



(19) 대한민국특허청(KR)  
(12) 등록특허공보(B1)

(45) 공고일자 2012년06월26일  
(11) 등록번호 10-1160212  
(24) 등록일자 2012년06월20일

- |  |   |
|--|---|
| <p>(51) 국제특허분류(Int. Cl.)<br/><b>F02B 25/00</b> (2006.01)</p> <p>(21) 출원번호 <b>10-2010-7002442</b></p> <p>(22) 출원일자(국제) <b>2008년06월11일</b><br/>심사청구일자 <b>2010년02월02일</b></p> <p>(85) 번역문제출일자 <b>2010년02월02일</b></p> <p>(65) 공개번호 <b>10-2010-0028667</b></p> <p>(43) 공개일자 <b>2010년03월12일</b></p> <p>(86) 국제출원번호 <b>PCT/US2008/007313</b></p> <p>(87) 국제공개번호 <b>WO 2009/020489</b><br/>국제공개일자 <b>2009년02월12일</b></p> <p>(30) 우선권주장<br/>60/963,742 2007년08월07일 미국(US)</p> <p>(56) 선행기술조사문헌<br/>US05833765 A*<br/>US20050268609 A1*<br/>US20070157894 A1*<br/>*는 심사관에 의하여 인용된 문헌</p> | <p>(73) 특허권자<br/><b>스쿠테리 그룹 엘엘씨</b><br/>미국 01089 매사추세츠주 웨스트 스프링필드 스<br/>위트 33 엘름 스트리트 1111</p> <p>(72) 발명자<br/><b>필립스, 포드, 에이.</b><br/>미국 78254 텍사스주 샌 안토니오 스트롱 박스<br/>웨이 9303</p> <p>(74) 대리인<br/><b>박영우</b></p> |
|--|---|

전체 청구항 수 : 총 16 항

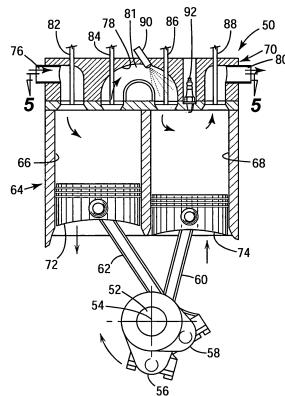
심사관 : 이택상

(54) 발명의 명칭 **조기 교차 압축 밸브 개방을 갖는 스플릿-사이클 엔진**

**(57) 요약**

스플릿-사이클 엔진은 크랭크샤프트를 포함한다. 압축 피스톤은 압축 실린더 내에 수용되고, 상기 크랭크샤프트에 동작 가능하게 연결된다. 교차 통로는 상기 압축 실린더와 팽창 실린더를 상호 연결시킨다. 상기 교차 통로는 사이에 압력챔버를 정의하는 교차 압축(XovrC) 밸브와 교차 팽창(XovrE) 밸브를 포함한다. 상기 교차 압축 밸브는 상기 압축 실린더 내의 압력이 상기 교차 압축 밸브에서 상기 교차 통로 내의 상류 압력보다 작을 때 상기 교차 압축 밸브가 개방되도록 타이밍되어 있다.

**대표도** - 도4



**특허청구의 범위**

**청구항 1**

엔진의 크랭크샤프트 축에 대하여 회전 가능한 크랭크샤프트;

압축 실린더 내에서 슬라이딩 가능하게 수용되고, 상기 크랭크샤프트의 일회전 동안 흡기 행정과 압축 행정을 통하여 상기 압축 피스톤이 왕복 운동을 할 수 있도록 상기 크랭크샤프트에 동작 가능하게 연결된 압축 피스톤;

팽창 실린더 내에서 슬라이딩 가능하게 수용되고, 상기 크랭크샤프트의 일회전 동안 팽창 행정과 배기 행정을 통하여 왕복 운동을 할 수 있도록 상기 크랭크샤프트에 동작 가능하게 연결된 팽창 피스톤;

상기 압축 실린더와 상기 팽창 실린더를 상호 연결시키며, 압력 챔버를 정의하는 교차 압축(XovrC) 밸브와 교차 팽창(XovrE) 밸브를 구비하는 교차 통로; 및

상기 교차 압축 밸브에 작동가능하도록 연결되고, 상기 압축 실린더 내의 압력이 상기 교차 압축 밸브에서 상기 교차 통로 내의 상류 압력보다 작을 때 상기 교차 압축 밸브를 개방시키는 제어 수단을 포함하는 스플릿-사이클 엔진.

**청구항 2**

제 1 항에 있어서, 상기 교차 압축 밸브는 상기 압축 실린더 내의 압력이 상기 교차 압축 밸브에서 상기 교차 통로 내의 상기 상류 압력보다 적어도 5 bar 작을 때 개방되도록 타이밍되어 있는 것을 특징으로 하는 스플릿-사이클 엔진.

**청구항 3**

제 2 항에 있어서, 상기 교차 압축 밸브는 상기 압축 실린더 내의 압력이 상기 교차 압축 밸브에서 상기 교차 통로 내의 상기 상류 압력보다 적어도 10 bar 작을 때 개방되도록 타이밍되어 있는 것을 특징으로 하는 스플릿-사이클 엔진.

**청구항 4**

제 3 항에 있어서, 상기 교차 압축 밸브는 상기 압축 실린더 내의 압력이 상기 교차 압축 밸브에서 상기 교차 통로 내의 상기 상류 압력보다 적어도 15 bar 작을 때 개방되도록 타이밍되어 있는 것을 특징으로 하는 스플릿-사이클 엔진.

**청구항 5**

제 1 항에 있어서, 상기 교차 압축 밸브는 상기 압축 실린더 내의 압력이 상기 교차 압축 밸브에서 상기 교차 통로 내의 상기 상류 압력에 도달하기 전에 적어도 1.5 도의 크랭크 각도 일 때 개방되도록 타이밍되어 있는 것을 특징으로 하는 스플릿-사이클 엔진.

**청구항 6**

제 5 항에 있어서, 상기 교차 압축 밸브는 상기 압축 실린더 내의 압력이 상기 교차 압축 밸브에서 상기 교차 통로 내의 상기 상류 압력에 도달하기 전에 적어도 3.0 도의 크랭크 각도 일 때 개방되도록 타이밍되어 있는 것을 특징으로 하는 스플릿-사이클 엔진.

**청구항 7**

제 6 항에 있어서, 상기 교차 압축 밸브는 상기 압축 실린더 내의 압력이 상기 교차 압축 밸브에서 상기 교차 통로 내의 상기 상류 압력에 도달하기 전에 적어도 4.5 도의 크랭크 각도 일 때 개방되도록 타이밍되어 있는 것을 특징으로 하는 스플릿-사이클 엔진.

**청구항 8**

제 1 항에 있어서, 상기 교차 압축 밸브는 상기 압축 실린더로부터 바깥으로 개방되는 것을 특징으로 하는 스플릿-사이클 엔진.

플릿-사이클 엔진.

**청구항 9**

엔진의 크랭크샤프트 축에 대하여 회전할 수 있는 크랭크샤프트;

압축 실린더 내에서 슬라이딩 가능하게 수용되고, 상기 크랭크샤프트의 일회전 동안 흡기 행정과 압축 행정을 통하여 왕복 운동을 할 수 있도록 상기 크랭크샤프트에 동작 가능하게 연결된 압축 피스톤;

팽창 실린더 내에서 슬라이딩 가능하게 수용되고, 상기 크랭크샤프트의 일회전 동안 팽창 행정과 배기 행정을 통하여 왕복 운동을 할 수 있도록 상기 크랭크샤프트에 동작 가능하게 크랭크샤프트에 연결된 팽창 피스톤;

상기 압축 실린더와 상기 팽창 실린더를 상호 연결시키며, 압력 챔버를 정의하는 교차 압축(XovrC) 밸브와 교차 팽창(XovrE) 밸브를 포함하는 교차 통로; 및

상기 교차 압축 밸브에 작동가능하도록 연결되는 제어 수단을 포함하는 스플릿-사이클 엔진의 작동 방법에 있어서,

상기 압축 실린더 내의 압력이 상기 교차 압축 밸브에서 상기 교차 통로 내의 상류 압력보다 작을 때 상기 교차 압축 밸브가 개방되도록 상기 교차 압축 밸브를 타이밍하는 단계를 포함하는 것을 특징으로 하는 스플릿-사이클 엔진의 작동 방법.

