



는)과 4행정 또는 그외의 기관, 자유 피스톤 또는 크랭크축 또는 기타의 기구에 연결된 피스톤을 갖는 기관, 가압 또는 비가압된 크랭크 케이스를 갖는 기관, 연결된 피스톤의 경우 피스톤이 커벡팅 로드에서 직접 또는 간접으로 피봇되어 연결될 수 있으며(크로스 헤드에 의해)이 피봇 연결은 예를들어 원통형(보스내에 저어널 또는 저어널 되지 않은 피스톤 핀에 의해) 또는 구형이다.

이러한 기계에 있어서 동작실과 피스톤 타측상에 위치한 실(예를들어 크랭크축 케이스) 사이의 시일은 보통 금속링에 의해 달성되며 금속링의 외부면이 실린더 벽의 내부에 긴밀하게 접촉되어 윤활 접촉을 형성하므로써 소착을 피하며 마모를 제한한다.

이것을 해결하기 곤란한 것은 아래 사항에 연유한다.

1) 미크론으로 측정되는 오일막의 두께보다 훨씬 큰 10분의 3~4밀리미터의 미소 팽창을 초래하는 수습도(°C)의 일시적인 온도차를 실린더 내벽, 링 및 피스톤 사이에서 회피하는 것이 불가능하다. 실린더에 라이너가 사용될 때는 동작가스의 압력 영향하에서 비교적 얇은 실린더의 라이너의 팽창에 따른 길이차가 미소 열팽창에 따른 직경차에 추가된다.

이것이 공지된 바와 같이 링의 한쪽을 갈라 내는 것(이후 서술될 프랑스공화국 특허출원 제707,660호에서 언급된 예외적 경우를 제외)과, 실린더의 내경보다 항상 작은 외경을 갖는 피스톤내의 홈에서 링의 자유 운동을 허용하는 것이 필요한 이유이다.

2) 동작실 내에서 압력과 온도가 최대가 되는 상사점(내연기관의 경우에는 연소 상사점) 근처에서는 링의 속도와 오일막의 유체 역학적 지지성이 낮아진다. 그때 링은 실린더의 내벽에 대해 작용되며 잔류 오일이 상방(만일 종래대로 동작실이 피스톤의 상부에 위치된다) 및 특히 하방으로 실린더 및 링의 상단의 마모를 야기하는 금속과 금속의 접촉을 일으키는 점까지 거동한다. 오일막의 소멸을 지연시키기 위한 최선의 해결책은 링의 높이를 증가하고 따라서 동일한 취출부에 남아 있는 오일의 체적을 증가하는 것이나, 이것은 커벡팅 로드와의 연결축 주위에서 실린더 내벽상의 원형 접촉과 피스톤의 홈의 하부 측면 상에서의 링의 뛰어난 지지를 유지토록 하기 위해 볼록 곡면 형상을 링에 주도록 하는 피스톤에 의한 주기적 기울기 때문에 달성하기가 난해하다. 이 해결책의 단점은 링의 압력시일 작동에 연유하여 수백 바에 달하기도 하는 특별한 접촉 압력을 초래하는 것이다. 따라서 다소 제한된 작동의 윤활 조건을 갖고 상사점을 관통해야 하며 일반적으로 나선형이며 오늘날 "호닝(honing)"으로 지칭되는 벽 처리에 의해 제공된 홈내의 실린더의 내벽에 오일이 잔류되어 있다.

또한 링의 갈라짐으로 인해 피스톤을 따라 고온의 연소가스가 유출(블로우-바이 현상으로 지칭)되어 윤활유의 오염 및 피스톤-실린더 간극의 과열을 초래하며 또한 오일막의 소멸과 연마 입자의 유입으로 인하여 실린더의 상부에 대해 다소 급격한 마모를 초래하기도 한다. 피스톤 홈내에서 자유롭기 위해 금속링이 사이클의 어떤 순간에 비트 즉 홈의 하부측에 대한 지지로 부터 홈의 상부측에 대한 지지로 통과되는 것이 추가되어야 한다. 그것은 링 사이의 압력이 연소실 내의 압력 보다 높을 때 연소실로 오일을 통과시키는 홈의 내부단을 통하여 가스 유입을 자유롭게 하여 이로 인해 오일 소모가 증가된다.

피스톤이 수행하는 다양한 기능은 공지되어 있다. 즉,

- 내연기관의 경우 단지 피스톤의 상부 또는 피스톤의 하부(2중 작동 피스톤 또는 가압 크랭크 케이스를 갖는 기관의 피스톤)중의 한쪽에 작용되는 가스의 추력에 따른 힘을 커벡팅 로드에서 전달, 또는 압축기의 경우에는 반대 방향으로 전달.
- 실린더(또는 실린더의 라이너)내에서 피스톤을 준-직선 왕복 운동에 따라 안내 및 실린더(또는 라이너)의 축방향 반력을 취함.
- 항상 다양한 압력이 작용하고 있는, 피스톤의 양쪽에 위치한 연소실 사이의 시일링.
- 피스톤의 1측으로 부터 타측으로의 오일유 등을 제한.

실린더 내에서의 피스톤 미끄럼 운동과 관련된 기계적 마찰, 압축 또는 연소중의 가스의 가열에 기인한 가스압과 실린더 벽 사이의 열전달, 그리고 실린더의 강한 냉각으로 인하여 피스톤과 라이너와의 사이에는 온도차( $\Delta T$ )가 발생한다.

이 온도차( $\Delta T$ )는 아래 항목에는 따라 변화한다. 즉, 아래의 각 점의 위치에 따라서

- 피스톤 상사점, 피스톤 하사점
- 피스톤 보스의 상태

기계의 작동 조건에 따라서

- 정지시
- 저온 또는 고온시
- 기계의 회전 속도 및/또는 부하

따라서 상이한 열적 팽창에 따른 실린더 내에서의 피스톤 소착을 회피하기 위해 일반적으로 피스톤 및 실린더 사이에 작동상의 간극이 주어진다.

