

(19) 대한민국특허청(KR)
(12) 특허공보(B1)

(51) Int. Cl.⁴
F01K 25/00

(45) 공고일자 1989년04월 13일
(11) 공고번호 특1989-0000916

(21) 출원번호	특1981-0003993	(65) 공개번호	특1983-0008005
(22) 출원일자	1981년10월21일	(43) 공개일자	1983년11월09일
(30) 우선권주장	199841 1980년10월23일 미국(US)		
(71) 출원인	피, 오, 박스 68, 야브니, 이스라엘오매트 터어빈 리미티드 원본미기재		
(72) 발명자	루씨언 브로니키		
(74) 대리인	23 카렌 케이밀 스트리트, 레호보트, 이스라엘 백영방		

심사관 : 서정옥 (책자공보 제1541호)

(54) 유기유체(Organic fluid) 발전소용 유회시스템

요약

내용 없음.

대표도

도1

명세서

[발명의 명칭]

유기유체(Organic fluid) 발전소용 유회시스템

[도면의 간단한 설명]

제1도는 본 발명의 일부를 단면으로 나타낸 개략도.

* 도면의 주요부분에 대한 부호의 설명

- | | |
|--------------|---------------|
| 10 : 발전소 | 11 : 보일러 |
| 12 : 원동기 | 13 : 터어빈 |
| 14 : 응축기 | 16 : 액상의 작용유체 |
| 17 : 제어기 | 21 : 노즐 |
| 22 : 날개 | 26 : 발전기 |
| 25, 30 : 베어링 | 31 : 회전자 |
| 32 : 고정자권선 | 42 : 냉각기 |

[발명의 상세한 설명]

본 발명은 작용유체(作用流體)가 발전소의 원동기 베어링을 유회시키도록 된 유기유체 발전소용 유회시스템에 관한 것이다.

폐쇄형 랭킨 사이클(Rankine cycle) 발전소가 미국특허 제3,393,515호로 공개된 바 있으며 여기에서는 유기작용 유체가 보일러 내에서 증기화되고 터어빈으로 공급된다. 터어빈은 발전기와 함께 용접 밀봉된 용기내의 유체역학적 베어링을 회전 가능하게 지지하고 있는 보통축에 장착되어 있다. 터어빈에서 방출된 증기는 방출증기를 보일러내에 있을 때보다 저온과 저압으로 응축시키는 응축기를 통과한다.

응축기에서의 약간의 응축물은 베어링에 공급되고 나머지는 만일 응축기가 보일러에 대하여 상대적으로 충분히 높게 있거나 높임이 불충분하면 펌프를 경유하든가 해서 양자가 직접 보일러로 순환된

다.

상술한 발전소가 지금부터 설명코저 하는 발전소의 형식을 정의한다.

상술한 형식의 발전소에서 유체역학적으로 유회되는 베어링의 사용은 베어링의 금속과 저날 (Journal)의 금속 사이에 유체피막의 존재를 보증한다.

결과적으로 유일한 마찰은 그 마찰이 저날의 회전으로 인하여 전단(剪斷)되기 때문에 유체피막 안에서 일어난다. 상술한 형식의 발전소를 시동하기 전에 액상의 작용유체를 베어링에 공급하도록 하는 기술을 이용하거나 용접 밀폐한 용기를 이용함으로써 베어링은 항상 적당히 유회되며 그리고 그들의 수명은 거의 영구적이어서 그 결과로 고도로 신뢰할 수 있는 발전소를 설치할 수 있게 된다. 응축기 온도에서의 작용유체의 점도, 터빈의 회전속도 및 베어링의 부하와 관련된 이유때문에 상술한 형식의 발전소는 이전까지는 상대적으로 낮은 출력, 표준으로는 1-2KW의 것에 제한적으로 한정되어 왔다.

이러한 동력의 출력 범위내에서 상술한 형식의 발전소는 잘 채택되고 있으며 그리고 세계의 먼곳에 위치한 무인의 초단파 중계국 동력용으로 현재 이용되고 있으며 초단파 중계국을 장기간에 걸쳐 유지하는 일은 보일러의 연료를 보충하는 일 뿐이다.

이와 같이 상대적으로 낮은 수준의 출력을 생산하기 위한 질량의 흐름(Mass flow)은 부분적 급기 노즐시스템으로 조정될 수 있으며, 부분적 급기 노즐시스템은 비교적 소형의 터빈으로 하여금 회전속도를 가지도록 하며, 또 상기 회전속도는 터빈을 직접 발전기에 연결될 수 있도록 해준다.