**청구항 10**

제 9 항에 있어서, 상기 압축 실린더 내의 압력이 상기 교차 압축 밸브에서 상기 교차 통로 내의 상기 상류 압력보다 적어도 5 bar 작을 때 상기 교차 압축 밸브가 개방되도록 상기 교차 압축 밸브를 타이밍하는 단계를 포함하는 것을 특징으로 하는 스플릿-사이클 엔진의 작동 방법.

**청구항 11**

제 10 항에 있어서, 상기 압축 실린더 내의 압력이 상기 교차 압축 밸브에서 상기 교차 통로 내의 상기 상류 압력보다 적어도 10 bar 작을 때 상기 교차 압축 밸브가 개방되도록 상기 교차 압축 밸브를 타이밍하는 단계를 포함하는 것을 특징으로 하는 스플릿-사이클 엔진의 작동 방법.

**청구항 12**

제 11 항에 있어서, 상기 압축 실린더 내의 압력이 상기 교차 압축 밸브에서 상기 교차 통로 내의 상기 상류 압력보다 적어도 15 bar 작을 때 상기 교차 압축 밸브가 개방되도록 상기 교차 압축 밸브를 타이밍하는 단계를 포함하는 것을 특징으로 하는 스플릿-사이클 엔진의 작동 방법.

**청구항 13**

제 9 항에 있어서, 상기 압축 실린더 내의 압력이 상기 교차 압축 밸브에서 상기 교차 통로 내의 상기 상류 압력에 도달하기 전에 적어도 1.5 도의 크랭크 각도 일 때 상기 교차 압축 밸브가 개방되도록 상기 교차 압축 밸브를 타이밍하는 단계를 포함하는 것을 특징으로 하는 스플릿-사이클 엔진의 작동 방법.

**청구항 14**

제 13 항에 있어서, 상기 압축 실린더 내의 압력이 상기 교차 압축 밸브에서 상기 교차 통로 내의 상기 상류 압력에 도달하기 전에 적어도 3.0 도의 크랭크 각도 일 때 상기 교차 압축 밸브가 개방되도록 상기 교차 압축 밸브를 타이밍하는 단계를 포함하는 것을 특징으로 하는 스플릿-사이클 엔진의 작동 방법.

**청구항 15**

제 14 항에 있어서, 상기 압축 실린더 내의 압력이 상기 교차 압축 밸브에서 상기 교차 통로 내의 상기 상류 압력에 도달하기 전에 적어도 4.5 도의 크랭크 각도 일 때 상기 교차 압축 밸브가 개방되도록 상기 교차 압축 밸브를 타이밍하는 단계를 포함하는 것을 특징으로 하는 스플릿-사이클 엔진의 작동 방법.

**청구항 16**

제 9 항에 있어서, 상기 교차 압축 밸브를 상기 압축 실린더로부터 외부로 개방시키는 단계를 포함하는 것을

특징으로 하는 스플릿-사이클 엔진의 조작 방법.

**명세서**

**기술분야**

[0001] 본 발명은 내부 연소 엔진에 관한 것이다. 보다 상세하게는, 본 발명은 하나의 피스톤이 흡기와 압축 행정들을 위해 사용되고, 다른 하나의 피스톤이 팽창(혹은 파워)과 배기 행정들을 위해 사용되는 한 쌍의 피스톤을 구비하며, 각각의 상기 4개의 행정들로 크랭크샤프트의 1회전이 이루어지는 스플릿-사이클 엔진에 관한 것이다.

**배경기술**

- [0002] 본 출원은 2007년 8월 7일자로 미국특허청에 출원된 미국 가특허 출원 제 60/963,742호를 우선권으로 한다.
- [0003] 명확한 이해를 위하여, 본 출원에 사용되는 '일반 엔진'이라는 용어는 잘 알려진 오토 사이클의 모든 4 행정(흡기, 압축, 팽창, 배기 행정)이 엔진의 개별 피스톤/실린더 조합에 모두 포함되어 있는 내부 연소 엔진을 의미한다. 또한 명확한 이해를 위하여, 선행 기술에 개시되고 본 출원에서 참조되는 엔진들에 적용될 수 있도록 스플릿-사이클 엔진이라는 용어의 정의를 제공한다.
- [0004] 본 발명에서 설명되는 스플릿-사이클 엔진은,
- [0005] 크랭크샤프트 축에 대해 회전 가능한 크랭크샤프트;
- [0006] 팽창 실린더 내에 슬라이딩 가능하게 수용되며, 상기 크랭크샤프트에 작동 가능하게 연결되어 상기 크랭크샤프트의 일회전 동안 팽창(또는 파워) 행정 및 배기 행정을 통해 왕복 운동하는 팽창 피스톤;
- [0007] 압축 실린더 내에 슬라이딩 가능하게 수용되며, 상기 크랭크샤프트에 작동 가능하게 연결되어 상기 크랭크샤프트의 일회전 동안 흡입 행정 및 압축 행정을 통해 왕복 운동하는 압축 피스톤; 그리고
- [0008] 압축 실린더와 팽창 실린더를 상호 연결시키며, 이들 사이에서 압력 챔버를 정의하는 교차 압축(XovrC) 밸브와 교차 팽창(XovrE) 밸브를 포함하는 교차 통로(crossover passage)를 포함한다.
- [0009] Carmelo J. Scuderi(이하 "스쿠데리")에게 2003년 4월 8일에 허여된 미국등록특허 제6,543,225호에는 스플릿-사이클 및 이와 유사한 타입의 엔진들에 대한 광범위한 논의가 포함되어 있다. 게다가, 상기 특허는 더 진보된 본 발명 엔진의 선행 버전에 대하여 상세하게 개시하고 있다.
- [0010] 도 1을 참조하면, 스쿠데리가 설명한 선행 기술의 스플릿-사이클 엔진 컨셉의 대표적인 실시예는 참조번호 10에서 전체적으로 보여지고 있다. 상기 스플릿-사이클 엔진(10)은 일반 4행정 엔진의 2개의 인접한 실린더들을 하나의 압축 실린더(12)와 하나의 팽창 실린더(14)로 대체한다. 이러한 두 실린더들(12,14)은 크랭크샤프트(16)의 1회전마다 각각의 기능들을 수행한다. 흡기 공기와 연료 차지(charge)는 전형적인 포켓(poppet) 스타일의 흡입 밸브(18)를 통하여 압축 실린더(12)내로 유입된다. 압축 실린더 피스톤(20)은 상기 차지에 압력을 가하고, 차지를 팽창 실린더(14)에서의 흡기 통로와 같은 역할을 하는 교차 통로(22)(가스 통로(crossover passage)이라고도 함)를 통하여 추진시킨다. 상기 교차 통로 입구에서의 체크 타입(check type)의 교차 압축(XovrC) 밸브(24)는 교차 통로(22)로부터 압축 실린더(12)로 역류하는 것을 방지하기 위해 이용된다. 다시 말하면, 체크 밸브(24)는 압축 실린더(12)로부터 교차 통로(22)로의 일방향 흐름만을 가능하게 한다. 교차 통로(22)출구에서의 교차 팽창(XovrE) 밸브(26)는 팽창 피스톤(30)이 상사점(Top Dead Center : TDC) 위치에 도달한 직후에 팽창 실린더(14)로 상기 차지가 가득 유입되도록 가압된 흡입 차지의 흐름을 조절한다. 점화플러그(28)는 상기 흡입 차지가 팽창 실린더(14)로 들어온 직후에 점화되며 그 결과 발생하는 연소에 의해 팽창 실린더 피스톤(30)은 하사점(Bottom Dead Center : BDC)을 향해 내려가게 된다. 배기 가스는 포켓(poppet)배기 밸브(32)를 통하여 상기 팽창 실린더 외부로 배출된다.
- [0011] 도 2를 참조하면, 미국등록특허 제 6,789,514호 Suh et al.(이하 "Suh")의 스플릿-사이클 엔진(33)의 다른 방식의 선행 기술 디자인이 개시되어 있다. 도 2에 도시된 바와 같이(Suh의 '도 4a'에 해당), 스플릿-사이클 엔진(33)은 교차 통로(36)에 의해 상호 연결된 압축 실린더(34)와 팽창 실린더(35)를 포함한다. 압축 피스톤(37)과 팽창 피스톤(38)은 각각 압축 실린더(34)와 팽창 실린더(35) 안에서 왕복 운동을 한다. 내부로 개방되는 포켓(poppet) 타입의 교차 압축(XovrC) 밸브(39)와 내부로 개방되는 교차 팽창(XovrE) 밸브(40)는 스파크 플러그(42)에 의해 차지(41)가 점화되는 팽창 실린더(35) 내부로 교차 통로(36)를 통하여 들어오는 압축된 연

료/공기 차지(41)의 흐름을 조절한다.