이 작동상의 간극은 저온 상태에서 피스톤에 복잡한 형상을 주므로 실제적으로는 균일한 방법으로 구해진다. 즉,

- 피스톤의 몸통 형상
- 타원형 단면(보스에 기인한)

은 피스톤의 복잡성 및 가격을 상승시키며 피스톤과 실린더와의 밀착(따라서 바람직하지 않은 접촉압의 집중)을 배제한다.

한편 이러한 간극이 존재함으로써 피스톤의 비직선 운동(편향, 위핑(Whipping) 등)을 초래하는 가이드에의 결함이 야기된다. 예를들면 피스톤이 커넥팅 로드와 직접 선회되도록 연결될 때 커넥팅 로드의 각은 피스톤의 주기적 편향을 초래한다. 다른 한편으로 상기의 간극이 존재함으로써 강한 소음, 충격 마모 및 피로가 초래된다.

피스톤의 이러한 비직선 운동은 피스톤 헤드와 실린더(또는 라이너)와의 접촉을 피하기 위하여 피스톤 링을 피스톤의 상단부에 근접하여 설치하도록 요구한다. 따라서 피스톤 링 장치는 피스톤의 최고온부에 위치되며 실린더의 윤활 통로는 고온가스로부터 거의 보호되지 않는다.

피스톤의 이러한 비 직선 운동은 또한 링과 실린더 간의 접촉 주기의 연속성을 유지하기 위해 링의 블록 곡면 형상을 요구한다. 이로 인하여 링과 실린더 간의 특별한 접촉압의 상승이 초래된다.

피스톤의 미끄럼 속도가 오일막의 유체 동압을 유지하기에 불충분한 상사점(TDC) 근처에서 링의 지지압이 최대-가스 압력의 상승에 기인하여-가 되어 오일 보호막의 두께는 너무 작거나 또는 영이 되어 실린더(또는 라이너)의 마모 및 링의 마모를 초래한다.

링 홈에서의 링의 필요한 운동은 홈의 1측부에 대한 지지가 다른 측부로 변화할때 링의 부유(floating)을 가져와서 가스와의 링의 이동을 초래한다.

각 경우에 실린더의 원주면에 링의 원주면을 적합시키기 위해 필요한 링의 갈라짐 또한 가스와의 오일의 이동을 초래한다.

특히 앞에서 언급한 바와 같이 피스톤의 크랭크 케이스에 인접한 상단부와 하단부 사이에서 매우 유해한 가스 유동(블로우-바이)이 일어나며 이 유동은 아래 현상을 초래한다. 즉, 피스톤과 실린더의 상단의 강한 가열, 오일의 오염과 산화, 카아본 또는 매연 또는 재의 연마성 입자의 유입에 기인한 실린더(또는 라이너)와 링의 외면상의 긁힘.

링의 고정화를 초래하여 시일링 결함을 증대시키며 결국 실린더 내에서의 피스톤 소착을 야기하는 링 홈 내의 링의 수액(gumming)

- 오일의 폐기물에 의한.

이런 사실들을 환기해 볼 때, 본 발명의 주 목적은 소착될 염려 없이 실린더 내에서의 피스톤의 운동을 허용하는 것이다.

따라서 본 발명은, 실린더 내에서 미끄럼 운동하며, 갈라짐이 없이 연속적인 적어도 1개의 회전 강체링, 될 수 있으면 금속링을 운반하며, 오일통으로 부터 윤활유를 공급기 위한 수단을 갖고 있으며, 상기 링의 외부면이 그의 적어도 일부 높이(H)에서 원통형이고 피스톤의 축에 평행한 모선을 갖고 상기 피스톤의 작동 조건에 관계 없이 적어도 원통형 지지면의 높이(H)의 모든 점에서 상기 링의 내경( $D_1^R$ )이 피스톤 바디의 외경( $D_0^B$ )보다 크게 되어 있는 내연 또는 외연기관 및 압축기와 같은 기계용의 아래와 같은 특징을 갖는 피스톤을 제공하는 것이다.

a-링이 실린더 내에 장착되지 않고 실린더와 동일한 온도를 가질 때, 링의 외경은 실린더의 내경과 적어도 같거나 바람직하게는 약간 큰, 즉 거의 1.001의 비를 갖는다.

b-링의 직경(D)에 대한 링의 최대 두께(t)의 비(t/D)가 상기 높이(H)의 모든 점에서 한계치( $K=P_{lim}/2\sigma_{e1}$ )와 거의 동일하다. 여기에서  $P_{lim}$ 은 소착이 발생할 수 있는 실린더에 대한 링의 최소 접촉압,  $\sigma_{e1}$ 은 링으로 사용된 물질의 탄성 한계이다.

c- $P_{lim}$ 을 초과하는 접촉압이 작동시 링과 실린더와의 사이에서 어떠한 경우에도 유도되지 않도록 링이 설치되어 피스톤 바디에 연결된다.

d-충분히 두꺼운 오일막을 형성케 하는 유체동압(y)이 작동시 링과 실린더와의 사이에서 형성되는 것을 보장할 정도로 높이(H)는 크다.

전술한 특징(b)은 링과 실린더 간의 접촉압을 포함한다. 이 압력은 다음 방법으로 결정될 수 있다.

a-만일 링이 실린더내에 밀착되어 장착되어 있으면 즉, 만일 비 장착된 링의 외경( $D_r^{OUT}$ )<sub>0</sub>이 실린더의 내경( $D_c^{in}$ ; 서술을 단순화시키기 위하여 이후 불면으로 추정되어질 직경)보다 크면 그 비는 다음과 같다.

$$\frac{(D_r^{out})_0}{D_c^{in}} = 1 + S$$

s는 밀착도.

만일 상기 링이 실린더 내에 장착된다면 이것은 압축응력으로 된다.

$$\sigma_0 = E \cdot S$$

E는 링 재료의 영의 상수(Young's Modulus)이다. (강철의 경우 약 22,000hbars)

준 링(Semi-ring)에 대한 슬라이브의 반력의 총합은 다음과 같다(제1도 참조).

$$F=P \cdot D \cdot x$$

x는 실린더 단면으로 고려된 높이.