그 결과 터빈 바퀴와 발전기는 보통 축에 장착될 수 있다. 응축물의 온도가 65.56℃만큼 높아짐과 동시에 프레온 12(상품명 ; Freon 12)나 이와 유사한 유기유체일 수도 있는 작용유체의 점도는 베어링내의 응축물에 의하여 생성된 최소한의 유회용 필름 두께가 베어링과 저날들을 조립하는데 이용되어지는 회전속도와 베어링의 부하 조건하에서 충분히 클 정도이다.

150-500KW 범위의 발전 설비를 생산하기 위하여 몇개의 크기 순서로 유기유체 터빈을 확대시키는 경우에, 터빈의 직경은 노즐들이 작용유체의 요구되는 통과량을 만족시킬 수 있는 충분한 단면적을 가지게끔 현저히 증대되어야 한다. 결과적으로 회전자의 속도는 허용 한계내에서 회전자 압력을 유지할 수 있게끔 감소되어야 한다. 예를 들면 1-2KW 동력 설비는 약 12,000rpm으로 작동하는데 대

하여 500KW범위의 터빈은 이 속도의 약 $\frac{1}{4}$ 로 작동한다.

따라서 터빈과 회전자의 직접 연결은 더 이상 이용될 수 없다. 오히려 기어군과 같은 간접적인 기계적 연결이 터빈과 발전기 사이에 개제되어야 한다.

이러한 요구는 많은 문제점을 낳는다.

첫째로, 응축기 온도에서 작용유체를 요구되는 베어링 속도와 하중하에서 터빈 회전자의 베어링용 유회제로 사용하기 위해서는 응축으로 얻어진 유회용막의 최소 두께는 감소되어 그 결과 복잡한 금속 마무리 기술은 베어링과 저날을 생산하는데 이용되어야 한다.

결과적으로 이전에 건조된 큰 규모의 유기유체 터빈은 응축된 작용유체가 유회제로 사용된다면 특별하게 가공된 저날과 베어링을 필요로 하거나 아니면 밀봉된 용기내에서의 통상적인 유회제를 사용해야 하고 아니면 저날 베어링 보다는 볼베어링을 사용해야 한다. 통상적인 유회제나 볼베어링의 어느 것을 막론하고 이러한 문제들에는 존재할 수 있는 해결책이 못된다.

둘째로, 응축기 온도에서 대표적인 유기 작용유체의 점도는 낮기 때문에 액상의 작용유체는 상대하는 기어들의 마찰표면을 적절하게 유회시킬 수 없다. 그러므로 터빈 용기 외부에 발전기와 기어박스를 설치하는 것이 통상적이다. 이것은 터빈 축이 밀봉용기를 통과해야함을 의미하며 그 결과 용접 밀봉용기의 질을 저하시키게 된다. 기껏해야 장기간의 운전이 터빈의 출력 축이 통과하는 회전 밀봉체에서 작용유체의 손실을 초래하거나 아니면 주위의 요소들로부터 작용유체의 오염을 초래한다.

본 발명의 장점은 통상적인 유회제를 기어 박스에 사용할 수 있다는 점에 있다.

그리고 그 결과로써 150-500KW 범위의 발전소가 터빈을 포함한 용기 외부에 기어박스와 발전기를 설치함으로써 성공적으로 건설되어 왔고 운전되어 왔다.

터빈의 베어링과 저날을 위한 특별한 가공 요구는 제작 및 조립가격을 상승시키며, 용기 위에 회전 밀봉체를 장치하면 작용유체의 오염과 손실때문에 전체 장치의 신뢰도를 감소시킨다.

본 발명은 상술한 문제들을 근본적으로 극복하거나 감소시키는 유기유체 발전소에 사용되는 신규하고 개선된 유회장치를 마련하는데 그 목적이 있다.

본 발명의 특징은 베어링을 유회시키는데 사용되는 응축물의 점도를 보일러로 돌아오는 응축물의 점도보다 큰 수준으로 증대시키는데 있다.

유회응축물의 점도는 상기 응축물을 응축기의 온도 이하의 온도로 냉각시킴으로서 증대된다.

유회응축물의 온도를 현저히 떨어뜨림으로서 그 점도는 증대되며 그 결과로 베어링 내의 유회막의 최소 두께는 현저하게 증대하여 결국 유회응축물의 여과 필요성을 감소시키며 저날과 베어링을 표준 정밀도의 연마기술로 가공할 수 있게 해준다.

