



(19) 대한민국특허청(KR)

(12) 등록특허공보(B1)

(45) 공고일자 2017년02월16일

(11) 등록번호 10-1707599

(24) 등록일자 2017년02월10일

(51) 국제특허분류(Int. Cl.)

F02G 1/043 (2006.01) *F02G 1/053* (2006.01)

(21) 출원번호 10-2012-7003406

(22) 출원일자(국제) 2010년07월12일

심사청구일자 2015년07월08일

(85) 번역문제출일자 2012년02월08일

(65) 공개번호 10-2012-0090938

(43) 공개일자 2012년08월17일

(86) 국제출원번호 PCT/CA2010/001092

(87) 국제공개번호 WO 2011/003207

국제공개일자 2011년01월13일

(30) 우선권주장

61/213,760 2009년07월10일 미국(US)

(56) 선행기술조사문헌

KR1020020090623 A

(73) 특허권자

에탈럼 인코포레이티드

캐나다 브리티시 컬럼비아 브이5와이 1엠7 밴쿠버
스위트 400 62 웨스트 8 애비뉴

(72) 발명자

스타이너 토머스 월터

캐나다 브리티시 컬럼비아 브이5씨 1티7 버너비
노스 맥도널드 애비뉴 110

미다흐 드 샤흐동 브리악

캐나다 브리티시 컬럼비아 브이5티 2지2 밴쿠버
1042 이스트 11 애비뉴

카네마루 타카오

캐나다 브리티시 컬럼비아 브이3씨 1에이치1 포트
코퀴틀럼 오드리 드라이브 2106

(74) 대리인

방해철, 김용인

전체 청구항 수 : 총 30 항

심사관 : 이택상

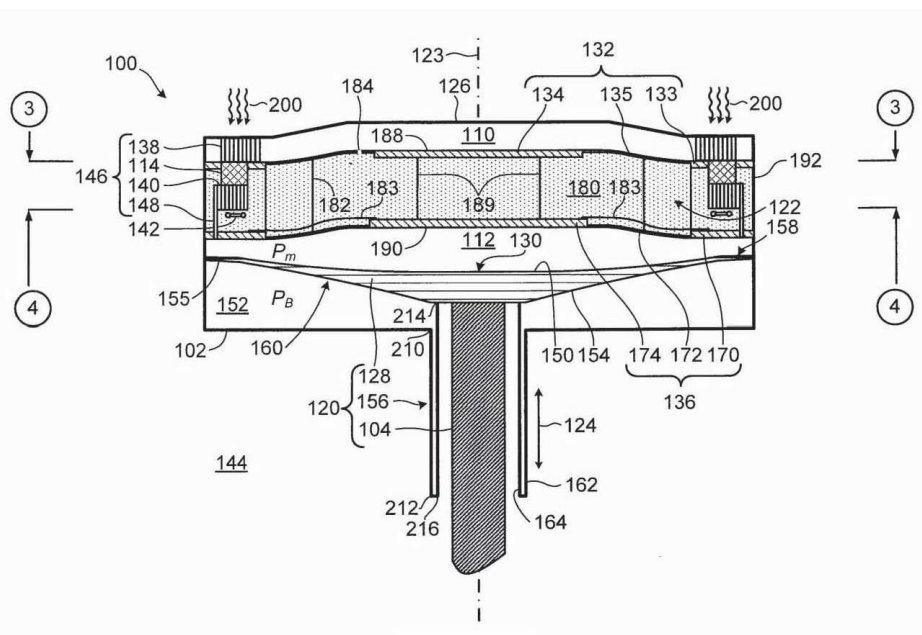
(54) 발명의 명칭 열에너지 및 기계에너지 간에 변환을 위한 스테링 사이클 트랜스듀서

(57) 요약

본 발명의 기기는 하우징과, 상기 하우징에 배치되고 압축챔버의 부피를 변화시키도록 동작할 수 있는 적어도 제 1 인터페이스를 갖는 압축챔버와, 상기 하우징에 배치되고 팽창챔버의 부피를 변화시키도록 동작할 수 있는 제 2 인터페이스를 갖는 팽창챔버와, 상기 압축챔버와 팽창챔버 각각과 유체 소통하는 축열기를 포함한다. 상기 축열

(뒷면에 계속)

대표도



기는 번갈아 축열기를 통해 제 1 방향으로 흐르는 가스로부터 열에너지를 받고 축열기를 통해 제 1 방향에 반대 방향으로 흐르는 가스에 열에너지를 전달하도록 동작될 수 있다. 압축챔버, 팽창챔버 및 축열기는 함께 가압 동작가스를 포함하기 위한 동작 부피를 정의한다. 각각의 제 1 및 제 2 인터페이스는 트랜스듀서 축과 정렬된 방향으로 왕복운동하게 구성되며, 상기 왕복운동은 팽창챔버와 압축챔버 간에 동작가스의 주기적 교환을 야기하도록 동작될 수 있다. 일태양으로, 상기 제 1 및 제 2 인터페이스 중 적어도 하나는 탄성 다이어프램과, 상기 다이어프램과 하우징 간에 결합된 실린더형 튜브 스프링을 구비하고, 상기 튜브 스프링은 상기 제 1 및 제 2 인터페이스 중 적어도 하나가 소정의 자연 주파수를 갖게 하도록 다이어프램에 의해 튜브 스프링에 부과된 힘에 응답해 트랜스듀서 축과 전체적으로 정렬된 방향으로 탄성적으로 변형하도록 구성된다. 또 다른 태양으로, 기기는 팽창챔버와 통하는 제 1 열교환기와, 압축챔버와 통하는 제 2 열교환기를 포함하고, 축열기가 상기 제 1 및 제 2 열교환기 사이에 배치되며, 제 1 및 제 2 열교환기 각각은 트랜스듀서 축에 대해 하우징내에서 외주에 배치되고 각각의 챔버로 또는 챔버로부터 나와 흐르는 동작가스를 받고 축열기를 통해 동작가스 흐름을 재지향하도록 구성된다.

명세서

청구범위

청구항 1

열에너지와 기계 에너지 간에 변환을 위한 스테링 사이클 트랜스듀서 기기로서,

하우징과,

상기 하우징에 배치되고 압축챔버의 부피를 변화시키도록 동작할 수 있는 적어도 제 1 인터페이스를 갖는 압축 챔버와,

상기 하우징에 배치되고 적어도 팽창챔버의 부피를 변화시키도록 동작할 수 있는 제 2 인터페이스를 갖는 팽창 챔버와,

상기 압축챔버와 팽창챔버 각각과 유체 소통하는 축열기를 구비하고,

상기 축열기는 번갈아 축열기를 통해 제 1 방향으로 흐르는 가스로부터 열에너지를 받고 축열기를 통해 제 1 방향에 반대방향으로 흐르는 가스에 열에너지를 전달하도록 동작될 수 있으며, 상기 축열기는 압축챔버 및 팽창챔버와 함께 가압 동작가스를 포함하기 위한 동작 부피를 정의하고,

각각의 제 1 및 제 2 인터페이스는 트랜스듀서 축과 정렬된 방향으로 왕복운동하게 구성되며, 상기 왕복운동은 팽창챔버와 압축챔버 간에 동작가스의 주기적 교환을 야기하도록 동작될 수 있고,

상기 제 1 및 제 2 인터페이스 중 적어도 하나는

탄성 다이어프램과,

상기 다이어프램과 하우징 간에 결합된 실린더형 튜브 스프링을 구비하고,

상기 튜브 스프링은 상기 제 1 및 제 2 인터페이스 중 적어도 하나가 소정의 자연 주파수를 갖게 하도록 다이어프램에 의해 튜브 스프링에 부과된 힘에 응답해 트랜스듀서 축과 전체적으로 정렬된 방향으로 탄성적으로 변형하도록 구성되는 스테링 사이클 트랜스듀서 기기.

청구항 2

제 1 항에 있어서,

제 1 인터페이스는 탄성 다이어프램을 구비하고, 제 2 인터페이스는 팽창챔버와 압축챔버 사이에 배치된 디스플레이서를 구비하며, 제 2 인터페이스의 왕복운동은 팽창챔버와 압축챔버 모두의 체적을 가변시키도록 동작될 수 있는 스테링 사이클 트랜스듀서 기기.

청구항 3

제 2 항에 있어서,

디스플레이서의 제 1 표면과 하우징의 벽 사이에 팽창챔버가 정의되고, 디스플레이서의 제 1 표면은 상기 디스플레이서의 왕복운동을 허용하도록 구성된 만곡부를 구비하며, 벽의 중심부는 디스플레이서의 왕복운동을 수용하기 위해 벽의 외주부에 대해 디스플레이서로부터 트랜스듀서 축을 따라 오프셋되는 스테링 사이클 트랜스듀서 기기.

청구항 4

제 2 항에 있어서,

압축챔버는 디스플레이서의 제 2 표면과 다이어프램 사이에 정의되고, 디스플레이서의 제 2 표면은 상기 디스플레이서의 왕복운동을 허용하도록 구성된 만곡부를 구비하며, 다이어프램의 중심부는 디스플레이서의 왕복운동을 수용하기 위해 다이어프램의 외주부에 대해 트랜스듀서 축을 따라 오프셋되는 스테링 사이클 트랜스듀서 기기.

청구항 5

제 2 항에 있어서,
디스플레이서는 만곡부를 구비하고,
상기 만곡부는
외주부와,
중심부와,
상기 외주부 및 중심부 사이에 뻗어 있는 중간 가요부를 구비하고,
상기 가요부는 디스플레이서의 왕복운동 동안 중간 가요부에 실질적으로 만곡이 발생하도록 구성되는 스테링 사이클 트랜스듀서 기기.

청구항 6

제 5 항에 있어서,
외주부, 중간 가요부, 및 중심부가 함께 만곡부에 대한 두께 프로파일을 정의하고, 상기 두께 프로파일은 만곡부가 유효면적을 갖게 해 디스플레이서의 왕복운동이 소정 위상각에 의해 제 1 인터페이스의 왕복운동과 역위상이 되게 하고 원하는 진폭을 갖도록 선택되며, 유효면적은 왕복운동 동안 만곡부의 변형으로 인해 만곡부의 물리적 면적보다 적은 스테링 사이클 트랜스듀서 기기.

청구항 7

제 6 항에 있어서,
만곡부의 두께 프로파일은 기기의 상보적인 왕복 진동이 없는 상태에서 소정의 위상각에서 디스플레이서에 왕복운동을 부과하도록 만곡부가 유효면적을 갖게 선택되는 스테링 사이클 트랜스듀서 기기.

청구항 8

제 5 항에 있어서,
만곡부는 팽창챔버의 부피를 가변시키도록 동작될 수 있는 제 1 만곡부를 구비하고, 디스플레이서는 압축챔버의 부피를 가변시키도록 동작될 수 있는 제 2 만곡부를 더 구비하며, 상기 제 1 및 제 2 만곡부는 서로 이격되어 있고 대응하는 왕복운동을 하게 구성되고, 제 2 만곡부는
외주부와,
중심부와,
상기 외주부 및 중심부 사이에 뻗어 있는 중간 가요부를 구비하고,
상기 중간 가요부는 왕복운동 동안 중간 가요부에 실질적으로 굴곡이 발생하도록 구성되는 스테링 사이클 트랜스듀서 기기.

청구항 9

제 8 항에 있어서,
제 1 및 제 2 만곡부 사이에 배치된 절연재료를 더 구비하고, 상기 절연재료는 팽창챔버와 압축챔버 사이에 열절연재를 제공하도록 동작될 수 있는 스테링 사이클 트랜스듀서 기기.

청구항 10

제 8 항에 있어서,
제 1 및 제 2 만곡부는 사이에 절연 공간을 정의하며, 상기 절연 공간은 동작 가스보다 낮은 열전도도를 갖는 절연가스를 받도록 동작될 수 있는 스테링 사이클 트랜스듀서 기기.

청구항 11

제 8 항에 있어서,

외주부, 중간 가요부, 및 중심부가 함께 각각의 제 1 및 제 2 만곡부에 대한 두께 프로파일을 정의하고, 상기 제 1 및 제 2 만곡부 중 적어도 하나의 두께 프로파일은 만곡부가 유효면적을 갖게 해 디스플레이서의 왕복운동이 소정 위상각에 의해 제 1 인터페이스의 왕복운동과 역위상이도록 선택되며, 유효면적은 왕복운동 동안 만곡부의 변형으로 인해 제 1 및 제 2 만곡부의 물리적 면적보다 적은 스테링 사이클 트랜스듀서 기기.

청구항 12

제 8 항에 있어서,

제 1 만곡 및 제 2 만곡부 사이에 뻗어 있는 지지체를 더 구비하고, 상기 지지체는 제 1 및 제 2 만곡부를 결합시키도록 동작될 수 있는 스테링 사이클 트랜스듀서 기기.

청구항 13

제 12 항에 있어서,

지지체는

각각의 제 1 및 제 2 만곡의 중심부와,

상기 각각의 제 1 및 제 2 만곡부의 중간 가요부 중 적어도 하나에 배치되는 스테링 사이클 트랜스듀서 기기.

청구항 14

제 1 항에 있어서,

튜브 스프링은 가압 동작가스를 포함하기 위해 배치된 적어도 일부분을 포함하는 스테링 사이클 트랜스듀서 기기.

청구항 15

제 1 항에 있어서,

튜브 스프링은

제 1 및 제 2 단부를 갖고 상기 제 1 단부는 하우징에 결합되는 외부 실린더형 벽과,

상기 외부 실린더형 벽내에 동축으로 배치되고 상기 외부 실린더형 벽의 제 2 단부와 다이어프램 사이에 결합되는 내부 실린더형 벽을 구비하는 스테링 사이클 트랜스듀서 기기.

청구항 16

제 1 항에 있어서,

동작가스는 다이어프램의 제 1 표면으로 향하고 튜브 스프링은 다이어프램의 제 2 표면, 하우징 및 튜브 스프링 사이에 바운스 챔버를 정의하기 위해 다이어프램의 제 2 표면과 하우징 사이에 결합되며, 바운스 챔버는 다이어프램의 제 2 표면을 향하는 가스 부피를 포함하도록 동작될 수 있는 스테링 사이클 트랜스듀서 기기.

청구항 17

제 1 항에 있어서,

튜브 스프링은 보어를 구비하고 다이어프램에 기계적으로 결합되며 상기 튜브 스프링의 보어내에서 밖으로 뻗어 있는 로드를 더 구비하고, 상기 로드는 전자기계적 트랜스듀서에 상기 트랜스듀서의 결합을 용이하게 하도록 동작되는 스테링 사이클 트랜스듀서 기기.

청구항 18

제 1 항에 있어서,

튜브 스프링의 벽에 배치된 스트레인 게이지를 더 구비하고, 상기 스트레인 게이지는 왕복운동 동안 튜브 스프링의 벽에 순간 스트레인을 나타내는 시간가변 스트레인 신호를 발생하도록 동작가능하게 구성되며, 상기 시간가변 스트레인은 다이어프램의 왕복운동의 진폭에 비례하고, 시간 가변 스트레인 신호의 평균값은 평균 정적 동작가스 압력에 또한 비례하는 스테링 사이클 트랜스듀서 기기.

청구항 19

제 1 항에 있어서,

다이어프램은 무한 피로수명의 동작에 가능한 재료를 구비하고, 다이어프램은 다이어프램을 가로지르는 스트레스 집중이 재료에 대한 피로 임계한계 미만으로 줄어들게 하도록 선택되는 다이어프램을 가로지르는 두께 프로파일을 갖는 스테링 사이클 트랜스듀서 기기.

청구항 20

제 1 항에 있어서,

동작가스는 다이어프램의 제 1 표면을 향하고 다이어프램의 제 2 표면을 향하는 가압가스 부피를 담기 위한 바운스 챔버를 더 구비하며 바운스 챔버의 부피는 왕복운동 동안 다이어프램이 지나간 스윙 부피보다 충분히 더 크도록 선택되어 바운스 챔버내 가압 진동이 줄어들도록써 바운스 챔버내 가스 부피에 대한 히스테리시스 손실이 줄어들며 팽창 및 압축챔버내 동작가스와 바운스 챔버내 가스 부피 간에 가스 소통을 용이하게 하기 위한 균등도관을 더 구비하고, 상기 균등도관은 트랜스듀서 기기의 동작 주파수에 해당하는 시간주기 동안 상당한 가스 소통을 막기 위해 충분히 협소해지면서 바운스 챔버내 가스 부피와 동작 가스 간에 정적 압력 균등을 허용하는 크기로 되는 스테링 사이클 트랜스듀서 기기.

청구항 21

제 1 항에 있어서,

팽창챔버는 상기 팽창챔버내 동작가스의 온도를 높이기 위해 외부 소스로부터 열에너지를 받도록 구성되고,

제 1 및 제 2 인터페이스 중 적어도 하나의 왕복운동은 번갈아

팽창챔버내 온도가 증가된 동작가스가 축열기를 지나게 하여 이로써 압축챔버로 흐르는 동작가스의 온도를 낮추며,

압축챔버내 온도가 줄어든 동작가스가 축열기를 지나게 하여 이로써 팽창챔버로 흐르는 동작가스의 온도를 높이고,

제 1 및 제 2 인터페이스 중 적어도 하나의 왕복운동은 동작가스의 평균온도가 높아질 경우 동작가스의 팽창과 동작가스의 평균온도가 낮아질 경우 동작가스의 압축을 용이하게 하고,

제 1 및 제 2 인터페이스 중 적어도 하나는 인터페이스에 결합된 전자기계 트랜스듀서를 구비하고, 상기 전자기계 트랜스듀서는 인터페이스로부터 기계적 에너지를 받고 상기 기계적 에너지를 전기 에너지로 변환시키도록 동작가능하게 구성되는 스테링 사이클 트랜스듀서 기기.

청구항 22

제 1 항에 있어서,

제 1 및 제 2 인터페이스 중 적어도 하나는 인터페이스에 왕복운동을 부과하기 위해 상기 인터페이스에 결합된 전자기계 트랜스듀서를 구비하고,

상기 제 1 및 제 2 인터페이스 중 적어도 하나의 왕복운동은 번갈아 압축챔버내 동작가스가 축열기를 지나게 하여 이로써 팽창축챔버로 흐르는 동작가스의 온도를 낮추며,

팽창챔버내 동작가스가 축열기를 지나게 하여 이로써 압축챔버로 흐르는 동작가스의 온도를 높이고,

제 1 및 제 2 인터페이스 중 적어도 하나의 왕복운동은 동작가스의 평균온도가 높아질 경우 동작가스의 압축과 동작가스의 평균온도가 낮아질 경우 동작가스의 팽창을 용이하게 함으로써 팽창챔버가 압축챔버에 대해 냉각되게 하는 스테링 사이클 트랜스듀서 기기.

청구항 23

제 1 항에 있어서,

팽창챔버와 통하는 제 1 열교환기와,

압축챔버와 통하는 제 2 열교환기를 더 구비하고,

축열기는 제 1 및 제 2 열교환기 사이에 배치되며,

제 1 및 제 2 열교환기 각각은 트랜스듀서 측에 대해 하우징내에서 외주에 배치되며 각각의 챔버로 또는 챔버로부터 나와 흐르는 동작가스를 받고 축열기를 통해 동작가스 흐름을 제지향시키도록 구성되는 스테링 사이클 트랜스듀서 기기.

청구항 24

제 23 항에 있어서,

제 1 및 제 2 열교환기 각각은 높이보다 더 큰 횡 범위를 갖고 열교환기를 통해 전반적으로 횡방향으로 가스 흐름을 야기하도록 구성되는 스테링 사이클 트랜스듀서 기기.

청구항 25

제 24 항에 있어서,

제 1 및 제 2 열교환기 각각은 축열기와 통하는 실질적으로 횡으로 뻗어 있는 인터페이스를 구비하고, 동작가스의 제지향은 인터페이스 가까이에서 발생하는 스테링 사이클 트랜스듀서 기기.

청구항 26

제 23 항에 있어서,

제 1 및 제 2 열교환기 중 적어도 하나와 열적으로 통하게 배치된 열수송도관을 더 구비하고, 상기 열수송도관은 외부 환경과 제 1 및 제 2 열교환기 중 적어도 하나 사이에 열을 수송하기 위한 열교환 유체를 전달하도록 구성되는 스테링 사이클 트랜스듀서 기기.

청구항 27

제 23 항에 있어서,

팽창챔버는 충분한 열 절연을 제공하도록 치수 제어된 절연벽에 의해 압축챔버로부터 분리되어 팽창챔버와 압축챔버 사이에 열전달을 줄이고,

팽창챔버와 제 1 열교환기; 또는

압축챔버와 제 2 열교환기 중 적어도 하나 사이에 동작가스를 보내기 위한 적어도 하나의 접근도관을 더 포함하는 스테링 사이클 트랜스듀서 기기.

청구항 28

제 1 항에 있어서,

트랜스듀서 기기는 열에너지와 기계 에너지 간에 변환을 위해 사용되고 팽창챔버는 팽창챔버 벽을 구비하며,

상기 팽창챔버는

높은 열전도도의 벽과,

상기 벽과 하우징 사이에 뻗어 있는 낮은 열전도도의 절연 스페이서를 구비하며,

상기 높은 열전도도의 벽은 낮은 열전도도의 절연 스페이서보다 높은 열전도도를 가지는 스테링 사이클 트랜스듀서 기기.

청구항 29

제 28 항에 있어서,

높은 열전도도의 벽은 높은 열전도도를 갖는 제 1 실리콘 카바이드 재료 조성물을 포함하고, 낮은 열 전도도의 절연 스페이서는 낮은 열전도도를 갖는 제 2 실리콘 카바이드 재료 조성물을 포함하는 스테링 사이클 트랜스듀서 기기.

청구항 30

제 28 항에 있어서,

높은 열전도도의 벽은 인장시보다는 압축시 더 큰 강도를 갖는 재료를 포함하고, 상기 벽은 동작시 벽이 압축 스트레스를 받도록 돔형태로 제조되는 스테링 사이클 트랜스듀서 기기.

청구항 31

삭제

청구항 32

삭제

청구항 33

삭제

청구항 34

삭제

청구항 35

삭제

청구항 36

삭제

청구항 37

삭제

청구항 38

삭제

청구항 39

삭제

청구항 40

삭제

청구항 41

삭제

청구항 42

삭제

청구항 43

삭제

청구항 44

삭제

청구항 45

삭제

청구항 46

삭제

청구항 47

삭제

청구항 48

삭제

청구항 49

삭제

청구항 50

삭제

청구항 51

삭제

청구항 52

삭제

청구항 53

삭제

청구항 54

삭제

청구항 55

삭제

청구항 56

삭제

청구항 57

삭제

청구항 58

삭제

청구항 59

삭제

청구항 60

삭제

청구항 61

삭제

청구항 62

삭제

청구항 63

삭제

청구항 64

삭제

청구항 65

삭제

청구항 66

삭제

청구항 67

삭제

청구항 68

삭제

청구항 69

삭제

청구항 70

삭제

발명의 설명

기술 분야

[0001] 본 발명은 트랜스듀서에 관한 것으로, 보다 상세하게는 열에너지를 기계에너지로 또는 기계에너지를 열에너지로 변환하기 위한 스테링 사이클 트랜스듀서에 관한 것이다.

배경 기술

[0002] 스테링 사이클 열엔진 및 열펌프는 1816년으로 거슬러 올라가며 다른 많은 형태로 제작되었다. 이런 스테링 사이클 장치의 가능한 이점은 고효율 및 고신뢰도를 포함한다. 스테링 엔진의 채택은 부분적으로 고온 재료들의 원가와, 고압 및 고온 왕복 또는 회전 가스꼴의 제조상 어려움으로 제한되었다. 더욱이, 내연기관에 비해 상대적으로 큰 열교환 및 낮은 비출력(specific power)에 대한 필요성도 또한 스테링 엔진의 광범위한 채택을 제한하였다. 비출력은 질량, 부피 또는 면적단위 당 출력을 말하며, 낮은 비출력으로 인해 소정의 출력에 대해 엔진의 재료비가 더 커진다.