P는 실린더에 대하여 링이 지지하는 압력.

이 힘(F)은 링의 압축 응력의 합력과 같다.

$$F=2f=2 \cdot \sigma \cdot (t \cdot x)$$

여기에서  $\sigma$ 는 압축응력, 따라서

$$P=2 \cdot \frac{t}{D} \cdot \sigma \dots\dots\dots(1)$$

링의 압축 응력은 다음으로 부터 야기된다.

a-실린더 보어에서의 링의 초기 밀착도, 또는

b-링과 실린더 간의 상이한 열적 팽창.

b-만일 링이 실린더에 대하여 상이한 온도 크기( $\Delta T$ )의 영향을 받는다면 이 온도는 링이 자유로울때(실린더 내에 장착되지 않을 때) 선형 팽창을 조성한다.

$$\frac{\Delta l}{l} = \epsilon \cdot \Delta T$$

여기에서  $\epsilon$ 은 링의 재료의 열적 팽창 계수이다(강철의 경우  $\epsilon = 10^{-5} (K)^{-1}$ ). 만일 이 팽창이 실린더에 의해 수용된다면 실린더는 링을 압축하여 압축 응력의 상승을 초래한다(실린더의 어떠한 변형도 무시하).  
즉

$$\Delta \sigma = E \cdot \epsilon \cdot \Delta T$$

결국 작동시 링의 압축 응력은 다음과 같다.

$$\sigma = \sigma_0 + \Delta \sigma = E \cdot (S + \epsilon \cdot \Delta T) \dots\dots\dots(2)$$

본 발명에 의하여 상대 두께(t/D; 여기에서 t는 링의 두께이며, d는 보어의 직경)는 한편으로는 링의 재질 및 그의 탄성 한계에 따라 다른 한편으로는 링-실린더 마찰쌍 및 그의 소착 경향에 따라 선택되어져야 한다.

탄성 한계는 그 응력 이상에서는 변형이 더 이상 가역적이 되지 않는 응력( $\sigma_{e1}$ )이다.

링-실린더 마찰쌍의 소착 경향은 실린더에 대한 링의 지탱의 한계 압력( $P_{lim}$ )에 의해 규정되며 이 압력 이상에서는 소착이 발생한다.

제2도의 작동선도에 의해 예시된 다음 분석으로 부터 비-소착링의 기구를 좀 더 잘 이해할 수 있을 것이다. 이 선도는 우측부에는 횡축으로 온도차( $\Delta T$ ), 종축으로 방정식(2)에 의한 링의 압축 응력( $\sigma$ )이 도시되어 있으며, 좌측부에는 종축에 동일한 압축응력, 횡축에 방정식(1)에 의해 실린더에 대한 링 지탱의 총체적 압력치(P)를 나타내고 있는 2중선도이다.

2개의 전형적 경우로 분석키로 한다.

A-링이 너무 두꺼울 때,

외경 D=135mm를 갖는 링이 1/1000 즉, S=0.001의 초기 밀착도를 갖고 장착되어 있다고 가정하자.

링 재료의 탄성한계  $\sigma_{e1}$ =100hbars, 실린더 상에서의 링의 소착이 없는 한계 지지 압력 즉  $P_{lim}$ =500hbars라고 가정하자.

실린더에 장착된 링의 초기 응력은,

$$\sigma_0 = 22,000 \times 0.001 = 22 \text{hbars}$$

작동시, 온도차  $\Delta T = 50^\circ\text{C}$ 의 경우, 응력은

$$\sigma = 22,000 \times (0.001 + 50 \cdot 10^{-5}) = 33 \text{hbars}$$

즉, 링은 탄성 변형 범위 내( $\sigma < 100 \text{hbars}$ )에서 작동한다.

A-1 ; 링이 보정치수  $e=2.5\text{mm}$ 를 갖는다고 가정하면,

$$\frac{t}{D} = 0.0185 < \frac{P_{lim}}{2\sigma_{e1}} = 0.025$$

최초의 지지 압력은

$$P_0 = 2 \times 0.0185 \times 2,000 = 81 \text{bars}$$

작동시에는

$$P = 2 \times 0.0185 \times 3,300 = 122 \text{bars}$$

즉, 소착은 발생하지 않을 것이다. ( $P < 500 \text{bars}$ )

만일, 비 정상적 온도차가 링과 실린더 사이에서 발생된다면,

$$\Delta T = 400^\circ\text{C}$$

압축응력은,

$$\sigma = 22,000(0.001 + 400 \cdot 10^{-5}) = 110 \text{hbars}$$

로 변한다.

즉, 탄성 한계 보다 높은 값이 된다. 실제로 응력은  $\sigma_{e1} = 100 \text{hbars}$  일 것이다.

따라서, 대응하는 지지 압력은,

$$P \leq 2 \times 0.0185 \times 10,000 = 370 \text{bars}$$

이며 소착은 발생되지 않을 것이다. 그러나 링 그 자체는 실린더 내로 포오지(forge)될 것이다.

정지시로 복귀되면 ( $\Delta T = 0$ ), 잔류응력은

$$\sigma_0' = 100 - (22,000 \times 400 \cdot 10^{-5}) = 12 \text{hbars}$$

대응하는 밀착도는

$$s' = \frac{12}{22,000} = 0.00055$$

링은 링-실린더 접촉을 변경시키지 않고 전기 장치 내의 퓨우즈로서 작동될 것이다.

A-2; 한편 링이 너무 두껍다면,

$$\frac{t}{D} = 0.1 > \frac{P_{\text{lim}}}{2\sigma_{e1}} = 0.025$$

초기 지지 압력은,

$$P_0 = 2 \times 0.1 \times 2,200 = 440 \text{bars}$$

그러나 작동이 개시되자마자 ( $\Delta T = 50^\circ\text{C}$ ), 이 압력은 다음 값으로 상술될 것이다.

$$P_0 = 2 \times 0.1 \times 3,300 = 660 \text{bars}$$

이것은 계속하여 온도차 ( $\Delta T$ )를 즉시 상승시키는 소착을 야기하여 현상을 악화시킨다. 이러한 발열 과정은 링-실린더 쌍의 급격한 파괴를 초래한다.