본 발명의 특정한 하나의 실시예로서 용기는 냉각기를 경유하여 베어링으로 공급되는 액상의 작용유체를 모으는 통(桶)을 가지고 있다.

원동기가 기어박스를 거쳐서 발전기에 연결되고, 그들 모두는 밀봉된 용기내에 수장되어 있으므로,

응축물의 정도는 냉각된 작용유체가 기어박스 자체를 윤활시키기에 적절한 수준으로 증가될 수 있다.

본 발명의 실시에는 첨부한 도면에 도시되어 있다.

도면 중 본 발명에 의한 동력설비가 한개의 도면에 나타나 있고, 대략적으로 표시하기 위하여 분리된 부품들과 함께 용기가 단면도로 표시되어 있으며 터어빈과 발전기가 기어박스에 의하여 서로 연결되어 있다.

본 발명을 첨부 도면에 의하여 상세히 설명하면 다음과 같다.

도면에서 부호 10은 3개의 주요부를 포함하고 있는 본 발명에 의한 발전소를 나타내며, 보일러(11), 터어빈(13)의 모습을 하고 있는 원동기(12)와 응축기(14)가 서로 작동할 수 있게 연결되어 있다.

보일러(11)는 액상의 작용유체(16)를 수용하고 있는 금속 제외피(15)를 포함하며, 그곳으로 열이 버너(도시치않았음)에 의하여 공급되어서 보일러 내의 액상 작용유체를 증기로 변환시킨다.

더운 증기는 제어기(17)를 경유해서 원동기(12)를 내장하고 있는 용기(19)와 연결된 유입관(18)으로 공급된다. 용기(19)의 외피를 관통하며 외피에 밀봉된 유입관(18)은 터어빈(13)의 주변에 장착된 터어빈날개(22)와 그 출구가 접근되어 있는 부분 급기 노즐(21)에서 끝난다.

터어빈(13)은 그 반대 끝에 저널(24)을 가지고 있는 축(23)에 고착되어 있으며 저널(24)은 용기안의 축(23)을 회전 가능하게 지지시켜 주는 베어링 25내에 수장되어 있다.

제어기(17)의 영향하에서 보일러(11)의 뜨거운 증기는, 그 증기를 터어빈(13)의 날개(22)쪽으로 유도해주는 노즐(21)에 의하여 공급되며, 이렇게 하여 터어빈(13)을 구동시키며, 이 터어빈(13)은 발전기(26)의 회전자(31)에 고착되어 있고 베어링(30)에 끼워진 축(29)에 고착된 평기어(28)과 베어링(25)의 하나와 접근된 축(23)에 고착된 피니온(27)로 구성된 기어군을 거쳐서 기계적으로 결합된 발전기(26)를 구동시킨다.

고정자권선(32)는 회전자(31)를 감싸고 있다. 그리고 고정자로부터의 도선들은 용기(19)의 외피를 관통하며 거기에서 용접 밀봉되어 있다.

이들 도선들은 발전기(26)의 출력을 마련하며 그 출력은 증기가 터어빈(13)에 투입되는 비율을 조절해 주는 제어기(17)에 의하여 감시된다.

보일러(11)로부터 나온 뜨거운 증기는 노즐(21)에서 확산된다. 그래서 고속의 증기는 터어빈(13)의 날개(22)에 충돌하게 되어 터어빈(13)과 발전기(26)를 구동시켜 준다. 터어빈(13)을 지나온 방출증기는 방출도관(33)을 통과하여 증기를 냉각시켜주는 응축기(14)로 안내된다.

통상적인 수단에 의하여 응축기(14)는 방출증기로부터 열을 제거하고 그 증기는 보일러(11)내의 온도와 압력보다 상대적으로 낮은 온도와 압력하에서 액체로 변환된다. 예를 들어서 프레온 11(Freon 11)로 작동되는 300KW 터어빈의 경우 보일러 압력은 표준적으로 104.44℃의 온도에서 9.14Kg/cm²이다.

표준적으로 응축기 압력은 50℃의 온도에서 약 35psi압력이 된다.

방출증기는 응축기(14)에서 응축되고 액체로 변한 다음에, 보일러(11)내의 압력보다 높은 수준으로 응축물의 압력을 높이기 위하여 도관(37)을 경유해서 펌프(36)에 의해 균형이 이루어지는 동안에 응축물의 일부는 베어링 윤활체계(35)로 공급되고, 응축물은 펌프(36)에 의해서 라인(38)을 경유하여 보일러(11)로 순환되는 것이며, 이렇게 하여 한 싸이클이 된다.