- [0012] Suh의 스플릿-사이클 엔진(33)은 스쿠데리의 스플릿-사이클 엔진(10)과 적어도 2가지 방식에서 차이가 있다.
- [0013] 1) 연료/공기 차지(41)가 팽창 피스톤(38)이 상사점(TDC)에 도달한 후가 아닌 상사점(TDC)에 도달하기 전에 (Suh의 14번째 컬럼, 39~41째 줄 참조)점화된다; 그리고
- [0014] 2) Suh의 교차 압축(XovrC) 밸브(39)는 체크(check)밸브가 아니라 내부로 개방되는 포켓(poppet)밸브(Suh의 14번째 컬럼, 29~30번째 줄 참조)이다.
- [0015] 도 3을 참조하면(Suh의 도 5에 해당), Suh의 엔진은 교차 압축 밸브(39)를 늦게 개방시키도록 타이밍을 조절 함으로써, 즉 실린더(34)와 통로(36)사이의 정압력(positive pressure)의 차이가 생겼을 때 여는 것으로써 교차 통로(36)로부터 압축 실린더(34) 내부로의 역류를 막는다는 점에서 스쿠데리 엔진과 유사하다. 그래프(43)는 교차 팽창(XovrE) 밸브 개방(라인 46), 교차 팽창(XovrE) 밸브 닫힘(라인 47), 교차 압축(XovrC) 밸브 개방(라인 48) 및 교차 압축(XovrC) 밸브 닫힘(라인 49)의 타이밍뿐만 아니라 압축실린더 압력(라인 45)에 대한 교차 통로 압력(라인 44)의 관계도 보여 준다. 상기 교차 압축(XovrC) 밸브가 압축 실린더 압력(45)이 교차 통로 압력(44)보다 큰 때인 압축 피스톤(37)의 상사점(TDC) 이전인 대략 60도에서 개방되도록 타이밍되어 있으므로, 교차 통로(36)로부터 압축 실린더(34)로의 역류를 막을 수 있다. 스플릿-사이클 엔진에선, 특히 상기 팽창 피스톤이 상사점(TDC)에 도달한 이후에 차지를 점화하는 스플릿-사이클 엔진에서는(스쿠데리 엔진과 같이), 상기 교차 밸브들의 동적 구동이 매우 요구된다. 이는 보통 180도 내지 220도의 크랭크 각도로 동작하는 일반 엔진의 그것과 비교하여 스쿠데리 엔진(10)의 교차 밸브들(24, 28)이 크랭크샤프트가 회전하는 매우 짧은 주기(일반적으로 약 30도의 크랭크 각도) 내에 연료/공기 차지를 가득 이송할만한 충분한 상승을 얻어야만 하기 때문이다. 이것은 상기 스쿠데리의 교차 밸브는 일반 엔진의 밸브보다 약 6배 더 빠르게 작동할 수 있어야만 한다는 것을 의미한다.

- [0016] 밸브 상승의 증가 및/또는 밸브 작동 지속주기의 증가는 흐름 장애 및 펌핑 작업의 감소를 통해 전체적으로 엔진의 성능을 향상시킨다. 그러나 밸브 상승과 작동 주기는 펌핑 작업의 증가와 엔진 성능의 저하를 가져올 수 있는 역류 가능성 때문에 전체적으로 제한된다. 게다가, 밸브 상승과 작동 주기는 밸브 트레인(train)동력과 밸브 충격에 의해 제한된다. 이것은 빠르게 움직이는 교차 밸브를 가진 스플릿-사이클 엔진의 경우에 특히 그러하다. 그러므로, 스플릿-사이클 엔진의 교차 밸브를 위한 상기 상승 및/또는 작동 지속 주기를 증가시킬 필요가 있다.

**발명의 내용**

**해결하려는 과제**

- [0017] 본 발명의 목적은 교차 밸브를 위한 상승 및/또는 작동 지속 주기를 증가시킬 수 있는 스플릿-사이클 엔진을 제공하는 데 있다.

**과제의 해결 수단**

- [0018] 상기 발명에 따른 스플릿-사이클 엔진은
- [0019] 상기 엔진의 크랭크샤프트 축에 대하여 회전 가능한 크랭크샤프트;
- [0020] 압축 실린더 내에서 슬라이딩 가능하게 수용되고, 상기 크랭크샤프트의 일회전 동안 흡기 행정과 압축 행정을 통하여 상기 압축 피스톤이 왕복 운동을 할 수 있도록 동작 가능하게 상기 크랭크샤프트에 연결된 압축 피스톤;
- [0021] 팽창 실린더 내에서 슬라이딩 가능하게 수용되고, 상기 크랭크샤프트의 일회전 동안 팽창 행정과 배기 행정을 통하여 상기 팽창 피스톤이 왕복 운동을 할 수 있도록 동작 가능하게 상기 크랭크샤프트에 연결된 팽창 피스톤; 및
- [0022] 압축 실린더와 팽창 실린더를 상호 연결시키는 교차 통로로서, 사이에 압력 챔버를 갖는 것을 특징으로 하는 교차 압축(XovrC) 밸브와 교차 팽창(XovrE) 밸브를 포함하는 교차 통로를 포함하고,
- [0023] 상기 교차 압축 밸브에서 상기 압축 실린더 내의 압력이 상기 교차 통로 내의 상류 압력보다 작을 때 개방되도록 되어 있는 교차 압축 밸브를 포함할 수 있다.

- [0024] 상기 엔진의 크랭크샤프트 축에 대하여 회전할 수 있는 크랭크샤프트;
- [0025] 압축 실린더 내에서 슬라이딩 가능하게 수용되고, 상기 크랭크샤프트의 일회전 동안 흡기 행정과 압축 행정을 통하여 상기 압축 피스톤이 왕복 운동을 할 수 있도록 동작 가능하게 상기 크랭크샤프트에 연결된 압축 피스톤;
- [0026] 팽창 실린더 내에서 슬라이딩 가능하게 수용되고, 상기 크랭크샤프트의 일회전 동안 팽창 행정과 배기 행정을 통하여 상기 팽창 피스톤이 왕복 운동을 할 수 있도록 동작 가능하게 상기 크랭크샤프트에 연결된 팽창 피스톤; 및
- [0027] 압축 실린더와 팽창 실린더를 상호 연결시키는 교차 통로로서, 사이에 압력 챔버를 갖는 것을 특징으로 하는 교차 압축(XovrC) 밸브와 교차 팽창(XovrE) 밸브를 포함하는 교차 통로를 포함하는 스플릿-사이클 엔진 조작 방법은 상기 교차 압축 밸브에서 상기 압축 실린더 내의 압력이 상기 교차 통로 내의 상류 압력보다 작을 때 상기 교차 압축 밸브가 개방되는 타이밍을 갖는 단계를 포함한다.
- [0028] 부가적인 특징들이 포함될 수 있다:
- [0029] 상기 교차 압축 밸브는 상기 압축 실린더 내의 압력이 상기 교차 통로 내에 상기 상류 압력보다 적어도 5 내지 15 bar 작을 때 개방되도록 되어 있을 수 있다.
- [0030] 상기 교차 압축 밸브는 상기 압축 실린더 내의 압력이 상기 교차 통로 내의 상류 압력에 도달하기 전에 적어도 1.5 내지 4.5 도의 크랭크 각도에서 개방되도록 되어 있을 수 있다.
- [0031] 상기 발명의 이런 특징들 및 다른 특징들과 이점들은 수반되는 도면들과 함께 하기의 실시예들을 통해 더욱 완전하게 이해될 것이다.

