



(19)대한민국특허청(KR)
(12) 등록특허공보(B1)

(51) 。 Int. Cl. F02B 33/02 (2006.01) F02B 75/00 (2006.01)	(45) 공고일자 (11) 등록번호 (24) 등록일자	2006년12월29일 10-0662235 2006년12월21일
---	-------------------------------------	--

(21) 출원번호	10-2006-7000320	(65) 공개번호	10-2006-0040657
(22) 출원일자	2006년01월06일	(43) 공개일자	2006년05월10일
심사청구일자	2006년01월06일		
번역문 제출일자	2006년01월06일		
(86) 국제출원번호	PCT/US2004/023802	(87) 국제공개번호	WO 2005/010329
국제출원일자	2004년07월21일	국제공개일자	2005년02월03일

(30) 우선권주장	10/895,216	2004년07월20일	미국(US)
	60/489,893	2003년07월23일	미국(US)

(73) 특허권자 스쿠데리 그룹 엘엘씨
미국 메사츄세츠 01089 웨스트 스프링필드 엘름 스트리트 1111

(72) 발명자 스쿠데리, 살바토르, 씨.
미국, 메사츄세츠 01085, 웨스트필드, 섀넌 드라이브 108

브라운, 데이비드, 피.
미국, 텍사스 78254, 산 안토니오, 브라운 런 9723

(74) 대리인 박영우

심사관 : 정경훈

전체 청구항 수 : 총 20 항

(54) 드웰 피스톤 운동을 갖는 스플릿 사이클 사행정 엔진

(57) 요약

엔진은 크랭크 샤프트를 구비하고 크랭크샤프트 축에 대하여 회전하는 크랭크샤프트를 포함한다. 압축 피스톤은 압축 실린더 내에 슬라이딩 방식으로 수납되며 크랭크샤프트에 기능적으로 연결되어, 크랭크샤프트의 일 회전동안 사행정 사이클의 흡입 행정과 압축 행정을 통하여 왕복한다. 팽창 피스톤은 팽창 실린더 내부로 슬라이딩 방식으로 수납된다. 연결봉은 팽창 피스톤에 선회축으로 연결된다. 기계적인 연결 장치는 크랭크 샤프트를 연결봉/크랭크 샤프트 축에 대하여 연결봉에 회전 방식으로 연결시키며, 팽창 피스톤이 크랭크샤프트의 동일 회전 동안 사행정 사이클의 팽창 행정과 배기 행정을 통하여 왕복하도록 한다. 경로는 연결봉/크랭크 샤프트 축이 크랭크샤프트 축 주위로 이동하도록 기계적인 연결 장치에 의하여 설정된다. 경로의 임의 지점에서의 연결봉/크랭크 샤프트 축과 크랭크샤프트 축 간의 거리가 유효 크랭크 샤프트 반지름을 정의한다. 경로는 제1 유효 크랭크 샤프트 반지름에서부터 연결봉/크랭크 샤프트 축이 팽창 실린더에서 연소 이벤트의 적어도 일부 동안 통과하는 제2 유효 크랭크 샤프트 반지름까지의 제1 전이 영역을 포함한다.

대표도

도 6b

특허청구의 범위

청구항 1.

크랭크 쓰로우를 가지며, 크랭크샤프트 축에 대하여 회전하는 크랭크샤프트;

압축 실린더 내에 슬라이딩 방식으로 수납되며 상기 크랭크샤프트에 기능적으로 연결되어, 상기 크랭크샤프트의 일 회전 동안 사행정 사이클의 흡입 행정과 압축 행정을 통하여 왕복하는 압축 피스톤;

팽창 실린더 내부로 슬라이딩 방식으로 수납되는 팽창 피스톤;

상기 팽창 피스톤에 선회축으로 연결되는 연결봉;

상기 크랭크 쓰로우를 연결봉/크랭크 쓰로우 축에 대하여 상기 연결봉에 회전 방식으로 연결시키며, 상기 팽창 피스톤이 상기 크랭크샤프트의 동일 회전 동안 상기 사행정 사이클의 팽창 행정과 배기 행정을 통하여 왕복하도록 하는 기계적인 연결 장치; 및

상기 연결봉/크랭크 쓰로우 축이 상기 크랭크샤프트 축 주위로 이동하도록 상기 기계적인 연결 장치에 의하여 설정되는 경로를 포함하고,

상기 경로의 임의 지점에서의 상기 연결봉/크랭크 쓰로우 축과 크랭크샤프트 축 간의 거리가 유효 크랭크 쓰로우 반지름을 정의하고, 상기 경로는 제1 유효 크랭크 쓰로우 반지름에서부터 상기 연결봉/크랭크 쓰로우 축이 상기 팽창 실린더에서 연소 이벤트의 적어도 일부 동안 통과하는 제2 유효 크랭크 쓰로우 반지름까지의 제1 전이 영역을 포함하는 것을 특징으로 하는 엔진.

청구항 2.

제 1 항에 있어서, 상기 팽창 피스톤의 속도는, 상기 연결봉/크랭크 쓰로우 축이 상기 제1 전이 영역의 적어도 일부를 통하여 이동하는 동안 감속되는 것을 특징으로 하는 엔진.

청구항 3.

제 2 항에 있어서, 상기 연결봉/크랭크 쓰로우 축이 초기에 상기 제1 전이 영역으로 들어갈 경우 상기 팽창 피스톤의 상기 속도는 감속되고, 상기 연결봉/크랭크 쓰로우 축이 상기 제1 전이 영역으로부터 이탈할 경우 상기 팽창 피스톤의 상기 속도는 가속되는 것을 특징으로 하는 엔진.

청구항 4.

제 1 항에 있어서, 상기 제1 유효 크랭크 쓰로우 반지름은 상기 제2 유효 크랭크 쓰로우 반지름보다 작은 것을 특징으로 하는 엔진.

청구항 5.

제 1 항에 있어서, 상기 제1 전이 영역은 상사점을 지나 소정의 크랭크 각도를 시작하는 것을 특징으로 하는 엔진.

청구항 6.

제 1 항에 있어서, 상기 경로는 제2 유효 크랭크 스로우 반지름에서부터 제1 유효 크랭크 스로우 반지름까지의 제2 전이 영역을 포함하는 것을 특징으로 하는 엔진.

청구항 7.

제 1 항에 있어서, 상기 기계적인 연결 장치는,

상기 연결봉에 부착되며, 중심선으로서의 상기 연결봉/크랭크 스로우 축을 갖는 크랭크 핀; 및

상기 크랭크 핀을 슬라이딩 방식으로 포착하는 상기 크랭크 스로우 내에 배치되며, 상기 크랭크샤프트 축에 대하여 상기 크랭크 핀의 방사형 운동을 가능하게 하는 크기를 갖는 슬롯을 포함하는 것을 특징으로 하는 엔진.

청구항 8.

제 7 항에 있어서, 상기 기계적인 연결 장치는 상기 엔진의 고정부에 장착되며, 상기 크랭크 핀이 연장되는 크랭크 핀 트랙을 구비한 템플레이트를 포함하고, 상기 크랭크 핀 트랙은 상기 연결봉/크랭크 스로우 축이 상기 경로를 통하여 가이드 되도록 상기 크랭크 핀을 움직일 수 있게 포착하는 것을 특징으로 하는 엔진.

청구항 9.

제 8 항에 있어서, 상기 기계적인 연결 장치는,

내부에 배치된 슬롯을 각각 포함하고, 상기 크랭크샤프트의 상호 대향하는 크랭크샤프트 저널로부터 연장된 한 쌍의 크랭크 스로우; 및

상기 크랭크샤프트에 평행하나 오프셋 되도록 상기 슬롯에 의하여 슬라이딩 방식으로 포획된 상기 크랭크 핀을 포함하는 것을 특징으로 하는 엔진.

청구항 10.

제 9 항에 있어서, 상기 기계적인 연결 장치는 상기 크랭크 핀을 움직일 수 있게 포획하고 상기 경로를 통하여 상기 연결봉/크랭크 스로우 축을 가이드 하도록 크랭크 핀 트랙을 각각 구비한 상호 대향하는 한 쌍의 템플레이트를 포함하는 것을 특징으로 하는 엔진.

청구항 11.

크랭크 스로우를 가지며, 크랭크샤프트 축에 대하여 회전하는 크랭크샤프트;

압축 실린더 내에 슬라이딩 방식으로 수납되며 상기 크랭크샤프트에 기능적으로 연결되어, 상기 크랭크샤프트의 일 회전 동안 사행정 사이클의 흡입 행정과 압축 행정을 통하여 왕복하는 압축 피스톤;

팽창 실린더 내부로 슬라이딩 방식으로 수납되는 팽창 피스톤;

상기 팽창 피스톤에 선회축으로 연결되는 연결봉;

상기 크랭크 스로우를 연결봉/크랭크 스로우 축에 대하여 상기 연결봉에 회전 방식으로 연결시키며, 상기 팽창 피스톤이 상기 크랭크샙프트의 동일 회전 동안 상기 사행정 사이클의 팽창 행정과 배기 행정을 통하여 왕복하도록 하는 기계적인 연결 장치; 및

상기 연결봉/크랭크 스로우 축이 상기 크랭크샙프트 축 주위로 이동하도록 상기 기계적인 연결 장치에 의하여 설정되는 경로를 포함하고,

상기 경로의 임의 지점에서의 상기 연결봉/크랭크 스로우 축과 크랭크샙프트 축 간의 거리가 유효 크랭크 스로우 반지름을 정의하고, 상기 경로는 상사점을 지나 소정의 크랭크 각도로 시작하고, 제1 유효 크랭크 스로우 반지름에서부터 상기 연결봉/크랭크 스로우 축이 상기 팽창 실린더에서 연소 이벤트의 적어도 일부 동안 통과하는 더 큰 제2 유효 크랭크 스로우 반지름까지의 제1 전이 영역을 포함하는 것을 특징으로 하는 엔진.

청구항 12.

제 11 항에 있어서, 상기 연결봉/크랭크 스로우 축이 상기 제1 전이 영역의 적어도 일부를 통하여 이동할 때 상기 팽창 피스톤의 속도는 감속되는 것을 특징으로 하는 엔진.

청구항 13.

제 11 항에 있어서, 상기 연결봉/크랭크 스로우 축이 상기 제1 전이 영역으로 진입할 때에는 감속되며, 상기 연결봉/크랭크 스로우 축이 상기 제1 전이 영역으로부터 진출될 때에는 가속되는 것을 특징으로 하는 엔진.

청구항 14.

제 11 항에 있어서, 상기 경로는 상기 제2 유효 크랭크 스로우 반지름으로부터 상기 제1 유효 크랭크 스로우 반지름까지의 제2 전이 영역을 포함하는 것을 특징으로 하는 엔진.

청구항 15.

제 11 항에 있어서, 상기 기계적인 연결 장치는,

상기 연결봉에 부착되며, 상기 연결봉/크랭크 스로우 축을 중심선으로 구비한 크랭크 핀;

상기 크랭크 핀을 슬라이딩 방식으로 포획된 상기 크랭크 스로우에 배치되며, 상기 크랭크샙프트 축에 대하여 상기 크랭크 핀이 방사형으로 이동할 수 있는 크기를 갖는 슬롯; 및

상기 엔진의 고정부에 부착되며, 상기 크랭크 핀이 연장되는 크랭크 핀 트랙을 구비한 템플레이트를 포함하고, 상기 크랭크 핀 트랙은 상기 연결봉/크랭크 스로우 축이 상기 경로를 통하여 가이드 되도록 상기 크랭크 핀을 움직일 수 있게 포착하는 것을 특징으로 하는 엔진.

청구항 16.

제 15 항에 있어서, 상기 기계적인 연결 장치는,

내부에 배치된 슬롯을 각각 포함하고, 상기 크랭크샙프트의 상호 대향하는 크랭크샙프트 저널로부터 연장된 한 쌍의 크랭크 스로우;

상기 크랭크샤프트에 평행하나 오프셋 되도록 상기 슬롯에 의하여 슬라이딩 방식으로 포획된 상기 크랭크 핀; 및

상기 크랭크 핀을 움직일 수 있게 포획하고 상기 경로를 통하여 상기 연결봉/크랭크 스로우 축을 가이드 하도록 크랭크 핀 트랙을 각각 구비한 상호 대향하는 한 쌍의 템플레이트를 포함하는 것을 특징으로 하는 엔진.

청구항 17.

내부에 슬롯을 갖는 크랭크 스로우를 구비하며, 크랭크샤프트 축에 대하여 회전하는 크랭크샤프트;

압축 실린더 내에 슬라이딩 방식으로 수납되며 상기 크랭크샤프트에 기능적으로 연결되어, 상기 크랭크샤프트의 일 회전 동안 사행정 사이클의 흡입 행정과 압축 행정을 통하여 왕복하는 압축 피스톤;

팽창 실린더 내부로 슬라이딩 방식으로 수납되는 팽창 피스톤;

상기 팽창 피스톤에 선회축으로 연결되는 연결봉;

상기 크랭크 스로우를 연결봉/크랭크 스로우 축에 대하여 상기 연결봉에 회전 방식으로 연결시키며, 상기 팽창 피스톤이 상기 크랭크샤프트의 동일 회전 동안 상기 사행정 사이클의 팽창 행정과 배기 행정을 통하여 왕복하도록 하는 기계적인 연결 장치; 및

상기 엔진의 고정부에 부착되며, 크랭크 핀이 연장되는 크랭크 핀 트랙을 구비하는 템플레이트를 포함하고,

상기 연결봉/크랭크 스로우 축이 상기 크랭크샤프트 축에 대한 경로를 통하여 가이드 되도록 상기 크랭크 핀이 상기 크랭크 핀을 움직일 수 있게 포획하는 것을 특징으로 하는 엔진.

청구항 18.

제 17 항에 있어서, 상기 경로의 임의 지점에서의 상기 연결봉/크랭크 스로우 축과 크랭크샤프트 축 간의 거리가 유효 크랭크 스로우 반지름을 정의하고, 상기 경로는 제1 유효 크랭크 스로우 반지름에서부터 제2 유효 크랭크 스로우 반지름까지의 제1 전이 영역을 포함하는 것을 특징으로 하는 엔진.

청구항 19.

제 18 항에 있어서, 상기 제1 유효 크랭크 스로우 반지름은 상기 제2 유효 크랭크 스로우 반지름보다 작은 것을 특징으로 하는 엔진.

청구항 20.