라인 37과 38은 이와 같이 응축기로부터 보일러로 응축물을 되돌아오게 하기위한 응축물 반환 수단을 이룬다. 도면에 나타난 바와 같이 용기(19)의 내용물은 필수적으로 응축기(14)의 압력과 온도를 가지도록 하였기 때문에 아무 덮개도 터어빈(13)에 마련되어 있지 않다. 그렇게 해서 용기(19)내부는 응축기(14)의 온도와 압력을 갖는 증기로 채워진다.

그리고 용기(19)내에 형성된 어떤 응축물도 용기(19)의 가장 낮은 곳에 있는 통(39)에 모인다.

통(39)의 응축물은 근본적으로 응축기 온도로 있으며 그리고 라인(40)을 경유해서 펌프(41)로 배출된다.

상기 펌프(41)는 결과적으로 액체의 온도와 그 정도가 근본적으로 증가되는 냉각기(42)로 액체를 펌핑한다. 예를 들면 작용유체의 온도는 냉각기(42)로 들어갈때의 44.44℃로부터 출구에서는 약 -15℃로 감소될 수 있다. 냉각된 작용유체는 여과기(43)을 통과하여 배관 배열(44)로 공급되고, 그 배관배열(44)은 베어링(25)와 (30)으로 냉각액체를 유도하며, 마찬가지로 기어군(27, 28)의 맞물고 있는 이빨들에게 냉각된 작용유체를 공급하는 적하라인(滴下line)쪽으로도 유도한다.

액체는 베어링(25)와 (30)으로부터 배출되며 기어군(27, 28)을 윤활시킨 다음에 흘러나온 액체는 통(39)에 수집되어서 베어링 윤활체계(35)의 순환이 완료된다.

미리 정해진 수준만큼 액상작용유체를 통(39)에 보관하기 위해서 부구밸브(46)가 사용될 수 있으며, 이 부구는 펌프(36)의 출구의 한쪽 가지에 연결된 밸브시트(48)과 연동되어 있는 니들밸브(47)을 가지고 있다.

결과적으로 부구(46)는 통(39)의 수위가 승강함에 따라서 밸브시트(48)을 선택적으로 개폐시키며 통안의 액체의 수위를 펌프(41)가 미리 정해진 양만큼 베어링(25)(30)과 기어군(27)(28)에 충분히 공급할 수 있도록 유지 시켜준다. 통(39)으로부터 나온 액체는 펌프(36)의 입구와 연결된 라인(49)을 경유하여 체크 밸브(도시되어 있지 않음)로부터 정상적으로 배수된다.

상술한 형식의 통상의 발전소에 있어서, 베어링 윤활시스템은 냉각기(42)가 빠진 것을 제외하고는

근본적으로 도면에 표시된 바와 같으며 펌프(41)는 통의 액체를 보일러에 보내는 것이다.

냉각기(42)의 존재로 인한 잇점은 통상의 윤활시스템이 사용될 때와 냉각기 (42)가 본 발명에서와 같이 사용될 때 터어빈 베어링의 최소의 윤활막 두께의 구체적인 예로써 이해될 수 있다.

300KW 터어빈이고, 프레온 11(Freon 11)을 작용유체로하고, 보일러와 응축기의 온도 및 압력이 이미 설명한 바와 같을 때 대표적인 터어빈 회전자는 약100Kg의 중량과 3,000rpm으로 회전을 한다. 양호한 베어링 설계는 길이가 약 10cm이고 직경이 약 5cm인 저널을 필요로 한다.

저널과 베어링간에 0.043cm의 틈을 가지면 이 시스템의 솜머필드 수 (Sommerfield number)는 약 0.027이며 이는 바로 0.96의 형태(베어링내 저널의 편심과 틈의 비율)를 가진 무거운 부하를 받은 베어링임을 표시한다. 이 크기의 솜머필드 수의 베어링과 상술한 무거운 부하를 받은 베어링간의 편람적 분석은 다음의 수량을 제공한다.