[0003] 열음향학적 열기관(Thermoacoustic heat engines)이 가장 최근의 개발이며, 스테링 엔진 분석에서 종종 행해지는 동작가스의 관성이 무시될 수 없다. 열음향학적 열기관 설계에서, 가스의 관성이 고려되어야 하며 엔진에서

튜닝 공진기 튜브의 사용을 지시하고 결과적으로 상대적으로 비출력이 낮아질 수 있다. 그러나, 불행히도 적절한 동작시 음파의 파장이 너무 길어 컴팩트한 엔진이 가능하지 않으며 결과적으로 비출력이 상대적으로 낮아지게 된다. 하지만, 열음향학적 기관은 종래 스테어링 엔진보다 기계적으로 더 간단하고 슬라이딩 또는 회전 고압셀을 필요로 하지 않는다.

발명의 내용

해결하려는 과제

[0004] 스테어링 엔진의 한가지 가능한 변형은 다이어프램(diaphragm)의 만곡부가 종래 스테어링 엔진에서 슬라이딩 피스톤을 대체하고 이에 따라 마찰 및 마모를 줄이는 다이어프램 엔진이다. 여러 다이어프램 엔진들이 제안되고 만들어졌으나, 일반적으로 비출력이 낮다(즉, 부피당 발생된 출력이 낮다). 향상된 열엔진 및 열펌프 및 보다 상세하게는 향상된 다이어프램 열엔진 및 열펌프에 대한 전반적 필요성이 남아 있다.

과제의 해결 수단

[0005] 본 발명의 일태양에 따르면 열에너지와 기계 에너지 간에 변환을 위한 스테어링 사이클 트랜스듀서 기기가 제공된다. 상기 기기는 하우징과, 상기 하우징에 배치되고 압축챔버의 부피를 변화시키도록 동작할 수 있는 적어도 제 1 인터페이스를 갖는 압축챔버와, 상기 하우징에 배치되고 팽창챔버의 부피를 변화시키도록 동작할 수 있는 제 2 인터페이스를 갖는 팽창챔버와, 상기 압축챔버와 팽창챔버 각각과 유체 소통하는 축열기를 포함한다. 상기 축열기는 번갈아 축열기를 통해 제 1 방향으로 흐르는 가스로부터 열에너지를 받고 축열기를 통해 제 1 방향에 반대방향으로 흐르는 가스에 열에너지를 전달하도록 동작될 수 있다. 압축챔버, 팽창챔버 및 축열기는 함께 가압 동작가스를 포함하기 위한 동작 부피를 정의한다. 각각의 제 1 및 제 2 인터페이스는 트랜스듀서 축과 정렬된 방향으로 왕복운동하게 구성되며, 상기 왕복운동은 팽창챔버와 압축챔버 간에 동작가스의 주기적 교환을 야기하도록 동작될 수 있다. 상기 제 1 및 제 2 인터페이스 중 적어도 하나는 탄성 다이어프램과, 상기 다이어프램과 하우징 간에 결합된 실린더형 튜브 스프링을 구비하고, 상기 튜브 스프링은 상기 제 1 및 제 2 인터페이스 중 적어도 하나가 소정의 자연 주파수를 갖게 하도록 다이어프램에 의해 튜브 스프링에 부과된 힘에 응답해 트랜스듀서 축과 전체적으로 정렬된 방향으로 탄성적으로 변형하도록 구성된다.

[0006] 상기 제 1 및 제 2 인터페이스 각각은 탄성 다이어프램을 포함할 수 있다.

[0007] 상기 제 1 및 제 2 인터페이스 각각은 적어도 약 250Hz의 자연 주파수로 왕복운동하게 구성될 수 있다.

[0008] 가압 동작가스는 적어도 약 3MPa의 정적 압력을 가질 수 있다.

[0009] 제 1 인터페이스는 탄성 다이어프램을 포함할 수 있고 제 2 인터페이스는 팽창챔버와 압축챔버 간에 배치된 디스플레이서를 포함할 수 있으며, 제 2 인터페이스의 왕복운동은 팽창챔버와 압축챔버 모두의 부피를 가변시키도록 동작될 수 있다.

[0010] 기기는 트랜스듀서 기기를 장착하기 위한 마운팅을 포함할 수 있고, 상기 마운팅은 소정의 위상각도로 디스플레이서에 왕복운동을 부과하도록 트랜스듀서 축 방향으로 기기의 상보적인 왕복진동을 허용하도록 동작가능하게 구성된다.

[0011] 디스플레이서의 제 1 표면과 하우징의 벽 사이에 팽창챔버가 정의될 수 있고, 디스플레이서의 제 1 표면은 상기 디스플레이서의 왕복운동을 허용하도록 구성된 만곡부를 구비할 수 있으며, 벽의 중심부는 디스플레이서의 왕복운동을 수용하기 위해 벽의 외주부에 대해 디스플레이서로부터 트랜스듀서 축을 따라 오프셋될 수 있다.

[0012] 압축챔버는 디스플레이서의 제 2 표면과 다이어프램 사이에 정의될 수 있고, 디스플레이서의 제 2 표면은 상기 디스플레이서의 왕복운동을 허용하도록 구성된 만곡부를 포함할 수 있으며, 다이어프램의 중심부는 디스플레이서의 왕복운동을 수용하기 위해 다이어프램의 외주부에 대해 디스플레이서로부터 트랜스듀서 축을 따라 오프셋될 수 있다.

[0013] 디스플레이서는 만곡부를 포함할 수 있고, 상기 만곡부는 외주부와, 중심부와, 상기 외주부 및 중심부 사이에 뻗어 있는 중간 가요부를 구비하고, 상기 가요부는 디스플레이서의 왕복운동 동안 중간 가요부에 실질적으로 굴곡이 발생하도록 구성된다.

[0014] 만곡부의 중간 가요부는 중심부 가까이에서 두께가 증가하고 중심부에서 멀리 두께가 줄어들게 테이퍼질 수 있다.

- [0015] 외주부, 중간 가요부, 및 중심부가 함께 만곡부에 대한 두께 프로파일을 정의할 수 있고, 상기 두께 프로파일은 만곡부가 유효면적을 갖게 해 디스플레이서의 왕복운동이 소정 위상각에 의해 제 1 인터페이스의 왕복운동과 역위상이도록 선택되며, 유효면적은 왕복운동 동안 만곡부의 변형으로 인해 만곡부의 물리적 면적보다 적다.
- [0016] 만곡부의 두께 프로파일은 기기의 상보적인 왕복 진동이 없는 상태에서 소정의 위상각에서 디스플레이서에 왕복운동을 부과하도록 만곡부가 유효면적을 갖게 선택될 수 있다.
- [0017] 만곡부는 팽창챔버의 부피를 가변시키도록 동작될 수 있는 제 1 만곡을 구비하고, 디스플레이서는 압축챔버의 부피를 가변시키도록 동작될 수 있는 제 2 만곡을 더 구비하며, 상기 제 1 및 제 2 만곡은 서로 이격되어 있고 대응하는 왕복운동을 하게 구성되고, 제 2 만곡은 외주부와, 중심부와, 상기 외주부 및 중심부 사이에 뻗어 있는 중간 가요부를 구비하고, 상기 중간 가요부는 왕복운동 동안 중간 가요부에 실질적으로 굴곡이 발생하도록 구성된다.
- [0018] 제 1 및 제 2 만곡 중 적어도 하나의 중간 가요부는 중심부 가까이에서 두께가 증가하고 중심부에서 멀리 두께가 줄어들게 테이퍼질 수 있다.
- [0019] 기기는 제 1 및 제 2 만곡 사이에 배치된 절연재료를 포함할 수 있고, 상기 절연재료는 팽창챔버와 압축챔버 사이에 열절연체를 제공하도록 동작될 수 있다.
- [0020] 제 1 및 제 2 만곡은 사이에 절연 공간을 정의하며, 상기 절연 공간은 동작 가스보다 낮은 열전도도를 갖는 절연가스를 받도록 동작된다.
- [0021] 절연가스는 아르곤, 크립톤 및 크세논으로 구성된 그룹에서 선택된 가스를 포함할 수 있다.
- [0022] 외주부, 중간 가요부, 및 중심부가 함께 각각의 제 1 및 제 2 만곡에 대한 두께 프로파일을 정의할 수 있고, 상기 제 1 및 제 2 만곡 중 적어도 하나의 두께 프로파일은 만곡부가 유효면적을 갖게 해 디스플레이서의 왕복운동이 소정 위상각에 의해 제 1 인터페이스의 왕복운동과 역위상이도록 선택되며, 유효면적은 왕복운동 동안 주름의 변형으로 인해 만곡부의 물리적 면적보다 적다.
- [0023] 제 1 및 제 2 만곡 중 적어도 하나는 적어도 외주부와 중심부 사이에 뻗어 있는 추가 만곡부를 더 구비하고, 상기 추가 만곡부는 제 1 및 제 2 만곡 사이에 배치되고 상기 제 1 및 제 2 만곡 중 적어도 하나에 대한 경도를 높이도록 동작될 수 있다.
- [0024] 기기는 제 1 만곡 및 제 2 만곡 사이에 뻗어 있는 지지체를 포함할 수 있고, 상기 지지체는 제 1 및 제 2 만곡을 결합시키도록 동작될 수 있다.
- [0025] 지지체는 복수의 지지체들을 포함할 수 있다.
- [0026] 지지체는 환형 리브를 포함할 수 있다.
- [0027] 지지체는 각각의 제 1 및 제 2 만곡의 중심부와, 상기 각각의 제 1 및 제 2 만곡의 중간 가요부 중 적어도 하나에 배치될 수 있다.
- [0028] 제 1 및 제 2 만곡 각각은 무한 피로수명의 동작시 가용한 재료를 포함할 수 있다.
- [0029] 기기는 디스플레이서에 결합된 전자기계적 트랜스듀서를 더 구비하고, 상기 전자기계적 트랜스듀서는 팽창챔버와 압축챔버 사이에 동작가스의 주기적 교환을 야기하도록 디스플레이서에 기계적 에너지를 결합시키는 것과, 디스플레이서의 왕복운동을 댐핑시키기 위해 디스플레이서로부터 기계적 에너지를 결합시키는 것 중 하나를 위해 구성된다.
- [0030] 튜브 스프링은 가압 동작가스를 포함하기 위해 배치된 적어도 일부분을 포함할 수 있다.
- [0031] 튜브 스프링은 제 1 및 제 2 인터페이스 중 적어도 하나가 적어도 약 250Hz의 자연 주파수를 갖게 하도록 트랜스듀서 축과 정렬된 방향으로 충분한 경도를 제공하도록 구성될 수 있다.
- [0032] 튜브 스프링은 제 1 및 제 2 단부를 갖고 상기 제 1 단부는 하우징에 결합되는 외부 실린더형 벽과, 상기 외부 실린더형 벽내에 동축으로 배치되고 상기 외부 실린더형 벽의 제 2 단부와 다이어프램 사이에 결합되는 내부 실린더형 벽을 포함할 수 있다.
- [0033] 동작가스는 다이어프램의 제 1 표면으로 향하고 튜브 스프링은 다이어프램의 제 2 표면, 하우징 및 튜브 스프링 사이에 바운스 챔버를 정의하기 위해 다이어프램의 제 2 표면과 하우징 사이에 결합되며, 바운스 챔버는 다이어

프램의 제 2 표면을 향하는 가스 부피를 포함하도록 동작될 수 있다.

- [0034] 튜브 스프링은 보어를 포함할 수 있고 다이어프램에 기계적으로 결합되며 상기 튜브 스프링의 보어내에서 밖으로 뻗어 있는 로드를 더 포함할 수 있고, 상기 로드는 전자기계적 트랜스듀서에 상기 트랜스듀서의 결합을 용이하게 하도록 동작된다.
- [0035] 기기는 튜브 스프링의 벽에 배치된 스트레인 게이지를 포함할 수 있고, 상기 스트레인 게이지는 왕복운동 동안 튜브 스프링의 벽에 순간 스트레인을 나타내는 시간가변 스트레인 신호를 발생하도록 동작가능하게 구성되며, 상기 시간가변 스트레인은 다이어프램의 왕복운동의 진폭에 비례하고, 시간 가변 스트레인 신호의 평균값은 평균 정적 동작가스 압력에 또한 비례한다.
- [0036] 다이어프램은 무한 피로수명의 동작에 가능한 재료를 포함할 수 있고, 다이어프램은 다이어프램을 가로지르는 스트레스 집중이 재료에 대한 피로 임계한계 미만으로 줄어들게 하도록 선택될 수 있는 다이어프램을 가로지르는 두꺼운 프로파일을 가질 수 있다.
- [0037] 다이어프램은 외주부와, 상기 외주부의 두께보다 더 큰 두께를 갖는 중심부와, 상기 외주부와 상기 중심부 사이에 뻗어 있는 변환부를 포함할 수 있고, 상기 변환부는 외주부와 중심부 사이에서 전반적으로 두께가 증가한다.
- [0038] 동작가스는 다이어프램의 제 1 표면을 향할 수 있고 기기는 다이어프램의 제 2 표면을 향하는 가압가스 부피를 담기 위한 바운스 챔버를 더 포함할 수 있다.
- [0039] 바운스 챔버의 부피는 왕복운동 동안 다이어프램이 지나간 스윙 부피보다 충분히 더 크도록 선택되어 바운스 챔버내 가압 진동이 줄어들어서 바운스 챔버내 가스 부피에 대한 히스테리시스 손실이 줄어들 수 있다.
- [0040] 기기는 팽창 및 압축챔버내 동작가스와 바운스 챔버내 가스 부피 간에 가스 소통을 용이하게 하기 위한 균등도관을 포함할 수 있고, 상기 균등도관은 트랜스듀서 기기의 동작 주파수에 해당하는 시간주기 동안 상당한 가스 소통을 막기 위해 충분히 협소해지면서 바운스 챔버내 가스 부피와 동작 가스 간에 정적 압력 균등을 허용하는 크기로 된다.
- [0041] 팽창챔버는 상기 팽창챔버내 동작가스의 온도를 높이기 위해 외부 소스로부터 열에너지를 받도록 구성될 수 있고, 제 1 및 제 2 인터페이스 중 적어도 하나의 왕복운동은 번갈아 팽창챔버내 온도가 증가된 동작가스가 축열기를 지나게 하여 이로써 압축챔버로 흐르는 동작가스의 온도를 낮추며, 압축챔버내 온도가 줄어든 동작가스가 축열기를 지나게 하여 이로써 팽창챔버로 흐르는 동작가스의 온도를 높인다. 제 1 및 제 2 인터페이스 중 적어도 하나의 왕복운동은 동작가스의 평균온도가 높아질 경우 동작가스의 팽창과 동작가스의 평균온도가 낮아질 경우 동작가스의 압축을 용이하게 한다.
- [0042] 제 1 및 제 2 인터페이스 중 적어도 하나는 인터페이스에 결합된 전자기계 트랜스듀서를 구비하고, 상기 전자기계 트랜스듀서는 인터페이스로부터 기계적 에너지를 받고 상기 기계적 에너지를 전기 에너지로 변환시키도록 동작가능하게 구성된다.
- [0043] 제 1 및 제 2 인터페이스 중 적어도 하나는 인터페이스에 왕복운동을 부과하기 위해 상기 인터페이스에 결합된 전자기계 트랜스듀서를 구비하고, 상기 제 1 및 제 2 인터페이스 중 적어도 하나의 왕복운동은 번갈아 압축챔버내 동작가스가 축열기를 지나게 하여 이로써 압축챔버로 흐르는 동작가스의 온도를 낮추며, 팽창챔버내 동작가스가 축열기를 지나게 하여 이로써 팽창챔버로 흐르는 동작가스의 온도를 높인다. 제 1 및 제 2 인터페이스 중 적어도 하나의 왕복운동은 동작가스의 평균온도가 높아질 경우 동작가스의 압축과 동작가스의 평균온도가 낮아질 경우 동작가스의 팽창을 용이하게 함으로써 팽창챔버가 압축챔버에 대해 냉각되게 한다.
- [0044] 본 발명의 또 다른 태양에 따르면, 열에너지와 기계 에너지 간의 변환을 위한 스테링 사이클 트랜스듀서 기기가 제공된다. 기기는 하우징과, 상기 하우징에 배치되고 압축챔버의 부피를 변화시키도록 동작할 수 있는 적어도 제 1 인터페이스를 갖는 압축챔버와, 상기 하우징에 배치되고 적어도 팽창챔버의 부피를 변화시키도록 동작할 수 있는 제 2 인터페이스를 갖는 팽창챔버를 포함한다. 기기는 또한 상기 팽창챔버와 소통하는 제 1 열교환기와, 상기 압축챔버와 소통하는 제 2 열교환기와, 제 1 및 제 2 열교환기 사이에 배치되고 번갈아서 축열기를 통해 제 1 방향으로 흐르는 가스로부터 열 에너지를 받고 축열기를 통해 제 1 방향과 반대방향으로 흐르는 가스에 열에너지를 전달하도록 동작될 수 있는 축열기를 포함한다. 상기 팽창챔버, 제 1 열교환기, 축열기, 제 2 열교환기 및 압축챔버는 동작가스를 포함하기 위한 동작 부피를 정의한다. 제 1 및 제 2 인터페이스 각각은 트랜스듀서 축과 정렬된 방향으로 왕복운동을 위해 구성되며, 상기 왕복운동은 팽창 및 압축챔버 사이에 동작가스의 주기적 교환을 야기하도록 동작될 수 있다. 제 1 및 제 2 열교환기 각각은 트랜스듀서 축에 대해 하우

징내에서 외주에 배치되고 각각의 챔버로 또는 챔버로부터 나와 흐르는 동작가스를 받고 축열기를 통해 동작가스 흐름을 재지향하도록 구성된다.

- [0045] 제 1 및 제 2 열교환기 각각은 높이보다 더 큰 횡범위를 가질 수 있고 열교환기를 통해 전체 횡방향으로 가스 흐름을 야기하도록 구성될 수 있다.
- [0046] 제 1 및 제 2 열교환기 각각은 축열기와 통하는 실질적으로 횡방향으로 뻗어 있는 인터페이스를 구비하고 동작가스의 재지향이 인터페이스 가까이에서 발생한다.
- [0047] 팽창 및 수축챔버 각각은 왕복운동 동안 지나간 부피의 일부가 동작가스를 포함한 부피의 일부에 따라 증가되도록 각각의 챔버의 높이보다 충분히 더 큰 횡 범위를 가질 수 있다.
- [0048] 기기는 제 1 및 제 2 열교환기 중 적어도 하나와 열 소통하게 배치된 열수송도관을 포함할 수 있고, 상기 열수송도관은 외부 환경과 제 1 및 제 2 열교환기 중 적어도 하나 사이에 열을 수송하기 위한 열교환 유체를 전달하도록 구성된다.
- [0049] 팽창챔버는 팽창챔버와 압축챔버 간에 열전도를 줄이기 위해 충분한 열 절연을 제공하도록 치수화된 절연벽에 의해 압축챔버로부터 분리될 수 있고, 팽창챔버와 제 1 열교환기 및 압축챔버와 제 2 열교환기 중 적어도 하나 사이에 동작가스를 지향시키기 위한 적어도 하나의 접근 도관을 더 포함할 수 있다.
- [0050] 본 발명의 또 다른 태양에 따르면, 가압 동작가스를 수송하기 위한 부피를 정의하는 팽창챔버, 압축챔버, 및 축열기를 포함하는 하우징을 구비하고 열에너지와 기계 에너지 간에 변환을 위한 스테어링 사이클 트랜스듀서에 사용하기 위한 고온 벽 장치가 제공된다. 고온 벽 장치는 높은 열전도도 벽과, 벽과 하우징 사이에 뻗어 있는 낮은 열전도도 절연 스페이서를 포함한다.
- [0051] 높은 열전도도 벽은 실리콘 카바이드를 포함하는 세라믹 재료, 알루미늄 니트라이드를 포함한 세라믹 재료, 실리콘 니트라이드(Si_3N_4)를 포함한 세라믹 재료, 사파이어를 포함한 금속, 내화금속, 텅스텐을 포함한 내화금속, 및 탄소-탄소 복합재료 중 적어도 하나를 포함할 수 있다.
- [0052] 높은 열전도도 벽은 높은 열전도도를 갖는 제 1 실리콘 카바이드 재료 조성물을 포함할 수 있고, 낮은 열전도도 절연 스페이서는 낮은 열전도도를 갖는 제 2 실리콘 카바이드 재료 조성물을 포함할 수 있다.
- [0053] 높은 열전도도 벽은 제 1 열팽창률을 갖는 재료를 포함할 수 있고, 절연 스페이서는 제 2 열팽창률을 갖는 재료를 포함할 수 있으며, 재료들은 고온에서 동작할 경우 벽과 스페이서 사이의 인터페이스에서 기계적 스트레스를 줄이기 위해 열팽창률들 간에 충분히 가까운 일치를 제공하도록 선택될 수 있다.
- [0054] 높은 열전도도 벽은 신장시보다 압축시에 더 큰 강도를 갖는 재료를 구비하고, 상기 벽은 동작시 벽이 주로 압축 스트레스를 받도록 돔형태로 제조될 수 있다.
- [0055] 낮은 열전도도 절연 스페이서는 용융 실리카를 포함한 재료, 지르코니아를 포함한 세라믹 재료, 멀라이트를 포함한 세라믹 재료, 알루미늄을 포함한 세라믹 재료, 및 사이알론(sialon)을 포함한 세라믹 재료 중 적어도 하나를 포함할 수 있다.
- [0056] 낮은 열전도도 절연 스페이서는 낮은 열전도도를 갖는 실리콘 카바이드 세라믹과, 낮은 열전도도를 갖는 실리콘 니트라이드(Si_3N_4) 세라믹과, 낮은 열전도도를 갖는 알루미늄 니트라이드 세라믹 중 적어도 하나를 포함할 수 있다.
- [0057] 높은 전도도 벽과 낮은 전도도 절연 스페이서 각각은 높은 반경방향 전도도와 낮은 횡방향 전도도를 동시에 제공하도록 반경방향으로 지향된 고전도도의 탄소 섬유들을 갖는 탄소-탄소 복합물을 포함할 수 있다.

발명의 효과

- [0058] 본 발명의 내용에 포함됨.

도면의 간단한 설명

- [0059] 본 발명의 다른 태양 및 특징들은 첨부도면과 결부하여 하기의 본 발명의 특정 실시예의 설명을 볼 때 당업자에 명백해진다.

본 발명의 실시예를 도시한 도면에서,

도 1은 본 발명의 제 1 실시예에 따른 스테링 사이클 트랜스듀서 기기의 횡단면도이다.

도 2는 도 1에 도시된 스테링 사이클 트랜스듀서 기기의 전면 횡단면 개략도이다.

도 3은 도 2에 도시된 스테링 사이클 트랜스듀서 기기의 횡단면 개략도이다.

도 4는 도 2에 도시된 스테링 사이클 트랜스듀서의 다른 횡단면 개략도이다.

도 5 내지 도 8은 도 2에 도시된 스테링 사이클 트랜스듀서의 동작을 기술한 일련의 전면 횡단면 개략도들이다.

도 9는 도 5 내지 도 8에 도시된 바와 같이 스테링 사이클 트랜스듀서의 다이어프램 및 디스플레이서의 각각의 위치의 그래프 도면이다.

도 10은 도 2에 도시된 스테링 사이클 트랜스듀서 기기의 유체도관의 확대 횡단면 개략도이다.

도 11은 도 2에 도시된 스테링 사이클 트랜스듀서에서 음향출력 흐름의 개략도이다.

도 12 내지 도 16은 도 2에 도시된 스테링 사이클 트랜스듀서 기기에서 음향출력 흐름과 관련된 변수들 간에 상대적 위상조정을 나타낸 일련의 그래프 페이지 도면들이다.

도 17은 본 발명의 다른 실시예에 따른 스테링 사이클 트랜스듀서 기기의 전면 횡단면 개략도이다.

도 18은 도 1 및 도 2에 도시된 튜브 스프링의 횡단면도이다.

도 19는 본 발명의 다른 실시예에 따른 튜브 스프링의 횡단면도이다.

도 20은 본 발명의 또 다른 실시예에 따른 튜브 스프링의 횡단면도이다.