제 19 항에 있어서, 상기 제1 전이 영역은 상사점을 지나 소정의 크랭크 각도로 시작하는 것을 특징으로 하는 엔진.

명세서

기술분야

본 발명은 내부 연소 엔진에 관한 것이다. 보다 상세하게는, 본 발명은, 하나의 피스톤은 흡입 및 압축 행정을 위하여 이용되고 다른 피스톤은 팽창(파워) 및 배기 행정을 위하여 이용되는 한 쌍의 피스톤을 구비하며, 각각의 사행정은 크랭크샤프트

트의 일회전에 의하여 완성되는 스플릿 사이클 사행정 엔진에 관한 것이다. 팽창 피스톤을 크랭크샤프트에 기능적으로 연결하기 위한 기계적인 연결 관계는 고정된 핀 연결을 통하여 크랭크샤프트에 선회축으로 연결시키는 연결봉을 구비한 동일한 피스톤의 하방 운동에 비하여 연소 기간의 일부 중 훨씬 느린 피스톤 하방 운동을 제공한다.

배경기술

내부 연소 엔진은 산화제 및 연료 등의 연소 반응물과 연소 생성물이 엔진의 구동 유체로 이용되는 장치 그룹에 속한다. 내부 연소 엔진의 기본적인 구성 요소들은 본 발명이 속하는 기술분야에서 잘 알려져 있으며, 엔진 블록, 실린더 헤드, 실린더, 피스톤, 밸브, 크랭크샤프트 및 캠샤프트를 포함한다. 실린더 헤드, 실린더 및 피스톤의 상부는 연료와 산화제(예를 들면, 공기)가 도입되어 연소가 발생하는 연소 챔버를 전형적으로 형성한다. 상기 엔진은 산화제/연료의 혼합물인 무반응 구동 유체의 연소 동안 발생된 열로부터 그 에너지를 획득한다. 이러한 프로세스는 장치의 열역학적 순환의 일부로서 엔진 내부에서 발생한다. 모든 내부 연소 엔진에 있어서, 피스톤의 최고부와 같은 엔진의 표면을 이동시키면서 연소의 고온 가스 반응물을 이용하여 유용하게 구동된다. 일반적으로 피스톤의 왕복 운동은 연결봉을 통하여 크랭크축의 회전 운동으로 전환된다.

내부 연소 엔진은 스파크 점화(Spark Ignition; SI) 및 압축 점화(Compression Ignition; CI) 방식으로 분류된다. 전형적으로 가솔린 엔진과 같은 스파크 점화 엔진은 스파크를 이용하여 공기/연료 혼합물을 점화시키는 반면에, 압축열은 전형적으로 디젤 엔진과 같은 압축 점화 방식에서 공기/연료 혼합물을 점화시킨다.

가장 일반적인 내부 연소 엔진은 약 100년 동안 그 기본적인 개념은 변하지 않은 사행정 엔진이다. 이는 지상 운송 및 다른 산업 분야에서 큰 기여를 한 그 단순함과 현저한 성능에 기인한다. 상기 사행정 엔진에 있어서, 하나의 피스톤의 네 개의 분리된 피스톤 운동에서의 연소 프로세스로부터 파워가 획득된다. 따라서, 상기 사행정 엔진은 모든 팽창(파워) 행정, 즉, 크랭크축에 동력을 전달하는 모든 행정을 위하여 하나 이상의 피스톤의 완전한 행정들을 요구하는 엔진으로 여기서는 정의된다.

도 1 내지 도 4를 참조하면, 종래의 사행정 내부 연소 엔진의 일 실시예는 참조 번호 10으로 표시된다. 상기 엔진(10)은 그 내부로 연장되는 실린더(14)를 갖는 엔진 블록(12)을 포함한다. 상기 실린더(14)는 그 내부의 왕복 피스톤(16)을 수용할 수 있는 크기를 갖는다. 상기 실린더 헤드(18)는 실린더(14)의 상부에 부착되며, 상기 실린더 헤드(18)는 유입 밸브(20) 및 유출 밸브(22)를 포함한다. 실린더 헤드(18)와 실린더(14)의 하부와 피스톤(16)의 상부는 연소 챔버(26)를 형성한다. 유입 행정에서 공기/연료 혼합물은 유입 통로(28) 및 유입 밸브(20)를 통하여 연소 챔버(26)로 유입되며, 여기서 혼합물은 점화 플러그(30)를 통하여 점화된다(도 1 참조). 연소 생성물은 후에 배기 행정에서 유출 밸브(22) 및 유출 통로(32)를 통하여 배출된다(도 4 참조). 연결봉(34)은 상단의 단부에서 피스톤(16)에 선회축으로 하여 연결된다. 크랭크축(38)은 크랭크축 쓰로우(crankshaft throw)(40)라고 불리는 기계적 오프셋 부를 포함하며, 이는 연결봉(34)의 하단의 단부에 선회축으로 연결된다. 연결봉(34)의 피스톤(16) 및 크랭크축 쓰로우(40)에 대한 기계적인 연결 장치는 피스톤(16)의 왕복 운동(화살표 44로 도시함)을 크랭크축의 회전 운동(화살표 46으로 도시함)으로 전환시킨다. 크랭크축(38)은 유입 캠축(48)과 유출 캠축(50)과 기계적으로 연결되며(도시되지 않음), 유입 밸브(20)와 유출 밸브(22)의 개폐를 각각 정밀하게 제어한다. 상기 실린더(14)는 중심선(피스톤-실린더 축)(52)을 가지며, 이는 피스톤(16)의 왕복의 중심선이다. 상기 크랭크축(38)은 크랭크 축(54)인 회전의 중심을 갖는다.

도 1을 참조하면, 유입 밸브(20)가 열리면서, 피스톤(16)은 먼저 흡입 행정으로 하강한다(화살표 44의 방향으로 도시함). 소정의 질량을 갖는 가솔린 증기와 같은 연료 및 공기의 연소 가능한 혼합물이 형성된 부분 진공에 의하여 연소 챔버로 유입된다. 피스톤(16)은 하사점(Bottom Dead Center; BDC), 즉 피스톤(16)이 실린더 헤드(18)로부터 가장 멀어 지는 지점에 이를 때까지 계속적으로 하강한다.

도 2를 참조하면, 유입 밸브(20) 및 유출 밸브(22)가 잠기면서, 피스톤(16)이 압축 행정으로 상승하면서(화살표 44의 방향으로 도시함) 상기 혼합물은 압축된다. 상기 압축 행정의 종점인 상사점(Top Dead Center; TDC) 즉, 피스톤(16)이 실린더 헤드(18)에 가장 가까운 지점에 이르면, 혼합물의 부피는 초기 부피의 약 1/8 (8:1 정도의 압축 비율에 의하여)로 본 실시예에서 압축된다. 피스톤이 상기 상사점에 도달하면서, 전기적인 스파크가 연소를 시작하게 하는 스파크 플러그(30) 껍을 가로질러 발생된다.

도 3을 참조하면, 유입 및 유출 밸브들(20, 22)이 여전히 잠겨진 상태에서 파워 행정이 진행된다. 피스톤(16)의 정점(24)으로 압축된 연소 가스의 팽창에 의하여 피스톤(16)은 하사점을 향하여 하방으로 진행한다(화살표 44로 도시함). 종래의 엔

진(10)에서 연소의 시작은 효율을 향상시키기 위하여 피스톤(16)이 상사점에 도달하기 전에 일반적으로 발생한다. 피스톤(16)이 상기 상사점에 도달할 때, 실린더 헤드(18)의 하부 및 피스톤(16)의 상부 사이에 상당한 이격 부피(clearance volume)(60)가 존재한다.

도 4를 참조하면, 배기 공정 동안 상승하는 피스톤(16)이 개방된 유출(또는 배기) 밸브(22)를 통하여 연소의 부산물을 배출하도록 한다. 상기 순환을 반복된다. 상기 종래의 사행정 순환 엔진(10)의 경우, 각 피스톤(16)의 사행정, 즉, 흡입, 압축, 팽창, 배기 및 두 개의 순환하는 크랭크축(38)이 하나의 파워 행정을 제공하기 위한 일 순환을 완성하기 위하여 요구된다.

하지만, 전형적인 사행정 엔진(10)의 전체적인 열역학적 효율은 단지 약 1/3 정도에 불과하다. 즉, 연료 에너지의 1/3 정도만이 유용한 동작을 위하여 크랭크축에 전달되고, 다른 1/3은 열로 방출되며, 나머지 1/3은 배기로 배출된다.

도 5를 참조하면, 상술한 종래의 사행정 엔진의 대안으로 스플릿 사이클 엔진이 스플릿 사이클 사행정 내부 연소 엔진의 명칭으로 2001년 7월 20일에 출원되어 Scuderia에게 허여된 미국 특허 제6,543,225호에 일반적으로 개시되어 있다.

스플릿 사이클 사행정 엔진 개념의 일 실시예는 참조 번호 70으로 도시되어 있다. 스플릿 사이클 사행정 엔진(70)은 종래 사행정 엔진의 두 개의 인접하는 실린더들을 하나의 압축 실린더(72)와 하나의 팽창 실린더(72)의 조합으로 대체된다. 상기 두개의 실린더들(72, 74)은 하나의 크랭크축(76)의 왕복마다 그들의 각 기능을 수행한다. 흡입 차지(intake charge)는 포켓(poppet) 형태의 밸브(78)를 통하여 압축 실린더(72)로 유입된다. 압축 실린더 피스톤(73)은 차지(charge)를 가압하여 팽창 실린더(74)를 위한 흡입 포트로 기능하는 교차 통로(crossover passage)(80)를 통하여 차지를 유도한다. 교차 통로(80)의 유출구의 체크 밸브(84)는 교차 밸브(80)로부터 역류를 방지하기 위하여 사용될 수 있다. 교차 통로(80)의 유출구의 밸브(84)는 가압된 흡입 차지의 팽창 실린더(74)로의 유입을 제어한다. 스파크 플러그(86)는 흡입 차지가 팽창 실린더(74)로 유입된 후 바로 점화되어 이에 따라 연소가 팽창 실린더 피스톤(75) 아래로 유도된다. 배기가스는 포켓 밸브(poppet valve)(88)를 통하여 팽창 실린더로부터 배출된다.

스플릿 사이클 엔진 개념에 따라, 압축 및 팽창 실린더 등의 기하학적인 엔진의 변수(즉, 내경, 행정, 연결봉의 길이 및 압축비 등)는 일반적으로 서로 독립적이다. 예를 들면, 각 실린더의 크랭크 쓰로(90, 92)는 다른 반지름을 갖고, 압축 실린더 피스톤(73)의 상사점 전에 발생하는 팽창 실린더 피스톤(75)의 상사점에 관하여 상호 다르게 형성될 수 있다. 이런 독립적인 특성으로 인하여 스플릿 사이클 엔진은 상기 전형적인 이전의 사행정 엔진보다 더 높은 효율을 갖도록 할 수 있다.

그러나, 스플릿 사이클 엔진에 있어서 많은 기하학적인 변수 및 이들 변수의 조합이 존재할 수 있다. 따라서 이런 변수들의 최적화가 엔진 성능의 최대화를 위하여 요구된다. 따라서, 효율을 향상시키고 산화질소 배출 레벨을 감소시킬 수 있는 개선된 사행정 내부 연소 엔진이 요구된다.

발명의 상세한 설명

본 발명은 팽창 피스톤을 크랭크샤프트에 구동적으로 연결하는 기계적인 연결 장치를 포함하는 스플릿 사이클 엔진을 제공하여 편 연결을 통하여 크랭크샤프트에 선회축으로 연결된 연결봉을 구비한 동일한 피스톤의 하향 운동과 비교할 때 매우 느린 피스톤의 하향 운동, 드웰의 제공함으로써 종래 기술 대비 이점 및 대안을 제공하고 있다. 상기 드웰 운동은 팽창 실린더의 팽창비 또는 압축 실린더의 피크 압력의 증가 없이 더 높은 팽창 실린더 피크 압력을 야기한다.

이들의 이점들은 하기와 같이 본 발명의 실시예들에서 획득될 수 있다.

상술한 본 발명의 목적을 달성하기 위하여 본 발명의 일 실시예에 따르면, 엔진은 크랭크 스로우를 가지며, 크랭크샤프트 축에 대하여 회전하는 크랭크샤프트를 포함한다. 압축 피스톤은 압축 실린더 내에 슬라이딩 방식으로 수납되며 상기 크랭크샤프트에 기능적으로 연결되어, 상기 크랭크샤프트의 일 회전동안 사행정 사이클의 흡입 행정과 압축 행정을 통하여 왕복한다. 팽창 피스톤은 팽창 실린더 내부로 슬라이딩 방식으로 수납된다. 연결봉은 상기 팽창 피스톤에 선회축으로 연결된다. 기계적인 연결 장치는 상기 크랭크 스로우를 연결봉/크랭크 스로우 축에 대하여 상기 연결봉에 회전 방식으로 연결시키며, 상기 팽창 피스톤이 상기 크랭크샤프트의 동일 회전 동안 상기 사행정 사이클의 팽창 행정과 배기 행정을 통하여 왕복하도록 한다. 경로는 상기 연결봉/크랭크 스로우 축이 상기 크랭크샤프트 축 주위로 이동하도록 상기 기계적인 연결 장치에 의하여 설정된다. 상기 경로의 임의 지점에서의 상기 연결봉/크랭크 스로우 축과 크랭크샤프트 축 간의 거리가 유효 크랭크 스로우 반지름을 정의하고, 상기 경로는 제1 유효 크랭크 스로우 반지름에서부터 상기 연결봉/크랭크 스로우 축이 상기 팽창 실린더에서 연소 이벤트의 적어도 일부 동안 통과하는 제2 유효 크랭크 스로우 반지름까지의 제1 전이 영역을 포함한다.

본 발명의 일 실시예에 있어서, 상기 제1 전이 영역은 상사점을 지나 소정의 크랭크 각도로 시작하는 것을 특징으로 한다.