B-링이 너무 밀착되어 장착될 때,

링이 보정 두께  $\frac{t}{D} = 0.0185$  를 갖지만 너무 밀착되어 장착되어 있다고 가정하자.

$$s = 0.004$$

초기 압축 응력은

$$\sigma_0 = 22,000 \times 0.004 = 88 \text{hbars}$$

이 초기 응력에 대응하는 초기 지지 압력은,

$$P_0 = 2 \times 0.0185 \times 8,800 = 326 \text{bars}$$

이 고압은 소착이 발생하는 한계 압력보다 작지만 링의 고온을 조성한다. 예를들어  $\Delta T = 100^\circ\text{C}$  일때 압축응력은,

$$\sigma = 22,000(0.004 + 100 \cdot 10^{-5}) = 110 \text{hbars}$$

에 달하여 즉, 탄성한계 100hbars를 초과한다.

사실, 링이 실린더의 보어내로 포오지 되고 정지시로 복귀될 때 ( $\Delta T = 0^\circ\text{C}$ ), 압축 응력은

$$\sigma = 100 - (22,000 \times 100 \cdot 10^{-5}) = 78 \text{hbars}$$

로 하강하며 대응하는 밀착도는,

$$s = \frac{78}{22,000} = 0.0035$$

이 전형적 경우에서 링-실린더 쌍에 어떠한 소착도 발생치 않는 비-편차 과정을 관찰할 것이다.

링의 상대두께(t/D) 및 예-밀착도(pre-tightening : s)의 선정은 링 재료의 탄성 한계에 의존한다.

높게 예-밀착된 “경질의 얇은” 링(X)이 미소하게 예-밀착된 “연질의 두꺼운” 링(Y)보다 바람직하다. 아래와 같은 특성을 갖는 링(X)과 (Y)은 작동시(ΔT=50°C) 동일한 지지 압력을 가져온다.

$$P_x = 2 \times 0.01 \times 2,200,000(0.0045 + 50 \cdot 10^{-5}) =$$

$$P_y = 2 \times 0.02 \times 2,200,000(0.002 + 50 \cdot 10^{-5}) = 220 \text{bars}$$

[표 1]

링 (X)	링 (Y)
t/D=0.01	t/D=0.02
s=0.0045	s=0.0020
$\sigma_{e1} = 120 \text{hbars}$	$\sigma_{e1} = 60 \text{hbars}$
$\sigma_x = 110 \text{hbars}$	$\sigma_y = 55 \text{hbars}$

한편 얇은 링(X)은 영구 변형 없이 실린더 보어의 보다 큰 기하학적 결함에 견딘다. 사실, 링(X)은 0.0045 즉 0.6mm의 실린더 편차에도 불구하고 링-실린더 접촉을 유지하지만 링(Y)은 0.002 즉 직경 0.26mm의 편차에 대해서만 보상 가능하다.

될 수 있으면 링의 원통부 높이(H)는 이 원통부로 부터의 이탈 방향으로 테이퍼진 거의 각추 형상의 선단부에 의해 축방향으로 선도하는 동시에 인도되며 이들 선단부는 상기의 오일막의 형성을 원활히 하는 효과를 갖는다.

만일 상기 높이(H)가 너무 작으면 링의 유체 역학적 지지가 불충분하여 오일막이 매우 얇아져 링의 마모를 초래하기 쉽다. 그러나 링의 높이가 크면 클수록 윤활 상태는 개선되지만 마찰이 증대된다. 따라서 이 높이(H)에 대한 이들 2요건 사이의 좁은 타협점은 피스톤의 크기에 관계 없이 약 10mm로 존재된다.

제1의 개선에 따른 본 발명의 목적은 상기에서 규정된 본질적 특징을 갖는 피스톤의 실린더 내에서의 시일을 증진시키는 것이다.

링과 가이딩 실린더 사이의 간극에 내포되는 현상은 표면 상태 및 그들의 물리-화학적 구조, 존재하는 오일의 양 또는 오일막의 국부 두께, 국부 접촉 압력, 표면과 표면의 서로 상대적인 변위 속도, 간극의 제한 조건 즉 링 하부의 가스압력에 의존한다.

2개의 작동 조건이 고려될 수 있다.

1. 금속과 금속이 접촉하는 경우, 마찰에 기인한 마모 및 손실이 커지며 접촉 압력과 동일 방향으로 증가된다(마찰 계수는 표면 처리에 따라 5 내지 15% 범위이다).

2. 금속과 비금속이 접촉하는 경우, 접촉 압력, 링의 기하학적 성, 링의 상부 및 하부에서의 속도 및 압력에 따라 두께가 변하는 오일막 위에서 링이 미끄럼 운동한다. 이 제2의 경우에는 마모가 매우 작으며 마찰 계수는 약 100으로 나누어진다.

기관의 사이클 동안에 종래의 피스톤 링 장치는 사이클 중 저압 상황에서는 부분적으로 모드 2로, 사이클 중 고압 상황에서는 부분적으로 모드 1로 작동하며 이것은 접촉 압력이 가스 압력(수백 바아에 달함)을 따르므로 최대 압력의 제한 및 마모를 야기하며 피스톤 링 장치는 압력-시일된다.

상기의 개선은 본질적으로 모드 2로 유지되는 목적을 갖는다.

이 목적을 위하여 링과 피스톤 바디와의 상기 연결 수단은 링의 내면과 피스톤 바디의 외면 사이의 어떠한 기체 유동도 실제로 방지되도록 설치된 시일링 장치를 형편에 맞게 포함하고 있다.