발명을 실시하기 위한 구체적인 내용

도입

스테링 엔진의 출력(W_{out})은 경험적으로 하기의 식을 따른다:

수학식 1

$$W_{out} = N_w \cdot P_m \cdot f \cdot V_s \frac{T_h - T_c}{T_h + T_c}$$

여기서, N_w 는 "웨스트(West)" 번호(Principles and Applications of Stirling Engines", Colin D. West, Van Nostrand Reinhold, 1986);

P_m 은 평균 동작가스 압력;

f 는 동작 주파수;

T_h , T_c 는 각각 고온측 온도 및 저온측 온도; 및

V_s 는 출력 피스톤이 지나간 부피이다.

다이어프램 엔진에서, 다이어프램은 주로 강철과 같은 금속으로 제조되며, 다이어프램의 최대 동작 편향을 제한 해 수학식 1에서 지나간 부피(V_s)에 대한 구속조건을 둔다. 지나간 부피 구속조건은 특별한 엔진에 대한 더 큰 출력을 제공하기 위해 주파수 증가, 온도 차 증가 및/또는 압력 증가로 동작함으로써 보상될 수 있다. 웨스트 번호(N_w)는 손실을 나타내는 데, 손실을 최소화한 엔진 설계는 웨스트 번호가 더 커진다. 종래기술의 엔진 범위에 대한 웨스트 번호는 평균 약 $N_w=0.25$ 인 것으로 밝혀졌다.

수학식 1에서 용어 온도 차는 고온측 온도(T_h)를 높임으로써 커질 수 있다. 고온(T_h)의 열용기와 저온(T_c)의 더 낮은 열용기 간에 동작하는 임의의 열엔진의 최대 이론적 효율이 카르노 효율이다:

수학식 2

$$\eta_c = \frac{T_h - T_c}{T_h}$$

[0070]

[0071]

열엔진은 일반적으로 단지 이런 최대 이론적 효율의 비율로 작동한다. 고온측 온도 상승은 가스 사이클시 임의의 다른 유해한 부작용 없이 엔진 비출력과 효율을 향상시키는 개념적으로 간단한 방법이다. 그러나, 스테링 엔진에서 통상적으로 사용되는 재료의 한계들이 최대 실제 고온측 온도를 제한한다. 증가된 압력은 재료가 온도 및 압력 증가 모두를 다루어야 하기 때문에 재료 선택을 더 복잡하게 한다. 종래 엔진 설계는 일반적으로 약 800℃의 고온측 온도가 최대가 되는 스테인레스강 또는 니켈 합금을 이용한다.

[0072]

더 높은 주파수에 동작 및/또는 동작가스압력은 수학식 1에 따라 W_{out} 을 높이게 나타나나, 이들 동작조건 하에서 손실 증가로 웨스트 번호(N_w)가 줄어들어 이득이 상쇄된다. 예컨대, 흐름 마찰력 소실(flow friction power dissipation)은 동작가스 속도가 높아짐에 따라 증가하며 이에 따라 주파수가 증가함에 따라 증가한다. 더 높은 주파수와 압력에서 종래 스테링 엔진 분석은 동작가스 관성이 점점 더 중요해지기 때문에 엔진 동작을 적절하게 나타내지 못하고 따라서 엔진의 동작을 정확하게 모델화하기 위해 열음향학적 분석을 적용하는 것이 필요하다.

[0073]

구조적 개요

[0074]

도 1을 참조하면, 본 발명의 제 1 실시예에 따른 스테링 사이클 트랜스듀서 기기가 전체적으로 100으로 도시되어 있다. 기기(100)는 하우징(102)과 상기 하우징으로부터 돌출한 로드(104)를 포함한다. 기기는 하우징(102)에 배치되고 압축챔버의 부피를 변경하게 동작할 수 있는 적어도 제 1 인터페이스(120)를 갖는 압축챔버(112)를 포함한다. 기기(100)는 또한 하우징(102)에 배치되고 적어도 상기 팽창챔버의 부피를 변경하게 동작할 수 있는 제 2 인터페이스(122)를 갖는 팽창챔버(110)를 또한 포함한다. 도시된 실시예에서, 팽창챔버 및 압축챔버(110 및 112)의 높이 또는 수직 범위는 불과 약 200 μ m일 수 있다. 따라서, 팽창챔버 및 압축챔버(110 및 112)는 도면의 스케일로 인해 도 1에서 명확히 보이지 않을 수 있다.

[0075]

기기(100)는 각각의 팽창챔버(110) 및 압축챔버(112)와 유체 소통하는 축열기(thermal regenerator)(114)를 더 포함한다.

[0076]

압축챔버(112), 팽창챔버(110), 및 축열기(114)가 함께 가압 동작가스를 포함하기 위한 동작부피를 정의한다. 제 1 및 제 2 인터페이스(120 및 122) 각각은 트랜스듀서 축(123)과 정렬된 방향으로 왕복운동하게 구성되고, 왕복운동은 팽창챔버 및 압축챔버 사이에서 동작가스의 주기적 변화를 유발하게 동작된다. 축열기(114)는 상기 축열기를 통해 제 1 방향으로 흐르는 가스로부터 열에너지를 받고 상기 열에너지를 축열기를 통해 제 1 방향에 반대방향으로 흐르는 가스로 열에너지를 전달하도록 번갈아 동작될 수 있다.

[0077]

제 1 인터페이스 및 제 2 인터페이스(120 및 122) 중 적어도 하나는 탄성 다이어프램을 포함한다. 도 1에 도시된 실시예에서, 제 1 인터페이스(120)는 지지체(129) 사이에 뻗어 있는 탄성 다이어프램(128)을 포함한다. 기기는 또한 다이어프램(128)과 하우징(102) 사이에 결합된 실린더형 튜브 스프링(156)을 포함한다. 튜브 스프링(156)은 다이어프램(128)에 의해 튜브 스프링에 부과된 힘에 응답해 트랜스듀서 축(123)과 전체적으로 정렬되는 방향으로 탄성 변형되도록 구성되어 제 1 인터페이스(120)가 소정의 자연 주파수를 갖게 한다.

[0078]

일반적으로, 스테링 트랜스듀서 기기(100)는 임의의 방향으로 동작하게 된다. 본 명세서에서 "상단" 또는 "하단"이라는 임의의 기준은 단지 도면에 도시된 특정 방향에 대한 기준이며 전혀 동작 중요성을 갖지 않는다.

[0079]

도 1에 도시된 스테링 사이클 트랜스듀서 기기(100)를 전반적으로 강체 상단벽(126)을 갖는 일반적으로 "베타(beta)" 형태라고 한다. 다른 실시예에서, 제 2 인터페이스(122)는 팽창챔버의 상단벽을 이룰 수 있고, 다이어프램(128)과 유사한 탄성 다이어프램으로서 구성될 수 있다. 이런 스테링 사이클 엔진 트랜스듀서 실시예를 일반적으로 "알파" 형태라 한다.

[0080]

도 1에 도시된 실시예에서, 제 1 인터페이스(120) 로드(104)를 포함하고, 상기 로드는 다이어프램(128)에 기계적으로 결합된다. 로드(104)는 열펌프로서 기기(100)의 동작을 위해 다이어프램(128)에 기계적 왕복구동을 제공하는데 용이하다. 대안으로, 기기(100)가 엔진으로서 동작될 경우, 로드(104)는 예컨대 기계에너지를 전기에너지

지로 변환하도록 동작가능하게 구성된 전자기계적 트랜스듀서와 같은 구동로드에 결합될 수 있다.

- [0081] 기기(100)가 도 2에 개략적으로 도시되어 있으며, 도 2에서 각각의 챔버(110 및 112)의 수직 범위는 본 발명의 소정 특징들을 나타내기 위해 증가되었다. 제 1 인터페이스(120), 제 2 인터페이스(122) 및 이들 인터페이스의 각각의 편향의 수직범위가 또한 도 2에 과장되었다. 그러나, 도 2는 본 발명의 소정 특징들을 나타내기 위해 단지 포함되는 반면, 도 1에 도시된 기기(100)는 상기 기기의 다양한 요소들의 상대 치수들을 더 잘 나타낸다.
- [0082] 도 2를 참조하면, 도시된 실시예에서, 제 2 인터페이스(122)는 외주부(133), 중심부(134), 및 지지부와 중심부 사이에 뻗어 있는 중간 가요부(135)를 갖는 제 1 탄성 만곡부(132)를 포함한다. 제 2 인터페이스(122)는 또한 외주부(170), 중심부(174), 및 지지부와 중심부 사이에 뻗어 있는 중간 가요부(172)를 갖는 제 2 탄성 만곡부(136)를 포함한다. 도시된 실시예에서, 중심부(134 및 174)와 외주부(133 및 170)는 각각의 중간 가요부(135 및 172)보다 더 두꺼워 만곡부(132 및 136)의 휨이 각각의 중간 가요부에서 현저하게 발생하게 된다. 중심부(134 및 174) 및 외주부(133 및 170)의 두께 증가는 제 2 인터페이스의 왕복운동 동안 이들 각각의 영역에서 임의의 휨을 최소화한다.
- [0083] 미도시된 일실시예로, 가요부(135)는 중심부(134)에 가까운 영역에서 두께가 증가될 수 있고 만곡부(132)의 두께 프로파일은 중심부로부터 멀어짐에 따라 두께가 줄어들도록 테이퍼질 수 있어, 휨이 중심부에 대해 멀리서 우세하게 나타난다. 중심부(134)는 왕복운동 동안 중심부의 휨을 줄이기 위해 가요부(135) 두께보다 일반적으로 더 두꺼울 수 있다.
- [0084] 제 2 인터페이스(122)는 또한 함께 이동을 위해 제 1 만곡부(132)의 중심부(134) 및 제 2 만곡부(136)의 중심부(174)를 연결하는 지지체(189)를 포함한다. 이 실시예에서, 제 2 인터페이스(122)는 제 1 및 제 2 만곡부(132 및 136)의 가요부(135 및 172) 사이를 연결하는 지지체(182)를 더 포함한다. 지지체(182 및 189)는 환형 실린더 지지체로서 실행될 수 있거나 복수의 포스트들로서 실행될 수 있다. 제 2 인터페이스(122)는 다공성 세라믹 또는 섬유 재료와 같은 절연재료(180)를 더 포함한다. 절연재료(180)는 지지체(182, 189)에 의해 차지되지 않은 제 1 및 제 2 만곡부(132 및 136)와 축열기(114)와 같은 다른 요소들 사이 공간을 채운다.
- [0085] 기기(100)는 도 3에서 평면 횡단면도로 도시되어 있다. 도 3을 참조하면, 도시된 실시예에서, 축열기(114)는 팽창챔버 및 압축챔버(110 및 112)의 외주(118) 주위로 배열된 복수의 축열기 세그먼트(116)를 구비한다.
- [0086] 도 2를 다시 참조하면, 도시된 실시예에서, 기기(100)는 팽창챔버(110)와 통하는 제 1 열교환기(138)와 압축챔버(112)와 통하는 제 2 열교환기(140)를 더 포함한다. 축열기(114)는 제 1 및 제 2 열교환기 사이에 배치되어 있다. 제 1 열교환기(138), 축열기(114) 및 제 2 열교환기(140)는 팽창챔버(110)와 압축챔버(112) 사이에 뻗어 있는 가스통로(146)를 함께 형성한다. 통로(146)는 압축챔버(112)와 통하는 접근도관부(148)를 더 포함할 수 있다. 접근도관부는 제 2 열교환기(140)와 압축챔버(112) 사이에 가스흐름을 지시하도록 동작될 수 있다.
- [0087] 기기(100)는 또한 외부환경(144)과 제 2 열교환기 간에 열을 전달하기 위한 열교환 유체를 보내기 위해 제 2 열교환기(140)와 열적으로 통하는 열수송도관(142)을 포함한다(도 4에서, 열수송도관(142) 중 2개가 아래의 열교환기(140)를 드러내기 위해 부분적으로 절개되어 도시되어 있다).
- [0088] 도 4를 참조하면, 열수송도관(142), 접근도관부(148), 및 제 2 열교환기(140)는 각각 도 3에 도시된 축열기 세그먼트(116)에 전반적으로 해당하는 (도 4에서 횡단면도로 도시된) 복수의 세그먼트들을 구비한다. 도시된 실시예에서, 열수송도관(142)은 유체 유입구(220)와 유체 배출구(222)를 포함한다. 유체 유입구(220)는 배출구 매니폴드(224)와 통하고 배출구(222)는 배출구 매니폴드(226)와 통한다. 열수송도관(142)은 또한 유입구 매니폴드(224)와 배출구 매니폴드(226) 사이에 뻗어 있는 복수의 통로들(228)을 포함한다. 통로(228)는 더 차가운 열수송 유체를 받고 더 뜨거운 열수송 유체를 각각 방출하기 위해 제 2 열교환기(140), 유입구 매니폴드(224) 및 배출구 매니폴드(226)와 열적으로 통한다. 접근도관부(148)는 압축챔버(112)와 제 2 열교환기(140) 사이에 뻗어 있는 복수의 접근튜브들(230)을 포함한다.
- [0089] 동작시, 기기(100)는 헬륨 또는 수소와 같은 동작가스로 압력(P_m)까지 채워지며, 동작가스는 팽창챔버(110), 압축챔버(112) 및 통로(146)를 차지한다. 동작가스의 정적 충전압력은 약 3 MPa 이상일 수 있다. 동작가스 압력이 다이어프램(128)의 제 1 표면(150)에 영향을 주며, 이는 다이어프램의 유연함으로 인해 다이어프램의 외부로 지향된 변형을 유발하게 한다. 그러나, 도시된 실시예에서, 기기(100)는 다이어프램의 제 2 표면(154)에 가해진 압력가스 부피를 포함하기 위해 바운스 챔버(152)를 더 포함한다. 바운스 챔버에서 가스는 다이어프램의 제 1 및 제 2 각 표면(150 및 154)에 적어도 부분적으로 힘을 균등히 하기 위해 압력($P_B \sim P_m$)으로 충전된다. 바운스

챔버(152)는 하우징(102)과 다이어프램(128)에 의해 정의된 벽을 갖고, 다이어프램의 제 2 표면(154)과 하우징(102) 사이에 뻗어 있는 튜브 스프링(156)에 의해 밀봉된다.

[0090] 일실시예에서, 루비 핀홀(ruby pinhole)과 같은 협소한 균등도관(155) 형태로 바운스 챔버(152)와 압축챔버(112) 사이에 고의적 누출이 도입될 수 있다. 균등도관(155)은 팽창챔버(110)와 압축챔버(112)에서 동작가스와 바운스 챔버(152)에서 가스 부피 간에 가스 소통을 용이하게 한다. 균등도관(155)은 트랜스듀서 기기의 동작 주파수에 해당하는 시간 주기에서 상당한 가스 소통을 방지하기 위해 충분히 협소해지면서 동작가스와 가스 부피 간에 정적 압력 균등을 가능하게 하는 크기로 되어 있다.

[0091] 튜브 스프링(156)은 왕복운동 동안 다이어프램(128)에 탄성력을 더 제공한다. 튜브 스프링(156), 다이어프램(128), 및 로드(104)는 제 1 인터페이스(120)를 함께 형성하며, 이는 비편향 또는 평형위치로 도 2에 도시되어 있다.

[0092] 도 1을 다시 참조하면, 도시된 실시예에서, 기기(100)는 전체적으로 252에 도시된 고온측과 전체적으로 254로 도시된 저온측을 갖는 베타 스테링 엔진으로 구성된다. 하우징(102)은 고압, 예컨대, > 3 MPa의 동작가스를 포함하는 압력용기로 구성된다. 상단벽(126)은 단열 포스트(246)에 의해 적소에 보유되고, 하우징(102)과 포스트(246) 사이에 작용하는 한 쌍의 스프링(248)에 의해 하방으로 밀어진다. 하우징(102)과 엔진 구성부품 간의 공간은 절연재료(250)로 채워져 기기(100)의 고온측(252)으로부터 열손실을 줄인다.

[0093] 동작

[0094] 스테링 엔진으로서 기기(100)의 개념적 동작이 도 5 내지 도 9를 참조로 기술된다. 베타 스테링 엔진으로 구성된 경우, 제 2 인터페이스(122)는 팽창챔버(110)와 압축챔버(112) 사이에 위치해 있고 디스플레이서로 동작한다. 편의상 그리고 간략히 하기 위해, "디스플레이서(displacer)"라는 용어는 베타 형태의 스테링 엔진의 제 2 인터페이스(122)를 말할 때 사용된다.

[0095] 일반적으로, 스테링 엔진은 외부 소스(200)로부터 열에너지를 받으며, 상기 외부 소스는 팽창챔버에서 동작가스를 가열해 평균 가스온도를 높이게 한다. 엔진은 평균 동작가스 온도가 일반적으로 더 낮은 동안 동작가스를 압축시키고 동작가스 온도가 일반적으로 더 높은 동안 동작가스를 팽창시킴으로써 작동된다. 더 차가운 동작가스를 압축시킴으로써 더 뜨거운 동작가스의 팽창을 통해 제공된 에너지보다 일이 덜 들고 이들 에너지들 간의 차가 순(net) 기계에너지 출력을 제공한다.

[0096] 도 5를 참조하면, 엔진으로서 동작할 경우, 제 1 열교환기(138)는 외부 열소스로부터 제공된 열에너지(200)를 수신하고 제 1 열교환기를 통해 흐르는 동작가스의 온도를 높인다. 팽창 및 압축챔버(110 및 112) 사이의 동작가스의 주기적 교환에 의해 동작가스에서 필요한 교환이 제공되며, 이는 이 실시예에서 디스플레이서(122)의 왕복운동에 의해 야기된다.

[0097] 도 9를 참조하면, 엔진의 완전한 360° 동작 사이클에 대한 다이어프램(128)과 디스플레이서(122)의 각각의 위치들이 그래프로 202 및 204로 각각 도시되어 있다. 제 1 인터페이스 운동은 202로 일련의 변위 위치들로서 좌표로 표시되고, 디스플레이서 운동은 204로 일련의 디스플레이서 위치들로서 좌표로 표시된다. 도 5 내지 도 9는 다이어프램(128)의 연속 순간 위치들 및 0°, 90°, 180°, 및 270° 에서 디스플레이서(122)를 각각 나타낸 것이다. 이 실시예에서, 디스플레이서 왕복운동(204)은 제 1 인터페이스(120)의 왕복운동(202)을 45° 리드한다.

[0098] 도 5를 참조하면, 중앙위치에 다이어프램(128)이 도시되어 있으며, 이는 임의로 0° 상태로 지정되며, 제 1 인터페이스(120)는 (화살표(206)로 도시된 바와 같이) 아래로 움직인다. 디스플레이서(122)도 또한 (화살표(208)로 도시된 바와 같이) 아래로 움직이며, 하방행정의 바닥에 접근한다. 동작가스의 대부분이 축열기(114)와 제 1 열교환기(138)를 지나는 동안 가열되는 팽창챔버(110)에 위치해 있다. 가스 가열은 순간 압력(P)을 높이고 다이어프램(128)을 아래로 구동시킨다. 이는 엔진의 출력 행정이며, 일은 팽창 동작가스에 의해 행해진다. 일의 일부는 다이어프램(128)의 탄성력, 튜브 스프링(156)의 압축, 및 바운스 챔버(152)에서 가스의 압축 및 부피에 대하여 동작해 에너지를 저장한다. 일의 나머지 부분은 출력으로서 로드(104)에 이용될 수 있다.

[0099] 90°의 엔진상태를 나타내는 도 6을 참조하면, 제 1 인터페이스(120)는 행정의 바닥에 있는 반면, 디스플레이서(122)는 역방향으로 상부로 움직이기 시작한다. 이때, 상부 디스플레이서 운동은 팽창챔버(110)로부터 가스를 강제한다. 가스는 축열기내에 저장을 위해 고온 가스로부터 열을 추출한 고온 열교환기 및 축열기(114)를 지난다. 그런 후, 가스는 제 2 열교환기(140)를 지난다. 제 2 열교환기(140)는 열수송도관(142)과 열적으로 통하며, 상기 도관은 이 실시예에서 물과 같은 냉각유체를 전달한다. 제 2 열교환기(140)는 가스를 냉각시키고 그런 후 가스는 접근도관부(148)를 통해 압축챔버(112)로 지난다. 따라서, 압축챔버에서 동작가스부는 팽창챔버에서의 가

스보다 평균 온도가 더 차갑다. 디스플레이서(122)가 계속 위쪽으로 이동함에 따라, 대부분의 동작가스는 압축 챔버(112)로 힘을 받고, 이에 따라 동작가스의 평균 온도를 떨어뜨린다.

[0100] 180°의 엔진상태를 나타내는 도 7을 참조하면, 다이어프램(128)은 다시 중앙위치에 있고, 위쪽으로 움직이며 동작가스를 압축하는 반면, 디스플레이서(122)는 행정의 상단에 접근한다. 압축됨에 따라 동작가스에 일이 가해 지고, 다이어프램(128), 튜브 스프링(156), 및 바운스 챔버(152)에서 압축가스 부피에 저장된 에너지에 의해 압축을 위한 에너지가 제공된다. 몇몇 실시예에서, 바운스 챔버(152)에 있는 가스 부피로 인해 탄성력을 최소화하여 튜브 스프링(156)에 의해 제공된 탄성력이 우세해지는 것이 바람직할 수 있다. 바운스 챔버(152)에 의해 제공된 탄성력은 히스테리시스 손실과 관련 있고, 튜브 스프링(156)에 의해 제공된 지배적인 탄성력에 대한 탄성이 이런 히스테리시스 손실을 방지한다. 바운스 챔버(152)에 의해 제공된 탄성력은 다이어프램(128)의 제 2 표면(154)이 지나간 부피에 비해 바운스 챔버(152)의 부피를 충분히 크게 함으로써 줄어들 수 있다. 차가운 동작가스의 압축이 뜨거운 동작가스의 팽창으로부터 이용될 수 있는 것보다 에너지를 덜 필요로 하기 때문에, 엔진은 로드(104)에 유용한 출력을 제공한다.

[0101] 270°의 엔진상태를 나타내는 도 8을 참조하면, 제 1 인터페이스(120)는 행정의 상단에 있고, 디스플레이서(122)는 역방향으로 제 2 열교환기(140) 및 축열기(114)를 통해 압축챔버(112) 밖으로 작용 가스를 하방으로 이동시키기 시작한다. 축열기(114)에서, 저장된 열(즉, 도 5에 도시된 동작단계 동안 고온 가스로부터 추출된 열)의 적어도 일부가 다시 가스로 전달된다. 제 1 열교환기(138)를 통해 팽창챔버(110)로 흐르면서 동작가스의 한층 더 한 가열이 발생한다. 따라서, 동작가스의 평균 온도는 고온 가스가 팽창챔버(110)로 강제됨에 따라 올라간다. 도 6 및 도 7의 스테어링 엔진의 일부는 스테어링 엔진의 고온 대 저온 송풍 면을 나타낸 한편, 도 8 및 도 5는 스테어링 엔진의 저온 대 고온 송풍 면을 나타낸 것이다.

[0102] 그런 후 사이클은 도 5에서 도 8을 통해 반복된다. 단지 4개의 순간 상태들이 도 5 내지 도 8에 도시되어 있으나, 이는 도 9에서 제 1 인터페이스(120) 및 디스플레이서(122)의 사인형 운동(202 및 204)으로 나타낸 바와 같이 상태가 연속적으로 변하는 것을 알아야 한다.

[0103] 에너지는 로드(104)에서 기계적 일 형태로 그리고 열수송도관(142)내 열교환유체의 가열을 통해 엔진으로부터 추출될 수 있다. 열수송도관(142)에서 열교환유체는 엔진의 동작동안 가열되고 이 열은 예컨대 2차 가열을 위해 추출될 수 있다. 열교환유체의 온도 증가는 열용량 및 열교환유체의 유량에 따른다. 예컨대, 물과 같은 높은 열용량의 열교환유체는 약 10°의 온도 상승이 가능하다. 제 2 열교환기(140)의 온도는 일반적으로 열교환유체와 대략 같은 온도가 된다. 제 2 열교환기(140)는 최상의 엔진효율을 위해 가능한 한 차갑게 유지되어야 하며, 이에 따라 열교환유체를 저온으로 유지하는 것이 엔진동작 효율에 유리하다. 그러나, 특정 목적으로 열교환유체로부터 열을 이용하는 것이 바람직한 몇몇 실시예에서, 엔진은 열교환유체에서 특정 사용을 위해 소정의 온도상승을 이루도록 동작되거나 구성될 수 있다.