상술한 본 발명의 목적을 달성하기 위하여 본 발명의 일 실시예에 따르면, 엔진은 크랭크 크로우를 가지며, 크랭크샤프트 축에 대하여 회전하는 크랭크샤프트를 포함한다. 압축 피스톤은 압축 실린더 내에 슬라이딩 방식으로 수납되며 상기 크랭크 샤프트에 기능적으로 연결되어, 상기 크랭크샤프트의 일 회전동안 사행정 사이클의 흡입 행정과 압축 행정을 통하여 왕복한다. 팽창 피스톤은 팽창 실린더 내부로 슬라이딩 방식으로 수납된다. 연결봉은 상기 팽창 피스톤에 선회축으로 연결된다. 기계적인 연결 장치는 상기 크랭크 크로우를 연결봉/크랭크 크로우 축에 대하여 상기 연결봉에 회전 방식으로 연결시키며, 상기 팽창 피스톤이 상기 크랭크샤프트의 동일 회전 동안 상기 사행정 사이클의 팽창 행정과 배기 행정을 통하여 왕복하도록 한다. 연결봉은 상기 팽창 피스톤에 선회축으로 연결된다. 크랭크 핀은 상기 크랭크 크로우를 연결봉/크랭크 크로우 축에 대하여 상기 연결봉에 회전 방식으로 연결시켜 상기 팽창 피스톤이 상기 크랭크샤프트의 동일 회전 동안 상기 사행정 사이클의 팽창 행정과 배기 행정을 통하여 왕복하도록 한다. 템플레이트는 상기 엔진의 고정부에 부착되며, 크랭크 핀이 연장되는 크랭크 핀 트랙을 구비한다. 상기 크랭크 핀 트랙은 상기 크랭크 핀을 움직일 수 있게 포획하여, 상기 연결봉/크랭크 크로우 축이 상기 크랭크샤프트 축에 대한 경로를 통하여 가이드 되도록 한다.

실시예

I. 개요

스쿠데리 그룹(Scuderi Group, LLC)은 텍사스의 샌안토니오에 소재한 사우스웨스트 리서치 연구소(Southwest Research Institute; SwRI)에 위임하여 컴퓨터 기초 연구를 수행토록 하였다. 최초의 연구는 일 순환마다 같은 트랩 질량을 갖는 종래의 사행정 내부 연소 엔진의 컴퓨터 기초 모델과 비교하여 스플릿 사이클 엔진의 여러 가지 실시예를 나타내는 컴퓨터 기초 모델을 만드는 것과 관련되어 있었다. 이러한 최초 연구의 최종 보고서(SwRI 프로젝트 번호 03.05932로 스플릿 사이클 사행정 엔진 개념의 평가라는 제목으로 2003년 6월 24일에 발행됨)는 참조 문헌으로 언급되어 있다. 최초 연구에 관하여 역시 본원에서 참조 문헌으로 언급되며, 2004년 6월 9일 스플릿 사이클 사행정 엔진의 제목과 Branyon 등을 발명자로 하여 미국특허 출원 제10/864,748호로 출원되었다. 최초 연구는 적절한 구조로 응용될 경우 스플릿 사이클 엔진의 효율에 큰 영향을 미칠 수 있는 엔진의 변수(예를 들면, 압축비, 팽창비, 교차 밸브의 지속 시간, 위상각 및 교차 밸브 과정 및 연소 과정의 중첩)에 관한 것이었다.

제2 컴퓨터 연구는 베이스라인 모델과 같은 제1 연구에 의하여 최적화된 변수들을 갖는 스플릿 사이클 엔진 모델에 대하여 동일한 최적화 변수 뿐 만 아니라 드웰 모델과 같은 유일한 피스톤 운동을 포함하는 스플릿 사이클 엔진을 비교하였다. 상기 드웰 모델은 본 출원에서 나타내는 기계 장치에 의하여 획득될 수 있는 단순화된 운동을 나타내는 것으로 의도되었다. 드웰 모델은 베이스라인 모델 대비 4.4%의 표시 열효율 이득을 나타내었다(마찰 효과는 본 연구에서 고려되지 않았다). 제2 연구의 최종 보고서(SwRI 프로젝트 번호 03.05932호로 스플릿 사이클 사행정 엔진 개념을 위한 드웰 피스톤 운동의 평가라는 제목으로 2003년 7월 11일에 발행됨)는 참조 문헌으로 언급되며 본 발명의 기초를 이룬다.

(상기 보고서에서 %로 표시된 효율 이득은 값의 델타 퍼센티지 형태 또는 본래의 효율로 나누어진 효율의 변화를 나타낸다. % 포인트 또는 포인트로 나타낸 효율 이득은 그 값에 의하여 열효율에 있어서 실질적인 변화를 나타내거나 하나의 구조에서부터 다른 구조로 변경에 따른 열효율의 변화를 간단히 나타낸다. 30%의 기본적인 열효율에 있어서, 33%로의 열효율의 증가는 3 포인트 또는 10% 증가를 나타낸다.)

베이스라인 모델과 드웰 모델 사이의 기본적인 열역학적인 차이는 슬라이더-크랭크 메커니즘의 운동에 더 이상 구속되지 않는 피스톤 운동에 있다. 상기 운동은 연결봉과 팽창 피스톤의 크랭크 크로우 사이의 연결을 통하여 얻을 수 있을 표현하기 위하여 의도되었다. 상기 베이스 라인 모델에 있어서, 상기 운동은 통상적으로 고정된 크랭크 핀을 통하여 연결봉에 선회축으로 연결된 크랭크 크로우(즉, 크랭크봉/크랭크 크로우 연결)를 나타내며, 여기서 크랭크 크로우의 반지름(즉, 연결봉/크랭크 크로우 축과 크랭크샤프트 축 사이의 거리)은 실질적으로 일정하다. 상기 드웰 모델의 운동은 일정한 운동 프로파일을 얻기 위하여 연결봉과 크랭크 크로우 사이의 다른 연결을 요구한다. 다시 말하면, 크랭크 핀이 기계적인 연결 장치로 대체되어, 크랭크 크로우가 상사점을 지나 소정의 크랭크 각도로 회전한 후, 유효 크랭크 크로우 반지름이 작은 제1의 반지름으로부터 큰 제2 반지름으로 변경될 수 있게 된다. 드웰 모델에서의 피스톤 운동은, 베이스라인 모델에서의 팽창 피스톤의 하향 운동에 비하여 연소 과정 동안의 일부에서 팽창 피스톤의 지연된 하향 운동을 제공한다.

피스톤 운동을 지연시킴으로써, 실린더 압력이 연소 과정 동안 더 오랜 시간 유지될 수 있다. 이는 파워 실린더 팽창비 또는 압축 실린더 피크 압력의 증가 없이 높은 파워 실린더 피크 압력을 제공할 수 있다. 따라서, 드웰 모델 스플릿 사이클 엔진의 전반적인 열효율은 예를 들면 4% 정도로 크게 향상될 수 있다.

II. 용어 정리

본 명세서에서 이용되는 용어의 약어 및 정의에 관한 용어에 대한 정의는 다음과 같다.

공기/연료 비: 유입 차지에서 연료에 대한 공기의 비

하사점(Bottom Dead Center; BDC): 실린더 헤드로부터 피스톤의 가장 먼 위치로서 사이클의 가장 넓은 연소 챔버를 갖게 되는 위치

크랭크 각도(Crank Angle): 실린더 내경에 정렬될 때의 그 위치로 전형적으로 참조되는 크랭크축 스로우의 회전각.

크랭크 핀(Crank Pin)(또는 로드 저널(Rod Journal)): 연결봉의 하부에 접촉하는 크랭크샤프트 중심선을 회전하는 크랭크샤프트의 일부. 상기 드웰 모델에서 이는 크랭크샤프트 대신에 연결봉의 일부일 수 있다.

크랭크샤프트 저널(Crankshaft Journal): 베어링에서 회전하는 회전 크랭크샤프트의 일부.

크랭크 스로우-베이스라인 모델(Crank Throw-baseline model): 드웰 모델에 있어서, 웹과 크랭크 핀은 분리되어 있으므로 여기에서 크랭크샤프트 스로우로 언급된 것은 웹을 나타낸다.

연소지속시간(Combustion Duration): 연소의 시작에서부터 10% 내지 90% 사이의 크랭크 각도 사이로서 본 명세서에서 정의된다.

연소 이벤트(Compression Event): 엔진의 팽창 챔버에서 전형적으로 발생하는 연료의 연소 과정.

압축비(Compression Ratio): 상사점에서 하사점까지의 압축 실린더의 부피비

교차 밸브 폐쇄(Crossover Valve Closing: XVC)

교차 밸브 개방(Crossover Valve Opening: XVO)

실린더 오프셋(cylinder offset): 내경의 중심선과 크랭크축의 축사이의 직선거리.

이격 체적(displacement volume: V_d): 하사점으로부터 상사점까지 피스톤이 이격되는 체적으로 정의된다. 수학적으로는, 행정 이 하사점에서부터 상사점까지 거리로서 정의될 경우 이격 체적은 $\pi/4 * \text{내경}^2 * \text{행정}$ 과 같다.

유효 크랭크 스로우 반지름(Effective Crank Throw Radius): 크랭크 스로우의 회전축(연결봉/크랭크 스로우 축)과 크랭크샤프트 축 사이의 거리. 베이스라인 모델 엔진에 있어서 팽창 피스톤의 유효 크랭크 스로우 반지름은 실질적으로 일정하며, 반면에 드웰 모델 엔진에서 유효 크랭크 스로우 반지름은 팽창 피스톤을 위하여 변경될 수 있다.

배기밸브 폐쇄(Exhaust Valve Closing: EVC)

배기밸브 개방(Exhaust Valve Opening: EVO)

팽창비(Expansion Ratio): 압축비와 동일한 용어이며 팽창 실린더에서는 하사점에서의 실린더 체적의 상사점에서의 실린더 체적에 대한 비.

표시 파워(Indicated Power): 마찰 손실이 고려되기 전의 피스톤 상부로 전달되는 파워 출력.

표시 평균 유효 압력(Indicated Mean Effective Pressure; IMEP): P-dV 곡선 내에서 면적의 통합으로 이격 체적으로 나누어진 표시 엔진 토크와 동일하다. 실제로 모든 표시 토크와 파워 값은 이 변수로부터 생긴 것이다. 이 값은 실질적인 압

력 곡선으로서 동일한 엔진 추력을 제공하는 팽창 행정을 통하여 일정한 압력 레벨을 나타낸다. 순수 표시 평균 유효 압력(Net Indicated Mean Effective Pressure; NIMEP) 또는 총표시 평균 유효 압력(Gross Indicated Mean Effective Pressure; GIMEP)으로 특정될 수 있다.

표시 열효율(Indicated Thermal Efficiency; ITE): (순수) 표시 파워를 기초한 열효율

표시 토크(Indicated Torque): 마찰 손실이 고려되기 전 피스톤의 상부에 전달되는 토크 출력.

흡입밸브 폐쇄(Intake Valve Closing; IVC)

흡입밸브 개방(Intake Valve Opening; IVO)

피크 실린더 압력(Peak Cylinder Pressure): 엔진 사이클 동안 연소 챔버 내부에서 획득되는 최대 압력.

스파크 점화(Spark Ignited; SI): 연소 이벤트가 연소 챔버 내에서 전기적인 스파크에 의하여 발생하는 엔진을 의미함.

상사점(Top Dead Center; TDC): 피스톤이 왕복을 통하여 도달하는 실린더 헤드에 가장 가까운 위치로서 가장 작은 연소 챔버의 체적을 제공하게 된다.

TDC 위상(TDC phasing)(압축과 팽창 실린더 사이의 위상각으로서 사용될 수 있다. 도 6의 172 참조): 두 개의 실린더들을 위한 크랭크 크로 사이의 회전 오프셋 정도이다. 영도 오프셋은 크랭크 크로우들이 상호 선형임을 의미하며, 반면에 180도 오프셋은 그들이 크랭크샤프트에 상호 대향하도록 배치되어 있음을 의미한다(즉, 하나의 핀의 상부에 다른 핀은 하부에 배치된다.).

밸브 유지시간(Valve Duration) (또는 밸브 사건 유지 시간(Valve Event Duration)): 밸브 개폐 사이의 크랭크 각도 간격.

밸브 이벤트(Valve Event): 임무를 수행하기 위하여 밸브 개폐의 과정.

III. 제2 컴퓨터 연구로부터 드웰 모델 스플릿 사이클 엔진의 실시예들

도 6a 및 도 6b를 참조하면, 본 발명에 따른 사행정 내부 연소 엔진의 베이스라인 모델과 드웰 모델의 바람직한 실시예들은 참조 번호 100과 101로 각각 나타낸다. 상기 엔진들(100, 101)은 팽창(파워) 실린더(104)와 그 내부를 관통하도록 연장되는 압축 실린더(106)를 갖는 엔진 블록(102)을 포함한다. 크랭크샤프트(108)는 크랭크샤프트 축(108)에 대하여 회전하기 위하여(중이의 평면에 대하여 수직인 방향으로 연장되는) 선회축으로 연결된다.

상기 엔진 블록(102)은 엔진(100, 101)의 주요한 구성 요소이며 크랭크샤프트(108)로부터 실린더 헤드(112)로 연결되기 위하여 상방으로 연장된다. 엔진 블록(102)은 엔진(100, 101)의 구조적인 골격으로서 기능한다. 엔진 블록(102)은 전형적으로 샤프트(도시되지 않음)에서 엔진이 지지되는 설치 패드(mounting pad)를 이동시킨다. 엔진 블록(102)은 실린더 헤드(112)와 엔진(100, 101)의 다른 유닛을 고정시키기 위하여 적절한 기계 표면과 실모양의 홀들을 갖는 주물이다.

실린더들(104, 106)은 일반적으로 회전 단면의 개구들이며 엔진 블록(102)의 상부를 통하여 연장된다. 실린더들(104, 106)의 지름은 내경(bore)으로 알려져 있다. 실린더들(104, 106)의 내벽들은 통공 및 연마되어 팽창(파워) 피스톤(114) 및 압축 피스톤(116) 각각을 수용할 수 있는 크기로 평탄하고 정확한 베어링 표면을 형성한다.

상기 팽창 피스톤(114)은 팽창 피스톤-실린더 축(113)을 따라 왕복한다. 또한, 압축 피스톤(116)은 제2 압축 피스톤-실린더 축(115)을 따라 왕복한다. 본 실시예에 있어서, 팽창 및 압축 실린더들(104, 106)은 크랭크샤프트 축(110)에 대하여 오프셋(offset)된다. 즉, 제1 및 제2 피스톤-실린더 축들(113, 115)은 크랭크축(110)을 가로지르지 않고 크랭크샤프트 축(110)의 대향하는 축들을 통과한다. 하지만, 본 발명이 속하는 기술분야에서 당업자들은 오프셋 피스톤-실린더 축 없이 스플릿 사이클 엔진들은 본 발명의 범위 내임을 인식할 것이다.