될 수 있으면, 피스톤의 축을 가로지르며 높이(H)의 상기 원통형 지지부의 상단을 본질적으로 관통하는 평면에서의 시일을 보장하도록 상기 시일링 장치가 설치된다. 이렇게 하여 가스의 압력에 기인된 어떤 분리한 효과도 배제된다.

게다가 시일이 상기 단의 상부에 형성될 때는 본질상 발산되는 “반-압력 시일” 효과가 조성될 수 있다.

이 상태에서는 실제로 가스의 압력이 링을 실린더의 내벽으로 부터 분리시켜(제7도의 선도에서 보는 바와 같이) 원통형 지지부의 상단을 더욱 하강시켜 링이 완전 분리되어 시일 손실이 될 때까지 반-압력 효과를 증가시키는 경향을 갖는다.

한편 시일이 상기 단의 하부에 형성될 때는 가스 압력 즉 기관의 작동에 의존하며, 더우기 지지 압력 즉 실린더에 대한 링의 마찰을 증가시켜 링과 실린더의 마모를 가속시키는 2중의 단점을 갖는 “압력-시일” 효과가 조성될 수 있다.

제2의 개선에 따른 본 발명의 목적은 피스톤의 1측부로 부터 다른 측부로의 오일의 유동을 제한하는 것이다.

오일의 소모는 그 자체로 비경제적일 뿐만 아니라 연소실에서의 오일의 상승은, 피스톤 헤드 뿐만 아니라 실린더의 상부 특히 링의 미끄럼로 상에 누적되어 결국 링의 굽힘과 상기의 결함을 더욱 악화시키는 시일의 손실을 야기하는 라크, 매연 및 캘러마인(calamine)의 형성을 초래한다.

아래의 서술(제8도 참조)로부터 오일 유동의 제한하는 기구가 더욱 잘 이해될 것이다.

- 압력하에서 링의 상단부가 가스 와 통한다.
- 링의 하단부는 오일등과 통하여 유입된 오일과 접촉한다.
- 링의 시일링 경계부는 그의 원통형 지지부의 상단 높이에 위치한다.
- 원통형 지지부는 그로 부터 이탈하는 방향으로 테이퍼진 거의 각추의 선단부에 의하여 상방으로 신장된다. 원뿔대의 각은 통상 1° 미만이며 약 5mm의 높이로 신장된다.
- 원통형 지부는 하단부에서 목귀(chamfer)로 종료된다.

피스톤의 상승 행정 중에 오일 웨지가 실린더와 링의 선단부 사이에 형성된다. 동압이 진전되어 링과 실린더를 분리시키는 경향을 갖는다. 동시에 행정 길이에 따라 증가하는 가스 압력이 일정량의 오일을 하방으로 추출한다.

상사점 근처에서 오일막의 유체 동압에 기인한 지지가 소멸되며 링에 대한 압축이 감소되고. 오일막의 두께가 감소되어 오일을 링의 양측부로 추출하는 경향을 갖는다(가스의 압력이 링의 압축에 어떤 영향도 미치지 않는 것을 기억할 것이다.).

피스톤의 하강 행정 중에는 링의 하단이 링 하부의 실린더 상에 존재하는 오일을 하방으로 긁어 내리는 경향을 갖는다.

이 긁어 내림의 효과가 완벽하다고 가정하자. 즉 침단 또는 탄성날 등이다.

이 경우에는 상사점 근처에서 하방으로 추출된 오일량을 특별히 보상하기 위해 링을 관통하는 오일은 없다.

이에 따라 링의 상부는 점진적으로 건조되어 결국 링-실린더 조립체에 의한 마모 및 시일의 손실을 야기한다.

따라서 링의 하단은 소량의 오일이 피스톤의 하강 행정 중에 링을 관통하여 피스톤의 상승 행정중 좀 더 구체적으로는 상사점 근처에서 하방으로 추출된 오일량을 대신하는 것이 가능하도록 충분히 큰 목귀를 갖는다.

오일의 이러한 2중 펌핑 작용에 의해 오일의 상승 및 소모를 제한할 뿐만 아니라 링의 지지부의 건조 역시 방지하는 평형에 도달한다.

또한 피스톤의 상승 행정 중 좀 더 구체적으로는 상사점 근처에서 상방으로 추출된 오일이 연소실로 들어가 분산되어 결국 그 안에서 연소되지 않도록 보장키 위해 링의 원통형 지지부의 상단위의 피스톤 및 라이너 사이 공간이 상승된 오일량 보다 큰 체적을 갖도록 설치하는 것이 바람직하다.

또 실린더의 벽 또는 링의 원통형 지지부 상에 잘 가공된 나선형 홈을 적용하여 상승된 오일을 가스압의 작용에 의해 하방 추출하는 것이 원활하도록 할 수도 있다. 물론 이 홈은 오일의 점성을 고려하여 가스 유출이 발생되지 않도록 충분히 잘 가공되어야만 된다.

사려 깊게 특별히 설계된 구조에서는 링과 피스톤 바디 사이의 접촉 수단, 피스톤 바디의 일체인 받침부에 대해 축방향의 링의 탄성 지지를 가능하게 하는 수단이 내포되어 있다.

제3의 개선에 따른 본 발명의 목적은 실린더 내부에서의 피스톤 가이드를 개량하는 것이다.

상기 목적을 위해, 피스톤 바디에 대한 링 전체의 어떠한 반경 방향 변위도 배제되도록 링과 피스톤 바디 사이의 상기 접촉 수단이 설치된다. 될 수 있으면 이들 수단은, 링의 두께보다 작은 두께를 가지며 링의 상단 및 하단의 어느 하나를 피스톤 바디에 접촉하는 적어도 1개의 연속 웨브에 의해 형성된다.