[0104] 열에너지(200)는 팽창챔버(110)와 압축챔버(112)에서 동작가스 간의 온도 차를 유지하기 위해 연속으로 제 1 열교환기(138)의 동작가스에 현저히 제공되고 제 2 열교환기(140)에서는 현저히 배척된다. 열에너지(200)가 제공되고 배척되는 한, 제 1 인터페이스(120) 및 디스플레이서(122)의 왕복운동이 자체 유지된다. 이점적으로, 열교환기(138 및 140)는 열교환기 표면과 열의 전달을 위한 동작가스 간에 필요한 온도 차를 유지하기 위해 동작가스와 열적으로 통하는 큰 표면적을 갖는다. 그러나, 열교환기(138 및 140)의 표면적은 각각의 열교환기들을 통해 가스의 흐름을 실질적으로 방해할 정도로 크지 않아야 한다.

[0105] 도 2를 다시 참조하면, 제 1 인터페이스(122)의 제 1 만곡부(132)의 표면(188)은 제 1 물리적 면적과 제 1 유효면적을 가지며, 제 2 만곡부(136)의 표면(190)은 제 2 물리적 면적과 제 2 유효면적을 갖는다. 유효면적은 유사한 고정 피스톤 디스플레이서의 물리적 면적에 의해 정의된다. 만곡부(132 및 136)는 변위에 따라 변형되기 때문에, 각각의 유효면적은 각각의 물리적 면적보다 작다. 표면적(188 및 190)의 제 1 및 제 2 유효면적이 같다면, 디스플레이서(122)의 왕복운동은 동작가스 부피를 변경하지 않는다. 흐름 마찰저항, 가스 관성(gas inertia) 및 온도 차가 없는 상태에서, 디스플레이서(122)의 왕복운동은 동작가스에서 전혀 압력 진동(pressure oscillation)을 일으키지 않는다. 그러나, 팽창 및 압축챔버(110 및 112) 간의 온도차가 주어지면, 디스플레이서(122)의 왕복운동은 고온가스 대 저온가스의 부피비에 따르는 압력 진동을 일으키며, 이 비(比)는 디스플레이서의 왕복운동에 따라 변한다. 팽창 및 압축챔버 부피 모두에서 결과적으로 발생한 압력 스윙(pressure swings)은 서로 동위상(in-phase)이며 운동신호 관례 및 온도 차의 신호에 따라 디스플레이서(122)의 운동과 동위상 또는 180° 역위상(out of phase)이다. 디스플레이서(122)의 왕복운동은 팽창 및 압축챔버 부피를 바꾸고 따라서 가스가 통로(146)를 통해 흐르게 하여 챔버 간에 압력 불균형을 줄인다. 실제 가스는 소정의 점성도를 가지며

따라서 이 가스흐름을 유도하기 위해 팽창챔버(110)와 압축챔버(112)에서 동작가스의 각각의 부피들 간의 유도 압력 차가 요구된다. 가스의 부피 유량과 동위상인 압력 차는 축열기(114)에서 손실을 일으키며, 이는 주요한 흐름 제한으로서 작용한다. 동작가스 관성이 또한 높은 주파수 및 압력에서 중요하나, 종래 스테어링 엔진 분석에서 고려되지 않는다. 가스 흐름(304)의 방향을 변경하기 위해 사이클당 2배가 동작가스 질량의 가속도를 필요로 한다. 동작가스의 임의의 부피부분의 소정 변위에 대해, 필요한 가속도는 동작주파수의 제곱으로 증가한다. 팽창챔버(110)와 압축챔버(112)에서 가스의 부피들 간의 압력 차는 이 가속도를 제공하는 것이 필요하다. 이 압력 차는 가스의 부피 유량과 직각위상에 있으며 추가 손실을 일으키지 않는다. 그러나, 이는 동작가스 질량의 관성으로 인해 압력 차는 디스플레이서와 관계된 추가 유효 질량으로 동작함에 따라 디스플레이서(122)의 공명 주파수에 영향을 끼친다.

[0106] 한가지 작동 실시예로, 디스플레이서(122)는 디스플레이서 표면(188 및 190)에 작용하는 힘을 선택적으로 밸런싱함으로써 자체 초기화 및 자체 유지되는 왕복운동을 제공한다. 각각의 제 1 및 제 2 표면(188 및 190)의 제 1 및 제 2 유효면적이 같더라도, 가스 점성도 및 관성 효과로 인해 동위상에 정확히 있지 않는 팽창챔버(110)와 압축챔버(112)에서 압력 스윙으로 인해 디스플레이서(122)에 순 힘이 여전히 있다.

[0107] 도 1 및 도 2에 도시된 바와 같이 베타 타입의 스테어링 엔진으로 구성될 경우 스테어링 사이클 트랜스듀서 기기(100)의 다양한 구성요소들이 보다 상세히 기술된다.

[0108] 다이어프램

[0109] 다이어프램(128)은 피로 스트레스 임계치 이하에서 작동될 때 무한 피로수명을 나타내는 강철과 같은 금속으로 제조될 수 있다. 따라서, 다이어프램(128)의 최대 편향은 최대 무한수명 피로 스트레스 또는 재료의 피로한계에 의해 제한된다. 1040과 같이 통상적으로 저가의 강철 합금으로 제조된 경우 다이어프램(128)은 약 200MPa의 피로한계 스트레스를 갖는다. 피로한계 스트레스는 약 700MPa의 최대 값까지 강철 합금에 대한 인장 강도의 약 1/2이다. 따라서, 더 큰 최대 스트레스가 더 고가의 합금을 이용해 가능해질 수 있다. 예컨대, 17-4PH를 이용한 스테인레스강으로 최대 허용가능한 다이어프램 스트레스는 약 500MPa가 된다. 피로한계 스트레스는 온도가 높아짐에 따라 감소되나 니켈 초합금들은 750℃에서 최대 스트레스 > 300MPa로 가용해진다. 다이어프램(128)은 도 2에 도시된 실시예의 베타 엔진 형태에서 상승된 온도에서는 동작되지 않는다.

[0110] 도 2에서, 다이어프램은 상기 다이어프램에 작용하는 순 힘이 전혀 없을 때 발생하는 평형위치로 도시되어 있다. 평형위치에서, 다이어프램(128)의 제 1 표면(150)의 중심부(130)는 주변부(158)에 대해 오프셋되어 있고 평형위치로부터 아래로 이동될 경우 디스플레이서(122)의 형태와 일반적으로 일치하는 형태를 갖는다. 도 2에서, 다이어프램(128)의 오프셋과 형태의 수직 스케일이 과장되어 있다.

[0111] 다이어프램(128)의 오프셋과 형태는 다이어프램 및 디스플레이서의 움직임의 네스팅(nesting)을 용이하게 한다. 대조적으로, 다이어프램(128)의 제 1 표면(150)이 평형위치에 있을 때 평평해진다면, 다이어프램 및 디스플레이서(122)의 각각의 왕복운동을 용이하게 하기 위해 큰 압축챔버 부피가 요구된다. 이점적으로, 다이어프램(128)은 하우징(102)에 가장 가까운 챔버 높이가 그렇지 않은 경우보다 더 작아지게 하여, 챔버(112)의 부피를 줄인다.

[0112] 다이어프램(128)은 중심부(130)의 영역에서 일반적으로 다이어프램의 중앙에 배치된 위치에 증가된 두께를 갖는다. 더 두꺼운 중심부(130)는 왕복운동 동안 다이어프램의 중앙에 배치된 부분에서 발생한 스트레스를 줄인다. 이들 스트레스는 동작챔버에서 압력조건을 변경함으로써 야기된 가스 압력 스트레스를 포함한다. 가스 압력 스트레스는 다이어프램(128)의 중심부(130)에 휨 스트레스에 추가되고 다이어프램의 외주영역(158)에서의 스트레스를 줄인다. 도시된 실시예에서, 다이어프램(128)의 두께 프로파일은 중심부(130) 및 외주부(158)에서 스트레스를 동일하게 조절한다. 가스 압력 스트레스는 동작 동안 동작챔버에서 주기적 압력 스윙의 진폭에 따르기 때문에, 다이어프램(128)의 두께 프로파일은 설계 압력 진폭에서 또는 부근에서 동작할 경우에만 스트레스를 같게 한다. 도 1에 도시된 실시예에서, 지지체(129)와 다이어프램(128)이 일체로 형성된다. 기기(100)의 합리적인 동작 수명을 달성하기 위해, 다이어프램(128)은 피로 임계한계 이하로 다이어프램에서의 동작 스트레스를 줄이도록(즉, 무한 피로수명을 제공하도록) 설계되어야 한다. 이 실시예에서, 기기(100)는 평형위치로부터 약 $\pm 200\mu\text{m}$ 의 중앙 변위용으로 설계되어 있다.

[0113] 다이어프램(128)의 중심부(130)는 외주부(158) 보다 더 두껍고 또한 외주부(158)와 중심부(130) 사이로 뻗어 있는 전이부(160)를 포함한다. 전이부(160)는 외주부(158)와 중심부(130) 사이에 일반적으로 증가하는 두께를 갖는다. 중심부(130)가 더 두꺼우므로 다이어프램 힘을 구동로드(104)에 결합시키는 중심부가 상대적으로 더 단단

해진다. 전이부(160)의 두께 프로파일은 이 위치에서 스트레스가 피로 임계한계 이하 이도록 선택된다. 다이어프램(128)의 선택 프로파일은 동작가스 부피를 변경하는 왕복운동 동안 다이어프램의 편향에 의해 유발된 변위 스트레스뿐만 아니라 가스 압력 스트레스를 고려한다. 다이어프램(128)을 가로지르는 두께의 변화는 소정 변위에 대한 다이어프램에서 피크 스트레스를 재료의 피로 임계한계 이하로 감소시킨다. 일실시예에서, 다이어프램(128)의 두께 프로파일은 최대 변위에서 다이어프램상의 임의의 지점에서의 스트레스가 일반적으로 균일하도록 스트레스 집중을 없애게 선택될 수 있다. 도시된 바와 같이 다이어프램(128)의 두께 프로파일로 다이어프램 재료에 대한 피로 스트레스 임계치내에 일정하게 다이어프램 변위가 커진다.

[0114] 튜브 스프링 및 바운스 챔버

[0115] 튜브 스프링(156)이 도 18에 더 상세히 도시되어 있다. 튜브 스프링(156)은 제 1 및 제 2 단부(210 및 212)를 갖는 외부 실린더 벽(162)과 제 3 및 제 4 단부(214 및 216)를 갖는 내부 실린더 벽(164)을 포함한다. 외부 실린더 벽(162)의 제 1 단부(210)는 하우징(102)에 연결되고 내부 실린더 벽(164)의 제 3 단부(214)는 환형링(215)에 의해 다이어프램(128)에 단단히 결합된다. 외부 실린더 벽(162)의 제 2 단부(212)와 내부 실린더 벽(164)의 제 4 단부(216)는 함께 연결되어 내부 및 외부 실린더 벽이 왕복운동(124)과 전반적으로 정렬되는 방향으로 각각 탄성 변형하게 한다. 이점적으로, 내부 및 외부 실린더 벽(162 및 164)을 갖는 폴드형 튜브의 사용으로 튜브 스프링은 더 짧은 길이를 갖게 된다. 다른 실시예에서, 튜브 스프링(156)은 많은 단일 폴드를 가질 수 있다. 이점적으로, 튜브 스프링(156)은 또한 바운스 챔버(152)의 편리한 밀봉을 위해 제공된다. 이는 슬라이딩 가스실(sliding gas seal) 필요없이 하우징(102) 내부로부터 로드(104)에 의해 하우징 외부로 기계적 힘의 결합을 가능하게 한다.

[0116] 이점적으로, 도 2 및 도 18에 도시된 바와 같은 폴드형 백 튜브 스프링(156)은 다이어프램의 상당한 변위 또는 튜브 스프링에서 추가 스트레스를 야기하지 않고도 튜브의 길이를 따른 온도 그래디언트로 인해 튜브 스프링 전체 길이에서의 임의의 변화를 수용한다. 내벽(164) 및 외벽(162)의 열팽창 또는 수축은 하우징(102)과 다이어프램(128) 사이의 내벽(164)의 열적으로 보상되지 않는 짧은 길이만을 남겨두고 실질적으로 서로 상쇄된다.

[0117] 동작시, 튜브 스프링(156)은 왕복운동(128) 방향으로 압축 및 팽창 스트레인(strain)을 받는다. 내벽(164)과 외벽(162)은 반대 부호의 스트레인을 갖는다(즉, 내벽(164)이 압축상태에 있으면, 외벽(162)은 인장상태에 있다). 튜브 스프링(156)의 길이는 주어진 편향에 대한 튜브 스프링의 벽(162 및 164)에서의 스트레스를 결정하고, 튜브에서의 스트레스를 피로 임계한계 이하로 줄이도록 내벽 및 외벽의 최소 결합길이가 계산될 수 있다. 벽 두께와 튜브길이가 스프링 경도 또는 스프링 상수(k)를 결정한다. 튜브 스프링(156)에 영향을 주는 바운스 챔버(152)에서의 가스 압력(P_B)도 또한 내벽(164)과 외벽(162)의 최소 벽 두께를 설정할 수 있다.

[0118] 도 2를 다시 참조하면, 균등도관(155)은 바운스 챔버(152)에서의 압력이 동작가스 압력과 압력을 같게 한다. 그러나, 엔진 동작 주파수의 시간 스케일에 대해 평가할 수 있는 압력 등화는 협소한 도관 치수로 인해 허용되지 않으며, 따라서, 바운스 챔버(152)에서 순간 압력이 다이어프램의 왕복 운동동안 동작가스 압력 스윙을 따라가지 못한다. 하지만, 다이어프램(128)의 제 2 표면(154)의 왕복운동으로 바운스 챔버가 다이어프램(128)의 지나간 부피에 따라 부피에서의 주기적 변화를 받게 한다. 바운스 챔버(152)의 부피가 다이어프램의 지나간 부피에 상당하다면, 바운스 공간은 가스 스프링으로 동작하고 제 1 인터페이스(120)의 전체 기계적 경도에 기여한다. 도 1에 도시된 실시예에서, 바운스 챔버(152)의 부피는 지나간 부피보다 충분히 더 크므로, 바운스 챔버에서 가스-스프링 히스테리시스를 방지함으로써 경미한 압력 진동이 바운스 챔버에 발생된다.

[0119] 가압된 가스는 다이어프램(128)의 제 1 및 제 2 표면(150 및 154) 모두에 영향을 주기 때문에, 다이어프램은 전체 동작가스 압력을 견디도록 설계될 필요가 없다. 오히려 다이어프램(128)은 단지 동작가스 부피와 바운스 챔버(152)에서의 가스 부피 간의 차동 압력을 견디는 것이 요구된다. 그러나, 제 2 표면(154)에 결합된 튜브 스프링(156)과 로드(104)로 인해, 압력(P_B)에 노출된 제 2 표면적은 동작가스 압력(P_m)에 노출된 제 1 표면적(150)보다 더 작다. 결론적으로, 균등도관(155)이 정적 압력(P_B 및 P_m)을 등화하는 실시예에서, 불균형으로 인한 순 하방 힘이 있다. 이 하방 힘은 다이어프램(128)의 정적 하방 편향을 야기하고 튜브 스프링(156)에 정적 길이방향 스트레인을 발생한다. 이 길이방향 스트레인은 반대방향으로 후프 스트레스(hoop stress) 유도 길이방향 스트레인에 의해 부분적으로 오프셋된다. 일반적으로, 후프 스트레스는 내압 또는 외압의 결과로서 원주형 구조에서 외주 스트레스이다. 이 경우, 튜브 스프링(156)은 동작가스 압력을 받으며, 상기 압력은 튜브 스프링 벽(162 및 164)에서 후프 스트레스를 유발한다. 후프 스트레스는 대응하는 후프 스트레인 및 길이방향 스트레인을 유발하며, 길이방향 스트레인 대 후프 스트레인의 비는 푸아송비(Poisson's ratio)를 이용해 계산될 수 있으며,

이 비는 재료의존적 특성이다. 강철에 대해, 푸아송비는 약 -0.3이다.

- [0120] 나머지 편향은 비편향위치 또는 평형위치에서 튜브 스프링은 불균형에 반작용하도록 다이어프램을 위쪽으로 밀도록 이 힘에 반작용하게 튜브 스프링을 사전설치(pre-loading)함으로써 보상될 수 있다. 호일 스트레인 게이지(foil strain gauge)(미도시)는 이 사전설치를 조절하기 위한 스트레인 신호를 제공하기 위해 튜브 스프링의 벽에 장착될 수 있다. 이점적으로, 왕복운동 동안, 스트레인 게이지는 다이어프램의 왕복운동 동안 튜브 스프링에서 순간 스트레인을 나타내는 시간변화 스트레인 신호를 발생하며, 이는 다이어프램의 왕복운동의 진폭에 비례한다. 더욱이, 시간변화 스트레인 신호의 평균값 또는 DC 값은 평균 정적 동작가스 압력에 비례한다.
- [0121] 균등도관(155)을 포함하지 않는 다른 실시예에서, 불균형은 바운스 챔버(152)를 동작가스 압력보다 더 큰 압력으로 충전함으로써 보상될 수 있다.
- [0122] 이점적으로, 도 2에 도시된 내벽 및 외벽(162 및 164)을 갖는 튜브 스프링(156)의 폴드백 실시예는 하우징(102)의 더 짧고 이에 따라 더 적은 질량을 가능하게 한다.
- [0123] 도 19를 참조하면, 다른 튜브 스프링 실시예가 전체적으로 500으로 도시되어 있다. 도 19에서, 하우징(502), 다이어프램(504), 및 로드(506)의 일부만이 도시되어 있고 트랜스듀서의 다른 성분들이 전체적으로 도 2에 도시되어 있다. 이 실시예에서, 단일 실린더 벽 튜브 스프링(508)은 하우징(502)과 로드(506)의 말단 사이에 뻗어 있다. 튜브 스프링(508)은 환형링(510)에 의해 로드(506)에 단단히 부착되며 이는 또한 가스 밀봉을 제공한다. 하우징(502), 다이어프램(504)의 하부면, 및 튜브 스프링 실린더 벽이 함께 바운스 챔버(512)를 정의한다. 튜브 스프링(508)의 팽창 및 수축으로 바운스 챔버(512)에서 가스의 압력(P_B)을 포함하면서 로드(506)의 왕복운동이 가능해지게 한다. 이 실시예에서, 튜브 스프링(508)은 로드(506)를 통해 다이어프램에 간접적으로 연결되어 있다.
- [0124] 도 20을 참조하면, 또 다른 대안적인 튜브 스프링 실시예가 전체적으로 520으로 도시되어 있다. 도 20에서, 다시 하우징(522), 다이어프램(524), 및 로드(506)의 일부만이 도시되어 있고 다른 성분들은 전체적으로 도 2에 도시된 바와 같다. 이 실시예에서, 단일 실린더 벽 튜브 스프링(528)이 하우징(522)과 다이어프램(504) 사이에 뻗어 있다. 튜브 스프링은 환형링(530)에 의해 다이어프램에 단단히 부착되며 이는 또한 가스 밀봉을 제공한다. 하우징(522), 다이어프램(524)의 하부면, 및 튜브 스프링 실린더 벽이 함께 가압 가스를 담기 위한 바운스 챔버(532)를 정의한다.
- [0125] 제 2 인터페이스(디스플레이서)
- [0126] 도 2를 다시 참조하면, 디스플레이서(122)는 각각의 표면(188 및 190)을 갖는 제 1 및 제 2 만곡부(132 및 136)를 포함한다. 표면(188 및 190)은 챔버(110 및 112) 간에 가스와 만곡부들(즉, 가스 불침투성 표면을 갖는 만곡부들) 간에 절연재료(180)의 교환을 허용하지 않는다.
- [0127] 절연재료(180)는 팽창챔버(110)와 압축챔버(112)를 열적으로 단열시킨다. 일 실시예에서, 절연재료(180)는 분포된 내부부피를 갖는 다공성 절연재료를 구비한다. 절연재료(180)의 내부 공간은 가스 불침투성 표면(188 및 190)이 동작가스 압력에 잘 버틸 필요가 없도록 가압가스로 충전될 수 있다. 절연재료(180) 및 디스플레이서(122)의 내부 공간은 동작가스로 기기(100) 충전시 절연재료(180)가 또한 동일한 정적 압력으로 가압되도록 협소한 도관 또는 핀홀(184)을 통해 팽창 및/또는 압축챔버(110 및 112)에서 동작가스와 소통될 수 있다. 협소한 도관(184)은 정적 압력 균등을 용이하게 하는 한편, 동작 주파수의 시간 스케일에서 협소한 도관을 통한 흐름은 중요하지 않다. 따라서, 절연재료(180)의 내부 부피는 동작가스 부피에 기껏해야 약하게 연결되므로 동작동안 동작가스 압력 스윙이 절연재료(180)에 전달되지 않는다. 그러므로, 만곡부(132 및 136)는 절연재료(180)에서 동작가스 및 가스 압력 간에 진동하는 차동 압력만 견뎌야 한다. 본 명세서에서 앞서 언급된 바와 같이, 만곡부(132 및 136)의 굴곡은 굴곡의 중간 가요부(135 및 172)에서 우세하게 발생하며, 이들은 상대적으로 얇다. 동작가스 압력 스윙하에서, 중간 가요부(135 및 172)의 표면(188 및 190)은 그럼에도 불구하고 변형될 수 있고, 지지체(182)는 동작동안 발생하는 이런 변형을 방지한다. 이점적으로, 2개 만곡부(132 및 136)의 사용은 챔버에서 압력 스윙이 실질적으로 동위상이므로 만곡면(188 및 190)이 서로에 지지를 제공하게 허용한다.
- [0128] 다른 실시예에서, 절연재료(180)는 동작가스 부피로부터 떨어져 있고 동작가스보다 낮은 열전도도를 갖는 절연가스로 충전될 수 있다. 동작가스가 수소 또는 헬륨과 같이 원자량이 낮은 실시예에서, 절연재료(180)는 동작가스와 절연가스가 섞이는 것을 방지하도록 동작가스 부피로부터 떨어질 수 있으며, 절연가스와 절연재료(180)는 아르곤과 같은 무거운 원자량 가스로 충전될 수 있다. 아르곤은 수소 또는 헬륨보다 열전도도가 낮아, 절연재료(180)를 통한 기생 전도 손실이 낮아지고 이에 따라 엔진효율이 높아진다. 이점적으로, 아르곤은 저렴하며 엔진의 동작원가에 크게 추가되지 않는다. 크립톤 및 크세논과 같은 다른 가스들도 또한 열전도도가 낮지만 비용이

더 드는 절연가스로 사용될 수 있다.