상기 피스톤들(114, 116)은 철 또는 알루미늄 합금의 전형적으로 실린더 형상의 주조물(casting) 또는 단조물(forging)일 수 있다. 상부 폐쇄 단부, 즉 파워 및 압축 피스톤(114, 116)의 상부는 각각 제1 및 제2 크라운들(118, 120)이다. 피스톤들(114, 116)의 외부 표면들은 실린더 내경에 견고하게 밀착되도록 형성되며 일반적으로 피스톤과 실린더 벽 사이의 갭을 실링하는 피스톤 링(도시되지 않음)을 수용할 수 있도록 그루브(groove)질 수 있다.

상기 실린더 헤드(112)는 제1 및 제2 실린더들(104, 106)을 상호 연결시키는 가스 교차 통로(122)를 포함한다. 상기 교차 통로(122)는 제2 실린더(106)에 근접한 교차 통로(122)의 단부에 배치되는 유입 체크 밸브(146)를 포함한다. 포켓 형상의 유출 교차 밸브(126)도 역시 팽창 실린더(104)의 상부에 인접하여 교차 통로(122)의 대향하는 단부에 배치된다. 체크 밸브(124)와 교차 밸브(126)는 그 사이의 압력 챔버(148)를 정의한다. 상기 체크 밸브(126)는 압축 실린더(106)로부터 압력 챔버(128)까지 가압 가스의 일 방향 흐름을 가능하게 한다. 교차 밸브(126)는 가압 챔버(128)로부터 팽창 실린더(104)로의 가압 가스의 유동을 가능하게 한다. 비록 체크 및 포켓 형태의 밸브들이 유입 체크 및 유출 교차 밸브들(124, 126)로 각각 기술되어 있으나, 본 응용의 적절한 밸브 디자인이 그 대신에 이용될 수 있으며, 예를 들면, 유입 밸브(124)는 포켓 형태를 가질 수도 있다.

상기 실린더 헤드(112)는 압축 실린더(106)의 상부에 배치된 포켓 형태의 흡입 밸브(130) 및 팽창 실린더(104)의 상부에 배치된 포켓 형태의 배기 밸브(132)를 포함한다. 포켓 밸브들(126, 130, 132)은 밸브의 개방을 방지하기 위하여 일 측에 고정된 디스크(136)를 갖는 금속 샤프트(134) (또는 스템(stem))를 포함한다. 포켓 밸브들(130, 126, 132)의 샤프트(134)의 타측 단부는 캠샤프트들(138, 140, 142)에 각각 기계적으로 연결된다. 상기 캠샤프트들(138, 140, 142)은 엔진 블록(102)의 내부 또는 실린더 헤드(112) 내에 위치한 타원형 로브(oval shaped lobe)를 갖는 라운드 형태의 봉이다.

상기 캠샤프트들(138, 140, 142)은 일반적으로 기어 휠, 벨트 또는 체인 연결부(도시되지 않음)를 통하여 크랭크샤프트(108)에 기계적으로 연결된다. 크랭크샤프트(108)가 캠샤프트들(138, 140, 142)을 회전하도록 할 경우, 캠샤프트들(138, 140, 142)의 로브는 밸브들(150, 152, 154)을 엔진의 순환에 따라 정확한 순간에 개폐시킨다.

상기 압축 피스톤(116)의 크라운(120), 압축 실린더(106)의 벽 및 실린더 헤드(112)는 압축 실린더(106)의 압축 챔버(144)를 형성한다. 팽창 피스톤(114)의 크라운(118), 팽창 실린더(104)의 벽, 실린더 헤드(112)는 압축 실린더(104)를 위한 분리형 연소 챔버(146)를 형성한다. 스파크 플러그(148)는 팽창 실린더(104)의 상부의 실린더 헤드(112) 내에 배치되어, 연소 챔버(146)내에서 압축된 공기-가스 혼합물의 점화를 정확하게 제어하는 제어 소자(도시되지 않음)에 의하여 제어된다.

베이스라인 모델 엔진(100)과 드웰 모델 엔진(101)의 구조는 팽창 피스톤의 운동에서 열역학적으로 다르다. 상기 운동은 상술한 것과 같이 연결봉과 팽창 피스톤의 크랭크 스로우 사이의 연결을 통하여 획득될 수 있는 운동을 나타내도록 하였다. 따라서, 각 엔진들(100, 101)의 연결봉/크랭크 스로우 연결은 별도로 기술될 것이다.

도 6a를 참조하면, 베이스라인 모델 스플릿 사이클 엔진(100)은 파워 피스톤(114) 및 압축 피스톤(116)에 피스톤 핀들(154, 156)을 통하여 그들 상부의 단부들에 선회축으로 고정되는 제1 팽창 및 제2 압축 연결봉들(150, 156)을 포함한다. 상기 크랭크샤프트(108)는 크랭크 핀들(162, 164)을 통하여 상기 연결봉들(150, 152)의 하부의 대향하는 단부에 선회축으로 고정되는 제1 팽창 및 제2 압축 크랭크 스로우(158, 160)로 불리는 한 쌍의 기계적으로 오프셋 되어진 부분들을 포함한다. 피스톤들(114, 116) 및 크랭크샤프트 스로우(158, 160)에 연결봉들(150, 152)의 기계적인 연결 장치를 통하여 피스톤들의 왕복 운동(팽창 피스톤(114)을 위하여 지시 화살표 166으로 나타나며, 압축 피스톤(114)을 위한 지시 화살표 168로 나타남.)을 크랭크샤프트(108)의 회전 운동(지시 화살표 170으로 나타남.)으로 전환시킨다.

드웰 모델 엔진(101)과 반대로 베이스라인 모델 엔진(100)에서의 압축 피스톤(116) 및 팽창 피스톤(114)의 크랭크 스로우 반지름들, 즉 크랭크 핀들(162, 164)과 크랭크샤프트 축(110) 사이의 중심선의 중심은 실질적으로 일정하게 유지된다. 따라서, 크랭크 핀(164)이 드웰 엔진(101)에서 크랭크샤프트 축(110) 주위로 이동하는 경로는 실질적으로 회전형이 된다.

도 7a 및 도 7b를 참조하면, 드웰 모델 엔진(101)에서 팽창 피스톤(114)에 대하여 크랭크샤프트(108)의 연결봉/크랭크 스로우 연결을 나타내는 평면 확대도 및 측면도가 참조 번호 200으로 일반적으로 나타난다. 상기 연결(200)은 상호 대향하며 크랭크샤프트(108)의 일부를 갖는 한 쌍의 메인 크랭크샤프트 저널(202)을 포함하고, 한 쌍의 크랭크샤프트 메인 저널들은 크랭크샤프트 축(110)(또는 중심선)을 따라 얼라인 된다. 각 메인 저널들의 인보드 단부에 접촉된 크랭크 스로우(206) (또는 웹 섹션)은 메인 저널(202)로부터 방사형으로 돌출된 직사각형의 플레이트와 같은 부착물이다. 로드 저널(210)(또는 크랭크 핀)은 크랭크 웹(또는 스로우)(206) 내에 배치된 한 쌍의 방사형 슬롯들(212) 사이에 슬라이드 방식으로 고정되어 있어서 상기 크랭크 핀(210)이 메인 저널들(202, 204)에 평행하게 배열되나, 크랭크샤프트 축(110)으로부터 오프셋 된다. 슬롯들(212)은 상기 크랭크샤프트 축(110)에 대하여 크랭크 축(210)의 방사형으로 운동할 수 있도록 그 크기가 조절된다.

팽창 실린더 봉(214)은 팽창 피스톤 핀(216)을 통하여 팽창 피스톤(114)에 그 상단부에서 선회축으로 부착된다. 팽창 연결봉(214)의 하부의 대향하는 단부는 크랭크 축(210)에 선회축으로 장착된다. 이와 다르게, 크랭크 핀(210)과 팽창 연결봉(214)은 하나의 구조로서 일체로 형성될 수 있다.

베이스라인 엔진(100)과 현격한 반대로서, 크랭크샤프트(108)가 회전하는 동안 드웰 모델 엔진(101)의 크랭크 핀(210)은 크랭크 크로우(206)에서 방사형 슬롯(212)을 따라 자유롭게 움직인다. 이렇게 함으로써, 크랭크 핀(210)은 크랭크 핀(210)의 유효 크랭크 크로우 반지름(이중 화살표 218로 나타남)을 변경시킬 수 있다. 본 실시예에서의 상기 유효 크랭크 크로우 반지름(218)은 크랭크샤프트의 회전축(110)과 크랭크 핀 중심 위치(220) 사이의 순간적인 거리이다. 상기 베이스라인 모델 엔진(100)에서, 팽창 피스톤(114)을 위한 유효 크랭크 크로우 반지름은 실질적으로 일정하며, 이와 반대로, 드웰 모델 엔진(101)에서 유효 크랭크 크로우 반지름(218)은 팽창 피스톤(114)을 위하여 변경될 수 있다.

상기 유효 크랭크 크로우 반지름(218)은 크랭크 크로우(206)에서 슬롯(212)을 통하여 변경되도록 형성됨에도 불구하고, 본 발명이 속하는 기술분야에서 당업자는 크랭크 크로우(206)에 고정되는 동안 크랭크 핀(210)이 상기 반지름(218)을 변경시킬 수 있도록 응용될 수 있다.

슬롯(212)에서 크랭크 핀(210)의 위치는 엔진(101)의 고정 엔진 구조물(미도시)에 고정된 한 쌍의 템플레이트(222)에 의하여 조절된다. 템플레이트(222)는 크랭크샤프트(108)에 대하여 일반적으로 방사면으로 배향되며, 크랭크샤프트(108)를 클리어(clear)할 수 있을 정도로 넓은 가운데 홀과 결합된 하드웨어(미도시)를 포함한다.

상기 크랭크 핀(210)을 가이드 하는 크랭크 핀 트랙(224)은 상기 템플레이트(222) 내에 배치되며, 크랭크 핀(210)은 크랭크 크로우(206)를 통하여 템플레이트(222)로 돌출된다. 상기 트랙(224)은 크랭크샤프트 축(110)에 대하여 회전할 때 크랭크 핀(210)이 따라야 하는 소정의 경로(화살표 226으로 표시됨)를 정의한다.

이하 좀더 상세히 설명될 것으로(하위 섹션 VI. 드웰 피스톤 운동 개념을 참조), 기계적인 연결 장치(200)는 베이스라인 모델 스플릿 사이클 엔진(100)의 팽창 피스톤과 비교하여 연소 과정동안 팽창 피스톤 하향 운동 또는 드웰의 지연된 기간을 제공한다. 상기 드웰 운동은 팽창 실린더 팽창비 또는 압축 실린더 피크 압력의 증가 없이 더 높은 실린더 피크 압력을 야기한다. 따라서, 드웰 모델 엔진(101)은 베이스라인 모델 엔진(100)보다 약 4%의 열효율 이득을 얻었다.

IV. 기본적인 베이스라인 및 드웰 엔진 구동

상기 팽창 피스톤(114)의 연결봉/크랭크 크로우 연결(200)을 제외하고, 베이스라인 모델 엔진(100)과 드웰 모델 엔진(101)의 구동은 실질적으로 동일하다. 따라서, 양 엔진들(100, 101)의 구동은 드웰 모델 엔진(101)만을 참조로 설명하기로 한다.

도 6b는 팽창 피스톤(114)이 하사점 위치에 도달하여 배기행정으로 상승하기 시작할 때(화살표 166으로 표시됨)의 팽창 피스톤(114)을 도시하고 있다. 압축 피스톤(116)은 흡입 행정을 통하여 하강하고(화살표 168), 팽창 피스톤(114)이 뒤따른다.

상기 팽창 피스톤(114)이 크랭크 각도 회전각에 의하여 정의되는 위상각(172)만큼 압축 피스톤(116)에 선행하는 동작 동안, 압축 피스톤(116)이 각각의 상사점 위치에 도달하기 위하여 팽창 피스톤(114)이 그의 상사점 위치에 도달한 후, 크랭크샤프트(108)는 회전하여야 한다. 제1 컴퓨터 연구(하위 섹션 I. 개요를 참조)에서 결정된 바와 같이, 유효한 열효율 레벨을 유지하기 위하여 상기 위상각(172)은 전형적으로 약 20도로 설정된다. 게다가, 상기 위상각은 바람직하게 50 도 이하이며, 더욱 바람직하게는 30도 이하이며, 가장 바람직하게는 25도 이하이다.

상기 유입 밸브(130)는 소정의 체적을 갖는 연료/공기 연소 혼합물이 압축 챔버(144)로 유입되어 트랩(즉, 도 6b에서 도트 로 표시된 트랩 질량)될 수 있도록 개방된다. 상기 배기 밸브(132)는 팽창 피스톤(114)이 연소 챔버(146)로부터 연소 소비물을 배출하도록 역시 개방된다.

상기 교차 통로(122)의 상기 체크 밸브(124) 및 교차 밸브(126)는 폐쇄되어 연소 가능한 연료 및 소비된 연소 생성물의 양 챔버들(144, 146)의 이동을 방지한다. 또한, 배기 및 흡입 행정 동안, 체크 밸브(124) 및 교차 밸브(126)는 압력 챔버(128)를 실링하여 이전 압축 및 파워 행정들로부터 그 내부에 트랩된 가스압을 실질적으로 유지시킨다.

도 8을 참조하면, 트랩된 부분의 부분 압축이 진행 중이다. 즉, 유입 밸브(130)가 폐쇄되고 압축 피스톤(116)은 그 상사점 위치를 향하여 상승(화살표 168)하여 공기/연료 혼합물을 압축한다. 동시에, 배기 밸브(132)는 개방되고 팽창 피스톤(114)은 역시 하강하여(화살표 166) 소모된 연료 생성물을 배기시킨다.

도 9를 참조하면, 트랩된 부분(도트로 나타냄)도 추가적으로 압축되어 체크 밸브(124)를 통하여 교차 통로(122)로 진입하기 시작한다. 팽창 피스톤(114)은 그 상사점 위치에 도달하고, 팽창 행정(화살표 166에 의하여 표시됨)을 위하여 하강하기 시작한다. 이와 반면에 압축 피스톤(116)은 압축 행정(화살표 168로 나타냄)을 통하여 여전히 상승한다. 이 시점에서, 체크 밸브(124)는 부분적으로 개방된다. 교차 배출 밸브(126), 흡입 밸브(130) 및 배기 밸브(132)는 모두 폐쇄되어 있다.

