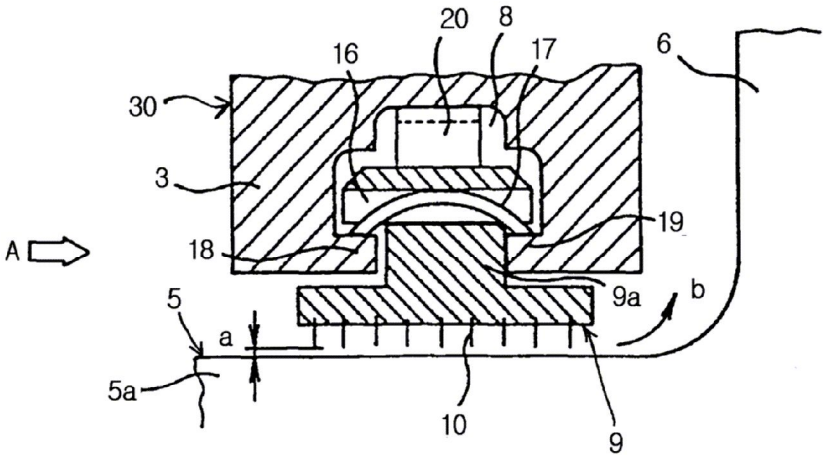
청구항 14

제 1항에 있어서,

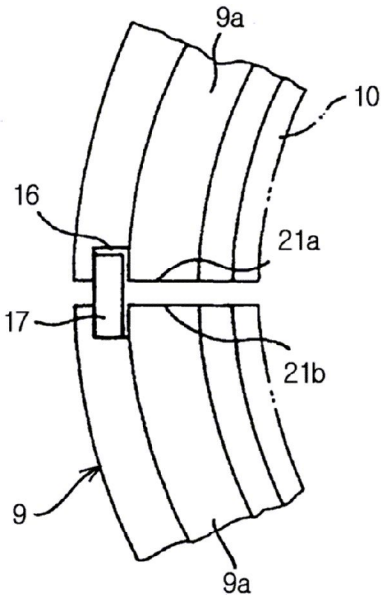
실링륜 세그먼트가 접촉하게 되는 노즐 다이어프램의 내륜의 표면은 내식성 피막으로 도포하거나 또는 표면 경화 처리로 마무리한 것을 특징으로 하는 실링 장치.