**도면의 간단한 설명**

- [0032] 도 1은 본 발명의 엔진에 관련된 선행 기술의 스플릿-사이클 엔진을 나타내는 횡단면도 이다.
- 도 2는 다른 선행 기술의 스플릿-사이클 엔진을 나타내는 도면이다.
- 도 3은 도 2의 엔진에 대한 압력 도식이다.
- 도 4는 본 발명의 일 실시예에 따른 스플릿-사이클 엔진의 횡단면도 이다.
- 도 5는 도 4의 스플릿-사이클 엔진에 연료 분사장치들이 올려진 상태에서 도 4의 5-5를 따라 절단한 평면도이다.
- 도 6은 일정 최고 상승에서 다양한 교차 압축(XovrC) 밸브 개방 크랭크 각도들에 대한 도 4와 도 5의 엔진에서의 예상되는 표시 토크와 브레이크 토크들을 나타내는 그래프이다.
- 도 7은 일정 최고 상승에서 기준선 및 조기 개방 교차 밸브들에 대한 크랭크 각도 대비 교차 압축 밸브 상승을 나타내는 그래프이다.
- 도 8은 초기 역류를 갖고 있는 본 발명에 따른 조기 개방 교차 압축 밸브 에 대한 크랭크 각도 대비 공기 유속을 나타내는 그래프이다.
- 도 9는 일정 최고 상승에서의 다양한 밸브 개구 타이밍 값들에 대한 교차 압축 밸브 개방 크랭크 각도 대비 공기 흐름을 나타내는 그래프이다.
- 도 10은 일정 최고 상승에서의 다양한 교차 압축 밸브 개방 타이밍 각도들에 대한 압축 실린더와 팽창 실린더의 최대 압력들을 나타내는 그래프이다.
- 도 11은 다양한 최고 상승들을 갖는 기준선 및 조기 개방 교차 밸브들에 대한 크랭크 각도 대비 교차 압축 밸브 상승을 나타내는 그래프이다.
- 도 12는 기본값과 압축 실린더 피스톤 행정들과 왕복 운동들의 일정 범위에서의 증가된 교차 압축 밸브 상승들을 비교한 평균 유효 실린더 압력들을 나타내는 그래프이다.
- 도 13은 본 발명에 따른 조기 개방 교차 압축 밸브 타이밍에서 자연 흡기 최적 스플릿-사이클 엔진의 예상되는 압력들과 타이밍들을 나타내는 그래프이다.

**발명을 실시하기 위한 구체적인 내용**

- [0033] 용어 설명
- [0034] 여기서 사용되는 약어 및 용어들의 정의들에 대해 다음과 같은 용어 정리가 참조를 위해 제공된다:
- [0035] 펌핑 작업(또는 PV 작업) : 펌핑 작업은 밸브들에 의한 압력 강하들 및 가스 흐름을 방해하는 다른 제한들에 대해 흡입과 배기 가스들을 실린더(들)의 내부 및 외부로 이동시키기 위해 필요한 작업으로 정의될 수 있다. 이는 일반적으로 압력 하강(들)에 부피 흐름을 곱하여 적분함으로써 계산되므로 이러한 계산을 보통 "PV 작업"으로 약칭된다.
- [0036] 조기 교차 밸브 개방 : 조기 교차 압축 밸브 개방은 일반적으로 상기 밸브를 따라 정압력(positive pressure)이 발생하기 전에 밸브가 개방되는 것으로 정의될 수 있다.
- [0037] 엔진 완전(full)부하(load) 또는 100% 엔진 부하(load) : 엔진이 주어진 속도에서 생산해낼 수 있는 최대의 토크.
- [0038] 표시 토크 : 엔진의 기계적인 마찰과 부차적인 시스템 손실 효과 발생 전에 계산된, 상기 엔진 피스톤 크라운(또는 피스톤 헤드)에서의 토크 출력.
- [0039] 브레이크 토크 : 엔진 출력 샤프트에서의 토크 출력.
- [0040] 자연 흡기 엔진 : 자연 흡기 엔진은 터보차저(turbocharger), 슈퍼차저(supercharger)또는 이와 유사한 것들에 의해 상승효과를 받지 않는 흡기 행정을 가진 엔진을 의미한다.
- [0041] 브레이크 평균 유효 압력 : 엔진의 브레이크 토크 출력은 평균 유효 압력값이라는 용어로 표현된다. 그것은 상기 브레이크 엔진 토크를 엔진 배기량으로 나눈 값과 같다.
- [0042] 표시 평균 유효 압력 : 표시 평균 유효 압력은 표시 엔진 토크를 엔진 배기량으로 나눈 값과 같다.
- [0043] 상사점(Top dead center) : 상기 피스톤이 사이클을 통해 도달하는, 실린더 부피가 가장 작게 되는 실린더 헤드로부터 가장 가까운 위치.
- [0044] 밸브 개방 : 본 출원에서는, 밸브 개방은 적어도 0.06 밀리미터 이상의 밸브 상승을 의미한다고 간주한다.
- [0045] 크랭크 각도 : 크랭크샤프트의 회전 각도.
- [0046] 설명
- [0047] 이제 도 4 및 도 5를 참조하면, 참조 부호 50은 본 발명의 일 실시예에 따른 교차 통로(78) 안에 조기 개방 교차 압축(XovrC) 밸브들(84)을 갖는 스플릿-사이클 엔진을 나타내고 있다. 여기서 더욱 상세하게 논하게 될 바와 같이, 조기 개방 교차 압축 밸브들(84)은 압축 실린더(66)의 압력이 교차 통로(78)의 압력보다 낮아진 때(즉, 교차 압축 밸브들(84)을 따라 음의 압력(negative pressure)차이가 생겼을 때)개방되도록 타이밍 되어 있다. 유리하게도, 조기 개방 교차 압축 밸브들(84)은 더 큰 밸브 작동 주기와 밸브 상승을 제공하여 스플릿-사이클 엔진(50)의 성능을 향상시킨다.
- [0048] 엔진(50)은 상기 도면에서 보는 바와 같이 크랭크샤프트 축(54)에 대하여 시계방향으로 회전할 수 있는 크랭크샤프트(52)를 포함한다. 크랭크샤프트(52)는 커넥팅 로드들(60, 62)에 각각 연결되며, 서로 인접하여 순차적으로 앞선 각 변위를 갖는 크랭크 크로우들(56, 58)을 포함한다.
- [0049] 엔진(50)은 한 쌍의 인접한 실린더들을 정의하는 실린더 블록(64)을 더 포함한다. 구체적으로, 엔진(50)은 크랭크샤프트(52)의 반대편 상기 실린더들의 상부 단부에서 실린더 헤드(70)에 의해 폐쇄되는 압축 실린더(66)와 팽창 실린더(68)를 포함한다.
- [0050] 압축 피스톤(72)은 압축 실린더(66)에 수용되며 상사점(TDC)과 하사점(BDC) 사이에서의 피스톤(72)의 왕복운동을 위해 커넥팅 로드(62)에 연결된다. 팽창 피스톤(74)은 압축 실린더(68)에 수용되고, 유사한 상사점(TDC)/하사점(BDC) 사이에서의 왕복 운동을 위해 커넥팅 로드(60)에 연결된다.
- [0051] 상기 실린더 헤드(70)는 실린더들(66, 68)의 내부와 외부로 그리고 이들 사이에서의 가스 흐름을 위한 구조를

제공한다. 가스 흐름을 위하여, 상기 실린더 헤드(70)는 흡입 공기가 압축 실린더(66) 내부로 흡입되는 흡입 통로(또는 포트)(76), 압축 공기가 압축 실린더(66)로부터 팽창 실린더(68)로 이송되는 한 쌍의 교차(Xovr) 통로들(78), 그리고 소비된 가스들이 상기 팽창 실린더로부터 배출되는 배기 통로(80)를 포함하고 있다. 또한 각각의 교차 통로(78)는 상기 교차 밸브들이 닫혔을 때 압축된 가스가 저장되는 압력 챔버(chamber)(81)를 정의한다.

[0052] 압축 실린더(66)로 유입되는 가스 흐름은 내부로 개방되는 포펫(poppet)타입의 흡입 밸브(82)에 의하여 조절된다. 각각의 교차 통로(78)로 유입되고 배출되는 가스 흐름은 한 쌍의 외부로 개방되는 포펫(poppet) 밸브들, 즉 상기 교차 통로들의 출구 단부들에 있는 교차 압축(XovrC) 밸브들(84) 및 상기 교차 통로들의 출구 단부들에 있는 교차 팽창(XovrE) 밸브들(86)에 의해 조절될 것이다. 배기 통로(80)로부터 흘러 나가는 배기 가스는 내부로 개방되는 포펫(poppet)타입의 배기 밸브(88)에 의하여 조절된다. 이러한 밸브들 (82, 84, 86, 88)은 기계적으로 작동되는 캠들(cams), 가변 밸브 구동 기술, 또는 이와 유사한 것과 같은 적절한 방식으로 구동될 수 있다.

[0053] 각 교차 통로는 내부에 적어도 하나의 고압 연료 분사장치(90)를 갖는다. 상기 연료 분사장치들은 교차 통로(78)의 압력 챔버들(81) 내부에서 압축 공기의 차지들 속으로 연료를 분사하는 작용을 한다.

[0054] 또한, 엔진(50)은 하나 혹은 그 이상의 스파크 플러그들(92) 또는 다른 점화 장치들을 포함한다. 스파크 플러그들(92)은 상기 팽창 행정 동안에 혼합 연료와 공기 차지가 점화되고 연소될 수 있는 팽창 실린더(68)의 단부의 적절한 장소에 위치한다.