피스톤(114)이 상사점에 있을 때의 팽창 실린더 체적에 대한 피스톤(114)이 하사점에 있을 때의 팽창 실린더(예를 들면, 연소 챔버(146)) 체적의 비가 팽창비로 여기에서 정의된다. 적절한 효율 레벨을 유지하기 위하여 제1 컴퓨터 연구(개요의 제목으로 하위 섹션 I에서 참조됨.)에서 결정된 것과 같이, 팽창비는 약 120:1로 전형적으로 설정되어 있다. 나아가, 팽창비는 바람직하게 약 20:1 이상이거나, 더욱 바람직하게 40:1 이상이며 가장 바람직하게는 80:1 이상일 수 있다.

도 10을 참조하면, 트랩된 부분(도트로 표시된 부분)의 연소의 시작이 도시되어 있다. 상기 크랭크샤프트(108)는 팽창 피스톤(114)의 상사점 위치를 지나 소정의 각도로 회전하여 점화점에 도달한다. 이 시점에서, 스파크 플러그(148)가 점화되어 연소가 시작된다. 압축 피스톤(116)은 그 압축 행정을 막 완료하고 상사점 위치에서 폐쇄된다. 상기 회전 동안, 압축 실린더(116) 내의 압축가스는 체크 밸브(124)가 완전히 개방되도록 하는 문턱 압력에 도달하고 캠(140)은 교차 밸브(126)를 개방하도록 조절된다. 따라서, 팽창 피스톤(114)이 하강하고 압축 피스톤(116)이 상승하므로, 실질적으로 동일한 부분의 압축가스는 압축 실린더(106)의 압축 챔버(144)로부터 팽창 실린더(104)의 연소 챔버(146)로 전달된다.

교차 밸브(126)의 밸브 지속 시간, 즉 교차 밸브 개방(XVO)과 교차 밸브 폐쇄(XVC) 사이의 크랭크 각도가 흡입 밸브(130)와 배기 밸브(132)의 밸브 지속 시간에 비하여 매우 작다. 밸브들(130, 132)의 전형적인 밸브 지속 시간은 일반적으로 160도 크랭크 각도 이상이다. 제1 컴퓨터 연구에서 결정된 바와 같이, 적절한 효율 레벨을 유지하기 위하여 교차 밸브 지속시간은 전형적으로 약 25도 크랭크 각도로 설정된다. 게다가 교차 밸브 지속시간은 바람직하게 69도 크랭크 각도 이하이며, 더욱 바람직하게는 50도 크랭크 각도 이하이며, 가장 바람직하게는 35도 크랭크 각도 이하이다.

더구나, 제1 컴퓨터 연구에서 결정된 바와 같이, 교차 밸브 지속시간과 연소 지속시간이 연소 지속 시간의 최소 비율로 중첩될 경우, 연소 지속시간은 실질적으로 감소한다(트랩된 부분의 연소 비율은 실질적으로 증가한다.). 특히, 교차 밸브(150)는 교차 밸브의 폐쇄 이전 전체 연소 이벤트(연소의 0%부터 100% 까지)의 적어도 5%로 바람직하게 개방되어 있으며, 더욱 바람직하게는 전체 연소 이벤트의 10%로, 가장 바람직하게는 전체 연소 이벤트의 15%로 개방되어 있다. 공기/연료 혼합물이 연소하는 시간(즉, 연소 이벤트) 동안 교차 밸브(126)가 오랫동안 개방되어 있을수록, 교차 밸브의 폐쇄 전 팽창 실린더에서의 큰 압력 상승에 의하여 화염이 교차 통로로 전파되는 것을 방지하는 것 및/또는 팽창 실린더로부터 교차 통로로 되돌아가는 부분의 손실에 관한 제1 컴퓨터 연구에서 다른 문제를 고려하여 연소율과 효율 레벨의 더 큰 증가가 있을 수 있다.

피스톤(116)이 상사점에 있을 때의 압축 실린더 체적에 대하여 피스톤(116)이 하사점에 있을 때의 압축 실린더 체적비가 압축비로 여기에서 정의된다. 제1 컴퓨터 연구에서 결정된 바와 같이, 적절한 효율 레벨을 유지하기 위하여, 압축비는 약 100:1로 전형적으로 설정된다. 더구나, 압축비는 20:1 이상이 바람직하며, 40:1 이상이 더욱 바람직하며, 80:1 이상이 가장 바람직하다.

도 11을 참조하면, 트랩된 부분에서의 팽창 행정이 도시되어 있다. 공기/연료 혼합물이 연소되면서, 고온 가스가 팽창 실린더(114)를 하방으로 이동시키며, 동시에 흡입 과정이 압축 실린더에서 시작된다.

도 12를 참조하면, 트랩된 부분에서 배기 행정이 도시되어 있다. 팽창 실린더가 하사점에 도달하여 다시 상승하기 시작하면서, 연소 가스는 개방 밸브(132)를 통하여 배기되어 다른 사이클을 시작한다.

본 실시예에는 팽창 및 압축 피스톤(114, 116)이 연결봉들(214, 150)을 통하여 크랭크샤프트(108)에 직접 연결되어 있는 것으로 나타났으나, 피스톤들(114, 116)을 크랭크샤프트(108)에 구동적으로 연결하기 위한 다른 방법들이 본 발명의 범위 내에 있음은 당업자에게 자명하다. 예를 들면, 제2 크랭크샤프트가 피스톤들(114, 116)을 제1 크랭크샤프트(108)에 연결시키기 위하여 사용될 수 있다.

본 실시예는 스파크 점화 엔진을 설명하고 있지만, 본 발명이 속하는 기술분야에서 통상의 지식을 가진 자는 압축 점화 엔진도 본 형태의 엔진의 범위에 속함을 인식할 것이다. 따라서, 본 기술이 속하는 기술분야에서 통상의 지식을 가진 자는 본 발명에 따른 스플릿 사이클 엔진은 가솔린, 디젤, 수소 및 천연 가스를 제외한 다양한 다른 연료로 구동될 수 있음을 인식할 것이다.

V. 제2 컴퓨터 연구에서 이용된 드웰 및 베이스라인 스플릿 사이클 엔진의 변수

제1 및 제2 컴퓨터 연구는 일리노이즈주 웨스트몬트(Westmont)의 감마 테크놀로지 사(Gamma Technologies, Inc.)의 소유의 지터 파워(GT-Power)로 불려지는 상업적으로 유용한 소프트웨어 패키지를 이용하여 수용되었다. 지터 파워는 엔진 시뮬레이션을 수행하는 분야에서 흔히 이용되는 일차원 전산 유체 솔버이다.

상기 제2 컴퓨터 연구의 주요한 목적은 드웰 운동 없는 베이스라인 모델 스플릿 사이클 엔진(100)과 비교하여 드웰 모델 스플릿 사이클 엔진(101)의 성능에 대한 고유한 팽창 피스톤의 드웰 운동의 영향을 평가하기 위해서였다. 본 실시예에 있어서 드웰 운동은 팽창 실린더(114)의 연결봉/크랭크샤프트 어셈블리에 더하여 기계적인 연결 장치(200), 즉 연결봉/크랭크 샤프트 연결에 의하여 형성된다. 상기 기계적인 연결 장치(200)는 베이스라인 모델 스플릿 사이클 엔진(100)에 있어서의 팽창 피스톤과 비교할 때, 연소 과정 동안 팽창 피스톤의 하방 운동 또는 드웰의 지연을 야기한다. 고유한 피스톤 운동을 이용하여, 상기의 메커니즘이 제공하는 운동을 표현하기 위하여 고안된 프로파일은 더 높은 열효율뿐만 아니라, 팽창 실린더의 팽창비 또는 압축 실린더의 피크 압력의 증가 없이 더 높은 실린더 피크 압력을 야기한다.

베이스라인 및 드웰 모델(100, 101) 사이의 유효한 비교를 확실하게 하기 위하여 양 엔진을 위한 변수가 심각하게 고려되어야 한다. 표 1은 베이스라인 및 드웰 엔진(100, 101) 비교를 위하여 압축 변수들을 나타낸다(드웰 개념을 위한 압축 실린더에는 어떤 변화도 없음을 참조). 표 2는 베이스라인 엔진(100)에서 팽창 실린더를 위하여 이용되는 변수들을 나타낸다. 표 4는 드웰 엔진(101)의 팽창 실린더를 위하여 이용되는 변수들을 나타낸다.

[표 1] 스플릿 사이클 베이스라인 및 드웰 엔진 변수(압축 실린더)

변수	값
내경(Bore)	4.410 in(112.0 mm)
행정(stroke)	4.023 in(102.2 mm)
연결봉 길이(Connecting Rod Length)	9.6 in(243.8 mm)
크랭크 샤프트 반지름(Crank Throw Radius)	2.000 in(50.8 mm)
변위 체적(Displacement Volume)	61.447 in ³ (1.007 L)
이격 볼륨(Clearance Volume)	0.621 in ³ (0.010 L)
압축비(Compression Ratio)	100:1
실린더 오프셋(Cylinder Offset)	1.00 in(25.4 mm)
상사점 페이징(TDC Phasing)	20 도 크랭크 각도
엔진 속도(Engine Speed)	1400 rpm

[표 2] 스플릿 사이클 베이스라인 엔진 변수(팽창 실린더)

변수	값
내경(Bore)	4.000 in(101.6mm)
행정(stroke)	5.557 in(141.1mm)
연결봉 길이(Connecting Rod Length)	9.25 in(235.0mm)
크랭크 샤프트 반지름(Crank Throw Radius)	2.75 in(69.85mm)
변위 체적(Displacement Volume)	69.831 in ³ (1.144 L)
이격 볼륨(Clearance Volume)	0.587 in ³ (0.010 L)
팽창비(Expansion Ratio)	120:1
실린더 오프셋(Cylinder Offset)	1.15 in(29.2mm)
공기:연료비	18:1

표 3은 팽창 피스톤의 상사점으로 참조된 흡입 밸브 이벤트를 제외하고, 팽창 피스톤의 상사점으로 참조된 밸브 이벤트 및 연소 변수들을 요약하고 있다. 상기 변수들은 베이스라인 모델 및 드웰 모델 엔진들(100, 101)을 위하여 사용되었다.

[표 3] 스플릿 사이클 베이스라인 및 드웰 엔진 흡입 및 연소 변수

변수	값
흡입 밸브 개방(IV0)	2도 ATDC
흡입 밸브 폐쇄(IVC)	170도 ATDC
피크 흡입 밸브 리프트	0.412 in(10.47 mm)
배기 밸브 개방(EVC)	1342 도 ATDC
배기 밸브 폐쇄(EVO)	2도 BTDC
피크 배기 밸브 리프트	0.362 in(9.18 mm)
교차 밸브 개방(XV0)	5도 BTDC
교차 밸브 폐쇄(XVC)	22도 ATDC
피크 교차 밸브 리프트	0.089 in(2.27 mm)
50% 연소 포인트(연소 이벤트)	32 도 ATDC
연소 지속 시간(10-90%)	22 도 크랭크 각도

VI. 드웰 피스톤 운동 개념

도 13을 참조하면, 크랭크샤프트 축(110)에 대하여 크랭크 핀(210)의 경로(226)의 확대도가 도시되어 있다. 상기 경로(226)는 상기 드웰 모델 엔진(101)의 크랭크 핀(210)(도 7a 및 도 7b 참조)을 가이드 하는 기계적인 연결 장치(200)의 크랭크 핀 트랙(224)에 의하여 정의된다.

상기 경로(226)는 제1 내부 유효 크랭크 쓰로우 반지름(232)을 갖는 내부 궤도(230)로부터 제2 외부 유효 크랭크 쓰로우 반지름(236)을 갖는 외부 궤도(234)로 상기 크랭크 핀(210)을 이동시키는 제1 전이 영역(228)을 포함한다. 상기 전이 영역(228)은 상사점 후의 소정의 크랭크 각도를 시작하여, 적어도 일부의 연소 이벤트 동안과 팽창 피스톤(114)의 하향 행정 동안 발생한다. 상기 경로(226)는 나머지 하향 행정을 위한 외부 궤도(234) 및 팽창 피스톤(114)의 상향 행정의 대부분 상에 존재한다. 상기 경로(226)는 외부 궤도(234)로부터 팽창 피스톤(114)의 상향 행정의 끝 근처의 내부 궤도(230)까지 제2 전이 영역(238)을 포함한다. 제2 컴퓨터 연구를 위한 기본적인 드웰 모델 엔진(101)의 팽창 피스톤/크랭크 핀(210)의 운동은 하기와 같이 설정되었다.

1. 피스톤 상사점에서부터 상사점 후 24도 크랭크 각도까지, 크랭크 핀(210)은 내부 궤적(230) 상에 있다.
2. 상사점 후 24도 크랭크 각도에서부터 상사점 후 54도 크랭크 각도까지, 크랭크 핀(210)은 내부 유효 크랭크 쓰로우 반지름(232)으로부터 외부 유효 크랭크 쓰로우 반지름(236)까지의 크랭크 각도에 대하여 상기 제1 전이 영역(228)을 통하여 선형적으로 이동한다.
3. 상사점 후 54도 크랭크 각도에서부터 나머지 하향 행정과 대부분의 상향 행정을 통하여 상사점 전 54도까지, 크랭크 핀(210)은 외부 궤적(234) 상에 잔류한다.
4. 상사점 전 54도부터 상사점 전 24도까지, 크랭크 핀(210)은 외부 유효 크랭크 쓰로우 반지름(236)에서부터 내부 유효 크랭크 쓰로우 반지름(232)까지의 크랭크 각도에 대하여 상기 제2 전이 영역(238)을 통하여 선형적으로 이동한다.
5. 상사점 전 24도 크랭크 각도에서부터 상사점 후 24도 크랭크 각도까지, 크랭크 핀(210)은 내부 궤적(230) 상에 잔류한다.

상술한 경로(226)는 제2 컴퓨터 연구에 이용되었지만, 당업자는 여러 가지의 스플릿 사이클 엔진을 위한 여러 가지 연결봉/크랭크 쓰로우 연결이 다른 형태의 경로 및 드웰 팽창 실린더 운동을 제공하는 것으로 고안될 수 있음을 인식할 수 있을 것이다.