도면

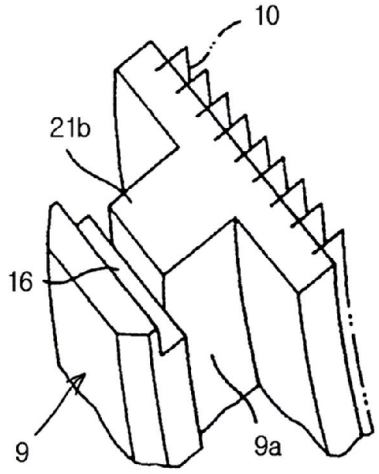
도면1a



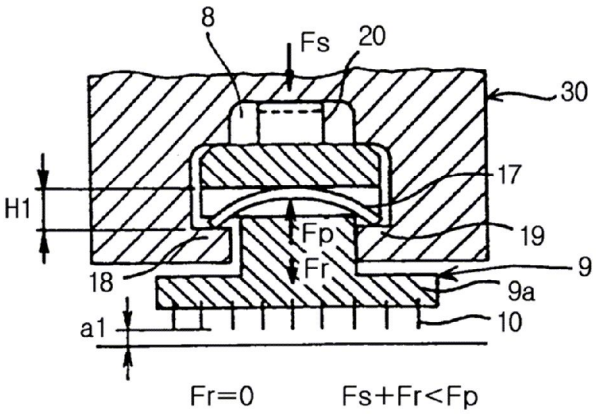
도면1b



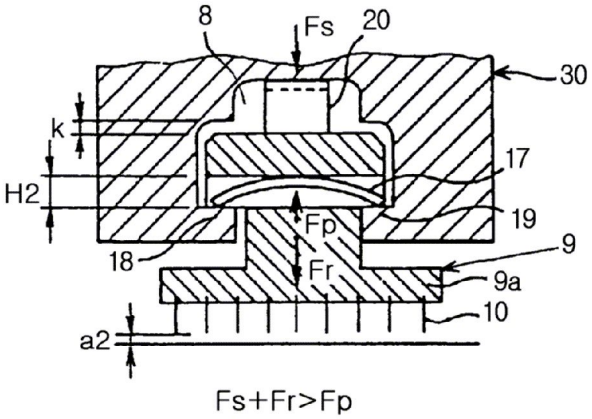
도면1c



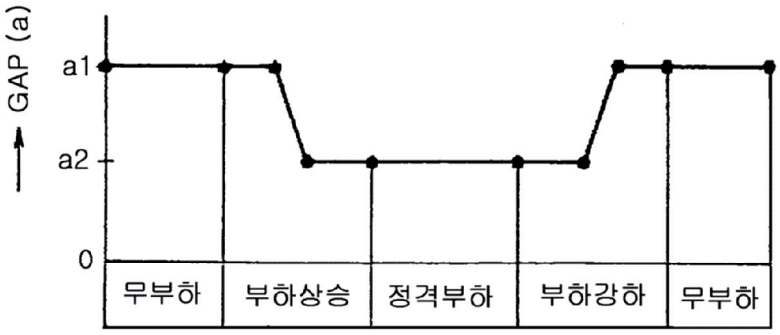
도면2a



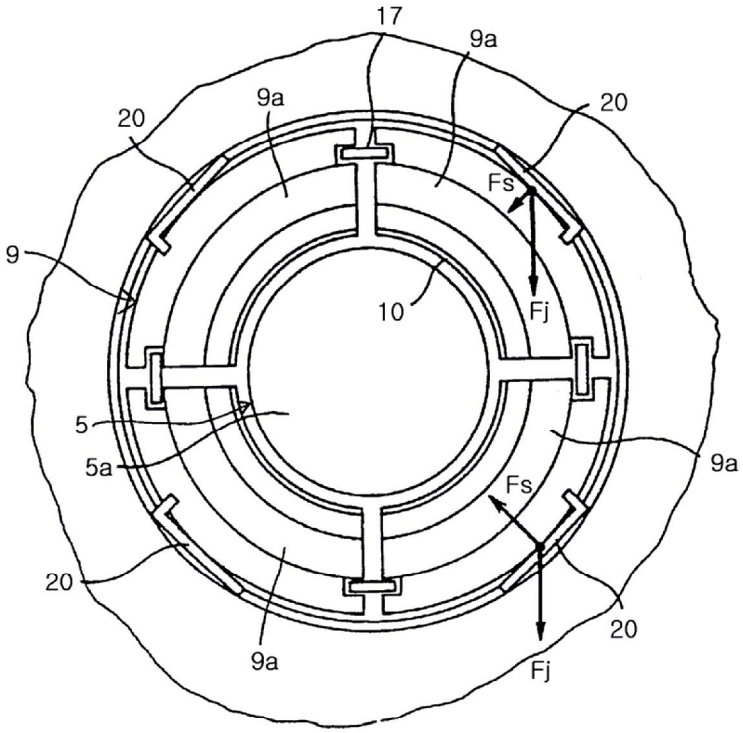
도면2b