- [0129] 디스플레이서(122)의 변위가 도 2에 나타내기 위해 과장되어 있지만, 동작시 중간 가요부(135 및 172)는 약 $\pm 200\mu\text{m}$ 의 변위로 디스플레이서(122)의 왕복운동을 허용하도록 구성된다. 만곡부(132 및 136)의 두께 프로파일은 다이어프램(128)과 연결해 상술한 바와 같이 만곡재료에서 피로한계 스트레스를 초과하지 않고 디스플레이서(122)의 소정 변위를 허용하도록 선택된다. 지지체(182)는 만곡의 두께 프로파일을 선택하는데 있어 추가 가능성을 제공한다. 예컨대, 중간 가요부(135 및 172)는 동작가스의 압력을 받고, 지지체(182)는 지지를 제공하는데 사용될 수 있어, 중간 가요부(135 및 172)의 두께 및/또는 프로파일이 디스플레이서(122)에 소정의 스프링 상수를 제공하도록 맞추어질 수 있다.
- [0130] 디스플레이서(122)의 제 1 만곡(132)은 엔진으로 형성될 경우 팽창챔버(110)내 높은 동작온도를 견디는 것이 요구된다. 하우징(102)의 상단벽(126)은 또한 팽창챔버(110)에서 디스플레이서(122)의 왕복운동을 수용하도록 구성된 형태 및 수직 오프세트를 갖는다. 형태 및 오프세트는 디스플레이서(122)의 중앙영역 위의 최소 챔버 높이를 전체적으로 제한하지 않고도 디스플레이서 운동을 여전히 허용하면서 팽창챔버(110)의 전체 부피를 줄인다. 챔버 높이가 줄어들어 본 명세서에서 하기에 기술된 바와 같이 점성 손실이 높아질 수 있다. 이점적으로, 상단벽(126)의 형태 및 오프세트는 그렇지 않은 경우보다 하우징(102)에 가장 가까운 작은 챔버 높이를 용이하게 한다. 도 2에서 상단벽(126)의 형태 및 오프세트의 수직 스케일이 과장되어 있다.
- [0131] 일반적으로, 디스플레이서(122)의 자연 주파수가 제 1 인터페이스(120)의 자연 주파수에 가깝거나 일치하면 편리하다. 제 1 인터페이스(120)는 질량(즉, 다이어프램(128), 로드(104), 및 로드와 의해 구동된 하중질량의 결합된 질량)이 더 크므로, 디스플레이서(122)는 일반적으로 중간 가요부(135 및 172)의 경도는 튜브 스프링(156) 및 다이어프램(128)의 결합된 경도 보다 미만인 것을 필요로 한다.
- [0132] 일반적으로, 디스플레이서(122)에 외부 드라이브를 제공할 필요를 방지하는 것이 바람직하다. 디스플레이서(122)의 유효질량, 중간 가요부(135 및 172)의 스프링 상수, 제 1 및 제 2 표면(188 및 190)의 유효면적, 및 본 명세서에서 나중에 개시된 방법을 이용한 하우징(102)의 질량을 선택함으로써 0이 요구되는 외부 디스플레이서 힘이 달성될 수 있다. 디스플레이서(122)의 유효질량은 유사한 강체 위치 디스플레이서의 물리적 질량 관점에서 정의되고, 만곡부(132 및 136)의 효과 및 질량에 대한 가스 동적 기여를 고려한다. 추가 탄성력이 필요하다면, 제 1 및 제 2 만곡(132 및 136) 중 어느 하나 또는 모두 간에 추가 만곡부(183)에 의해 제공될 수 있다. 이점적으로, 추가 내부 만곡부(183)를 덧붙임으로써 이들 표면들에서 피크 스트레스 또는 표면(188 및 190)의 유효면적을 변경함이 없이 디스플레이서(122)의 스프링 상수의 동조가 용이해 진다. 더 세부내용은 "열음향학적 동작의 고려"라는 제목으로 나중에 본 명세서에 기술되어 있다. 디스플레이서(122)상에 작용하는 힘이 적절히 균형이 이루어지면, 디스플레이서 운동을 위해 전혀 외부 디스플레이서 구동력이 요구되지 않는다.
- [0133] 실제 하드웨어에서 밸런스와의 같은 설계에 의해 정확하게 예측하고 그런 후 달성하는 것은 특정 기기의 정확한 수학적 모델의 구성을 필요로 한다. 일실시예에서, 디스플레이서(122)의 외부 드라이버는 균형력을 벗어난 임의의 작은 잔여량의 결정을 용이하게 하도록 제공될 수 있으며, 이는 그런 후 0의 구동력 조건을 달성하도록 특징되고 보상될 수 있다. 연속한 보상 설계의 실행은 외부 구동을 생략할 수 있다. 도시된 실시예에서 도 1을 다시 참조하면, 자기회로(242) 및 환형코일(244)로 구성된 음성코일에 의해 디스플레이서 드라이버가 제공된다. 코일(244)은 기계적으로 제 1 인터페이스(122)에 결합되고 상기 제 1 인터페이스에 부과된 구동력은 코일을 지나서 전류를 제어함으로써 제어될 수 있다.
- [0134] 가스 통로
- [0135] 본 명세서에서 앞서 기술한 바와 같이, 흐름 마찰저항력 소산은 동작가스 속도에 따라 증가하고 그러므로 주파수가 증가함에 따라 증가한다. 그러나, 증가된 주파수가 행정시 정합 감소(commensurate reduction)에 의해 수행되는 경우, 속도가 일정하게 유지될 수 있다. 그러나, 진동하는 유속이 일정하게 유지되더라도, 흐름통로의 수경반지름이 점성특징 길이보다 더 큰 경우 주파수에 따라 흐름 마찰저항이 여전히 증가한다. 흐름통로의 유체 반경 또는 특징치수(r_h)는 다음과 같다:

수학식 3

$$r_h = \frac{V_i}{A_w}$$

[0136]

[0137] 여기서, V_i 는 가스 통로 대신 가스 침투 부피이며, A_w 는 가스통로의 젖은 표면적이다.

[0138] 점성특징 길이는 다음과 같다:

수학식 4

$$\delta_v = \sqrt{\frac{2\mu}{\omega\rho}}$$

[0139]

[0140] 여기서, μ 는 동작가스의 점성도이고, ρ 는 동작온도 및 압력에서 가스 밀도이고, ω 는 진동흐름의 각주파수이다.

[0141] 점성특징 길이보다 실질적으로 더 작은 수경반경(hydraulic radius)을 갖는 구조에서 흐름의 경우, 진동흐름에 대한 유압저항은 기본적으로 안정된 비진동(non-oscillatory) 흐름과 같다. 이 경우, 흐름이 역류 전에 안정된 흐름 프로파일로 완전히 발전되기에 충분한 시간이 있다. 그러나, 수경반경이 실질적으로 점성특징길이보다 더 큰 경우, 안정적 흐름을 위해 유압저항이 더 크다. 그런 후 전단 유체층은 단지 대략적으로 특정 길이의 두께만큼이며, 이 경계층 밖으로 흐름은 진동 플러그 흐름(oscillating plug flow)이 된다.

[0142] 유사한 열진동 특징길이는 진동하는 열엔진에 필요한 치수의 스케일을 제공한다. 2개의 물질들을 분리하는 인터페이스의 특징길이 내에 있는 물질의 부피만이 동작 주파수에 의해 결정된 가용한 시간에 상호 열교환에 참여할 수 있다. 특징 열길이는 다음과 같다:

수학식 5

$$\delta_K = \sqrt{\frac{2k}{\omega\rho C_p}}$$

[0143]

[0144] 여기서, k 는 열전도도이고, ω 는 각운동 주파수이며, ρ 는 가스 또는 재료의 밀도이고, C_p 는 일정 압력시 재료 열용량이다.[0145] 가스에 대해, 열 및 점성 특성길이들은 거의 같다(가스에 대한 프란틀수(prandtl number)는 1에 가깝고, 프란틀수는 점성확산속도 및 열확산속도 간의 비이다). 열교환기의 가스 측면에서, 밀도는 압력에 의존하며 따라서 열 특징길이는 압력이 증가함에 따라 줄어든다. 이는 왜냐하면 가스의 열전도도가 주로 압력에 무관한 반면 용적 열용량(pC_p)은 가스 분자 수에 비례하며 이에 따라 압력이 증가하기 때문이다. 따라서, 고압 가스를 완전히 가열 또는 냉각시키기가 더 어렵고, 이는 동작가스의 동작 압력에 대한 제한들 중 하나이다. 가스 압력 또는 동작 주파수가 증가함에 따라, 열교환기에서 가스 흐름 통로의 특징치수는 유사한 열접촉을 유지하기 위해 특징길이에서 감소와 수축 정합되어야 한다. 그러나, 가스 흐름 통로의 치수를 줄임으로써 흐름 마찰저항이 증가된다. 본 발명자는 더 큰 앞면적과 더 짧은 흐름길이를 갖게 통로(146)에서 축열기의 개구비 변경으로 이들 증가된 손실이 완화되는 것을 알았다.

[0146] 통로(146)의 일실시예가 도 10에 확대해 상세히 도시되어 있다. 이 실시예에서, 통로(146)는 팽창챔버(110)와 압축챔버(112) 간에 유체 흐름경로를 제공하도록 절연재료(180) 및 만곡부(132 및 136)를 통해 경로가

정해진다. 도 10을 참조하면, 압축챔버(112)로부터 나온 가스는 접근도관부(148)를 통해, 제 1 열교환기(140), 축열기(114) 및 제 2 열교환기(138)로 흐른다. 절연물(180)이 채워진 디스플레이서의 두께는 팽창챔버(110)와 압축챔버(112) 간에 적절한 절연을 제공하도록 선택된다. 열교환기(138 및 140)와 축열기(114)가 디스플레이서의 전체 두께를 차지하도록 구성될 수 있지만, 이들 요소들의 최적 크기는 최적 효율을 위해 더 작은 수직 범위를 지시한다. 접근도관부(148)는 열교환기(138 및 140)와 축열기(114)의 최적화 크기를 용이하게 하도록 초과 수직범위를 차지하도록 제공된다. 접근도관부(148)와 관련해 (예컨대 횡단면적의 힘 및/또는 변경으로 인한) 마찰, 이완, 작은 손실뿐만 아니라 동작가스 부피의 증가로 인한 압축 손실이 있다. 디스플레이서(122)의 두께는 접근도관부(148)의 포함 및 디스플레이서 절연을 통해 팽창챔버 및 압축챔버 간에 열전도 손실로 인해 결합된 손실이 최소화되도록 선택될 수 있다.

[0147] 제 2 열교환기

[0148] 엔진으로서 기기(100) 동작시, 제 2 열교환기(140)는 가스를 냉각시키기 위한 저온 열교환기로서 작동한다. 제 2 열교환기(140)의 높이(h_2)는 가스 흐름(304)이 접근도관부(148)에서 전체적으로 수직한 흐름으로부터 제 2 열교환기를 지나는 전체적으로 횡방향 흐름으로 평균흐름방향에서의 변화를 받게 한다. 이점적으로, 가스흐름방향에서의 이 변화는 가스가 횡으로 흐르는 동안 열추출을 용이하게 한다. 제 2 열교환기(140)는 가스흐름경로(304)에서 복수의 수직으로 뻗어 있는 열전도 핀(pin) 또는 핀(fin)(302)을 포함한다.

[0149] 제 2 열교환기(140)는 또한 축열기(114)와 통하는 실질적으로 횡방향으로 뻗어 있는 인터페이스(300)를 포함한다. 도시된 실시예에서, 제 2 열교환기(140)의 측면 치수는 높이(h_2)보다 훨씬 더 크며 따라서, 핀이 수평으로 지향된 경우 가용해질 수 있는 것보다 수직방향으로 도전핀(302)을 지나는 열흐름에 대해 훨씬 더 큰 도전면적이 가용해질 수 있다. 또한, 원거리의 열이 핀을 따라 전도되는 것이 필요하며, 핀이 수평으로 지향되어 있다면 훨씬 더 짧아진다. 더욱이, 제 2 열교환기(140)는 상기 제 2 열교환기의 입구(306)에서 가스 흐름(304)이 축열기(114)에 들어가기 전에 도전 핀(302)으로 최소 상호작용 길이(308)를 갖도록 축열기(114)보다 훨씬 더 넓어질 수 있다. 제 2 열교환기(140)를 통한 가스 흐름(304)은 전반적인 횡흐름에서 인터페이스(300)에 가장 가까운 전반적인 수직 흐름까지 한층 더 흐름 재지향을 받게 된다.

[0150] 엔진으로서 기기(100)를 동작할 때, 열수송도관(142)은 물과 같은 냉각 열교환유체를 나른다. 열도전핀(302)에 의해 동작가스로부터 제 2 열교환기에서 추출된 열이 열교환유체에 전해진다. 이점적으로, 기술된 바와 같이 가스흐름을 재지향시킴으로써, 열전도가 축열기(114)에서 가스 흐름과 동일한 법선방향으로 발생되고 따라서 도전핀(302)과 열수송도관(142) 사이에 열전도를 위해 더 큰 횡단면적이 가능해지며, 이로써 동작가스와 열전달유체 간에 온도 차를 최소화한다. 대조적으로, 종래 기술의 엔진들은 축열기 가스 흐름방향에 수직한 열을 제거하도록 시도되었고, 열전달을 위한 횡단면적은 훨씬 더 작았다.

[0151] 축열기

[0152] 이 실시예에서, 축열기(114)는 미소모세관 어레이(micro capillary array), 다공성 세라믹 또는 팩 스페어(packed sphere)와 같은 다공성 재료의 매트릭스(310)로 구성된다. 대안으로, 적층식 와이어 스크린 또는 권선식 와이어 축열기가 또한 사용될 수 있다. 수학식 3에 따라 계산된 매트릭스(310)의 세공 유압반경은 수학식 4에 따라 계산된 열특징길이 미만이어야 하므로, 축열기(114)에서 로컬 가스온도는 실질적으로 로컬 매트릭스(310)의 온도와 같게 된다. 로컬 온도는 축열기의 일단에서 타단으로 변한다. 이 조건이 충족되면, 축열기를 통해 흐르는 가스에서 열이완 손실이 무시될 수 있다. 그러나, 매트릭스(310)의 작은 구멍의 치수로 상대적으로 흐름 마찰저항 손실이 커진다. 이점적으로, 축열기(114)는 가스 흐름(320)에 수직한 큰 횡단면적과, 매트릭스(310)를 통한 가스 흐름길이가 짧은 상대적으로 짧은 수직 범위(h_3)를 갖는다. 더욱이, 매트릭스(310)에서 구멍의 개수는 가스 흐름(320)의 속도 및 이에 따른 흐름 마찰저항 손실이 축열기 열교환 효과에 대하여 최적으로 밸런스되도록 선택된다.

[0153] 도시된 실시예에서, 기기(100)에 의해 체험되는 전체 고온에서 저온의 온도 그래디언트는 축열기(114)를 가로질러 나타나고 따라서 매트릭스(310)는 축열기를 가로지르는 손실이 되는 비생산적인 열전도를 줄이기 위해 양호한 열 절연체이어야 한다. 매트릭스(310)는 고온에서 저온 송풍동안 동작가스로부터 열을 흡수하고 매트릭스 벽은 온도가 높아지게 된다. 이는 축열기에서 가스 온도는 매트릭스(310)의 벽과 등온(isothermal)이므로 송풍의 마지막시 축열기(114)를 나가는 가스가 송풍 시작시보다 더 뜨거운 것을 의미한다. 이는 제 2 열교환기(140)로 전달된 원치 않는 초과 열을 구성하며, 이는 제 2 열교환기에 의해 제거되어야 한다. 마찬가지로, 저온에서 고온으로의 송풍시 매트릭스(310)의 벽은 열을 가스로 전달하는 매트릭스로 인해 송풍의 마지막시 온도가 낮아진다.

따라서, 축열기(114)를 나가는 가스의 온도는 시작시보다 송풍의 마지막시 온도가 더 차가워진다. 이는 제 1 열교환기(138)에 의해 구성될 필요가 있는 온도 부족을 구성한다. 따라서, 매트릭스(310)는 뚜렷한 온도 변화없이 고온에서 저온 또는 저온에서 고온과 관련된 열을 저장할 충분한 열용량을 가져야 한다. 적절한 축열기 매트릭스들이 마티니(Marini)의 미국특허 4,416,114에 기술되어 있으며, 상기 참조문헌은 전체적으로 본 명세서에 참조로 합체되어 있다.

[0154] 제 1 열교환기

[0155] 엔진으로서 기기(100) 동작시, 제 1 열교환기(138)는 가스를 가열하기 위한 고온 열교환기로서 동작한다. 제 1 열교환기(138)는 외부 열원과 열적으로 통하고 열을 팽창챔버(110) 안팎으로 흐르는 가스에 전달한다. 제 1 열교환기(138)의 높이(h_1)로 인해 가스 흐름(304)이 전체적으로 축열기(114)에서 수직 흐름으로부터 제 1 열교환기를 통해 전체적으로 횡 흐름으로 평균흐름방향의 다른 변화를 받게 한다. 제 2 열교환기의 경우에서와 같이, 가스 흐름방향에서의 이런 변화는 횡으로 흐르는 동안 가스에 열의 전달을 용이하게 한다. 제 1 열교환기(138)는 가스 흐름(304) 경로에서 복수의 수직으로 뻗은 열도전 핀(pin) 또는 핀(fin)(312)들을 포함한다.

[0156] 가스흐름(304)이 열교환기를 통해 축열기(114)를 나갈 때, 축열기와 제 1 열교환기(138) 간의 인터페이스(314)에서 평균흐름방향에 상당한 변화를 받게 된다. 가스흐름방향에서의 이 변화는 엔진에 열 전달을 위한 더 큰 횡단면적을 가능하게 한다. 제 1 열교환기(138)는 또한 축열기(114)보다 더 넓을 수 있고, 이는 그런 후 핀(pin) 또는 핀(fin)(312)에 가스흐름(304)을 위한 최소 상호작용 길이를 제공한다. 또한, 제 2 열교환기(140)에서 여분의 폭을 보상하는 여분의 폭은 축열기 매트릭스(310)가 측벽 흐름 재분포를 위해 구성되지 않더라도 축열기(114) 및 제 1 열교환기(138)를 통한 가스흐름(304)의 흐름경로부(316,318, 및 320)에 흐름저항이 매우 작아지게 한다. 따라서, 축열기를 통한 가스흐름(304)은 전체적으로 316-320으로 도시된 바와 같이 균일하게 재분포된다.

[0157] 도시된 실시예에서 도 2를 다시 참조하면, 외부에 제공된 열에너지(200)가 하우징(102)을 통해 기기(100)에 전달된다. 열에너지는 축열기(114)를 통해 가스흐름(320)과 실질적으로 동일한 방향으로 제 1 열교환기(138)의 도전핀(312)으로 전달된다. 이점적으로, 제 1 열교환기(138)의 확장된 횡 범위는 관리가능한 수준으로 열교환기를 통한 열유속밀도를 유지하기 위해 충분한 횡단면적을 제공한다.

[0158] 대안으로, 다른 실시예에서 열수송도관(142)과 유사한 열수송도관은 고온 열전달유체와 제 1 열교환기(138) 간에 열에너지를 전달하기 위해 제공될 수 있다. 도 1에 도시된 엔진 실시예에서, 엔진 기기(100)를 테스트하기 위해 카트리지 히터(240)에 의해 열이 제공된다.

[0159] 열유향학적 동작 고려

[0160] 상술한 바와 같이, 고주파수 및/또는 고압에서, 동작가스의 관성을 고려하는 것을 무시함으로 인해 기기(100)의 동작 행동의 수학적 모델이 부정확해진다.

[0161] 도 11을 참조하면, 기기(100)에서 음향출력 흐름이 350으로 개략 도시되어 있다. 도 1에 도시된 제 1 인터페이스(120)는 370으로 개략 도시되어 있고 편의상 "다이어프램"이라는 용어를 이용해 하기의 설명에 언급된다. 도 1에 도시된 제 2 인터페이스는 372로 개략 나타내지며 편의상 "디스플레이서"라는 용어를 이용해 언급된다. 엔진으로서 도 1에 도시된 기기(100)의 안정상태 동작 동안, 다이어프램(370)과 디스플레이서(372)는 고정된 진폭으로 진동한다. 디스플레이서(372)의 왕복운동은 소정 위상각(예컨대, 45°)만큼 다이어프램(370)의 왕복운동을 초래한다. 진동은 다이어프램(370) 및 디스플레이서(372)의 각각의 표면(150 및 190) 사이에 정의된 부피에서 동작가스의 압력스윙 및 흐름을 야기한다. 동작가스 흐름과 수반한 압력 스윙은 압축챔버(112)로부터 제 2(저온) 열교환기(140), 축열기(114) 및 제 1(고온) 열교환기(138)를 통해 팽창챔버(110)로 이동하는 압축챔버(112)내 음향출력 흐름(352)에 해당한다. 도 11에서 화살표는 음향출력 흐름의 순환방향을 나타낸다.

[0162] 축열기(114)는 동작가스를 축열기 매트릭스(310)의 온도와 실질적으로 같은 온도를 유지하는데, 이는 매트릭스에서의 구멍에 해당하는 유압반경이 열특성길이(수학적 3 및 4)보다 더 작기 때문이다. 기기(100)를 가로지르는 온도 그래디언트가 축열기(114)를 가로질러 발생하고, 온도는 압축챔버(112)로부터 팽창챔버(110)로 증가한다. 따라서, 압축챔버(112)로부터 팽창챔버(110)로 동작가스가 흐름에 따라, 온도가 높아지고 압력이 축열기(114) 전체에 걸쳐 대략 같고 동작가스의 질량이 보존되기 때문에, 부피 흐름속도가 증가한다. 이는 다음과 같은 이상기체 법칙 $PV=nRT$ 로부터 정성적으로 이해될 수 있다.

[0163] 부피 유량 진폭이 증가하는 것은 음향출력이 증가하는 것에 해당하며 따라서, 축열기(114)를 나가는 음향출력은

축열기로 들어오는 음향출력보다 더 크다. 그러므로, 축열기(114)는 상기 축열기를 가로지른 온도 차에 의해 제 공된 에너지로 음향출력 증폭기로서 동작한다. 열교환기(140 및 138)는 엔진 안팎으로 열을 전달함으로써 이 온 도 차를 유지하는 기능을 한다. 축열기(114)를 통한 음향출력 흐름을 상징적으로 나타낸 대시 외곽선의 증가한 폭은 음향출력(354)이 증폭된 이런 출력 증가를 나타내는데 사용된다.

[0164] 디스플레이서(372)는 팽창챔버(110)(이하 팽창공간이라 함)에 대한 부피내에서 증폭된 음향출력(354)을 흡수하 고 점선 외곽선(356)으로 도시된 압축챔버(112)(이하 압축공간이라 함)에 대한 부피로 다시 출력을 전달한다. 도 11에 도시된 바와 같이, 외곽선(356)은 대시라기보다 점선인데, 이는 루프(350)의 나머지에서 경우과 같이 음향출력이 디스플레이서(372)의 진동에 의해 전달되며 동작가스를 통해서 전달되지 않기 때문이다. 디스플레이 서(372)에 의해 반향된 출력이 압축챔버(112)를 나가는 안정상태 음향출력보다 더 크고, 다이어프램(370)의 왕복운동(358)을 통해 엔진의 유용한 출력을 나타내는 차(差)가 밖으로 흐른다. 도 11은 디스플레이서(372)가 전혀 없는 이동과 열음향 엔진과 유사물을 제안하기 위해 도시되어 있다. 오히려, 이런 이동과 열음향 엔진에서, 음향출력은 동작가스의 부피를 통해 되돌아 온다. 음향출력을 되돌려 보내기 위한 기계적 디스플레이 서(372)의 운동을 이용함으로써 엔진 크기를 크게 줄일 뿐 아니라 임의의 가스 스트리밍의 가능성을 제거하는 이점이 있다. 스트리밍은 열음향 엔진에서 루프 주위로 동작가스의 벌크 순환이며, 고온가스가 저온 측으로 흐 르고 저온 가스가 고온 측으로 흐름에 따라, 고온에서 저온 측으로 원치 않는 열전달을 야기한다. 대조적으로, 음향출력은 루프 주위로 어떠한 순 움직임 없이 가스 질량의 전후 진동이다. 제 2차 열음향 효과에 의해 스트리 밍이 야기된다.

[0165] 도 11과 연계해 기술된 동작은 베타 구성엔진에 대한 것이다. 알파 구성엔진에서, 제 2 다이어프램(또는 피스톤)은 팽창공간에서 음향출력을 흡수하고 이를 제 1 및 제 2 다이어프램 사이에 결합된 외부 기계적 수단 또는 외부 전기적 수단에 의해 압축공간의 제 1 다이어프램으로 다시 보낸다. 베타 구성 기기는 도 11에 도시된 디스플레이서(372)의 운동을 통해 편하게 음향출력 복귀를 제공한다.

[0166] 임의의 비이상적인 엔진에서, 상술한 과정에 대한 손실이 있다. 압축챔버(112)에서, 음향출력을 줄이는 점성도 와 열이완 손실(360)이 있다. 마찬가지로, 각각의 열교환기(138 및 140)에서의 손실(366 및 362)과, 축열기 (114)에서의 손실(364)과 팽창챔버(110)에서의 손실(368)이 있다. 이들 손실들 모두가 음향출력을 열로 변환함 으으로써 음향출력을 저하시키도록 작용하고, 본 명세서에 기술된 바와 같이 엔진의 치수 및 설계를 최적화함으로 써 최소화될 수 있다. 음향출력 손실을 이끄는 것 이외에, 또한 고려해야 할 비생산적 열전달 손실이 있다. 가 령, 축열기 매트릭스(310)를 통한 열 전달은 유용한 엔진출력에 기여하지 못한다. 축열기(114)의 나머지 비유효 성도 또한 추가적인 비생산적 열전달에 기여한다. 열음향학 이론은 이들 손실을 고려하고 기기(100)의 최적 성 능을 달성하기 위한 치수를 최적화하기 위한 적절한 방법을 제공한다.