앞에서 간략히 언급된 바와 같이 프랑스공화국 특허출원 제707,660호를 통하여 종래의 갈라진 피스톤 링 대신 원통형 표면을 가지며 갈라지지 않은 연속 금속링이 기 공지 되었다. 상기 견에서는 저온 상태에서 링과 실린더 사이에 소정의 간극이 존재하여 링에 대한 제조의 난이함과 간극에 대한 조정의 미묘함이 초래되는데, 특히 상기의 간극 조정은 기관의 작동 조건에 의존하기 때문에 더욱 난이하며, 상기의 간극으로 인해 시동시 및 저출력하에서의 작동시 피스톤이 수밀을 유지치 못하며 링 아래로 오일이 도달하는 것을 방해한다(압력하 또는 비압력하에서). 또한 피스톤에 대한 링의 반경방향 움직임으로 인하여 피스톤이 링에 의하여 실린더 내에서 가이드 되지 못하며 링이 피스톤의 헤드 하부에 자리잡지 못하여 링은 주로 고온의 비보호 영역에 위치되어 마모를 초래한다. 공지된 링은 얇은 탄성 링인 반면 본 발명에 의한 가능한한 두껍고 탄성적인 링이다. 따라서 본 발명에 의한 피스톤은 신규인 동시에 상기 건(프랑스 특허출원 제707,660호)에 개시된 형태의 피스톤에 대하여 요구되는 발명적인 활동이 내포되어 있는 것은 명백하다.

또 다른 면에 있어서 본 발명은 압축 기체 이용의 왕복 기계 특히 전술된 바와 같은 적어도 1개의 피스

톤이 장착된 왕복 내연기관을 제공하며 또한 다음의 서술로부터 명료해지는 특징을 갖는다.

기 언급된 제1도, 제2도, 제7도 및 제8도의 첨부 도면을 참조로 본 발명을 좀 더 자세히 서술코자 한다.

제3도로 부터 확실한 바와 같이, 본 발명은 실린더(2) 내에서 미끄러지도록 되며 적어도 1개의 연속 강체 금속링(3)을 운반하는 피스톤(1)에 관한 것이다. 링(3)의 외부면은 적어도 그의 일부 높이(H)에서는 원통형이며 피스톤(1)의 축선(X-X)에 평행한 모선을 갖는다. 이 링(3)의 내경( $D_{in}^R$ )은 피스톤(4) 바디의 외경( $D_{out}^B$ )보다 크며 적어도 그의 높이(H)에서 이런 조건에 접하고 있다. 상기 피스톤(1)에는 커벡팅 로드(5), 및 오일통(도시안됨)으로부터 윤활유를 공급해 주는 수단이 구비되어 있다. 이 수단은 구체적으로 커벡팅 로드(5)를 따라 종방향으로 신장하는 통로(6)와 커벡팅 로드(5)의 핀(7)을 따라 축방향으로 신장하는 통로(6a)로 구성되어 있다. 3도의 예로 도시된 실시예에 의하면 피스톤(1)은 피스톤의 외부면으로 개방하는 통로(6a)를 사이에 두고 2개의 링(3)을 갖는다.

본 발명에 의해서 링(3)이 실린더에 장착되어 있지 않고 실린더와 같은 온도를 가질 때, 링은 실린더(2)의 내경, 또는 이 실린더 내에 라이너가 있을 때는 실린더(2)의 라이너의 내경과 같거나 될 수 있으면 근소하게 큰(길이비로 1.001) 외경을 갖는다.

링(3)의 상대 두께( $t/D$ : 제1도 참조)는 앞에서 기 정의된 제한치(k) 이하이다.

후술될 수단(8)에 의해 링(3)이 피스톤 바디(4)에 접촉되며, 작동시 어떠한 경우에도 제1도를 참조로 기 정의된 접촉 압력( $P_{lim}$ )보다 큰 접촉 압력이 링(3)과 실린더(2)와의 사이에서 초래하지 않도록 설치되어 있다.

작동시 상기 윤활유 공급 수단과 협동하여 충분히 두꺼운 오일막을 형성시켜 주는 유체 동압이 존재되도록 상기 높이(H)는 충분히 크다.

이렇게 제작된 피스톤은 상술된 바와 같이 소착 현상이 없다.

제3도에서 보는 바와 같이, 높이(H)를 갖는 링 원통부는, 거의 각추 형상으로 상기 원통부로 부터 이탈되는 방향으로 테이퍼진 선단부(9,10)에 의해 축(X-X) 방향으로 선도하거나 인도된다.

될 수 있으면 상기 높이(H)는 피스톤의 치수와 링의 직경(D)에 관계 없이 10mm 크기이다.

제3도를 참조로 전술된 바와 같이 피스톤(1)은 소착 현상이 일어나지 않으나 실린더(2)에 대하여 시일되지도 않으며 적절히 가이드 되지도 않는다. 이제부터 서술코자 하는 개선의 목적은 실린더(2)에 대하여 시일 및 또는 적절히 가이드 되는 피스톤을 제공하는 것이다.

피스톤(1)을 단지 시일만 시키기 위해서는 링(3)과 피스톤(1)의 바디(4)와의 사이의 접촉 수단(8)이 링(3)의 내부면과 피스톤의 바디(4)의 외부면과의 사이에서 어떠한 가스 유동도 완전히 방지되도록 된 시일링 장치를 갖도록 설치되는 것이다.

제4도에 보인 실시예에 의하여 링(3)이 반경 및 축방향 간극을 갖고 피스톤 바디(4)의 홈(11)내에 설치되어 있다. 접촉 수단(8)은 피스톤의 축(X-X)에 대하여 횡단하는 면(P)내에서의 시일을 보장하도록 설치되어 있으며 상기 면(P)은 높이(H)의 원통형 지지부의 상단, 즉 이 원통형 지지부와 각 추면(10) 사이를 교차하는 원주를 본질적으로 관통하고 있다. 이 접촉 수단은 피스톤 바디(4)와 일체로 된 받침대에 대하여 링(3)을 탄성적으로 축방향 지지하는 가능한 수단을 내포하고 있다.