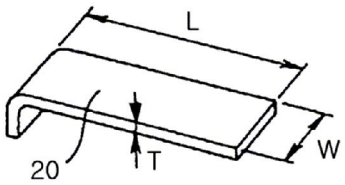
도면2c



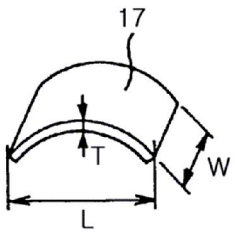
도면3a



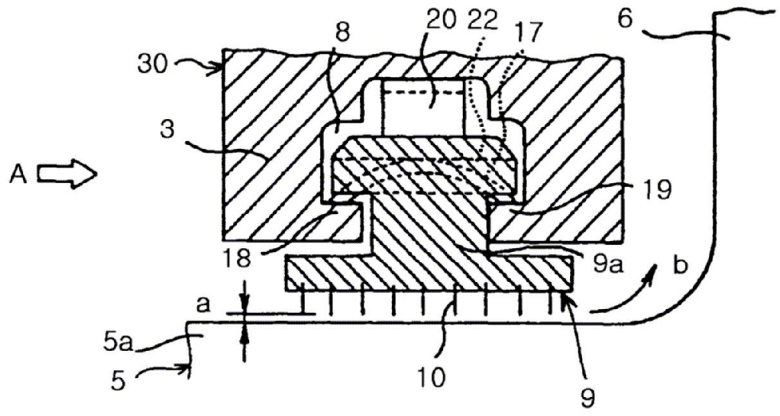
도면3b



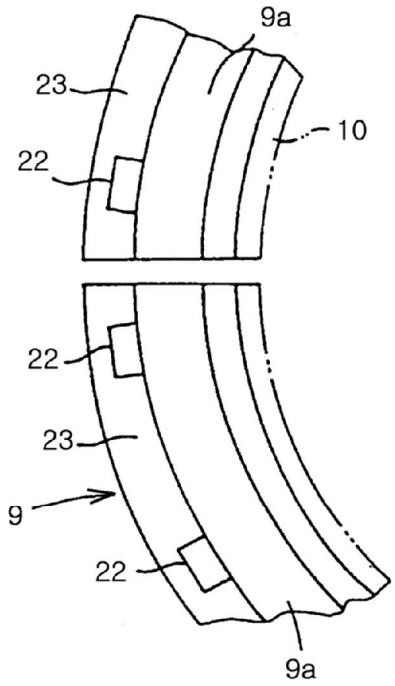
도면3c



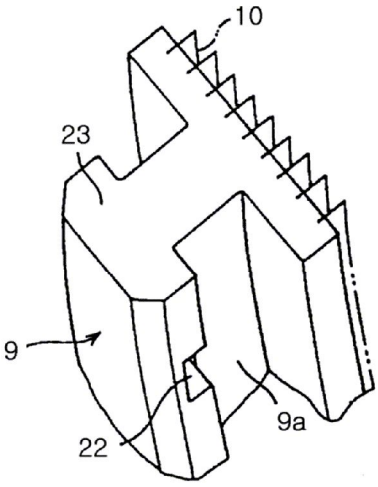
도면4a



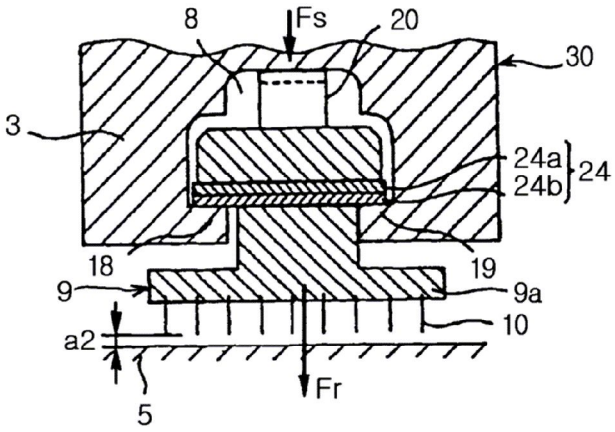