[0167] 도 12를 참조하면, (도 11에 도시된)음향출력 흐름에 대한 동적 변수의 상대 페이지를 도시한 페이지 다이어프 램이 전체적으로 400으로 도시되어 있다. 모든 동적 변수들은 이 열음향학적 모델에서 사인형으로 변하는 것으 로 암묵적으로 가정되며 편의상 복소수 변수로 표현될 수 있다. 이들 복소수 변수는 페이지 다이어프램(400) 상 에 ("페이지(phasor)"라고 알려진) 위상벡터로 표현될 수 있으며, 실수 성분은 x축을 따라 표시되고 허수 성분 은 y축을 따라 표시된다.

[0168] 도 12 내지 도 14는 위치(S), 속도(V), 용적 가스흐름(U) 및 압력(P)을 나타내는 4가지 타입의 페이지들을 나타 낸다. 모든 페이지 타입들은 단위 기준길이에 주어져 있으나, 동일한 타입의 페이지들에 대해 각각의 길이는 이 들 페이지들 간에 상대 크기를 나타낸다. 페이지 다이어프램(410)은 단지 체적 흐름 페이지의 근사 표현만을 제 공한다. 실제 흐름 페이지 길이 및 각도는 열음향학적으로 계산될 필요가 있으며 기기 전체에 걸쳐 연속으로 변 한다. 그러나, 결과는 정성적으로 매우 유사하다. 각각의 페이지들 간의 각도는 대응하는 동적 변수들 간에 위 상 관계를 나타낸다. 페이지 다이어프램(400)은 다이어프램 위치 페이지(402)(S_{dia})를 가지며, 상기 페이지는 임 의로 할당된 0° 의 위상각도를 갖는다. 디스플레이서 위치 페이지(404)(S_{dis})는 다이어프램 위치 페이지(402)를 45° 로 이끈다. 해당하는 속도 페이지는 $i\omega$ 를 곱함으로써 발견되며, ω 는 각주파수이고 i 는 -1의 제곱근이다. 따라서, 해당하는 다이어프램 및 디스플레이서 속도 페이지($(406)(V_{dia})$ 및 $(408)(V_{dis})$)는 각각의 위치 페이지 (S_{dis} 및 S_{dia})를 90° 로 이끈다. 다이어프램(370) 및 디스플레이서(372)는 이 분석에서 동일한 진폭 및 유효면적 을 갖도록 취해진다. 다이어프램 및 디스플레이서(370 및 372)의 운동은 챔버에서 가스 흐름을 야기한다. 부호 관례에 따라 다이어프램(370)의 양의 속도는 도 11에서 아래에 그리고 다이어프램(370)의 중양을 향한 가스 흐 름에 해당하며, 중양을 향한 가스 흐름은 반시계방향이며 이에 따라 도 11에서 양의 흐름방향에 대해 음이다.

[0169] 도 13을 참조하면, 따라서, 압축공간에서 다이어프램 유도 부피 가스흐름 페이지(412)(U_{dia})는 실질적으로 다이어프램(V_{dia})(즉, 도 13에서 페이지(406))에 반대이다. 압축공간에서 디스플레이서 유도 흐름은 시계방향으로 양의 디스플레이서 속도(도 11에서 아래)이며 이에 따라 양이다. 페이지(414)는 압축공간에서 디스플레이서 유도 흐름(U_{dis})이고 실질적으로 도 12에서 408로 도시된 디스플레이서 속도 페이지와 같은 방향에 있다. 압축공간에서 총 부피 가스흐름은 다이어프램과 디스플레이서 유도 흐름의 벡터 합(즉, $U_{dia}+U_{dis}$)이며, 부분적 흐름 취소가 있기 때문에 길이가 더 짧아진 페이지(416)(U_{tot})로 표현된다. 실제 열역학적으로 계산된 압축공간 압력 페이지가 도 11의 엔진에 대해 418(P1)로 도시되어 있다. 팽창 및 압축챔버(110 및 112)는 낮은 흐름 마찰저항 가스 흐름 통로에 의해 연결되고 도 11에 도시된 음향출력 루프를 따라 측정된 바와 같이 엔진의 치수는 동작 주파수에서 음향 파장보다 훨씬 더 짧고, 압력 페이지(418)는 엔진내 모든 곳에서 거의 동일하다. 압력 페이지(418)는 압축챔버(112)의 중심에서 계산되나 엔진내 모든 곳에서 압력 페이지는 매우 유사하다. 다이어프램 운동의 양의 방향은 엔진에서 동작가스 부피를 증가시키는 방향(즉, 도 11에서 아래)으로 결론적으로 양의 다이어프램 변위에 있도록 할당되며, 이는 동작 부피를 늘리고 엔진에서의 압력을 줄이게 한다. 따라서, 압력 페이지(418)는 다이어프램 운동(S_{dia})(페이지 402)와 약 180° 의 역위상이 될 것으로 예상되며, 이는 계산된 페이지(418)에 의해 만족된다.

[0170] 음향출력은 다음과 같이 주어진다:

수학식 6

$$P_{ac} = \frac{1}{2} \cdot Re[U1 \cdot P1^*]$$

[0171]

[0172] 여기서, $U1$ 은 부피 가스 흐름의 복소수 변수 표현이고, $P1^*$ 는 가스 압력진폭을 나타내는 복소수 변수의 복소수 켤레이다.

[0173] 상기 식으로부터, 다이어프램에 의해 제거된 음향출력은 다이어프램 유도 $U1$ (즉, 페이지(412))에 대한 $P1$ (즉, 페이지(418))의 투영에 비례한다. 도 13은 양 다이어프램에 대한 $P1$ 의 투영 및 디스플레이서 유도 흐름(U_{dia} 및 U_{dis})을 도시한 것이다. 도시된 바와 같이 상대 위상각들에 대해, 다이어프램 유도 흐름(U_{dis})에 대한 $P1$ 의 투영은 네가티브이고 도 11의 시계방향 음향출력 루프로부터 제거된 음향출력을 나타낸다. 이는 엔진의 유용한 출력을 나타낸다. 다이어프램 및 디스플레이서의 각각의 운동에서 위상 차가 주어지면, 다이어프램 유도 흐름(U_{dis})(페이지(414))에 대한 $P1$ 의 투영은 다이어프램 유도 흐름(U_{dia})(페이지(412))에 대한 $P1$ 의 투영보다 더 크다. 따라서, 디스플레이서 운동으로 인해 입력된 음향출력은 다이어프램에 의해 제거된 음향출력보다 더 크다. 각각의 만곡부(132 및 136)의 표면(188 및 190)이 동일한 유효면적을 갖고, 디스플레이서 표면들이 떨어진 정해진 거리로 고정 이격되어 있다면 팽창 및 압축 챔버 부피 가스흐름에 대한 디스플레이서의 효과는 같다. 부피 가스흐름의 양의 방향이 도 11에서 시계방향 카운터로서 취해진다. 따라서, 현재 가정하에서, 디스플레이서에 의한 압축공간에 제공되기 때문에 디스플레이서에 의해 팽창공간으로부터 동일한 출력이 제거된다.

[0174] 디스플레이서 드라이버

[0175] 그러나, 팽창 및 압축 공간에서 압력 페이지는 흐름 마찰저항 및 가스 관성으로 인해 정확히 같지 않다. 도 14를 참조하면, 디스플레이서 위치 페이지(S_{dis})는 404로, 디스플레이서 속도 페이지(V_{dis})는 408로, 계산된 팽창공간 압력 페이지는 426으로, 그리고 계산된 압축공간 압력 페이지는 418로 도시되어 있다. 압력 차는 벡터(430)이며, 이는 432에서 원점으로 평행이동된 것이 도시되어 있다. 이 압력 차는 디스플레이서 양단에 나타나고 디스플레이서에 작용하는 힘에 해당한다. 따라서, 심지어 디스플레이서의 제 1 및 제 2 표면(188 및 190)의 동일한 유효면적으로도, 압력차로 인해 디스플레이서 구동력 또는 댐핑력이 발생될 수 있다. 이 특별한 경우, 압력 차는 거의 정확하게 디스플레이서 위치 페이지(404)와 동위상에 있다. 따라서 디스플레이서 양단의 압력 차는 주로 추가 유효 디스플레이서 질량으로서 작동하고, 그 기원은 동작가스 관성에 대한 진동 가속도를 제공하는데 필요한 압력 차이이다. 그러므로, 가스 동역학은 디스플레이서(122)의 자연 진동주파수에 영향을 끼치고 디스플레이

이서의 이동하는 질량 및 기계적 탄성력 설계시 고려되어야 한다. 이 특별한 경우, 속도 벡터(424)에 대한 디스플레이서에 대한 압력 차의 투영이 매우 작아 디스플레이서는 실질적으로 엔진 가스 동역학에 의해 구동되거나 댐핑되지 않는다. 디스플레이서 표면 유효면적에서의 작은 변화로 디스플레이서 속도 페이지에 압력차 페이지의 0이 아닌 투영을 발생시킴으로써 댐핑 구동 또는 디스플레이서 구동이 제공될 수 있다.

[0176] 도 14의 페이지 다이어프램에 도시된 결과는 단지 열음향학적으로 계산된 동작가스 동역학으로 인한 디스플레이서 구동 구성부품들만을 나타낸 것이다. 이들 힘들은 하우징(102) 내부에 발생되고 엔진에 작용하는 어떠한 외력이 없는 상태에서, 기기의 질량중심은 공간에 여전히 고정되어 있다. 따라서, 기기의 동작시, 하우징은 하우징의 질량 대 움직이는 인터페이스의 질량들의 비(比)들에 따르는 진폭을 갖는 가역적인 상보적 진동을 갖는다. 하우징 대 무거운 인터페이스(120)의 질량비가 지배적인 기여를 제공한다. 하우징이 고정될 수 있는 장착 구조물(미도시)에 제공된 임의의 댐핑력 및 탄성력은 또한 하우징 운동의 크기 및 위상을 계산하기 위해 고려될 필요가 있는 질량 중심에 외력을 제공한다. 도 2를 다시 참조하면, 디스플레이서(122)는 외주부(133 및 170)에서 하우징(102)에 부착되나, 중간 가요부(135 및 172)에 의해 제공된 굴곡으로 인해, 중심부(134 및 174)는 하우징과 고정단계에서 움직이지 않게 된다.

[0177] 디스플레이서는 하우징(102)으로 복원되는 유효질량과 중간 가요부(135 및 172)로 인한 유효 스프링 상수를 갖는 강체 중심(중심부(134 및 174))으로서 간주될 수 있다. 시스템의 이런 동적 모델에서, 외주부(133 및 170)로 인한 디스플레이서의 유효질량이 하우징(102)에 할당되는데, 이는 디스플레이서(122)의 이 부분이 하우징과 함께 고정적으로 이동하는 것으로 추정되기 때문이다. 디스플레이서(122)의 강체 중심은 하우징과 별개로 움직이고, 유효 이동질량이 할당된다. 중간 가요부(135 및 172)는 스프링 상수를 특징으로 하는 질량없는(mass-less) 스프링으로 모델화된다. 하우징(102)의 진동 운동은 중간 가요부(135 및 172)에서 굴곡으로 인해 중심부에 대한 하우징의 변위가 있을 때마다 디스플레이서(122)의 강체 중심부에 구동력을 부과한다. 구동력의 크기는 하우징(102)의 질량과 상기 하우징이 장착된 장착 구조물의 질량을 조절함으로써 제어될 수 있다. 장착 구조물의 질량 증가는 하우징(102)의 진동 크기를 줄이고 따라서 디스플레이서(122)의 강체 중심부에 대한 구동력을 감소시킨다.

[0178] 대안으로 또는 추가로, 기기(100)에 제 2 실린더를 추가하는 것과 같이 기기(100)의 동적 밸런싱이 이용될 수 있으며, 도 2에 도시된 왕복 성분과 180° 역위상으로 동작한다. 또 다른 실시예로, 하우징(102)의 동적 밸런싱을 이용함으로써, 하우징의 운동으로 인한 디스플레이서 구동력이 크게 소거될 수 있다. 단일 실린더 엔진도 또한 제 1 및 제 2 인터페이스의 운동의 질량 가중화 페이지 합과 180° 역위상 스프링에 의해 기기에 부착된 질량을 구동시킴으로써 밸런싱될 수 있다. 하우징 진동은 트랜스듀서 동작에 필요하지 않는데, 이는 가스 압력들만이 상술한 바와 같은 유효면적에 대한 적절한 선택으로 다이어프램을 구동시킬 수 있기 때문이다.

[0179] 제 1 및 제 2 표면(188 및 190)에 대한 가스 압력의 크기 및 부호는 제 1 표면(188) 및 제 2 표면(190) 유효면적 비를 조절함으로써 조절될 수 있다. 도 2에서, 도시된 바와 같은 디스플레이서(122)는 제 1 만곡(132)의 중심부(134)와 제 2 만곡(136)의 중심부(174)는 면적이 같지 않다. 중심부(174)의 면적은 중심부(134) 면적보다 약 10% 더 크므로, 디스플레이서(122)에 작용하는 힘 및 디스플레이서(122)의 자연 주파수는 엔진에 대해 위상각 만큼 제 1 인터페이스(120)의 왕복운동을 야기하는 디스플레이서(122)의 소정 왕복운동이 되게 조절된다. 일 실시예에서, 약 45°의 위상각이 바람직하나, 다른 엔진 실시예에서는 45°와는 다른 각들도 또한 가능하다.

[0180] 디스플레이서(122)에 작용하는 가스 압력은 (본 명세서에서 나중에 상세히 기술된 바와 같이) 열음향학적 효과를 고려한 기기(100)의 수학적 모델을 구성함으로써 계산될 수 있다. 수학적 모델에서, 제 1 인터페이스(120) 및 디스플레이서(122)에 대한 소정의 왕복운동 진폭들이 이들 운동들 간에 소정의 상대적 위상각(가령 45°)을 따라 특징된다. 소정 왕복운동은 수학적 모델에 대한 입력을 형성하고, 이 모델은 기기(100)의 동작 부피 내내 모든 점들에서 압력, 진폭 및 압력 위상각을 계산하는데 사용된다. 디스플레이서(122)의 제 1 및 제 2 표면(188 및 190) 모두에 걸쳐 합한 압력은 표면이 실질적으로 강체 지지체(189)에 의해 함께 연결되기 때문에 디스플레이서에 작용하는 계산된 순 가스 압력이다. 외주 지지체(133 및 170)에 가장 가까운 위치에서, 표면에 대한 최종 발생한 압력은 하우징(102)에 주로 작용하는 반면, 중심부(134 및 174)에 걸쳐, 동일한 압력이 디스플레이서(122)의 강체 중심의 유효 이동질량에 주로 작용한다. 특정 반경에서 디스플레이서(122)의 중심의 유효질량을 구동하는데 기여하는 힘의 비율은 상기 반경에서 왕복운동 진폭과 최대 진폭(예컨대, 디스플레이서(122)의 중심에서 진폭) 간의 비만큼 상기 반경으로 계산된 힘을 스케일링함으로써 결정된다. 제 1 표면(188) 또는 제 2 표면(190) 중 어느 하나에 대한 압력 적분의 결과는 디스플레이서의 이동하는 유효질량에 작용하는 힘 페이지 뿐만 아니라 하우징(102)에 작용하는 힘 페이지이다.

- [0181] 대안으로, 표면의 진정한 표면적 비율인 디스플레이서(122)의 표면 유효면적에 작용하는 평균 압력 페이지를 산출함으로써 계산이 해석될 수 있다. 평균 압력 페이지가 곱해진 나머지 표면적은 하우징(102)에 힘을 발생한다.
- [0182] 상기 방법을 이용해, 디스플레이서(122)의 강체 중심부에 작용하고 하우징(102)에 작용하는 순 힘을 나타내는 힘 페이지는 표면(188)에 작용하는 가스 압력으로부터 계산될 수 있다. 마찬가지로, 강체 중심부(132)와 하우징(102)에 작용하는 힘 페이지가 제 2 표면(190)에 작용하는 가스 압력으로부터 계산될 수 있다. 유효 표면적(188 및 190)이 같더라도, 제 1 및 제 2 표면적(188 및 190)에 작용하는 각각의 힘은 크기가 비슷하나, 정확히 같지 않으며 대략 위상이 반대이다. 제 1 및 제 2 표면(188 및 190)에 작용하는 각각의 힘은 같지 않은데, 이는 가스 압력 진폭 및 위상이 가스 점성도 및 관성으로 인해 팽창챔버(110) 및 압축챔버(112)에서 정확히 같지 않기 때문이다. 디스플레이서(122)의 이동 중심에 작용하는 순 힘과 하우징(102)에 작용하는 순 힘은 디스플레이서(122)의 제 1 및 제 2 표면(188 및 190)에 대해 계산된 각각의 구성요소들의 벡터 합이다.
- [0183] 동일한 방식으로, 다이어프램(128)에 대한 순 힘을 산출하기 위해 수학적 모델이 적용될 수 있으며, (바운스 챔버에서 가스 부피가 중요한 가스 스프링을 구성할 경우) 별도의 열음향학적 계산이 바운스 챔버(152)의 효과를 고려하기 위해 사용된다.
- [0184] 시스템의 동적 모델에 대해, 3가지 중요한 운동들이 있다. 이들은 제 1 인터페이스(120)의 운동, 디스플레이서(122) 및 하우징(102)의 운동이다. 이들 3개 운동들 각각의 크기와 위상은 편의상 수학적으로 복소평면에서 페이지로 표현된다. 따라서, 벡터 페이지는 90° 씩 해당하는 변위 페이지를 이끈다.
- [0185] 따라서, 3개 힘 페이지들은 디스플레이서(122), 다이어프램 및 하우징(102)에 대해 계산될 수 있다. 이들 힘 페이지들은 여분의 탄성력 또는 여분의 유효질량으로서 투영 행동의 부호에 따르는 대응하는 왕복운동 페이지들과 정렬된 성분들로 분해될 수 있다. 추가로, 힘 페이지들은 댐핑계수 또는 구동계수로서 해석되는 투영의 부호에 따르는 속도 페이지와 정렬되는 성분들로 분해될 수 있다. 열음향학적 모델로부터 계산된 디스플레이서(122), 다이어프램 및 하우징(102)에 대한 최종 발생한 스프링형 성분 및 댐핑형 성분들이 그 밖의 다른 표준 3개 질량결합 발전기 계산에서 순수한 기계적 기여, 필요한 추가 외부 디스플레이서 및 소정의 안정상태 동작을 위해 계산된 다이어프램 힘들에 추가된다. 3개 질량결합 발전기 계산들이 마리오의 "입자 및 시스템의 고적역학" 2판, J.B. Marion, Academic Press(1970)에 기술되어 있으며, 이는 본 명세서에 전체적으로 함체되어 있다. 외부 디스플레이서 및 다이어프램 힘들은 도 2에 도시된 요소들에 작용하는 가스 압력 또는 요소들의 기계적 스프링 상수에 기인하지 않는 임의의 힘들을 의미한다. 계산된 외부 디스플레이서 힘들이 디스플레이서(122)의 중심부와 하우징(102) 사이에 작용하는 한편, 외부 다이어프램 힘들은 인터페이스(120)와 하우징(102) 사이에 작용한다.
- [0186] 안정상태 동작에 필요한 다이어프램에 대한 계산된 외력 페이지는 다이어프램의 변위 페이지와 정렬된 성분 및 해당 속도 페이지와 정렬된 성분으로 분해될 수 있다. 변위 페이지와 정렬된 0이 아닌 성분은 스프링형 힘에 해당하고 이 외부 성분은 다이어프램(128) 또는 튜브 스프링(156)의 기계적 스프링 상수 또는 제 1 인터페이스의 질량에 일치하게 조절함으로써 소거될 수 있다. 속도 페이지와 정렬된 0이 아닌 성분은 외부 구동 또는 댐핑 요인에 해당한다.
- [0187] 기기(100)가 엔진으로 구성되는 경우, 출력을 발생하고 따라서 최소로 로드(104)에 부착된 부하(미도시)가 (인터페이스(120)의 일부인) 로드와 하우징(102) 사이에 작용하는 댐핑력을 제공해야 한다. 엔진에 의해 발생된 출력을 이용하는데 해당하는 이런 댐핑력 없이, 정의에 의해 안정상태 동작을 구성하지 않는 제 1 인터페이스(120)의 왕복운동의 진폭이 증대된다. 발전기 유도 댐핑의 크기는 발전기에 의해 나타난 명백한 부하 저항을 변경함으로써 조절될 수 있으며, 이는 발전기에 부착된 출력변환 전자장치들에 의해 행해질 수 있다.
- [0188] 외부 디스플레이서 구동 또는 안정상태 동작에 필요한 댐핑이 0이 아니면, 디스플레이서(122)의 강체 중심과 하우징(102) 간에 연결된 디스플레이서 드라이브가 시스템으로부터 전력을 공급하거나 제거해야 한다. 표면(188 및 190) 간에 상대적으로 큰 간격이 주어지면, 절연재료(180) 중 일부를 옮겨 만곡부(132 및 136) 사이에 (도 1에 도시된 음성코일 액츄에이터와 같은) 작은 액츄에이터를 둘 수 있다. 그러나, 나중에 본 명세서에 논의된 필요한 외부 디스플레이서 힘이 0이도록 기기(100)를 설계하는 것이 이점적이다.
- [0189] 하우징 진동 및 가스 동역학을 고려한 디스플레이스 드라이브의 페이지 표현들이 도 15 및 도 14에 도시되어 있다. 도 15를 참조하면, 디스플레이서 운동 페이지(S_{dis})가 다시 404로 도시되어 있고 해당하는 속도 페이지(V_{dis})는 408로 도시되어 있다. 하우징 운동 페이지(S_h)는 442로 도시되어 있고, 훨씬 더 작으며 다이어프램 운동 페이지(402)(S_{dia})와는 현저히 역위상인데, 이는 기기의 질량 중심이 여전히 고정되어 있고 하우징 질량이 다이어

프램 및 임의의 부착된 하중의 질량보다 훨씬 더 크기 때문이다. 하우징(102)과 디스플레이서(122)의 강체 중심부 간에 작용하는 탄성력은 디스플레이서와 하우징 간에 상대 운동에 따르면, 이는 페이지(404 및 442) 간에 벡터 차로 표현된다. 이 벡터 차는 원점으로 평행이동 후의 페이지(444)로서 도시된다. 하우징(102)과 디스플레이서(122)의 중심 사이에 작용하는 중간 만곡부(135 및 172)로 인한 탄성력은 이 상대운동에 반대이고 따라서 힘 페이지(446)로 표현된다. 페이지(446)를 디스플레이서 운동 페이지(404)로의 투영이 예상된 탄성적인 반면, 속도 페이지(408)로의 페이지(446)의 0이 아닌 투영(408)이 작은 것에 유의하라. 양이고 0이 아니기 때문에 이 투영은 디스플레이서(122)의 강체 중심에 작용하는 총 힘을 얻기 위해 가스 동역학적 기여력에 추가되어야 하는 구동력을 구성한다. 하우징 진동 구동력의 크기는 하우징 대 디스플레이서의 움직이는 유효질량의 질량비에 따라 하우징 질량이 증가함에 따라 감소한다.