상기 경로(226)를 따르는 동안 베이스라인 엔진(100)으로서 동일한 행정 및 상대적인 피스톤 위치를 유지하기 위하여, 내부 유효 크랭크 쓰로우 반지름(232)은 2.75 인치의 베이스라인(표 2에 도시됨)으로부터 2.50 인치로 감소되었으며, 외부 유효 크랭크 쓰로우 반지름(236)은 2.75 인치에서 3.00 인치로 증가하였다. 또한, 연결봉의 길이는 9.25 인치(표 2)에서 9.50 인치로 증가하였다. 표 4는 드웰 엔진(101)의 팽창 실린더(104)를 위하여 이용되는 변수들을 요약하고 있다.

[표 4] 스플릿 사이클 드웰 엔진 변수(팽창 실린더)

변수	값
내경(Bore)	4.000 in(101.6 mm)
행정(stroke)	5.557 in(141.1 mm)
연결봉 길이(Connecting Rod Length)	9.25 in(235.0 mm)
내부 크랭크 스로우 반지름(Inner Crank Throw Radius)	2.50 in(63.5 mm)
외부 크랭크 스로우 반지름(Outer Crank Throw Radius)	3.00 in(76.2 mm)
변위 체적(Displacement Volume)	69.831 in ³ (1.144 L)
이격 볼륨(Clearance Volume)	0.587 in ³ (0.010 L)
팽창비(Expansion Ratio)	120:1
실린더 오프셋(Cylinder Offset)	1.15 in(29.2 mm)
공기:연료비	18:1

도 14를 참조하면, 결과적인 드웰 엔진(101)의 팽창 피스톤크랭크 핀(210)의 운동은 베이스라인 엔진(100)의 크랭크 핀 운동과 비교하여 나타나 있다. 그래프 240은 드웰 엔진 크랭크 핀 운동을 나타내며, 그래프 242는 베이스라인 엔진 크랭크 핀 운동을 나타낸다.

도 15를 참조하면, 결과적인 드웰 엔진(101)의 팽창 피스톤의 운동은 베이스라인 엔진(100)의 팽창 피스톤 운동과 비교하여 나타나 있다. 그래프 244는 드웰 엔진의 팽창 피스톤 운동을 나타내며, 그래프 246은 베이스라인 엔진 팽창 피스톤 운동을 나타낸다.

도 16을 참조하면, 결과적인 드웰 엔진(101)의 팽창 피스톤의 속도는 베이스라인 엔진(100)의 팽창 피스톤 속도와 비교하여 나타나 있다. 그래프 248은 드웰 엔진의 팽창 피스톤 속도를 나타내며, 그래프 250은 베이스라인 엔진 팽창 피스톤 속도를 나타낸다.

그래프 248과 250을 비교할 때, 베이스라인 모델 팽창 피스톤(베이스라인 피스톤)과 드웰 모델 팽창 피스톤(드웰 피스톤)은 모두 상사점 포인트(251)와 하사점 포인트(252)에서의 실질적인 제로(0) 속도에서 운동한다. 베이스라인 및 드웰 피스톤들은 초기 상사점에서부터 거의 동일한 속도로 하방으로 이동한다.(음의 값은 하향 속도를 나타내며 양의 값은 상향 속도를 나타낸다.) 그러나, 드웰 피스톤이 초기에 드웰 그래프(253)의 제1 전이 영역으로 들어갈 때, 드웰 피스톤의 하향 속도는 드웰 그래프의 제1 전이 영역(253)의 거의 수직부(254)로 표시된 것과 같이 급격하게 감소한다. 이는, 드웰 크랭크 핀(210)이 내부 유효 크랭크 스로우 반지름(232)으로부터 내부 유효 크랭크 스로우 반지름(236)까지 크랭크 스로우 슬롯(212)을 따라 방사형으로 이동하기 시작하면서 드웰 피스톤의 하향 운동이 실질적으로 지연되기 때문이다. 게다가, 전체 전이 영역(253)에서, 드웰 피스톤의 하향 속도는 베이스라인 피스톤의 속도보다 실질적으로 느리다.

상기 제1 전이 영역(253)이 적어도 연소 이벤트의 일부와 일치하게 조절되었기 때문에, 제1 전이 영역(253)동안 드웰 피스톤의 하향 운동이 지연되어 연소가 전파되어 연소 챔버 체적에서의 증가에 대응하여 압력을 증가시키기 위하여 더 많은 시간이 걸리게 된다. 결과적으로, 베이스라인 엔진(100)에서 보다 드웰 모델 엔진(101)에서 더 높은 팽창 실린더 피크 압력에 도달되고, 팽창 실린더 압력은 더 오랫동안 유지된다. 따라서, 드웰 모델 엔진(101)은 베이스라인 엔진(100)보다 상당한 효율 이득(예들 들면, 약 4%)을 얻게 된다.

제1 전이 영역(253)(약 54도 ATDC)의 종점에서, 상기 크랭크 핀(210)은 슬롯(212)의 외부 방사형 단부에 도달하고, 내부 유효 크랭크 스로우 반지름(232)으로부터 외부 유효 크랭크 스로우 반지름(234)까지의 전이는 본질적으로 완성된다. 이 시점에서, 드웰 피스톤은 급격히 가속되고(거의 수직선(255)으로 표시됨), 하향 속도는 급격히 베이스라인 피스톤에 도달하여 지나게 된다.

상기 드웰 피스톤 속도는 외부 유효 크랭크 스로우 반지름(236)을 갖는 크랭크 핀의 경로(226)의 일부를 위한 베이스라인 피스톤 속도보다 더 높도록 필수적으로 유지될 것이다. 그러나, 드웰 피스톤이 초기에 드웰 그래프(256)의 제2 전이 영역(약 24도 BTDC)으로 들어갈 때, 드웰 피스톤의 상방 속도는 제2 전이 영역(256)의 거의 수직부(257)로 표시된 것과 같이 베이스라인 피스톤의 속도의 경우보다 급격하게 감속된다. 이는, 드웰 크랭크 핀(210)이 외부 유효 크랭크 스로우 반지름(236)으로부터 내부 유효 크랭크 스로우 반지름(234)까지 상기 크랭크 스로우 슬롯(212)을 따라 방사형으로 이동하기 시작하면서 드웰 피스톤의 상방 운동이 지연되기 때문이다.

제2 전이 영역(256)(약 54도 BTDC)의 종점에서, 크랭크 핀(210)은 슬롯(212)의 내부 방사형 단부에 도달하고, 외부 유효 크랭크 쓰로우 반지름(236)에서부터 내부 유효 크랭크 쓰로우 반지름(232)으로의 전이는 본질적의 완성된다. 이 시점에서, 드웰 피스톤은 급격히 가속되고(거의 수직선(258)으로 표시됨), 상향 속도는 급격히 베이스라인 피스톤에 도달하게 된다. 드웰 및 베이스라인 피스톤의 상방 운동은 이후 지연되어 영에 도달하고 이는 상사점에 도달하여 사이클을 반복하게 된다.

VII. 결과 요약

하방 피스톤 운동의 지연에 의하여 실린더 압력을 통하여 연소 챔버 체적에서의 증가에 대하여 연소 이벤트 동안 더 많은 시간이 주어지게 된다. 이는 압축 실린더 팽창비 또는 압축 실린더 피크 압력의 증가없이 더 높은 팽창 실린더 피크 압력을 만든다. 따라서, 드웰 모델 스플릿 사이클 엔진(101)의 전반적인 열효율은 베이스라인 스플릿 사이클 엔진(100)보다 약 4% 정도로 현격히 증가한다.

표 5는 베이스라인 모델 엔진(100)과 드웰 모델 엔진(101)의 구동 성능의 결과를 요약하였다. 드웰 모델 엔진(101)의 표시 열효율은 베이스라인 엔진(100)보다 1.7 포인트로 증가될 것으로 예상된다. 즉, 베이스라인 엔진(101)은 드웰 모델 엔진(101)의 40.5%의 예상 표시 열효율에 비하여 38.8%의 예상 표시 열효율을 가졌다. 이는 베이스라인 모델 엔진에 비하여 4.4%(1.7 포인트/38.8%*100 = 4.4%)의 예상 증가를 나타낸다.

[표 5] 예상되는 베이스라인 및 드웰 엔진들의 성능 변수의 요약

변수	베이스라인	드웰
표시 토크(ft-lb)	94.0	96.6
표시 파워(hp)	25.1	25.8
순수 표시 평균 유효 압력(Net IMEP) (psi)	54.4	55.5
표시 열효율(포인트)	38.8	40.5
피크 실린더 압력, 팽창 실린더(psi)	897	940
피크 실린더 압력, 압축 실린더(psi)	868	915

도 17a 및 도 17b를 참조하면, 드웰 피스톤 운동 대비 베이스라인 운동에 의하여 실린더 압력 대비 부피의 변화가 도시되어 있다. 도 17a의 그래프(262, 264)는 베이스라인 압축 및 팽창 피스톤 운동0을 각각 나타낸다. 도 17b의 그래프(266, 268)는 드웰 압축 및 팽창 피스톤 운동을 각각 나타낸다. 베이스라인 압축(그래프 262)과 드웰 압축(그래프 266)의 곡선을 실질적으로 동일함을 알 수 있다.

도 18을 참조하면, 베이스라인 모델 엔진(100)과 드웰 모델 엔진(101)의 팽창 실린더 압력 대 크랭크 각도가 그래프(270, 272)로 각각 도시되어 있다. 그래프(270, 272)가 나타낸 바와 같이, 드웰 모델 엔진(101)은 더 높은 피크 팽창 실린더 압력을 얻을 수 있었으며, 베이스라인 모델 엔진(100)보다 더 넓은 크랭크 각도 범위에 대한 그들의 압력을 유지할 수 있었다. 이는 드웰 모델 엔진의 예상되는 효율 이득에 기여하였다.

그래프(270, 272)는 이전 테스트보다 더 빠른 연소율을 가짐을 알 수 있다. 즉, 그래프(270, 272)는 16도 크랭크 각도의 연소 지속 시간을 이용하여 도시하였다. 이와 반면에, 제2 컴퓨터 연구의 이전 성능 계산 및 그래프는 22도 크랭크 각도의 연소 지속 시간을 이용하였다. 이는, 스플릿 사이클 엔진은 더 빠른 화염 속도를 잠재적으로 얻을 수 있는 것으로 예상된다. 더구나, 베이스라인 모델 엔진(100)과 드웰 모델 엔진(101)간의 비교 결과는 더 빠른 화염 속도에서 유효하지 않는 것은 전혀 아니다.

산업상 이용 가능성

본 발명은 팽창 피스톤을 크랭크샤프트에 구동적으로 연결하는 기계적인 연결 장치를 포함하는 스플릿 사이클 엔진을 제공하여 핀 연결을 통하여 크랭크샤프트에 선회축으로 연결된 연결봉을 구비한 동일한 피스톤의 하향 운동과 비교할 때 매우 느린 피스톤의 하향 운동, 드웰의 제공함으로써 팽창 실린더의 팽창비 또는 압축 실린더의 피크 압력의 증가 없이 더 높은 팽창 실린더 피크 압력을 야기한다. 상기에서는 본 발명의 바람직한 실시예들을 참조하여 설명하였지만, 해당 기술분야에서 통상의 지식을 가진 자는 하기의 특허 청구 범위에 기재된 본 발명의 사상 및 영역으로부터 벗어나지 않는 범위 내에서 본 발명을 다양하게 수정 및 변경시킬 수 있음을 이해할 수 있을 것이다.

도면의 간단한 설명

도 1은 흡입 행정 중의 종래의 사행정 내부 연소 엔진을 나타내는 개략적인 도면이다.

도 2는 압축 행정 중의 도 1에 도시한 종래의 엔진을 나타내는 개략적인 도면이다.

도 3은 팽창 행정 중의 도 1에 도시한 종래의 엔진을 나타내는 개략적인 도면이다.

도 4는 배기 행정 중의 도 1에 도시한 종래의 엔진을 나타내는 개략적인 도면이다.

도 5는 종래의 스플릿 사이클 사행정 내부 연소 엔진을 나타내는 개략적인 도면이다.

도 6a는 본 발명의 일 실시예에 따른 흡입 행정 중 베이스라인 모델 스플릿 사이클 사행정 내부 연소 엔진을 나타내는 개략적인 도면이다.

도 6b는 본 발명의 일 실시예에 따른 흡입 행정 중 드웰 모델 스플릿 사이클 사행정 내부 연소 엔진을 나타내는 개략적인 도면이다.

도 7a는 도 6a의 드웰 모델 엔진의 크랭크샤프트에 팽창 피스톤의 연결된 봉/크랭크 스로우 연결을 나타내는 확대 평면도이다.

도 7b는 도 6a의 드웰 모델 엔진의 크랭크샤프트에 팽창 피스톤의 연결된 봉/크랭크 스로우 연결을 나타내는 확대 측면도이다.

도 8은 팽창 행정의 부분 압축 중의 도 6b의 드웰 모델 스플릿 사이클 엔진을 나타내는 개략적인 도면이다.

도 9는 압축 행정의 완전 압축 중의 도 6b의 드웰 모델 스플릿 사이클 엔진을 나타내는 개략적인 도면이다.

도 10은 연소의 시작 중의 도 6b의 드웰 모델 스플릿 사이클 엔진을 나타내는 개략적인 도면이다.

도 11은 팽창 행정 중의 도 6b의 드웰 모델 스플릿 사이클 엔진을 나타내는 개략적인 도면이다.

도 12는 배기 행정 중의 도 6b의 드웰 모델 스플릿 사이클 엔진을 나타내는 개략적인 도면이다.

도 13은 도 6b의 드웰 모델 엔진의 크랭크 핀 운동을 나타내는 개략적인 도면이다.

도 14는 도 6a의 베이스라인 모델 엔진 및 도 6b의 드웰 모델 엔진의 크랭크 핀 운동을 나타내는 그래프이다.

도 15는 도 6a의 베이스라인 모델 엔진 및 도 6b의 드웰 모델 엔진의 팽창 피스톤 운동을 나타내는 도면이다.

도 16은 도 6a의 베이스라인 모델 엔진 및 도 6b의 드웰 모델 엔진의 팽창 피스톤 속도를 나타내는 그래프이다.