[0055] 컴퓨터 연구는 외부로 개방되는 교차 압축 포펫(poppet) 밸브들(84)의 타이밍을 포함하여, 스플릿-사이클 엔진(50)의 다양한 기하학적 변수들을 최적화시키는데 이용되어졌다. 교차 압축 밸브들(84)의 최적화에 관하여, 앞서 논의되었던 스쿠데리와 Suh의 특허들에서의 예시된 바와 같이, 실질적으로 모든 스플릿-사이클 엔진 기술은 최적의 성능을 위해 역류의 방지가 요구된다는 것을 가르쳐주었다.

[0056] 부가적으로, 역류와, 특히 교차 압축 밸브들(84)을 통한 역류와 스플릿-사이클 엔진 성능(예를 들면, 토크, 압력, 질량 흐름 등) 사이의 관계는 이전에 알려진 바 없다. 게다가, 다른 스플릿-사이클 엔진의 선행 기술은 상기 교차 압축 밸브들로 체크 밸브들(스쿠데리 특허에서처럼) 또는 내부로 개방되는 포펫(poppet)밸브들(Suh 특허에서처럼)을 이용한 반면에, 엔진(50)은 압축 실린더(66)로부터 외부로 개방되는 교차 압축 밸브들(84)을 포함하기 때문에 스플릿-사이클 엔진(50) 성능에 미치는 역류의 효과의 불확실성의 정도는 더욱 심화되었다. 따라서, 이러한 미지성들 때문에, 상기 컴퓨터 연구는 역류를 발생시키는 교차 압축 밸브들(84)의 다양한 조기 개방 타이밍들을 일소하는 것을 포함하였다. 상기 컴퓨터 연구는 여기서 상세하게 설명되는 예기치 못한 결과들을 야기하게 되었다.

[0057] 도 6을 참조하면, 그래프(100)는 상기 컴퓨터 연구가 4000RPM과 100% 엔진 부하에서 자연 흡기 스플릿-사이클 엔진(50) 사이클 시뮬레이션의 일정 최고 상승(constant peak lift)에서의 교차 압축 밸브(84) 개방 크랭크 각도 대비 스플릿-사이클 엔진(50)의 "표시 토크"와 "브레이크 토크"에 대한 결과를 예측하였다는 것을 보여준다.

[0058] 점선(102)은 뉴턴-미터(Newton-meter) 단위에서의 표시 토크를 나타내며, 점선(104)은 뉴턴-미터(Newton-meter) 단위에서의 브레이크 토크를 나타낸다. 상기 토크들은 팽창 피스톤(74)의 상기 상사점(TDC)위치와 관련하여 상사점 이전(Before Top Dead Center : BTDC) 18.5도의 크랭크 각도(CA)부터(즉, 상사점 이후(After Top Dead Center : ATDC) -18.5도의 크랭크 각도(CA)) 상사점 이전(BTDC) 5도의 크랭크 각도가 될 때까지 매 1.5도의 크랭크 각도(CA)증가시마다 계산되어졌다.

[0059] 교차 압축 밸브(84)개방을 위한 기준이 되는 타이밍은 상기 팽창 피스톤이 9.5도의 상사점 이전(BTDC) 크랭크 각도(즉, 표시 토크의 참조점(106)과 브레이크 토크의 참조점(108))를 가질 때이었다. 다시 말하면, 9.5도의 상사점 이전 크랭크 각도(CA BTDC)에서, 교차 압축 밸브(84)를 가로지르는 역류가 비록 검출은 되지만 최소화되는 때에 교차 압축 밸브(84)가 약간 조기에 개방되도록 맞춰졌다. 예상한대로, 늦은 타이밍들은 토크의 저하라는 결과를 가져왔다. 그러나, 예상외로, 조기 타이밍들은 팽창 피스톤(74)이 14도의 상사점 이전(BTDC) 각도가 되기 전까진(참조번호 118과 120) 무시할 만큼 미약한 효과를 가졌다. 말하자면, 상기 예상 표시 토크들과 예상 브레이크 토크들은 교차 압축 밸브(84)가 팽창 피스톤(74)의 9.5도의 상사점 이전 크랭크 각도의 기준선에 대비하여 적어도 1.5도의 크랭크 각만큼 조기에(참조점 110과 112), 적어도 3.0도의 크랭크 각만큼



조기에(참조점 114와 116), 혹은 적어도 4.5도의 크랭크 각만큼 조기에 열렸을 때에는 의미를 가질 만큼 변하지 않았다.

[0060] 도 7을 참조하면, 그래프(122)는 작동이 9.5도의 상사점 이전 크랭크 각도(CA BTDC) 기준점에서 시작될 때와 (곡선(124)) 작동이 4.5도의 크랭크 각도(CA)에서 시작될 때(곡선(126)), 교차 압축 밸브(84)의 일정 최고 상승에서의 밸브 상승프로파일들을 보여준다. 곡선(126)아래의 영역은 곡선(124) 아래의 영역보다 훨씬 더 크다는 것을 주목하자. 이는 조기 작동 교차 압축 밸브(84)의 더 큰 작동 주기 동안 공기 덩어리(air mass)의 흐름이 통과하기 위한 더 큰 개방 부피가 존재한다는 것을 의미한다.

[0061] 도 8을 참조하면, 그래프(128)는 4.5도의 크랭크 각도 만큼 조기에 개방되는 타이밍을 갖는 교차 압축 밸브(84)의 크랭크 각도 대비 질량 유속을 도시한 것이다. 곡선(130)에 도시된 것처럼, 교차 압축 밸브(84)를 따라서 압력 차이가 음의 값을 가질 때(즉, 압축 실린더(68) 내부 압력이 교차 통로(78)내부 압력보다 작을 때), 팽창 피스톤(74)의 14 내지 9.5도 사이의 상사점 이전 크랭크 각(CA BTDC)에서 상당한 역류가 존재한다. 일단 9.5도의 상사점 이전 크랭크 각(CA BTDC)지점에 도달하게 되면, 상기 압력 차이는 양의 값이 되고(즉, 압축 실린더(68)내부 압력이 교차 통로(78)내부 압력을 초과한다), 상기 공기 유속은 다시 정방향으로 되돌아간다.

[0062] 도 9를 참조하면, 그래프(132)는 일정 최고 상승에서의 교차 압축 밸브(84) 개방 타이밍 대비 공기 흐름을 도시한 것이다. 곡선(134)에서 볼 수 있듯이, 상기 교차 압축 밸브는 팽창 피스톤(74)의 5 도의 상사점 이전 크랭크 각도(CA BTDC)부터 18.5 도까지 1.5 도씩 단계적으로 증가하였다. 곡선(134)은 조기 밸브 개방 타이밍에 따른 초기 역류에도 불구하고, 전체의 공기 흐름은 기준 타이밍(참조점(136))인 9.5도의 상사점 이전 크랭크 각도(CA BTDC)일 때와 같다는 것을 보여준다.

[0063] 즉, 교차 압축 밸브(84)가 단지 약간 조기에 개방되거나(참조점 136), 1.5 도의 크랭크 각만큼 조기에 개방되거나(참조점 138), 3.0 도의 크랭크 각만큼 조기에 개방되거나(참조점 140), 또는 4.5 도의 크랭크 각만큼 조기에 개방되거나(참조점 142) 관계없이 상기 공기 흐름은 대략 132 kg/h 이었다.

[0064] 도 10을 참조하면, 그래프(144)는 일정 최고 상승에서 9.5도 에서 14도로 상사점 이전(BTDC) 각도의 타이밍을 앞당기는 것이 상기 압축 실린더에 더 큰 영향을 미치며, 양 실린더들 내부의 최고 실린더 압력을 감소시킨다는 것을 보여준다. 즉, 최고 압축 실린더 압력(곡선 145에서 볼 수 있는)은 타이밍이 상사점 이전(BTDC) 9.5도에서 14도로 앞당겨 질 때, 52 bar에서 약 48.5 bar까지 떨어졌으며, 동시에 최고 팽창 실린더 압력(곡선 146에서 볼 수 있는)은 대략 44.5 bar에서 43 bar까지 떨어졌다. 상기 실린더 압력들의 저하는 상기 실린더 마찰을 감소시키며, 이는 타이밍을 앞당김에 따른, 그리고 초기의 역류로 인한 펌핑의 증가에 따른 토크의 손실이 없는 이유를 설명 가능하게 해준다.