[0190] 하우징 진동 드라이브 기여 및 가스 동역학적 힘 기여의 0이 아닌 벡터의 합은 디스플레이서가 합의 부호에 따라 구동되어야 하거나 디스플레이서로부터 출력이 추출되어야 하는 것을 의미한다. 어느 한 경우, 이는 상술한 바와 같이 액츄에이터를 제공함으로써 달성될 수 있고, 이는 디스플레이서(122)로부터 출력을 제공하거나 추출하도록 구성될 수 있다. 그러나, 디스플레이서 드라이브를 추가할 필요성을 방지하는 것이 저가의 스틸링 엔진 설계에 이점적이며, 0 드라이브 요건이 되는 밸런스를 달성하는 것이 바람직하다. 디스플레이서의 제 1 및 제 2 표면(188 및 190)의 유효면적의 정확함 선택에 의해 0 드라이브 요건들이 달성될 수 있다. 도 16에 도시된 팽창측 힘 페이지(450)(F_e)는 제 1 표면(188)의 유효면적 및 팽창측 유효 압력 페이지(426)의 크기의 곱이다. 팽창측 힘 페이지 각은 유효 압력 페이지 각과 같으며, 이는 대략 팽창측 중심 압력 각과 같지만 정확하게 같지는 않은데, 이는 압력 위상이 디스플레이서의 표면에 대해 완전히 일정하지 않기 때문이다. 마찬가지로, 압축측 힘 페이지(452)는 제 2 표면(190)의 유효면적과 압축측 유효 압력 페이지(418)의 크기의 곱이다. 도 11의 부호 관행에 따라(양의 아랫방향), 압축측 힘의 페이지 각은 팽창측 힘 페이지와 180° 도 역위상인데, 이는 표면(190)에 대한 압력이 팽창측과의 힘에 반대되기 때문이다.

[0191] 도 16에 도시된 페이지 다이어그램 예에서, 표면(188)의 유효면적에 비해 표면(190)의 더 큰 유효면적이 고려되어 있다. 이는 도 2에 도시된 실시예에 해당하며, 중심부(174)는 중심부(134)보다 10% 더 크다. 최종 발생한 힘 페이지는 유효 압력 페이지와 일치하기 때문에, 양 힘들은 디스플레이서 운동 페이지(404)와 디스플레이서 속도 페이지(408)에 0이 아닌 투영을 갖는 것에 주목하라. 디스플레이서 중심에 작용하는 순 힘(454)은 팽창측(450)과 압축측(452) 힘의 벡터 합이다. 이 순 힘을 디스플레이서 속도(408)로의 투영은 디스플레이서 드라이브 또는 댐핑에 대한 가스 동역학적 기여이다. 주로 대향력 페이지들(450 및 452)의 크기는 팽창 및 압축측 표면(188 및 190) 중 하나 또는 모두의 유효면적을 변경함으로써 조절될 수 있다. 유효면적 비에서 상대적으로 작은 변화는 순 힘(454)의 크기 및 방향에 큰 영향을 갖게 된다. 디스플레이서 표면의 유효면적을 변경하는 것은 또한 디스플레이서 운동 페이지(404)에 힘(454)의 투영을 또한 변경하는 것이며, 이는 유효 탄성력 또는 디스플레이서의 유효면적을 변경하는 것과 같은 것임에 유의하라. 따라서, 디스플레이서 표면적의 유효면적의 변경은 왕복운동을 위해 소정의 자연 주파수로 디스플레이서의 공진 주파수를 유지하기 위해 디스플레이서의 기계적 탄성력 또는 디스플레이서 질량에서의 정합 변화를 필요로 한다. 디스플레이서 표면들 중 하나의 유효면적 변경은 또한 기기에서 가스 흐름에 대한 2차 효과를 가지며 따라서 압축 및 팽창챔버 각각에서 압력 페이지(418 및 428)에 변화를 초래한다. 그러나, 유효면적에서 작은 변화는 가스 압력에서 단지 작은 변화이지만 순 디스플레이서 힘에서 큰 변화를 초래한다. 따라서, 반복 계산이 급격히 수렴된다.

[0192] 제 1 및 제 2 표면(188 및 190) 중 하나의 유효면적에서의 변화는 표면의 실제 면적을 변경함으로써 성취될 수 있다.

[0193] 대안으로, 유효면적에서의 변화는 표면의 실제 면적을 변경하지 않고도 성취될 수 있다. 도 2를 다시 참조하면, 제 1 및 제 2 만곡부(132 및 136)는 디스플레이서(122)의 중심으로부터 계속 밖의 하우징(102)의 벽(192)까지 뻗어 있다. 도시된 바와 같이, 제 1 및 제 2 표면(188 및 190)의 면적은 같으나 유효면적은 아니다. 만곡부 표면의 유효면적은 적분으로 계산되며, 통상적인 축 대칭으로 다음과 같이 작성될 수 있다:

수학식 7

$$A_{eff} = 2\pi \int_0^{r_0} \frac{z(r)}{z(0)} r dr$$

[0194]

[0195] 여기서, z 는 반경(r)의 함수로서 표면의 로컬 진동진폭이며,

[0196] $z(0)$ 는 표면의 중심 진폭이고,

[0197] r_0 는 표면의 외부 반경이다.

[0198] 따라서 각각의 다른 면적의 고리가 운동의 크기에 비례해 유효면적에 기여한다. 따라서, 벽(192)에 부착된 만곡부의 에지들이 전혀 기여하지 않는 반면, 디스플레이서의 운동 중심은 계산된 유효면적에 대한 총 면적을 제공한다. 마찬가지로, 만곡부 표면에 작용하는 압력 스윙으로 인한 힘이 다음과 같이 주어진다:

수학식 8

$$F_1 = \pm 2\pi \int_0^{r_0} P_1(r) \frac{z(r)}{z(0)} r dr$$

[0199]

[0200] 여기서, $P_1(r)$ 은 반경의 함수로서 압력 페이지이고,

[0201] F_1 은 만곡부와 임의의 부착된 질량 및 스프링의 이동 중심부로 구성된 동역학적 시스템에 작용하는 최종발생한 힘이다.

[0202] 힘의 부호는 부호 관행 및 대상 표면에 따라 양 또는 음이다. 고려되는 상황에서, 압력의 위상은 종종 근사를 이용할 수 있는 경우 표면에 걸쳐 약간 변한다:

수학식 9

$$F_1 \cong \pm A_{eff} \cdot P_1(0)$$

[0203]

[0204] 표면의 전체 실제면적에 작용하는 작동 압력의 나머지 힘은 중심 동역학적 시스템에서보다는 하우스징(102)의 벽(192)에 작용하며 다음과 같이 주어진다:

수학식 10

$$F_{h1} \cong \pm (A - A_{eff}) \cdot P(0)$$

[0205]

[0206] 상기 수학식 7로부터, 다이어프램(128)으로 행해진 함수 $z(r)$ 의 형태를 제어함으로써 유효면적이 변경될 수 있는 것이 인식될 수 있다. 두께 프로파일 $z(r)$ 에서의 변화는 (도 2에 도시된 바와 같이) 점진적일 수 있거나 주요 가요부(135 및 172)에서 더 얇아질 수 있는 표면들(188 및 190)과 같은 두께로 단계적으로 변할 수 있다. 따라서, 만곡부 표면의 유효면적은 두께 프로파일을 변경함으로써 맞추어질 수 있다. 디스플레이서의 경우, 소정의 디스플레이서 드라이브를 달성하기 위해 제 1 및 제 2 표면(188 및 190)의 각각의 프로파일들이 다를 수 있다.

[0207] 프로파일이 반경의 함수로서 점진적으로 변하는 다이어프램의 경우, 편향된 다이어프램 형태로 최종적 변화가

있게 된다. 중심이 더 두꺼워져 더 큰 반경에서 힘이 더 커지며, 그 결과 유효면적이 균일한 두께의 다이어프램보다 더 커진다.

[0208] 고온 엔진 실시예

[0209] 수학식 1로부터, 고온측 및 저고온측 온도(T_h 및 T_c) 간에 더 큰 차로 작동함으로써 엔진에 대한 증가된 출력이 제공될 수 있는 것이 명백해져야 한다. 따라서, 이 온도가 재료 구속조건들로 인한 제한 없이 증가될 수 없지만 상승된 온도(T_h)에서 엔진을 작동시키는 것이 바람직하다. 도 2에 도시된 기기(100)에서, 만곡부(132)의 제 1 표면(188)은 온도(T_h)를 받는다. 소정의 진폭 및 동작 주파수(예컨대, 250Hz 보다 큰 주파수)에서 왕복운동에 대해, 만곡부는 피로 임계한도 아래의 동작 스트레스에 대해 설계되어야 한다. 단지 적은 수의 재료들만이 무한 피로수명을 나타내며, 강철이 가장 탁월하다. 그러나, 최대 무한피로 스트레스는 온도가 증가함에 따라 낮아지며 따라서 T_h 는 최대 만곡부 온도에 의해 심하게 제한받는다. 추가로, 하우징(102)의 상단 벽(126)은 동작가스 압력에 의해 제공된 하중 하에서 동작된다. 그러므로, 최대 동작온도(T_h)는 하우징(102)에 사용된 재료에 의해 더 구속받으며, 이는 고온(T_h) 및 상당한 하중 하에서, 부하가 없는 최대 사용온도 미만이 된다.

[0210] 도 17을 참조하면, 고온 엔진 실시예의 개략도가 전체적으로 580으로 도시되어 있다. 엔진(580)은 압력 용기로서 작동하는 벨형태의 강철 하우징(600)을 포함한다. 하우징(600)의 하부는 전체적으로 구형이며, 이는 구성에 필요한 재료의 양을 최소화 한다. 엔진(580)은 압축챔버(601)와 팽창챔버(622)를 포함한다. 엔진(580)은 또한 다이어프램(602), 튜브 스프링(603), 바운스 챔버(604), 및 로드(605)를 포함하며, 이 모두는 이들 요소들이 엔진의 냉축에 모두 위치해 있기 때문에 실질적으로 도 2에 도시된 대응하는 요소들과 유사하다.

[0211] 엔진(580)은 디스플레이서(582)를 더 포함한다. 디스플레이서(582)는 외주부(606), 중심부(608) 및 중간 가요부(607)를 갖는 제 1 및 제 2 가스 불침투성 만곡부(630 및 632)를 포함한다. 외주부(606)는 하우징(600)에 부착된다. 이 실시예에서, 디스플레이서(582)는 또한 지지체(609)를 포함하며, 이는 예컨대 환형 리브 또는 포스트일 수 있다. 디스플레이서(582)는 상기 디스플레이서(582)의 높이가 줄어든 것을 제외하고는 도 2에 도시된 디스플레이서(122)와 전반적으로 유사한데, 이는 이 실시예에서 이들 요소들이 엔진(580)의 온측과 냉축 간에 주요 절연체로서 더 이상 기능하지 않기 때문이다.

[0212] 디스플레이서(582)는 적어도 상부 표면(615)에서 최대 엔진온도(T_h)를 견딜 수 있는 재료로 제조되는 이동 절연체(610)를 더 포함한다. 이동 절연체(610)는 만곡부(630)의 중심부(608)에 부착되고 디스플레이서(582)처럼 동일한 왕복운동을 받는다. 엔진(580)은 외주부(606)에 연결된 환형 절연체(611)를 더 포함한다. 환형 절연체(611)는 이동 절연체(610)와 같거나 유사한 재료로 제조될 수 있다. 이동 절연체(610)는 환형 절연체(611)에 대해 상대적으로 이동한다. 환형 절연체(611)와 이동 절연체(610)는 협소한 환형갭(612)(하기에서 "부가 갭(appendix gap)"이라고 함)을 함께 정의한다. 부가 갭(612)은 만곡부(630 및 632)의 운동과 간섭없이 디스플레이서(582)의 이동을 용이하게 하는 부피(613)와 소통한다. 이동 절연체(610)와 환형 절연체(611)는 고온 팽창챔버(614)와 저온 압축챔버(601) 간에 1차 절연을 제공한다. 절연체(610 및 611)의 벽들은 가스 불침투성이어야 하는 한편 절연체의 내부는 낮은 열전도도를 제공하도록 동작될 수 있는 다공성 세라믹일 수 있다.

[0213] 엔진(580)은 (하기에 더 상세히 기술된) 고온벽(616)을 더 포함하고 이동 절연체(610)의 상단면(615)은 고온 벽의 형태와 일치하는 대응 형태를 갖는다. 이동 절연체(610)의 상단면(615)은 디스플레이서(582)의 고온측 표면으로서 동작한다. 상단면(615)의 면적은 디스플레이서(582)의 저온측 유효면적과 유사해야 하나, 본 명세서에서 앞서 기술된 바와 같이 동작동안 디스플레이서에 대한 힘들을 균형 맞추기 위해 면적이 약간 다르게 될 수 있다. 상단면(615)은 강체면이기 때문에, 유효면적은 물리적 면적과 동일하다. 저온측에 대해, 유효면적은 도 2와 연계해 본 명세서에서 앞서 개시된 바와 같이 반경에 따른 하단 만곡부의 행정시 변화를 고려하기 위해 물리적 면적보다 작다.

[0214] 고온벽(616)은 가령 실리콘 카바이드(SiC) 또는 알루미늄 니트라이드(AlN)와 같은 높은 전도도의 세라믹 재료의 사용을 용이하게 하도록 돔형태를 갖는다. 세라믹 재료는 압축시 강하지만 신장시 약한 것이 알려져 있다. 도 17에 도시된 바와 같이 지향된 돔형태의 고온벽(616)은 동작가스의 하중압력으로 인해 고온벽에 작용하는 힘이 팽창력에 의해 역제되게 한다. 결과적으로, 엔진(580)의 고온벽은 종래 가능한 스테인레스강 또는 니켈 합금을 이용한 것보다 상당히 더 높은 최대 동작온도(T_h)를 갖는다. 고온벽(616)은 또한 텅스텐과 같은 내화금속 또는 탄소-탄소 복합체와 같은 섬유 복합체로 제조될 수 있으며, 이 경우 이들 재료들은 또한 인장에 강할 수 있기 때문에 고온벽이 반드시 돔형일 필요가 없다. 대안으로, 비세라믹 재료로 제조될 경우 고온벽(616)은 외부로 지

향된 돔형태(즉, 도 17에 도시된 고온벽(616)에 대한 맞은 편 돔형태)를 가질 수 있다.

- [0215] 일실시예에서, 엔진(580)의 외부 열원은 집중된 태양일 수 있으며, 이 경우, 고온벽(616)은 투명한 용융 실리카 또는 사파이어 돔으로 제조될 수 있다. 엔진에 열을 전달하는 대신, 투명 돔은 태양광 복사가 엔진에 들어가게 하고 엔진(580)내부에 열로 흡수되고 변환된다.
- [0216] 엔진(580)은 하우징(600)으로부터 아래로 뻗어 있는 절연 스페이스(617)를 더 포함한다. 절연 스페이스(617)는 고온벽에 압축 스트레스들이 절연 스페이스로 전달되도록 고온벽(616)에 대한 마운팅을 제공한다. 절연 스페이스(617)는 용융 실리카, 완전히 안정화된 지르코니아 세라믹 또는 멀라이트 세라믹(mullite ceramics)과 같은 낮은 열전도도의 내화금속로 제조될 수 있다. 대안으로, 절연 스페이스(617)는 고온 적응력과 높은 강도를 갖는 알루미늄 세라믹으로 제조될 수 있다. 알루미늄 세라믹의 실온 열전도도는 지르코니아 열전도도보다 더 큰 크기의 차수인 반면, 상승된 온도에서 알루미늄 세라믹의 전도도는 지르코니아의 열전도도와 유사한 값으로 급격히 떨어진다.
- [0217] 더 긴 경로, 더 얇은 벽 또는 둘 다에도 열전도도 손실이 충분히 낮게 유지되는 더 큰 전도도 재료를 이용하는 것이 또한 가능하다. 대안으로, 절연 스페이스(617)는 SiC, AlN, 실리콘 니트라이드(Si₃N₄) 또는 사이알론 세라믹(Sialon ceramics)의 낮은 열전도도 형태와 같은 의도적 맞춤식 속성을 갖는 더 진보된 재료로 제조될 수 있다. 이들 재료에서, 소결 첨가제 및 소결 프로파일을 조절함으로써, 열팽창계수 및 기계적 강도와 같은 재료의 기계적 특성에 상당한 변화없이 크기 차수만큼 열전도도가 변해질 수 있다.
- [0218] 절연링(617)은 고온벽(616)으로부터 하우징(600)까지 동작가스 압력으로 인한 하중을 전달한다. 따라서, 돔형태의 고온벽(616)에 대한 경우에서와 같이, 절연 스페이스(617)는 또한 압축력 아래에 있게 되며, 이는 세라믹 재료에 대한 바람직한 하중상태이다. 절연 스페이스(617)와 하우징(600) 사이의 나머지 부피(618)는 하중비함유 다공성 내화금속 절연물로 채워지고 동작가스 압력으로 가압될 수 있다.
- [0219] 엔진(580)은 또한 돔형태의 고온벽(616)과 절연 스페이스(617) 사이에 실링요소(620)를 포함한다. 실링요소(620)는 하우징(600), 스페이스(617), 및 고온벽(616)이 함께 필요한 압력 속박을 제공하도록 가스밀봉을 제공하는 약간 유연한 링일 수 있다. 이들 실링요소(620)는 스페이스(617)의 더 단단한 세라믹 재료와 고온벽(616) 사이에 더 부드러운 유연한 재료를 만입함으로써 형성된 고진공 타입의 실(seal)일 수 있다. 실링요소(620)는 니켈-코발트 초합금재료와 같은 재료로 제조될 수 있다.
- [0220] 일실시예에서, 고온벽(616)에 대해 높은 열전도도를 갖는 재료가 선택되는 반면, 절연 스페이스(617)에 대해 양호한 열절연 재료가 선택된다. 2개의 다른 재료들 간에 결합은 재료가 비슷한 열팽창율을 갖지 않는다면 복잡해질 수 있는데, 다른 열팽창률은 온도가 T_b 로 증가함에 따라 재료들 사이의 인터페이스에서 큰 스트레스를 야기하기 때문이다. 고온벽(616)에 대해 세라믹 재료 알루미늄 니트라이드와 절연 스페이스(617)에 대해 멀라이트가 양호한 열팽창 매치를 제공한다.
- [0221] 대안으로, 섬유들이 반경방향으로 지향된 탄소-탄소 섬유 고온벽(616)은 지르코니아 절연 스페이스(617)와 쌍을 이룰 수 있다. 고온벽(616)의 반경방향으로 지향된 섬유들은 탁월한 래디얼 열전도를 제공하는 한편, 횡섬유축을 따라 열팽창계수는 지르코니아의 열팽창계수에 가깝도록 구성될 수 있다. 반경방향으로 지향된 섬유들을 갖는 탄소-탄소 고온벽(616)은 인장시 양호한 강도를 제공하지 않으며 따라서 도 17에 도시된 바와 같이 지향된 돔형태를 가져야 하며, 섬유내 매트릭스는 압축시 지배적이다. 이 선택의 다른 이점은 고온측 열 교환기(619)가 팽창챔버(614)에서 열교환기 핀을 형성하도록 매트릭스를 지나 뻗어 있도록 섬유들에 대해 배열됨으로써 간단히 만들어질 수 있다는 것이다.
- [0222] 대안으로, 상술한 바와 같이 세라믹의 열전도도는 열팽창율에 상당한 영향을 주지 않고도 의도적으로 가변될 수 있다. 따라서, 고온벽(616)과 절연 스페이스(617)는 이점적으로 동일한 재료로 제조될 수 있다. 예컨대, 돔은 높은 전도도의 SiC이고 링은 낮은 전도도의 SiC일 수 있다. 그런 후 돔과 절연링 모두는 동일한 열팽창계수를 가지며, 이는 결합을 용이하게 한다. 세라믹에 대해 소결제와 유사한 조성물을 갖는 접합층이 높은 전도도 형태와 낮은 전도도 형태의 세라믹 재료 모두에 사용될 수 있다.
- [0223] 또 다른 대안적인 실시예에서, 열전도 고온벽(616)과 절연 스페이스는 비등방성 열전도 속성을 갖는 단일 복합재 재료로 제조될 수 있으며, 이로써 고온 실 및/또는 실링요소(620)에 대한 필요를 방지한다. 예컨대, 돔형 고온벽(616) 절연 스페이스(617)는 모든 탄소섬유들이 반경방향으로 지향된 단일 피스의 탄소-탄소 복합재로 제조될 수 있다. 그런 후, 섬유들은 스페이스 부분에서 열흐름에 수직으로 지향되며, 이에 따라 탄소 복합재의 열전

도도가 섬유방향으로보다는 섬유 횡방향으로 훨씬 더 낮기 때문에 양호한 절연을 제공한다. 따라서, 스페이서(617)는 하우스징(600)으로부터 돔형 고온벽부를 효과적으로 절연시킨다. 고온벽부에서 동일한 복합재 재료가 돔에서 래디얼 섬유방향으로 인해 효율적으로 열을 엔진(580)으로 전도한다.

[0224] 엔진(580)은 고온 열교환기(619), 축열기(621), 및 냉온 열교환기(623)를 포함하며, 이들은 일반적으로 도 10에 도시된 대응하는 요소들과 유사하다. 전반적으로, 돔형 고온벽(616), 절연 스페이서(617), 비하중함유 절연체(618), 제 1 열교환기(619), 축열기(621), 이동 절연체(610), 및 환형 절연체(611)의 속성들만이 엔진(580)의 고온측 온도(T_h)를 제한한다. 이들 구성요소들 모두가 탄소섬유 또는 다양한 다공성 및 비다공성 세라믹으로 제조될 수 있다. 돔형 고온벽(616)과 절연 스페이서(617) 만이 전체 가스 압력 하중을 지지해야 하며 이 실시예에서, 요소들 모두가 인장보다는 압축을 받고 있다. 따라서, 적절한 재료 선택으로 엔진(580)이 고온 강철 또는 니켈 합금을 이용해 제조된 상응하는 엔진보다 더 높은 온도에서 동작할 수 있는 것이 명백해야 한다.

[0225] 대안으로, 직열식 태양열 발전 엔진(580)에 대해, 고온벽(616)과 절연 스페이서(617)는 전혀 고온 결합이 필요 없는 용융 실리카로 된 단일 피스로 제조될 수 있다. 용융 실리카는 매우 낮은 열전도도를 가지며 따라서 양호한 절연 스페이서를 제공하고, 이런 실시예에서 열을 엔진에 전달할 필요가 없으므로 (돔형 고온벽(616)에 해당하는) 돔부는 다른 실시예들에서처럼 높은 열전도도를 가질 필요가 없다.

[0226] 압축챔버(601)에서 팽창챔버(622)로 동작가스를 밀어넣는 디스플레이서(582)의 과정에서, 동작가스는 고온 열교환기(619), 축열기(621), 저온 열교환기(623), 및 접근 튜브(624)를 통해 흐른다. 이들 구성요소들의 기능은 도 2 및 도 10의 저온 실시예에 대해 기술된 바와 동일하다. 고온(T_h)에서 동작에 대해, 고온 열교환기(619)와 축열기(621)는 더 높은 온도에 견뎌야 한다. 탄소 섬유로 제조된 고온 열교환기는 탄소 섬유가 매우 높은 온도를 견딜 수 있기 때문에 온도제한 요소가 되지 않는다. 고온 축열기는 가령 다공성 세라믹 또는 용융 실리카 튜빙(tubing)으로 제조된 마이크로 모세관 배열로 제조될 수 있다.

[0227] 엔진(580)은 또한 엔진의 저온측으로부터 열을 추출하기 위해 저온 열교환기(623)와 열적으로 통하는 열수송도관(625)을 포함한다. 따라서, 총 열 그래디언트($T_h - T_c$)는 축열기(621)를 가로질러 나타나고 그러므로 축열기 재료는 가스 흐름방향으로 양호한 열전도체이어야 한다. 축열기(621)는 이동 절연체(610)를 통한 열경로 길이와 비교시 상대적으로 짧은 흐름길이가 제공된다면 상당한 기생 열 흐름경로를 제공할 수 있다. 그러나, 이 짧은 열경로 길이는 단지 축열기(621)의 환형면적 위에만 있으며, 이는 단지 엔진의 고온측과 저온측을 분리하는 총 횡단면적의 작은 부분이다. 축열기(621)의 매트릭스의 열전도도는 엔진(580)의 최적 성능을 달성하기 위해 축열기의 전면 면적과 축열기를 통과하는 흐름길이를 최적화하는 것이 고려되어야하는 한가지 항목이다.