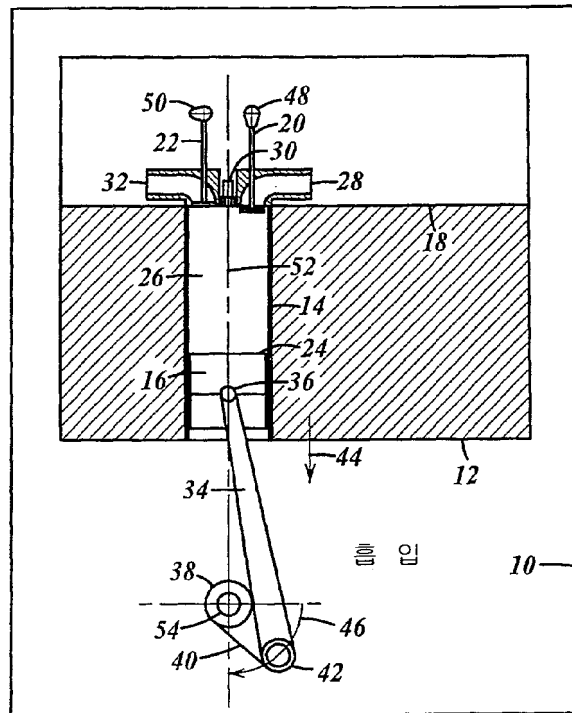
도 17a는 도 6a의 베이스라인 모델 엔진의 압력 대비 부피를 나타내는 도면이다.

도 17b는 도 6a의 드웰 모델 엔진의 압력 대비 부피를 나타내는 도면이다.

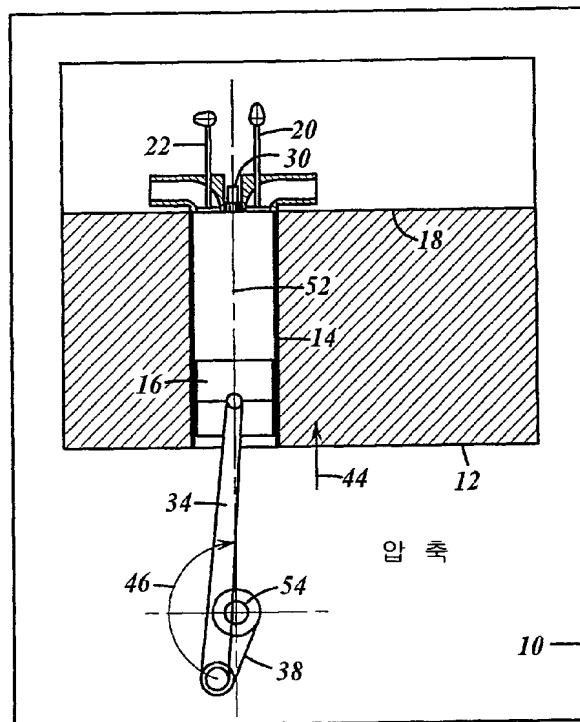
도 18은 도 6a의 베이스라인 모델 엔진과 도 6b의 드웰라인 모델 엔진의 팽창 실린더 압력 대 크랭크 각도를 나타내는 그래프이다.