[0065] 도 11을 참조하면, 그래프(147)은 교차 압축 밸브(84)개방 지속의 증가가 2.43mm(곡선(148))에서 2.60mm(곡선(149))로 추가적인 최고 밸브 상승의 증가를 가능하게 함을 보여준다. 즉, 밸브 상승 곡선들(148, 149)에서 동일한 가속과 감속 비율이 주어졌을 때, 기준 밸브 곡선(148)에서는 최고 상승이 2.43mm 임에 반해, 더 긴 개방 지속을 갖는 조기 개방 밸브 곡선(149)에선 최고 상승이 2.60mm 로서 더 높은 최고 상승을 얻을 수 있었다.

[0066] 도 12를 참조하면, 2.60mm의 더 높은 최고 밸브 상승에 기인한 마찰 감소에 의한 결과는, 더 긴 압축 실린더 피스톤 행정들과 더 큰 배기량 확장의 증가로 인해 펌핑 작업을 감소시켰고, 평균 유효 압력을 증가시켰다. 이는 그래프(150)에서 설명하고 있는 바와 같이, 2.43 밸브 상승(곡선(152))과 2.60 밸브 상승(곡선(154))의 압축 실린더 피스톤 행정에 대비한 브레이크 평균 유효 압력뿐만 아니라 2.43 밸브 상승(곡선(156))과 2.60 밸브 상승(곡선(158))의 압축 실린더 피스톤 행정에 대비한 표시 평균 유효 압력이 도시되어 있다. 공기 흐름 또는 최대 토크의 손실 없는 상기 실린더 압력들의 감소와 이에 따른 왕복 피스톤들의 마찰 감소는, 본 발명에 따른 스플릿-사이클 엔진(50)의 작동에 있어서 성능 향상이라는 예상 밖의 이점을 제공한다.

[0067] 도 13을 참조하면, 그래프(160)는 4000RPM, 100% 엔진 부하에서 자연 흡기 최적 스플릿-사이클 엔진(50) 사이클 시뮬레이션에서의 크랭크 각도 대비 상기의 예상되는 교차 통로(78), 압축 실린더(66)와 팽창 실린더(68) 압력들을 보여준다. 교차 압축 밸브들(84), 교차 팽창 밸브들(86), 스파크 플러그(92) 점화, 연료 분사장치들(90)의 연료분사시작(start of injection: SOI)범위와 연료분사종료(end of injection: EOI)범위 및 압축 행정의 종료 타이밍들이 도시되어 있다. 선(162)는 압축 실린더(66) 압력을 나타낸다. 선(164)는 교차 통로 상류 압력(교차 상류 압력), 즉, 교차 압축 밸브(84) 포핏(poppet) 헤드의 우측부에 위치한 교차 통로(78)내 지점에서 측정되는 압력을 나타낸다. 선(166)은 교차 통로 하류 압력(교차 하류 압력), 즉, 교차 통로(78)내 상

기 교차 팽창 밸브 포핏(poppet) 헤드의 우측부에 위치한 지점에서 측정되는 압력을 나타낸다. 결국, 선(168)은 팽창 실린더(68)압력을 나타낸다.

[0068] 상기 교차 압축 밸브가 초기에 개방되는 타이밍 선(170)에서, 교차 압축 밸브(84)를 따라 대략 20 bar의 음압(negative pressure)차이가 있음을 주목하자. 즉, 상기 팽창 실린더 피스톤(타이밍 선(170))의 상사점 이전 크랭크 각도(CA BTDC) 14도에서(즉, 상사점 이후 크랭크 각 -14도), 압축 실린더 압력(162)은 교차 통로 상류 압력(164)보다 대략 20 bar정도 더 작다. 그러므로, 압축 실린더 압력(162)이 상기 교차 압축 밸브에서의 교차 통로 상류 압력(164)보다 적어도 5 bar 이상 작을 때(타이밍 선(170)에서 참조점(172)) 교차 압축 밸브(84)를 여는 것이 바람직하다. 추가적으로, 상기 압축 실린더 압력(162)이 상기 교차 압축 밸브에서의 교차 통로 상류 압력(164)보다 적어도 10 bar 작을 때(타이밍 선(170)의 참조점(174)) 교차 압축 밸브(84)를 여는 것이 더욱 바람직하다. 게다가, 상기 압축 실린더 압력(162)이 상기 교차 압축 밸브에서의 상기 교차 통로 상류 압력(164)보다 적어도 15 bar 작을 때(타이밍 선(170)의 참조점(176)) 교차 압축 밸브(84)를 여는 것이 가장 바람직하다.

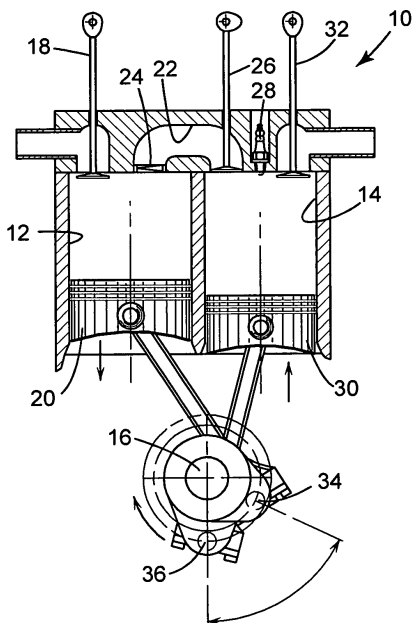
[0069] 다시 도 6 및 도 9를 참조하면, 상기 교차 압축 밸브 개방 타이밍이 상기 팽창 실린더의 상사점 이전(BTDC) 9.5도 내지 14도 사이에서 유지되는 때에 엔진 토크와 공기 흐름 둘 다 본질적으로 일정한 상태로 유지됨을 볼 수 있다. 상술한 바와 같이, 상기 교차 압축 밸브의 타이밍을 앞당김은 교차 압축 밸브 개방 시간을 증가시키는 결과를 가져온다는 이점을 갖고 있다.

[0070] 따라서, 교차 압축 밸브(84)를 상기 압축 실린더 내의 압력(162)이 상기 교차 압축 밸브(84)에서 상기 교차 통로 내의 상류 압력(164)에 도달하기 전에 적어도 1.5도의 크랭크 각도에서 열어주는 것이 바람직하다는 사실은 분명하다. 추가적으로, 교차 압축 밸브(84)를 압축 실린더 내의 압력(162)이 교차 압축 밸브(84)에서 상기 교차 통로 내의 상류 압력(164)에 도달하기 전에 적어도 3.0도의 크랭크 각도에서 열어 주는 것이 더 바람직하다. 게다가, 교차 압축 밸브(84)를 압축 실린더 내의 압력(162)이 교차 압축 밸브(84)에서 상기 교차 통로 내의 상류 압력(164)에 도달하기 전에 적어도 4.5도의 크랭크 각도에서 열어 주는 것이 가장 바람직하다.

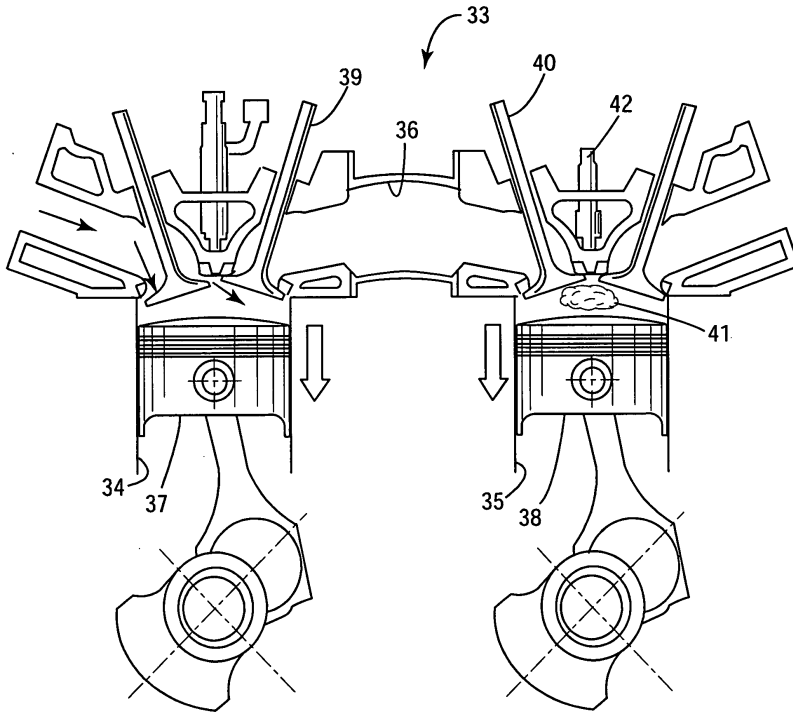
[0071] 비록 상기에서는 본 발명의 실시예들을 참조하여 설명하였지만, 설명된 본 발명의 사상 및 그 영역에서 벗어 나지 않는 범위 내에서 다양한 변화들을 만들어 낼 수 있다고 이해돼야 한다. 따라서, 상기 발명은 상기 설명된 구체적인 실시예에 제한되지 않고 하기의 청구항들의 표현에 의해 정의되는 모든 영역까지 미치게 하고자 한다.