$$(r/c)f=1$$

$$(h_{min})/C=0.5$$

$$(r/c)u(N')/Fj =0.008$$

여기에서, r은 저널의 반경(인치)

c는 저널과 베어링간의 간격

(r/c)f는 가변마찰계수

h_{min} 은 최소윤활막의 두께

u는 레인(Reyn)표시의 윤활체의 점도

Fj는 윤활막으로 인한 저널 표면상에서의 탄젠트 마찰 저항

N'는 매초당 저널의 회전수

솜머필드수를 사용하여 얻어진 상기 값으로 부터 베어링에서의 기계적 손실과 마찰계수가 계산될 수 있다. 나아가서 최소 윤활막의 두께 h_{min} 가 계산될 수 있다. 후자는 0.002mm값으로 너무 적어서 우수한 제어링표면이 요구되며 액상의 작용유체는 스캐링을 방지하기 위해서 보통 이상으로 청결하여야 한다. 이러한 미세한 최소의 막의 두께는 이러한 두께로 연유되는 표면가공의 필요성 때문에 실용적 이 못된다. 냉각기(42)의 존재 이유때문에, 그리고 냉각기(42)는 윤활유체의 온도를 냉각시키기 때문에 그 정도는 배증될 수 있다.

예를 들면 44.44℃에서 작용유체의 점도는 약 0.3cp이고 -15℃에서 0.63cp가 된다. 점도 차이에 의한 결과로 베어링과 관련된 솜머필드 수는 냉각기(42)를 마련함으로써 약 배(倍)가 된다.

상술한 바와 같은 접근방법을 이용하면 베어링에서의 윤활액체의 최소 두께는 약 0.0065mm가 되며 이는 액상의 작용유체를 냉각함으로써 최소의 막 두께가 $\frac{1}{3}$ 만큼 개선된 것이다.

그 결과로 인하여 여과될 최소 입자크기는 약 0.005mm가 되며 이는 사용되는 통상의 여과기술로 달성될 수 있기 때문에 여과요구는 표준을 넘을 수 없다. 더욱 강조하면 베어링 표면이 표준 정밀 연마방법으로 가공될 수 있다. 결과적으로 윤활액체의 냉각은 저널 베어링의 사용을 터어빈 회전자용 주 베어링과 마찬가지로 실용성있게 해준다.

도관(34)내의 응축기 온도에서 액상작용 유체의 적용은 응축물의 일부를 권선을 냉각시켜 주는 발전기의 고정자 권선(32)쪽으로 돌릴 수 있게 하며 결과적으로 필요한 구리의 양을 감소시킨다.

결과적으로 도면은 라인(50)을 경유해서 고정자(32)로 유도되는 액상의 작용유체를 표시한다.

상술한 기술, 즉 베어링에 공급된 작용유체가 냉각기의 사용에 의하여 냉각되는 기술은 역시 비교적 소형의 발전소에 적용될 수 있다.

[실시에 1]

“작용유체로 R114B2를 사용한 6KW 발전소”

이러한 발전소에서 보일러 온도를 3.515Kg/cm²압력에서 약 90℃가 되게 한다. 대표적 응축기는 35℃에서 약 0.703Kg/cm²의 배압(背壓)을 갖도록 한다. 터어빈 속도는 12,000rpm이고 저널의 부하는 약 5.4Kg이다. 35℃에서 R114B2의 점도는 약 0.65cp인데 -15℃에서는 약 2배(1.2cp)가 된다.

19.0mm의 길이와 15.2mm직경의 저널과 0.0254mm의 간격을 채용하면 베어링의 솜머필드 수는 0.42이다. 0.38의 편심율을 가지면 최소 윤활막의 두께는 약 0.0079mm이다. 윤활유체를 약 -15℃까지 냉각하면 실제 베어링 온도는 약 1.67℃가 된다. 이렇게 하면 솜머필드 수는 약 5.3이고 윤활층의 최소 두께는 약 0.010mm가 되어 작용유체가 냉각되지 않았을 때보다 약 20%만큼 커진다.

[실시에 2]

” F-113을 작용유체로 사용하는 6KW 발전소”

이러한 발전소에서 보일러온도는 3.515Kg/cm²압력에서 약 90℃가 된다. 대표적인 응축기는 35℃에서 약 0.703Kg/cm²의 배압을 갖도록 한다. 터어빈 속도는 12,000rpm이고 저널의 부하는 약 2.7Kg이다. 35℃에서 F-113의 점도는 약 0.59cp인데 -15℃에서는 약 2배가 된다.(1,28cp)

2.54cm의 길이와 0.76cm의 직경으로 된 저널과 0.00254cm의 간격을 채택하면 베어링의 숨머필드 수는 약 0.11이다. 온도와 후단 손실을 수정하였을 때 이 값은 0.022로 감소된다. 최소의 윤활막의 두께는 약 0.00076cm이다. 이들 수치들은 이상적으로 무겁게 부하된 베어링 작용을 나타낸다. 윤활유체를 약 10°C정도로 냉각시키면 수정된 숨머필드 수는 약 0.0255가 된다. 이것은 유체가 냉각되지 않았을 때의 두께보다 약 30%가 증가된 0.0010cm의 최소 윤활 두께를 초래하게 된다. 윤활용 응축물을 현저하게 냉각시키는 상황에서는 기계적 공차는 40%정도 증대된다. 그리고 동시에 베어링의 작용 상태는 최소의 막의 두께를 증대시키거나 편심율을 저하시킴으로서 향상된다. 부연하면 간격치의 증가는 베어링의 와운동(whirl behaviour)에 좋은 영향을 준다.