예로서, 상기 받침대를 구성하고 있는 홈(11)의 상부 횡단부(12)에 대하여 1축이, 링의 내부측 상과 상단부 내에 형성된 쇼울더(14)에 대하여 타축이 지지되어 있는 수밀용 탄성 와셔 또는 링(13)에 의해 시일링 장치(8)가 형성되기도 한다. 상기 링(3)에는 링(3)의 원통형 내외에서의 압력을 평형하는 적어도 1개의 횡단 구멍(15)이 구비될 수도 있다.

피스톤(1)을 반드시 시일시키지 않고도 가이드 하기 위해 피스톤에 대한 링(3) 전체의 어떠한 반경 방향의 변위도 배제되도록 상기 접촉 수단(8)을 설치한다. 제6도에서 보는 바와 같이, 링(3)의 두께(t)보다 작은 두께를 갖고 이 링(3)의 상부단 또는 하부단 중의 어느 하나, 즉 본 실시예에서는 하부단을 피스톤 바디(4)에 접촉시켜 주는 연속된 환형 웨브(16)에 의해 상기 접촉 수단이 형성된다. 도면에서 볼 수 있는 바와 같이 상기 웨브(16)는 박형임에도 불구하고, 링(3)과 피스톤 바디(4) 사이에서 횡방향으로 고정된, 예로서 용접에 의해 고정된 환형 접촉을 구성하고 있다.

제5도는 피스톤의 시일링과 가이드를 조합한, 즉 제4도 및 제6도에 묘사된 실시 양태의 조합을 예시한다. 제5도의 실시예에 의하여, 제4도의 것과 각각 유사하지만 제4도의 홈(11)과 같은 형상의 홈에 부속되어 있지 않는 쇼울더(14)와 횡단면(12) 사이에 삽입되어 있어 링(3)에 축방향 추력을 작용하지 않는 시일링(3)과 제6도의 것과 유사한 웨브(16)에 의해 링(3)이 피스톤 바디(4)에 접촉되어 있다.

제5도 및 제6도의 실시예에는 제4도의 것과 유사한 적어도 1개의 구멍(15)이 유용하게 설치되어 있다.

전기에서 기 참조된 제7도는 시일이 설치된 횡단면(P)에 대하여 원통형 지지부의 상단의 위치 효과를 나타내고 있다.

전기에서 역시 참조된 바 있는 제8도는 오일 유동의 제한기구를 예시하고 있다.

제9도 및 제10도의 변형예에서, 변형 가능한 비압축재(8)의 링을 링(3)과 피스톤 바디(4) 사이에 삽입함으로써 상기의 시일링 장치가 구성된다. 될 수 있으면 상기 물질은 폴리테트라플루오르에틸렌("테프론")을 기초로 한다.

제9도에서는 링(18)이 링(3)의 원통형 내부면에 부착되며, 그렇게 하여 형성된 유니트가, 시일링(18)을

지지하는 계단부(20)를 갖는 면에서 다른 홈(11)과 차이가 나는 홈(19)내에 설치되어 있다.

제10도의 실시예에는 쇼울더와 계단부(20) 사이에 링(18)을 담고 있는 링(3) 상에 내부 쇼울더(21)가 설치되므로서 제9도의 것과는 상이하다.

어떤 실시예를 적용 하든간에, 본 발명에 의한 피스톤은, 링(3)에 의해 실린더(2)상에 작용되는 지지압이 연소가스의 최대 압력의 1/3을 초과하지 않는 값에 달하도록 유용하게 설치된다.

### (57) 청구의 범위

#### 청구항 1

실린더내에서 미끄럼 운동하며, 갈라짐이 없이 연속적인 하나 이상의 회전 강체 링을 운반하며, 상기 링의 외부면이 그의 일부 또는 전체 높이(H)에서 원통형이고, 피스톤의 축에 평행한 모선을 가지며, 상기 피스톤의 작동조건과 관계없이 적어도 원통형 지지면의 높이(H)의 모든 점에서 상기 링의 내경이 피스톤 바디의 외경보다 크며, 오일통으로 부터 윤활유를 공급키 위한 수단을 갖고 있는 내연 또는 외연 기관 및 압축기와 같은 압축 기체를 이용하는 왕복 기계용 피스톤에 있어서, 링이 실린더내에 장착되지 않은 상태에서 실린더와 동일한 온도를 가질때, 링은 거의 1.001의 비로 실린더의 내경과 적어도 동일한 외경을 가지며, 링 직경(D)에 대한 링의 최대 두께(t)의 비(t/D)는,  $P_{lim}$ 을 소착이 발생될 수 있는 실린더에 대한 링의 최소점축압이며,  $\sigma_{e1}$ 을 링으로 사용된 물질이 탄성한계라고 할때, 상기 높이(H)의 모든 점에서 한계치( $K=P_{lim}/2\sigma_{e1}$ )와 거의 동일하며, 작동시 링과 실린더의 사이에서  $P_{lim}$ 을 초과하는 점축압이 어떠한 경우에도 발생하지 않도록 링이 설치되어 피스톤에 연결되며, 작동시 링과 실린더의 사이에서 두꺼운 오일막을 형성시켜주는 유체동압이 형성되는 것을 보장할 수 있을 정도로 상기 높이(H)가 높은 것을 특징으로 하는 압축기체 이용의 왕복 기계용 피스톤.

#### 청구항 2

제1항에 있어서, 링의 원통부 높이(H)가 상기 원통부로 부터 이탈하는 방향으로 테이퍼진 거의 각추 형상의 선단부에 의해 축방향으로 선도하며 인도되는 것을 특징으로 하는 피스톤.

#### 청구항 3

제1항 또는 제2항에 있어서, 링의 원통부 높이(H)가 10mm인 것을 특징으로 하는 피스톤.

#### 청구항 4

제1항에 있어서, 링과 피스톤 바디간의 상기 접촉 수단이 링의 내부면과 피스톤 바디의 외부면 사이에서 어떠한 기체 유동도 본질적으로 방지되도록 하는 시일링 장치를 갖는 것을 특징으로 하는 피스톤.