**도면**

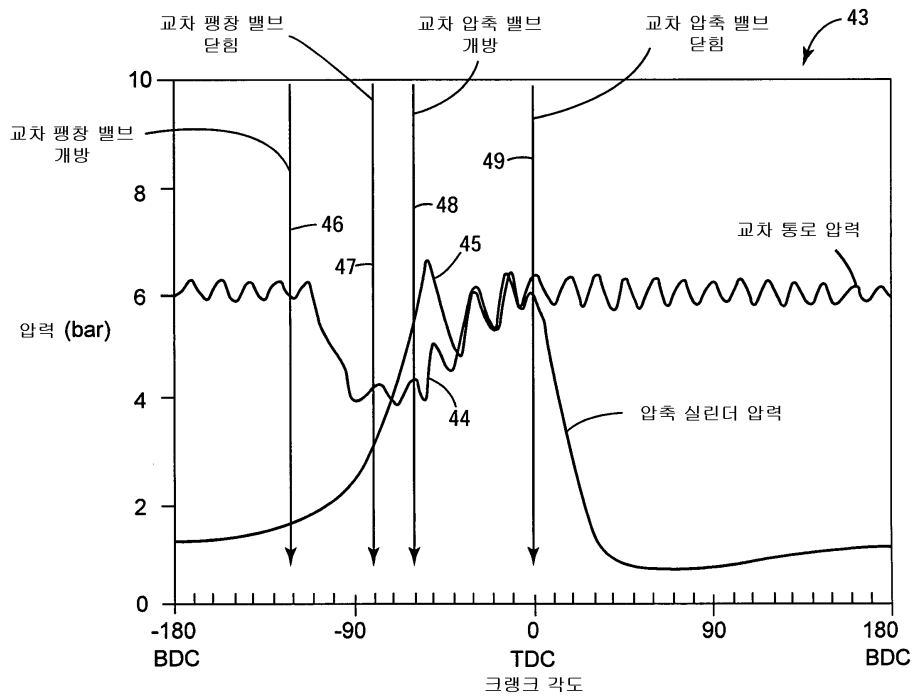
**도면1**



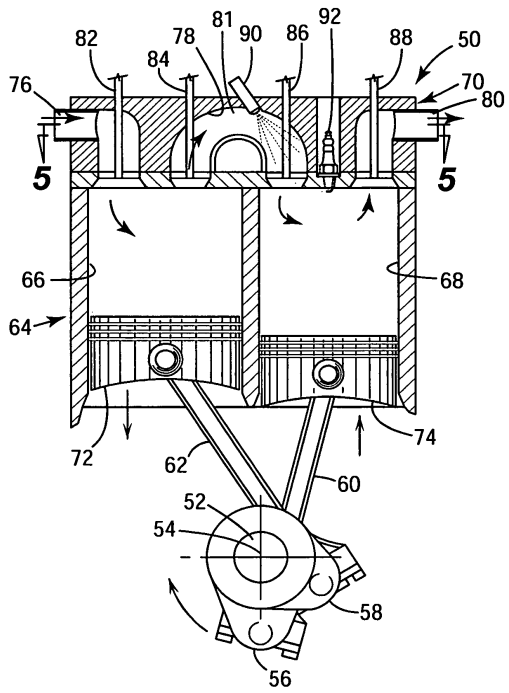
도면2



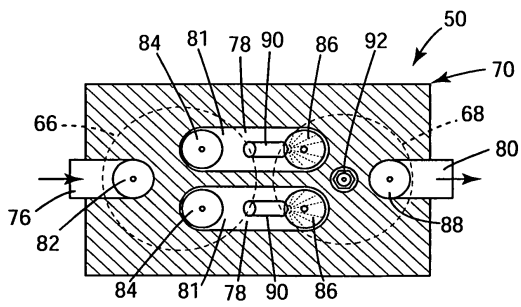
도면3



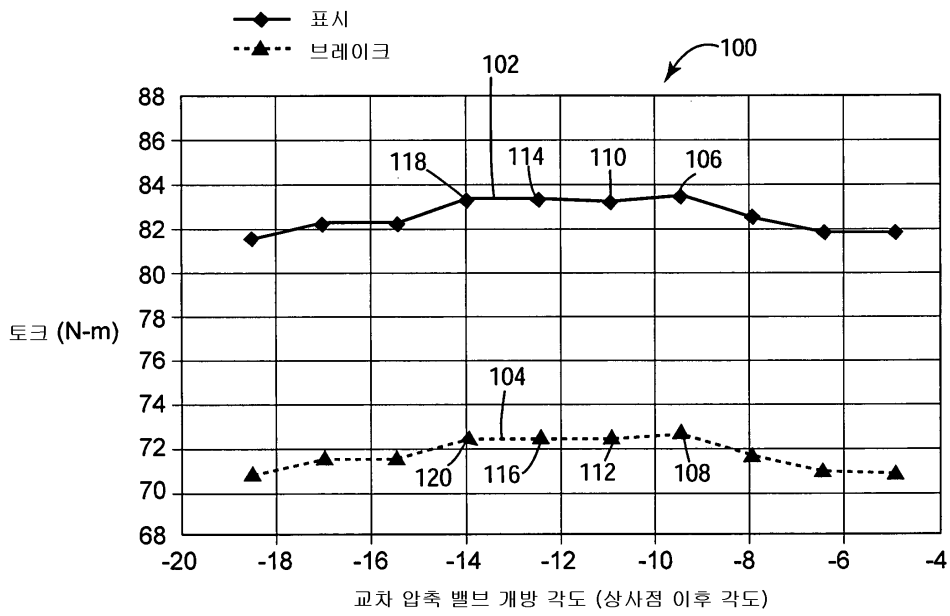
도면4



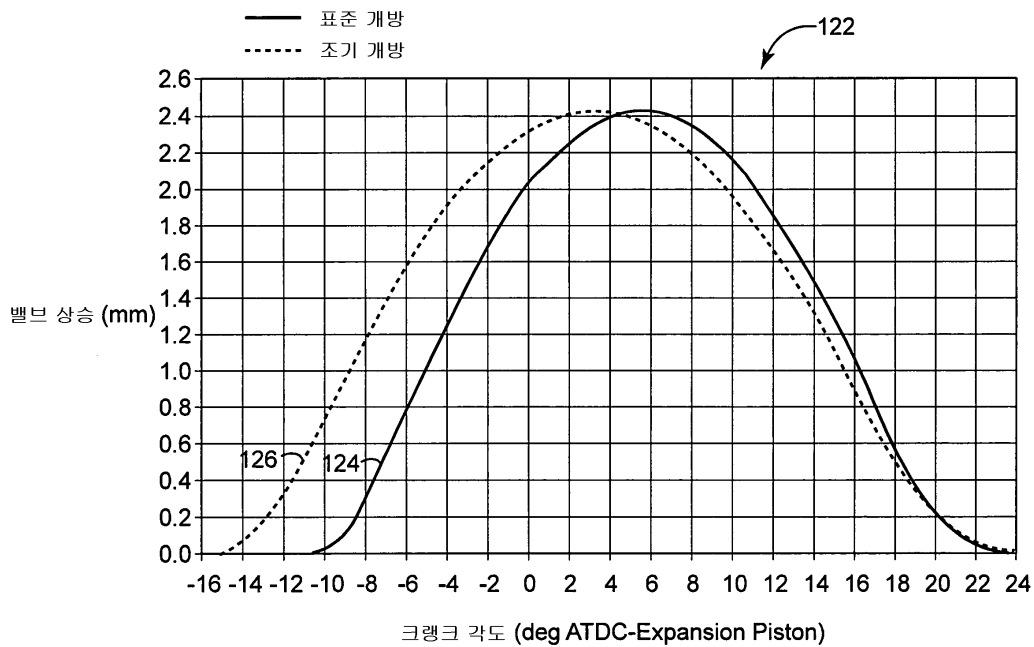
도면5