본 발명에 의하여 달성된 계량 결과와 이익은 전술한 바와 같은 본 발명의 최적의 실시예에 의하여 명백해진다.

여러가지 변경과 모방은 다음의 청구범위에 기술된 발명의 범위와 기술사상에서 이탈하지 않는 한 성취될수 없다.

(57) 청구의 범위

청구항 1

보일러(11)로 부터의 뜨거운 증기를 용기(19)로 이송시킬 수 있게 밀봉용기 (19)와 보일러(11)를 연결시키는 파이프(18)과, 용기(19)내에 수장된 원동기(12)와, 열이 방출된 증기를 응축물로 응축시켜 주는 응축기(14)와 용기(19)를 연결시켜주는 배출파이프(33)과, 응축기(14)로부터 보일러(11)로 응축물을 복귀시켜주는 응축물 복귀용 파이프(38)과, 원동기(12)의 베어링(25)을 응축물로 윤활시키기 위한 배관배열 (44)(45)과, 액상작용 유체를 뜨거운 증기로 변환시켜주는 보일러(11)를 포함하고 있는 유기유체 발전소용 윤활시스템으로서, 베어링(25)을 윤활시켜 주는 데 사용되는 응축물의 점도를 보일러(11)로 복귀되는 응축물의 점도보다 증대시켜 주기 위한 냉각기(42)를 구비함을 특징으로 하는 유기유체 발전소용 윤활시스템.

청구항 2

제1항에 있어서, 응축물의 온도를 응축기(14)의 온도보다 낮은 온도로 냉각시킴으로써 베어링(25)을 윤활시켜주는 응축물의 점도를 증가시킴을 특징으로 하는 유기유체 발전소용 윤활시스템.

청구항 3

제1항에 있어서, 용기(19)는 냉각기(42)를 경유하여 베어링(25)으로 공급되는 액상작용유체를 모아 주는 통(39)를 포함하는 것을 특징으로 하는 유기유체 발전소용 윤활시스템.

청구항 4

제1항에 있어서, 원동기(12)는 기어군(27, 28)를 경유하여 발전기(31)와 결합되어 있고, 이들 모두는 냉각기(42)를 통해서 기어군(27, 28)내의 베어링(25)으로 공급되는 액상작용유체를 모아주는 통(39)를 구비한 용기(19)내에 장치되어 있는 것을 특징으로 하는 유기유체 발전소용 윤활시스템.

청구항 5

제1항에 있어서, 응축기(14)를 지나온 응축물이 고정자권선(32)을 냉각시키기 위해 발전기(31)로 공급되는 것을 특징으로 하는 유기유체 발전소용 윤활시스템.

청구항 6

제3항에 있어서, 통(39)내의 수위가 입구보다 아래에 있을 때 응축물을 통(39)에 보충할 수 있는 수위감지기(46)와, 이 수위감지기(46)로 작동되는 밸브(48)가 통(39)에 설치된 것을 특징으로 하는 유기유체 발전소용 윤활시스템.

청구항 7

제1항에 있어서, 냉각기(42)는 베어링(25)으로 공급되는 액상작용유체를 응축기(14)에서 생성된 응축물의 온도이하로 냉각시키기 위한 것임을 특징으로 하는 유기유체 발전소용 윤활시스템.

청구항 8

제1항에 있어서, 용기(19)는 원동기(12)와 기계적으로 결합된 발전기(31)를 가지며, 베어링 윤활 배관배열(44)을 거쳐서 냉각된 작용유체가 원동기(12)의 베어링(25)으로 공급됨을 특징으로 하는 유기유체 발전소용 윤활시스템.

청구항 9

제4항에 있어서, 통(39)으로 부터 액상작용유체를 펌프(41)에 의하여 냉각기 (42)로 공급되게 함을 특징으로 하는 유기유체 발전소용 윤활시스템.

도면

도면1