도면

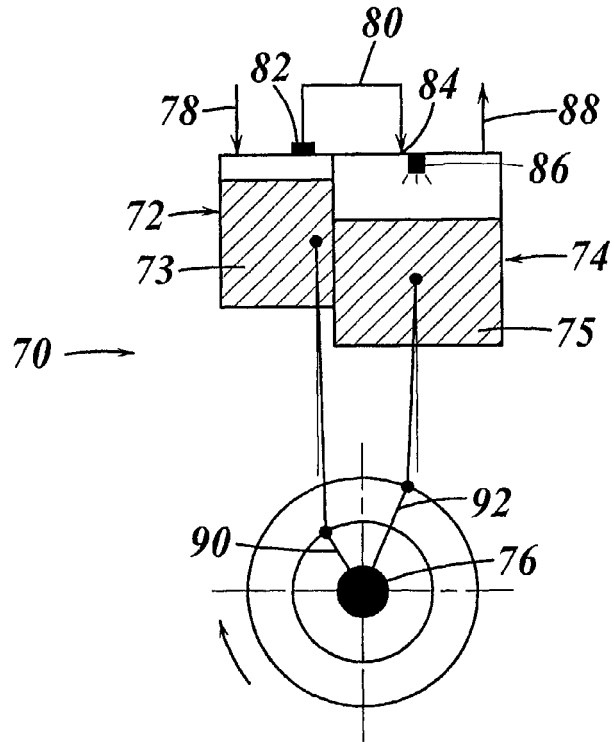
도면1



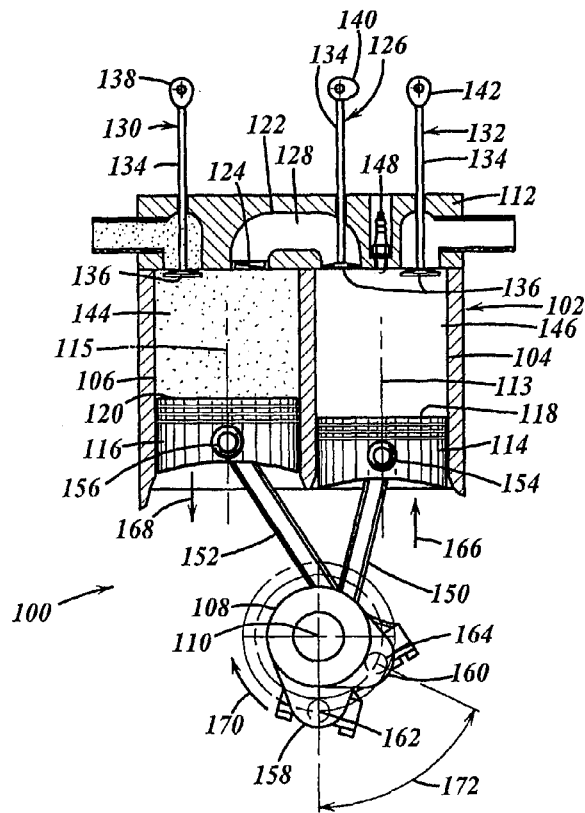
도면2



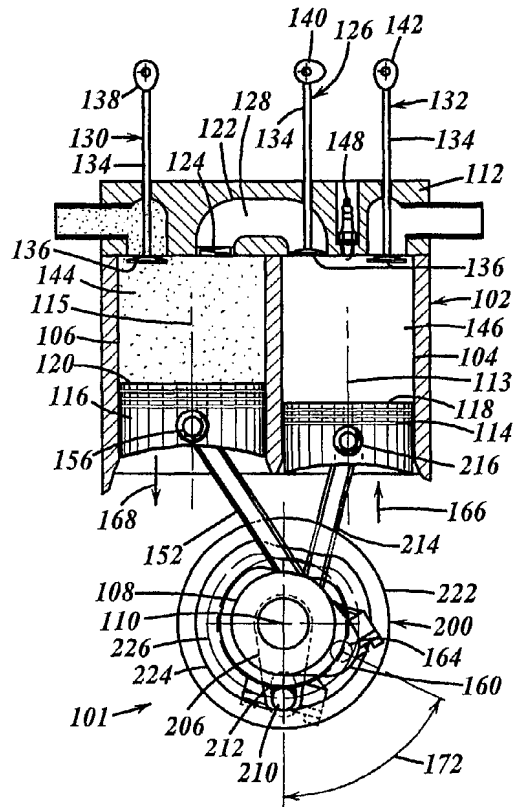
도면5



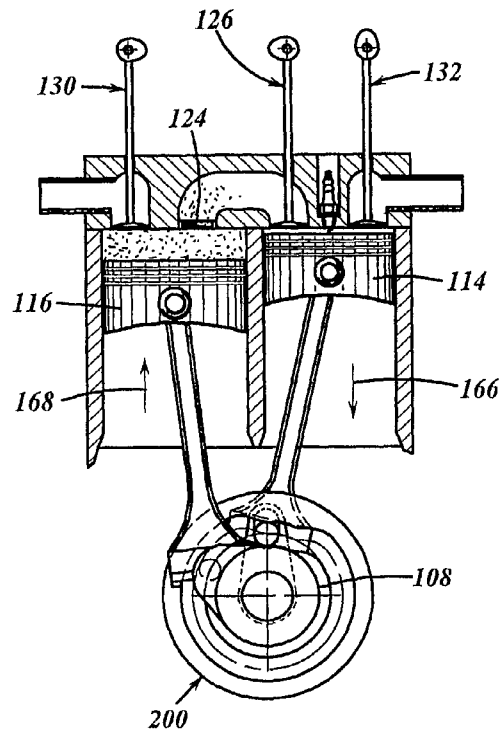
도면6a



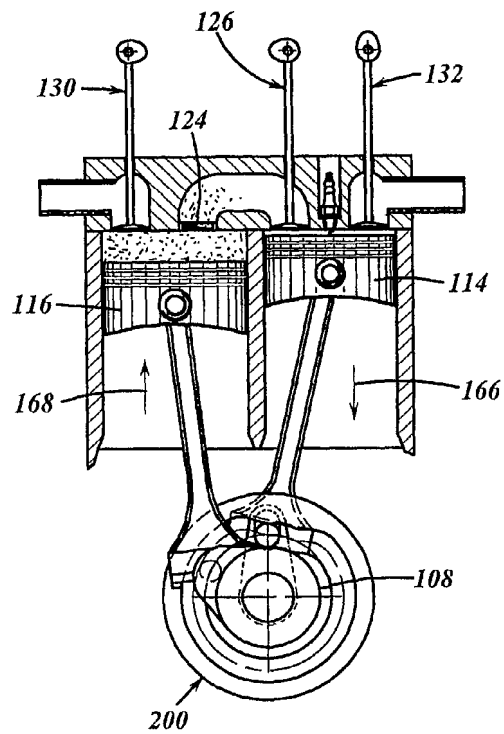
도면6b



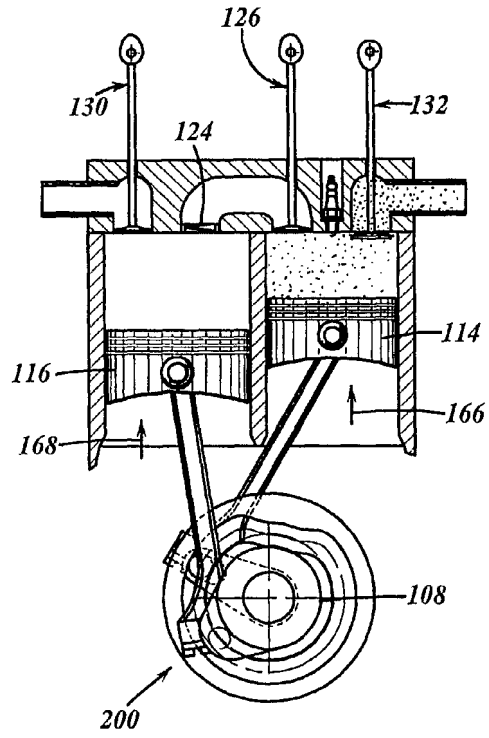
도면8



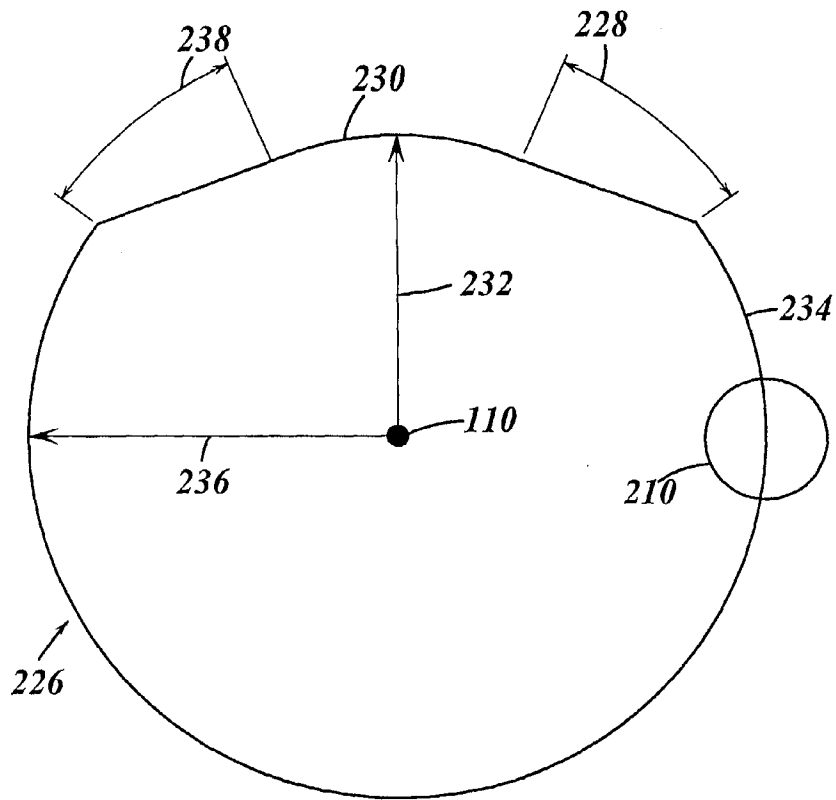
도면9



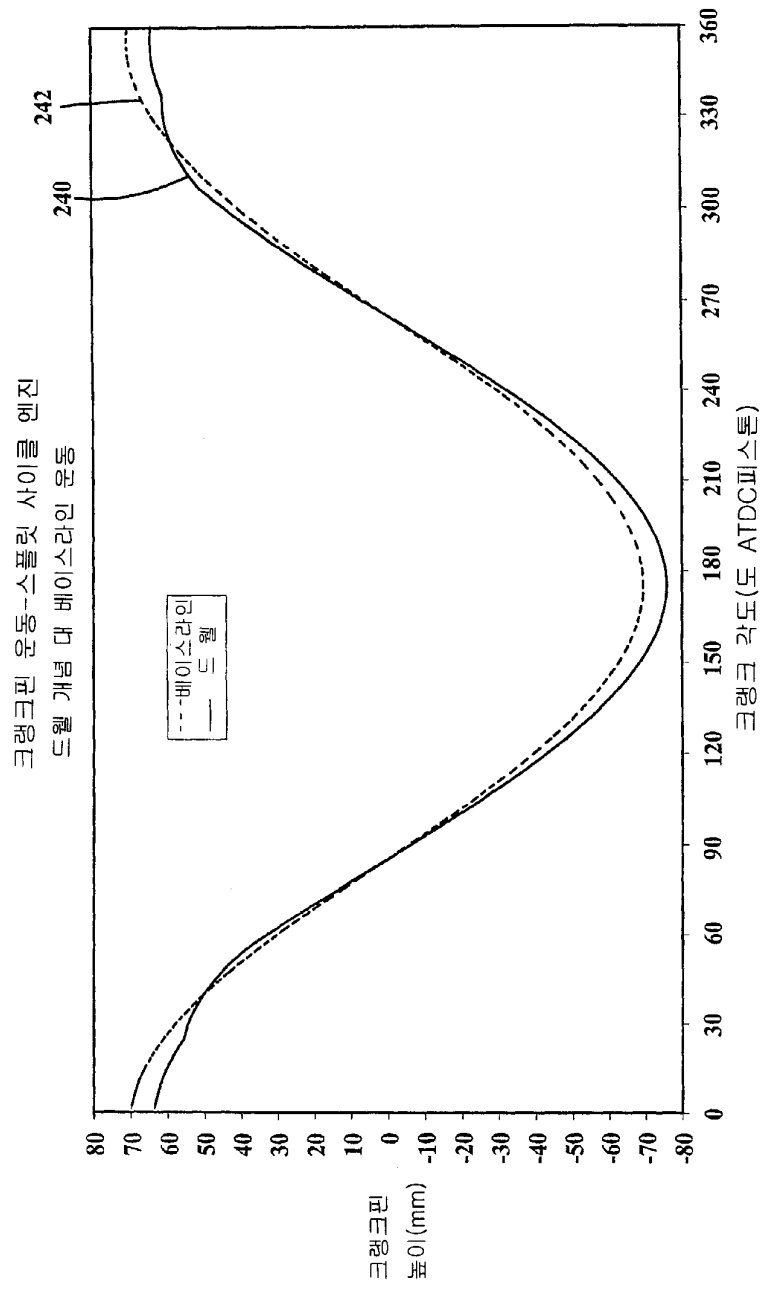
도면12



도면13

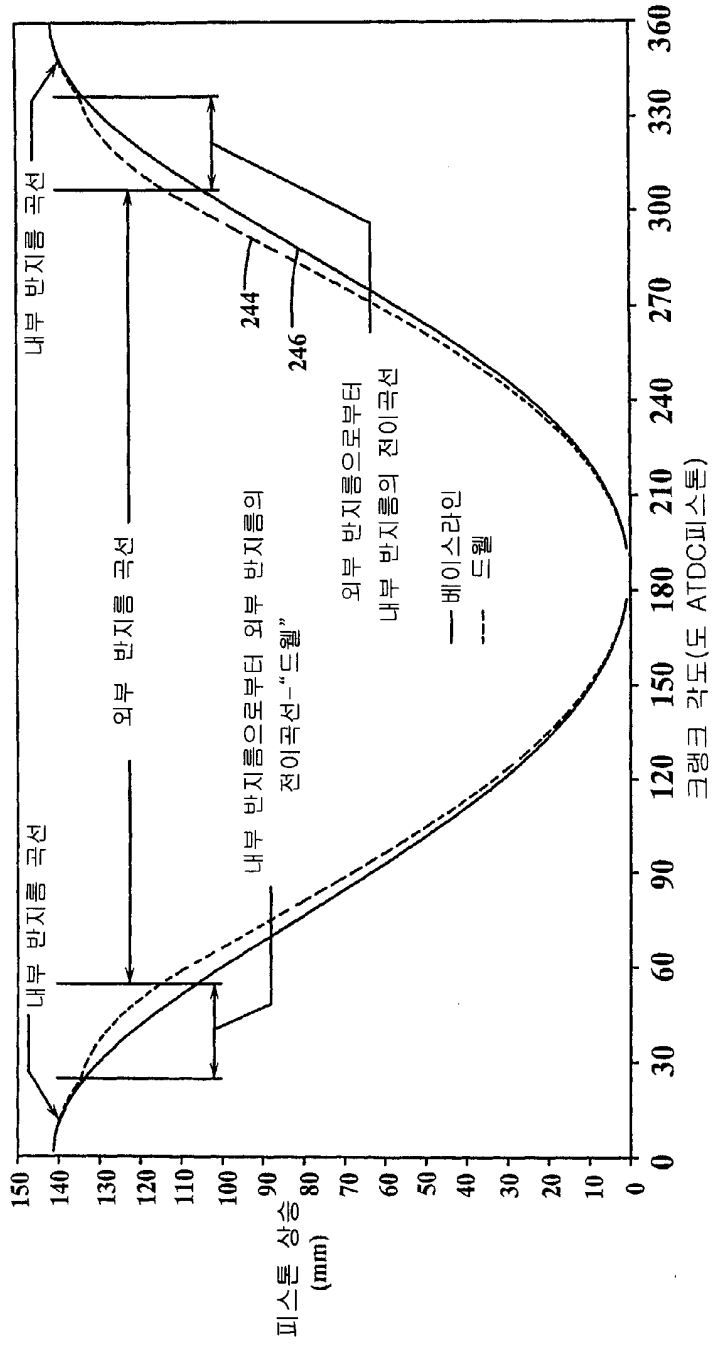


도면14



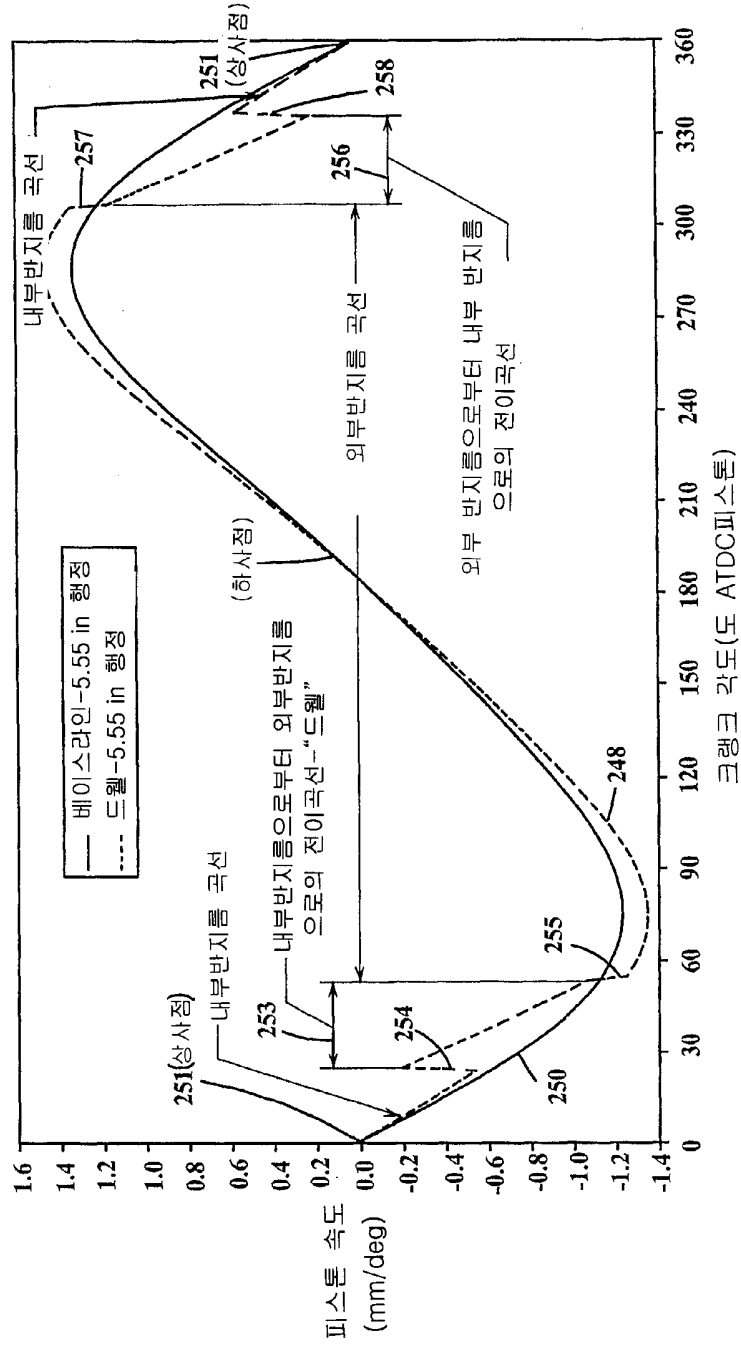
도면15

팬창 피스톤 운동-스플릿-사이클 엔진
드웰 개념 대 베이스라인 운동



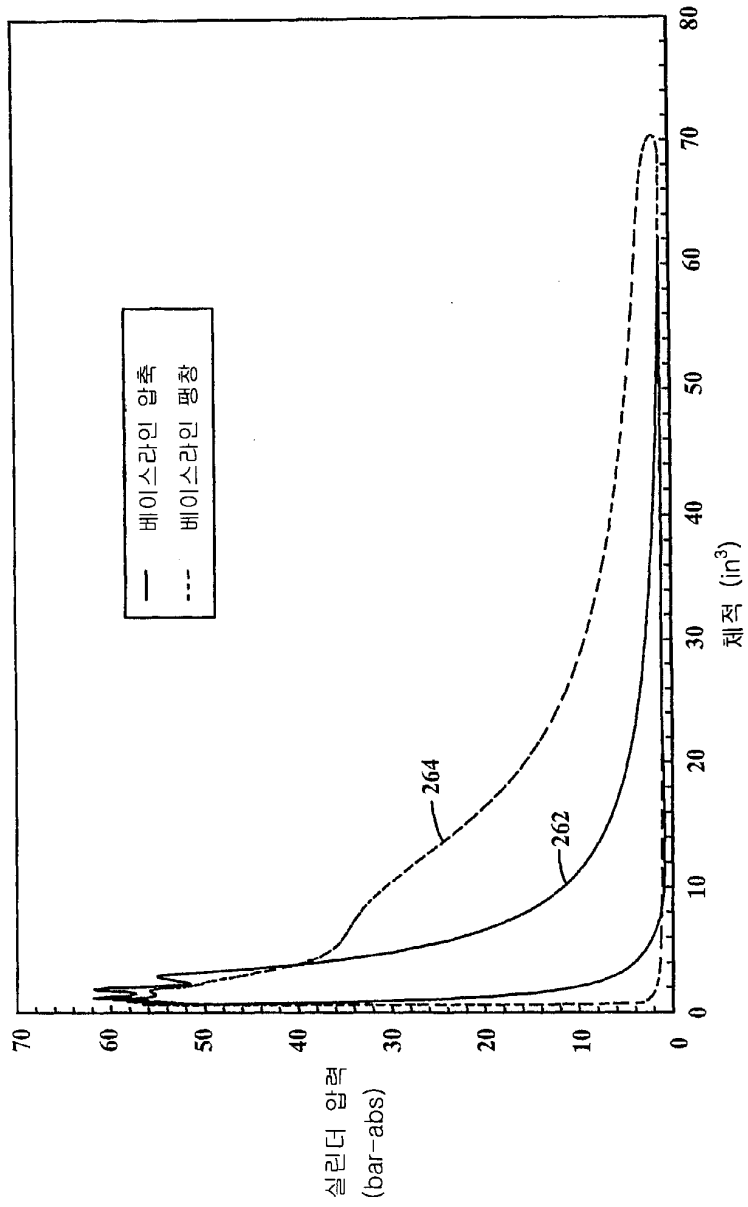
도면16

평형 피스톤 운동-스플릿-사이클 엔진
베이스라인 및 드웰개념



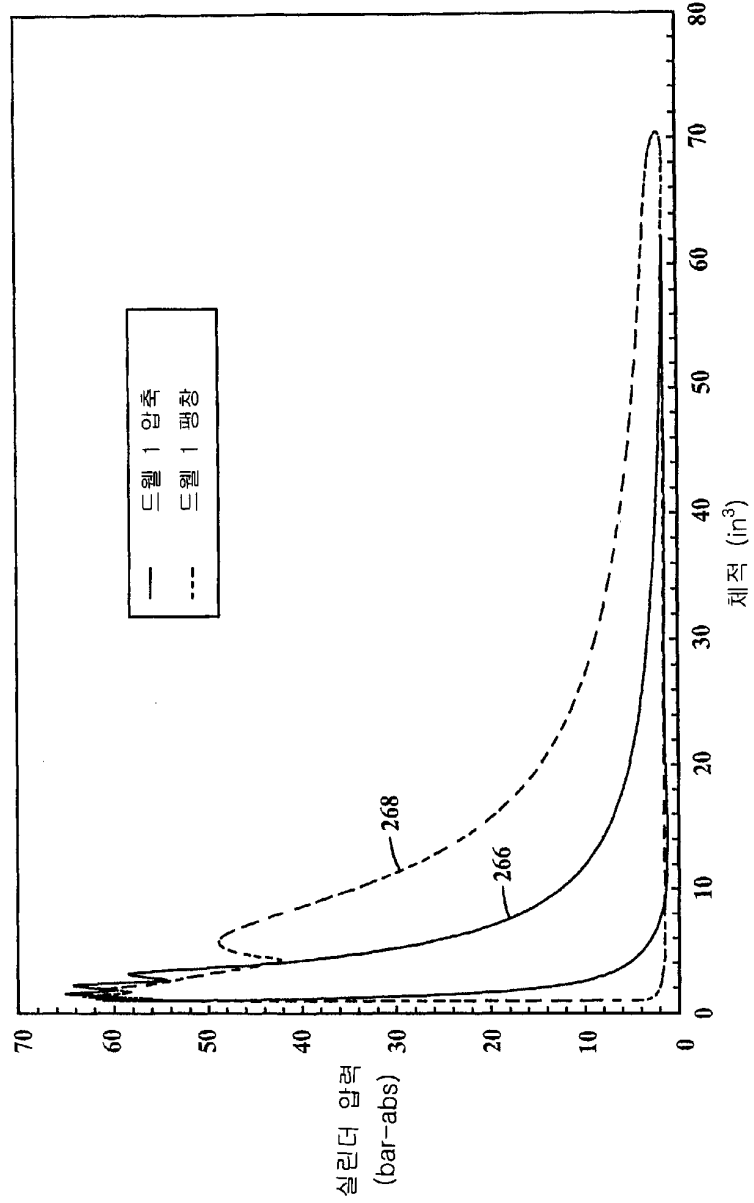
도면17a

암력-부피도-드웰 피스톤 운동 대 베이스라인
22도 10-90% 연소지속시간



도면17b

압력 부피도-드웰 피스톤 운동 대 베이스라인
22도 10-90% 연소 지속기간



도면18