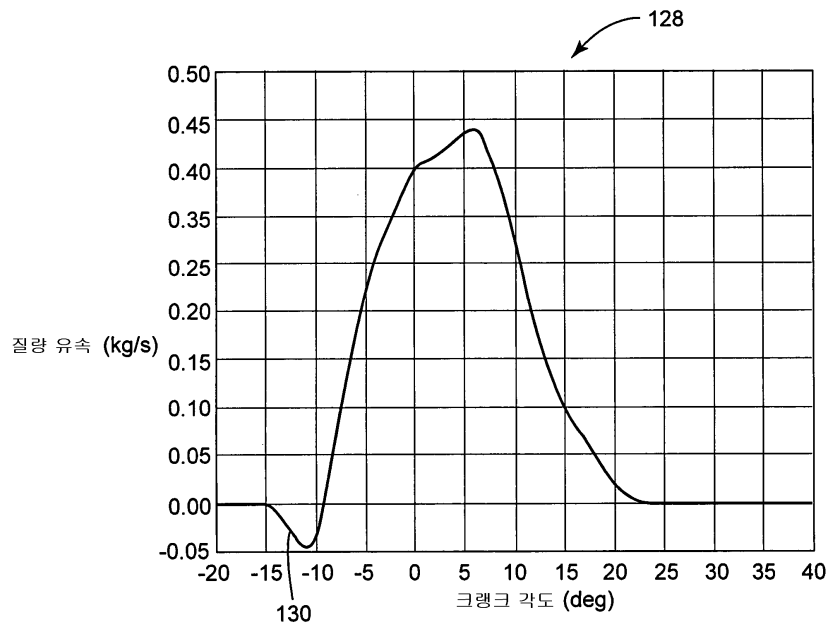
도면6



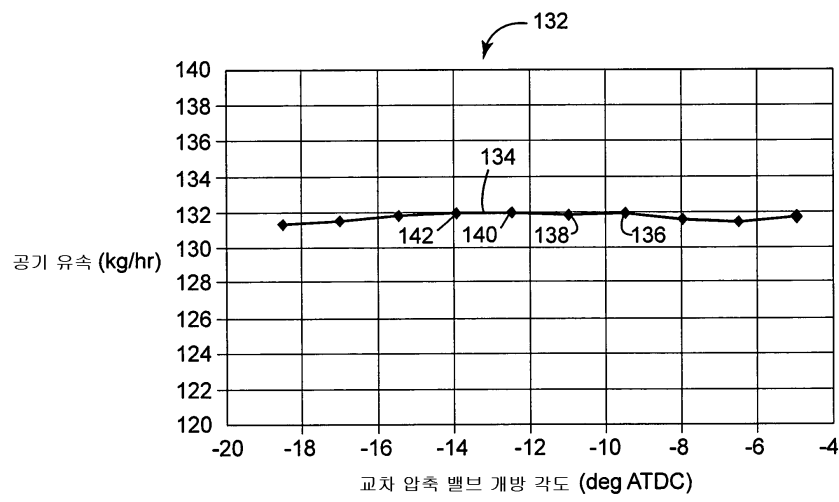
도면7



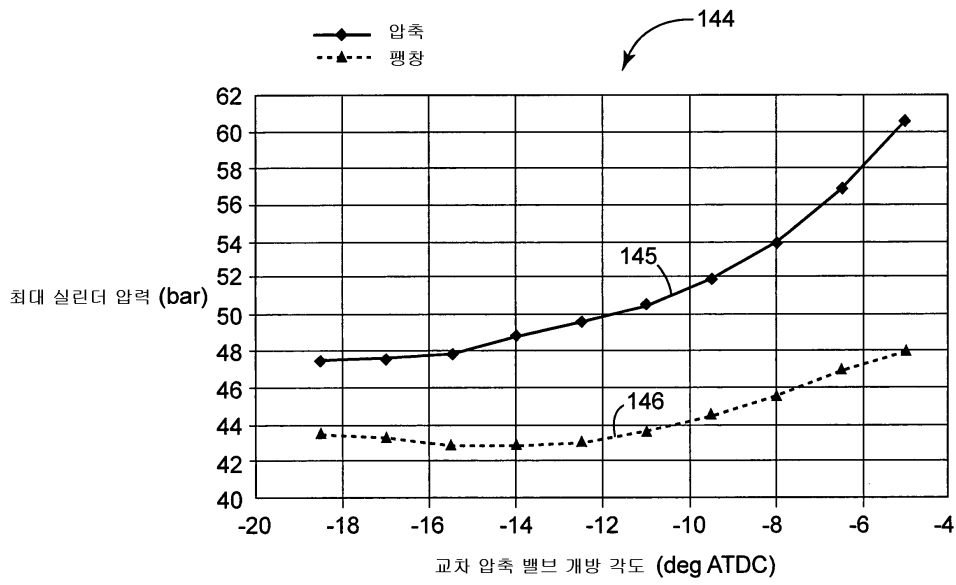
도면8



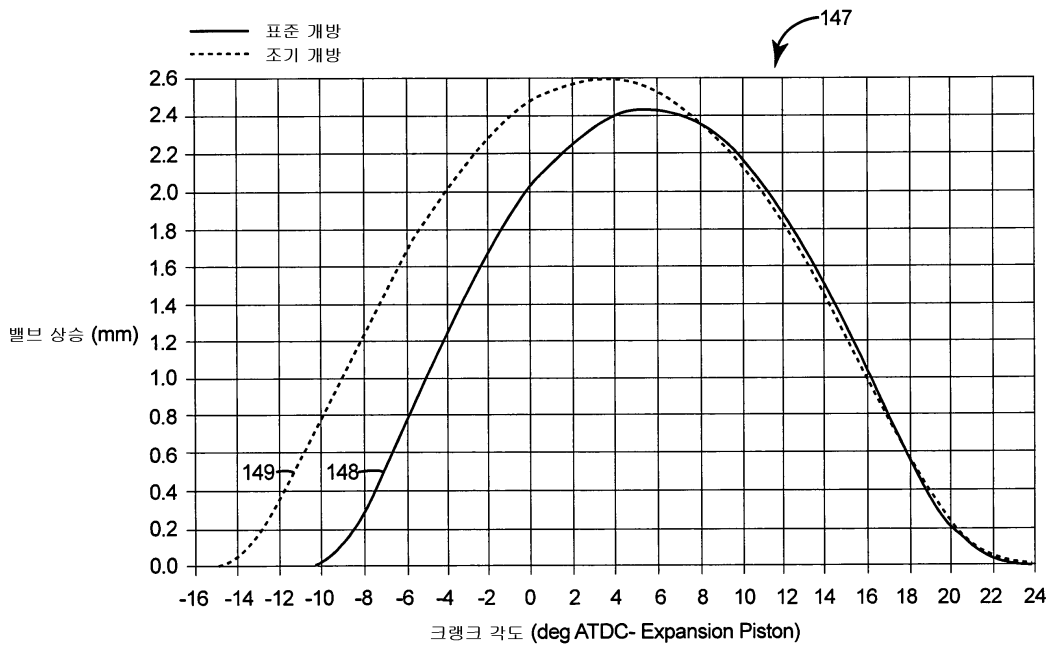
도면9



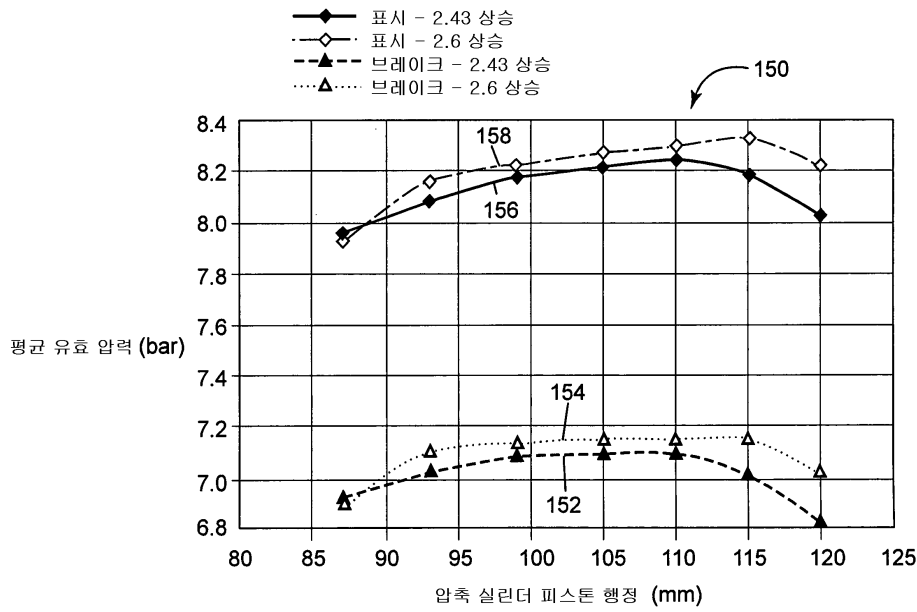
도면10



도면11



도면12



도면13