도면4b



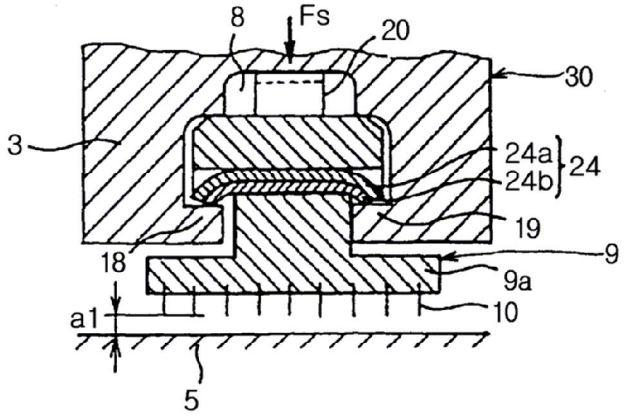
도면4c



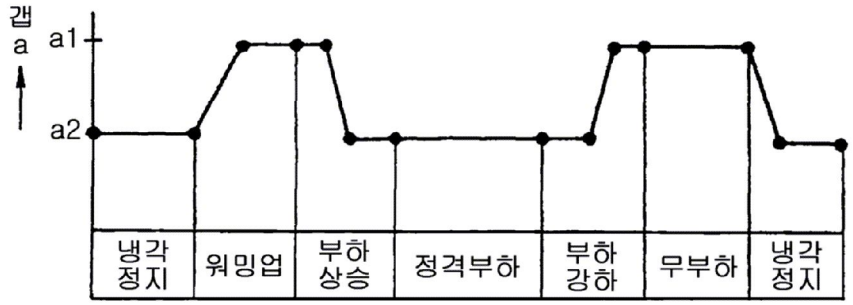
도면5a



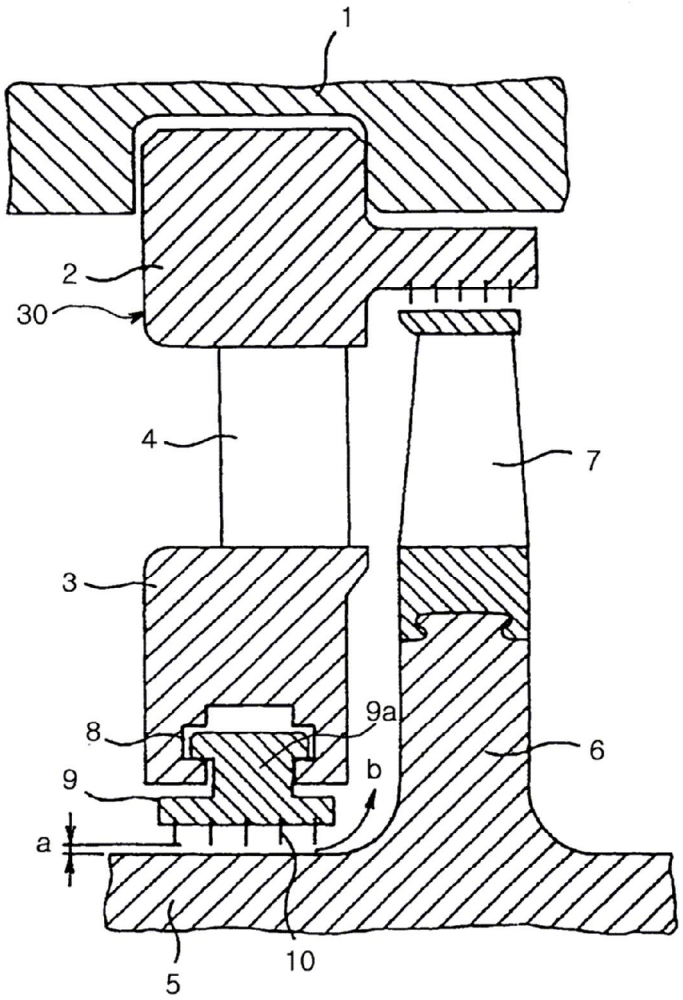
도면5b



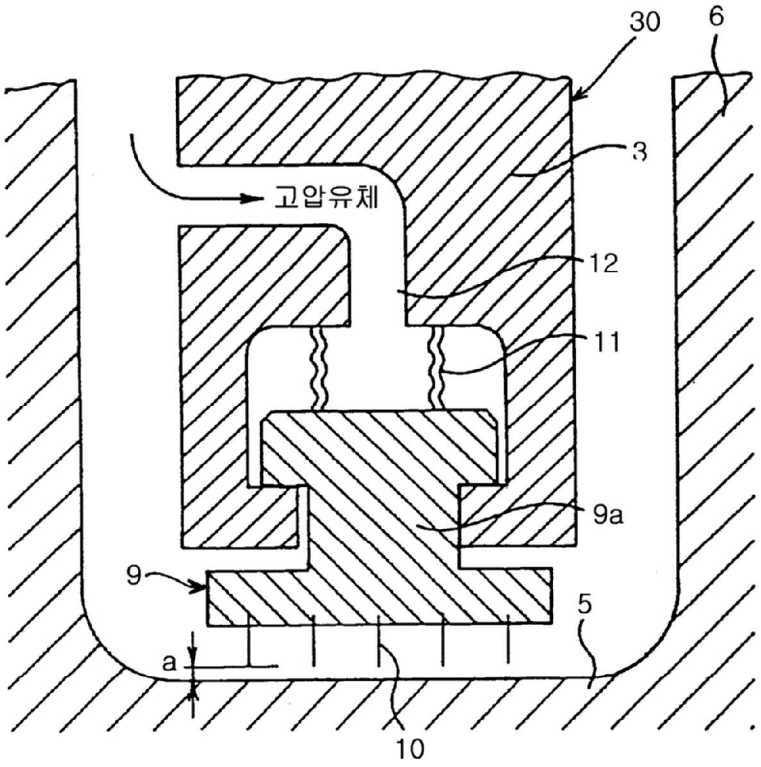
도면5c



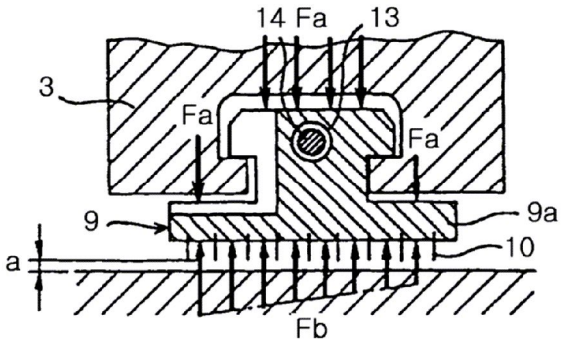
도면6



도면7



도면8a



도면8b