[0228] 고온 동작을 위해 구성요소 치수를 최적화하는 것은 일반적으로 낮은 동작온도와는 다른 치수를 야기한다. 전체 최적 설계를 산출하기 위해 모든 손실과 영향들이 동시에 고려되어야 하며, 이는 엔진의 완전한 열음향학적 모델을 세움으로써 행해질 수 있다. 도 2의 저온 엔진과 도 17의 고온 엔진 간의 다른 차이는 부가 갭(612)에 도입된 추가적 손실이다. 가스가 부가 갭(612)에 출입함에 따른 흐름손실뿐만 아니라 열교환 손실 모두가 있게 된다. 마지막으로, 그러나 서틀 손실이 무시될 수 있는 엔진(580)에서의 작은 변위가 있다면 서틀 손실이 있게 된다.

[0229] 부가 갭(612)의 설계를 위해, 적어도 3가지 선택이 있다. 제 1 실시예에서, 갭(612)은 부가 갭(612)의 저온 단부에서 부피(613)내 압력이 엔진(580)에서 압력 스윙을 따르지 않는 흐름 저항이 충분히 크도록 길이를 따라 소정 지점에서 충분히 협소해질 수 있다. 이 경우, 부피(613)에서 열이완 손실이 방지된다. 만곡부(630 및 632)은 부피(613)에서 압력이 실질적으로 일정하기 때문에 압축챔버(601)와 부피(613) 사이의 차동 압력을 견디는 것이 요구되는 한편, 챔버(601)에서 압력은 진동한다. 충분히 협소한 부가 갭(612)을 제공하기 위한 환형 절연체(611) 및 이동 절연체(610)의 제조는 소자들의 뻘뻘한 제조 허용오차가 유지되는 것이 필요하다.

[0230] 대안적인 실시예에서, 부피(613)가 엔진(580)의 압력 스윙을 따르도록 부가 갭(612)은 충분히 넓어질 수 있다. 그런 후, 부피(613)는 엔진 동작 부피의 일부가 되며 따라서 디스플레이서와 다이어프램에 의해 발생된 소정의 스윙 부피에 대한 압축을 줄인다. 추가로, 부피(613)에서 압력 스윙으로 인한 열이완 손실이 있다. 또한, 압력 변화는 부가 갭(612)을 통한 가스 흐름의 결과이기 때문에 흐름 손실이 있다. 저온 측을 향해 흐르는 고온 가스와 고온측으로 다시 흐르는 저온 가스로 인해 열전달 손실이 또한 있다. 부가 갭(612)은 갭이 부피(613)내 압력 스윙을 야기하는 가스 흐름에 대한 축열기로서 기능하도록 열특성길이(수학적 3)보다 더 협소해야 한다. 부피(613)가 줄어든 부피를 가지면 이들 모든 손실들이 줄어든다. 만곡부(630 및 632)의 중간 가요부(607)의 반경방향 폭을 줄이는 것은 부피(613)의 감소를 용이하게 하며, 이 경우 공간(613)에서 압력이 실질적으로 압축챔버

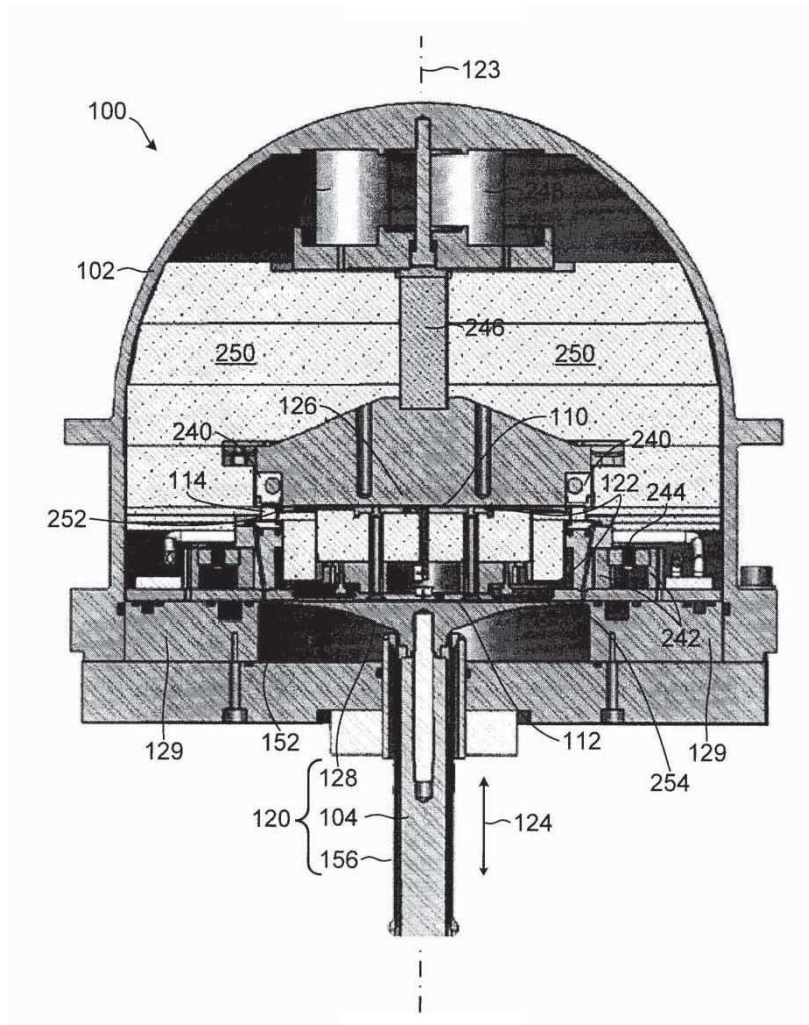
(601)에서와 같다면 만곡부가 상당한 차동 압력을 전혀 견딜 필요가 없기 때문에 가능하다. 그런 후 이중 만곡부(630 및 632)는 하나의 더 얇고 협소한 만곡부로 대체될 수 있다.

[0231] 제 3 실시예는 부피(613)가 효과적으로 압축챔버(601)의 일부가 되도록 나머지 만곡부가 내부에 절단된 가스 통로를 갖는 것을 제외하고는 상기 제 2 실시예와 전체적으로 유사하다. 이 경우, 부피(613)에서 압력 스윙은 압축 챔버로부터 흐름에 의해 지배적으로 제공될 수 있으며, 이로써 부가 갭(612)에서 흐름을 줄인다. 이 제 3의 경우에, 부가 갭(612)은 작은 비율의 동작가스에 대해 평행한 재생 가스 통로이다. 부가 갭 손실은 이들 설계 선택에 크게 좌우되며 최적 설계를 달성하기 위해 엔진의 열음향학적 모델에 포함되어야 한다.

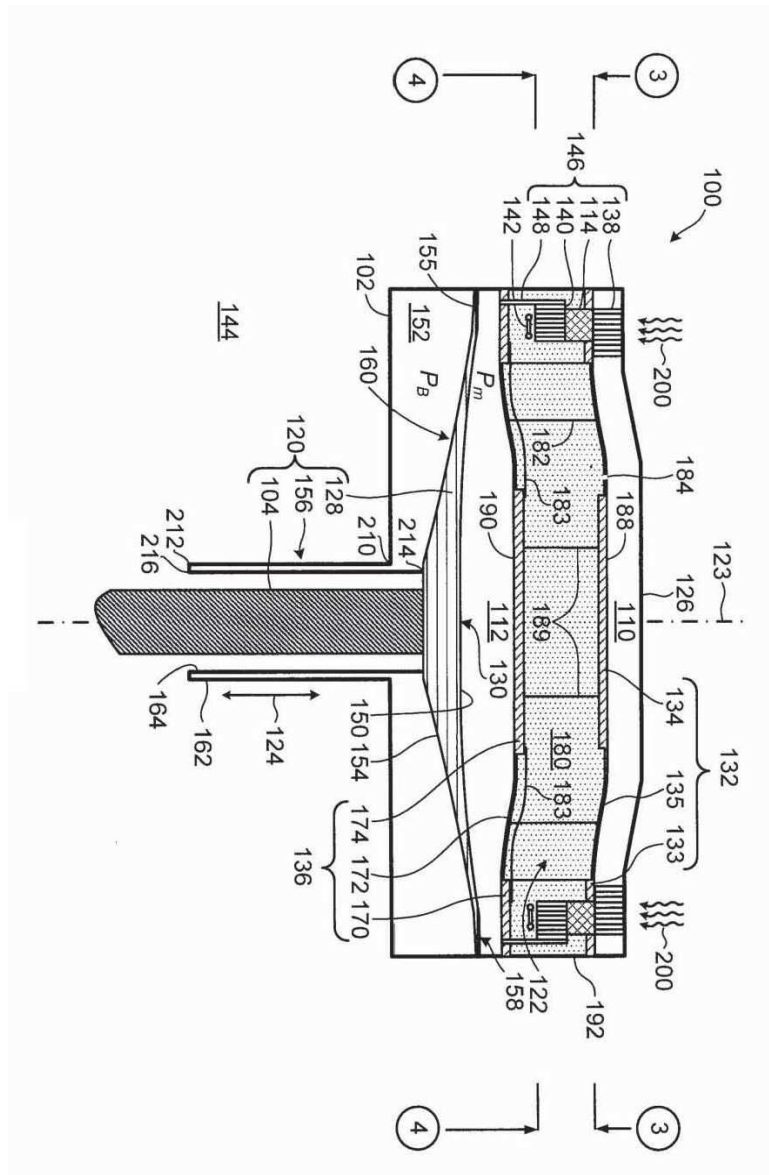
[0232] 본 발명의 특정 실시예가 기술되고 도시되었으나, 이런 실시예는 단지 본 발명의 예이며 특허청구범위에 따라 해석되듯이 본 발명을 제한하지 않아야 한다.

도면

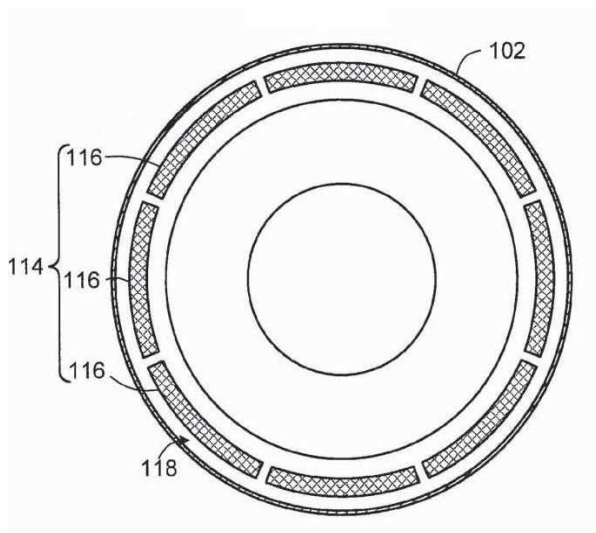
도면1



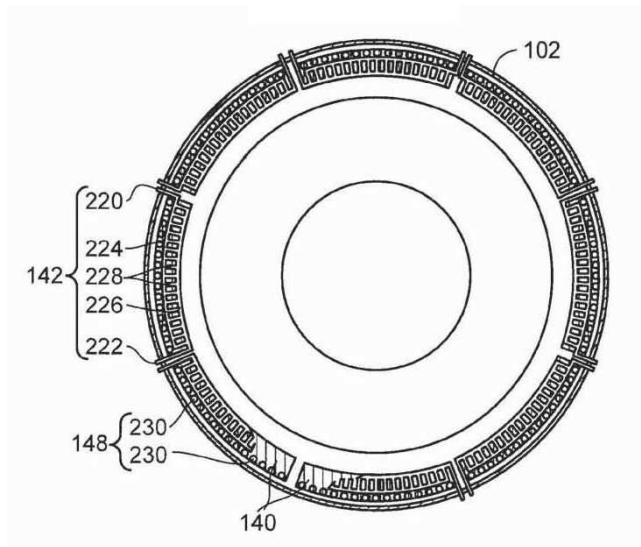
도면2



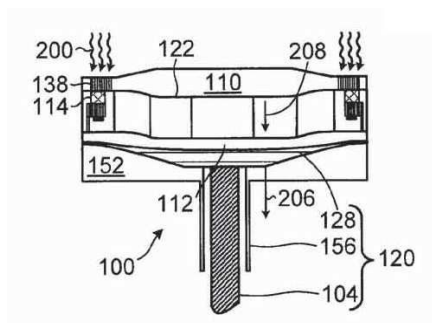
도면3



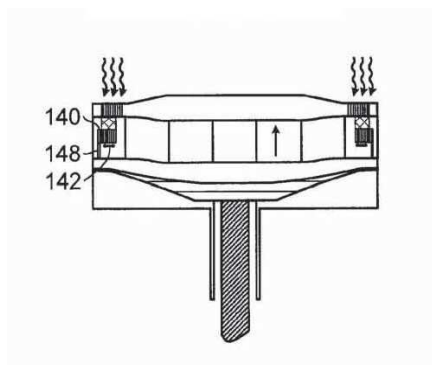
도면4



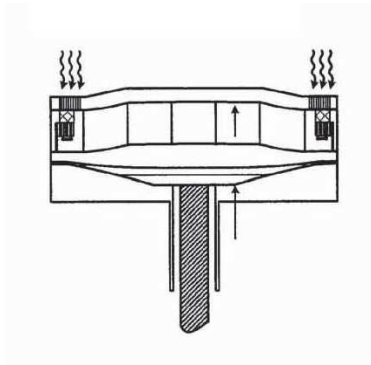
도면5



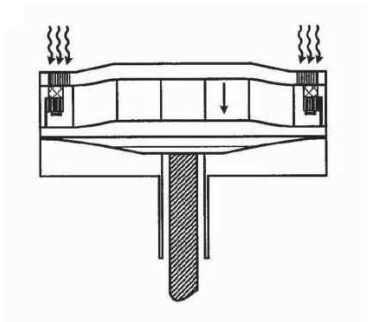
도면6



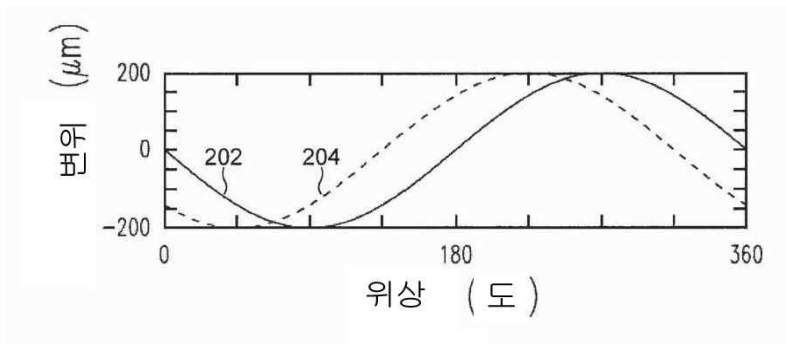
도면7



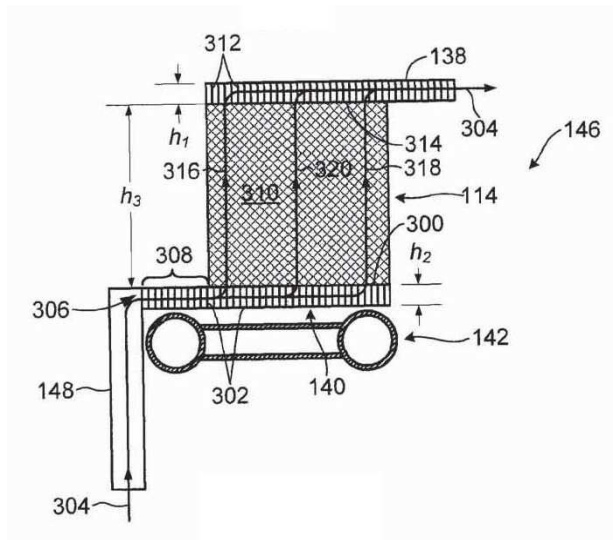
도면8



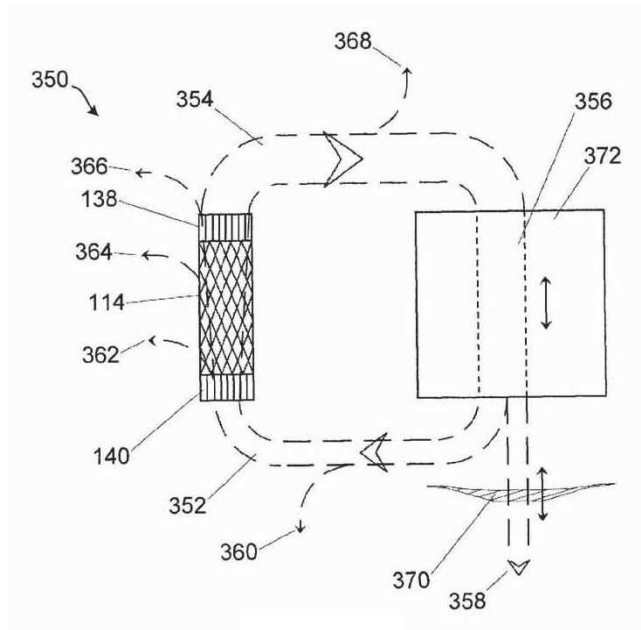
도면9



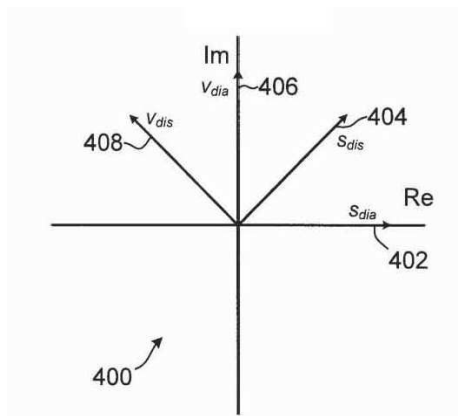
도면10



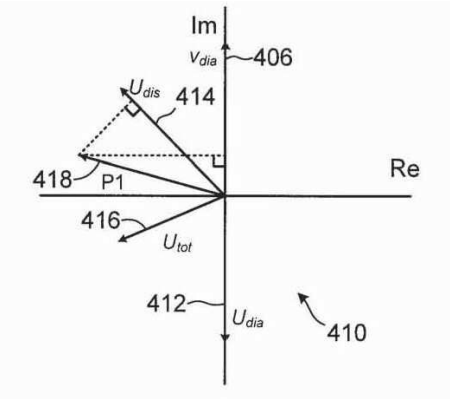
도면11



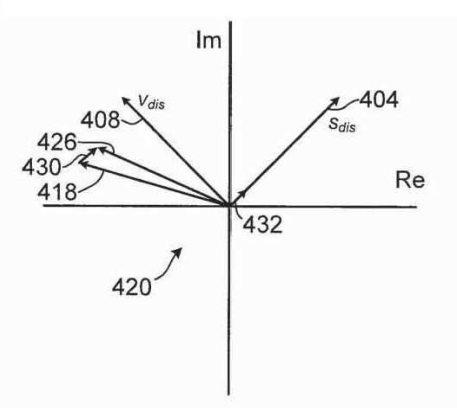
도면12



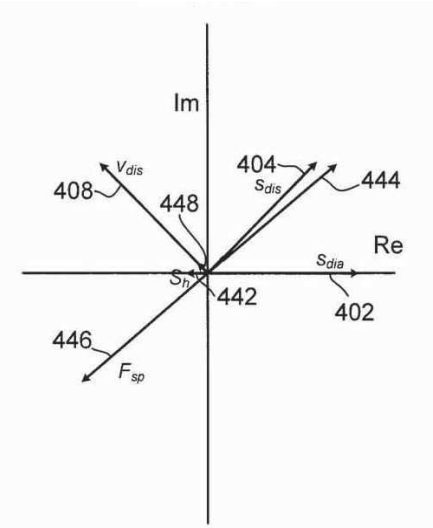
도면13



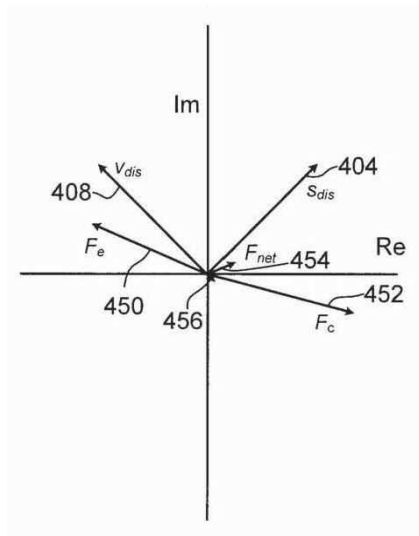
도면14



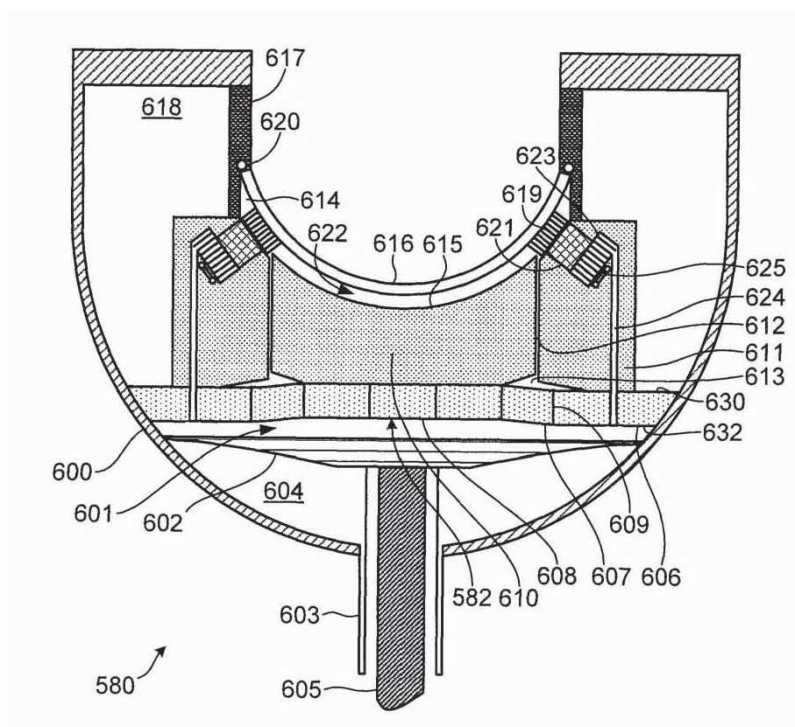
도면15



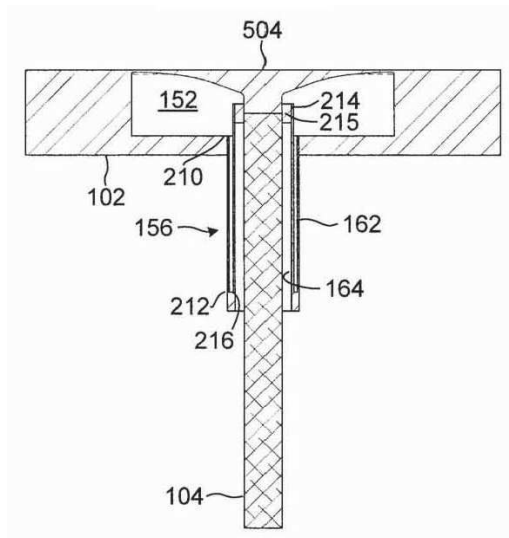
도면16



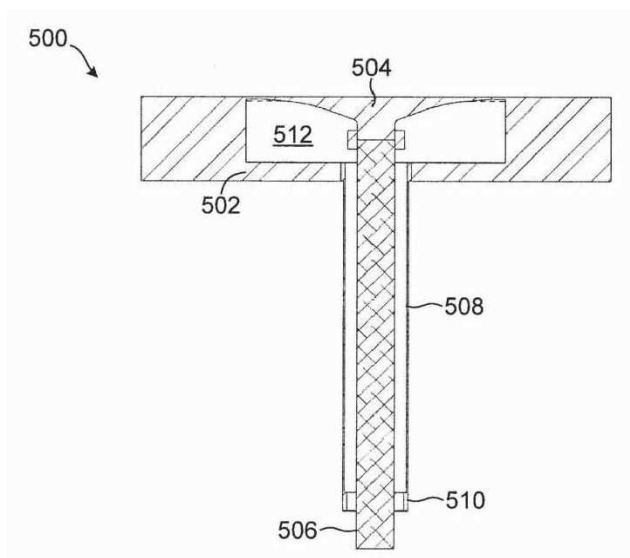
도면17



도면18



도면19



도면20