#### 청구항 5

제4항에 있어서, 상기 시일링 장치가 상기 강체링과 피스톤 바디 사이에 삽입된 변형가능한 비압축성 물질로 된 링을 갖는 것을 특징으로 하는 피스톤.

#### 청구항 6

제5항에 있어서, 상기 변형가능한 링이 폴리테트라 플루오르 에틸렌계의 물질로 부터 제조된 것을 특징으로 하는 피스톤.

#### 청구항 7

제4항 내지 제6항중 어느 한 항에 있어서, 상기 시일링 장치가 피스톤의 축을 횡단하는 동시에 높이(H)를 갖는 상기 원통형 지지부의 상부 가장자리를 관통하는 면에서 시일을 보장하도록 설치된 것을 특징으로 하는 피스톤.

#### 청구항 8

제4항에 있어서, 상기 접촉 수단이 피스톤의 바디와 일체로 된 받침대에 대하여 축방향으로 링을 탄성지지가 가능한 수단을 내포하는 것을 특징으로 하는 피스톤.

#### 청구항 9

제4항에 있어서, 링과 피스톤 바디간의 상기 접촉수단이 피스톤 바디에 대한 링 전체의 반경 방향의 어떠한 변위도 본질적으로 방지하도록 설치된 것을 특징으로 하는 피스톤.

#### 청구항 10

제9항에 있어서, 상기 접촉 수단이 링의 두께보다 얇은 두께를 갖고, 링의 상부 및 하부단의 어느 하나를 피스톤의 바디에 연결시켜주는 하나이상의 웨브에 의해 형성된 것을 특징으로 하는 피스톤.

#### 청구항 11

제1항에 있어서, 오일 공급 수단이 시일 링과 상기 강체 가이드 링 사이의 틈새에 개방하여 오일통과 통하는 상기 틈새에 통로가 설치된 것을 특징으로 하는 피스톤.

#### 청구항 12

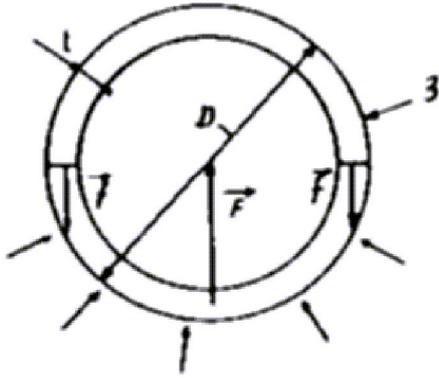
제1항에 있어서, 상기 강체 가이드 링이 실린더에 대하여 지지하는 압력이 연소가스의 최고 압력의 1/3을 초과하지 않는 값에 달하도록 된 것을 특징으로 하는 피스톤.

**청구항 13**

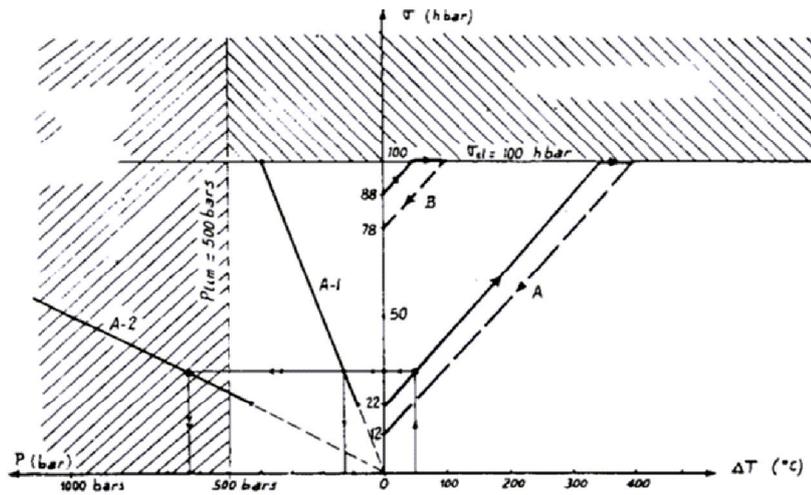
제1항 또는 제2항에 따른 하나 이상의 피스톤을 장착한 왕복 내연기관에서 압축 기체 압축용의 왕복기계.

**도면**

도면1

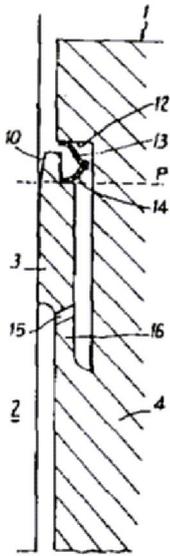


도면2

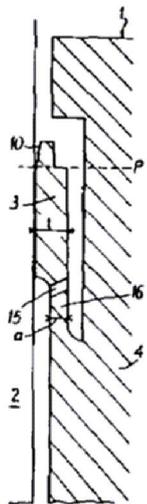




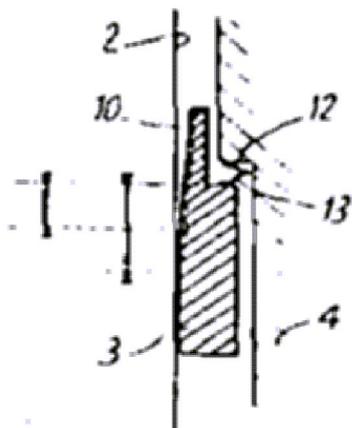
도면5



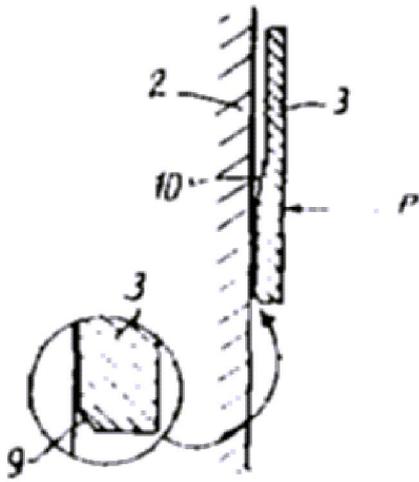
도면6



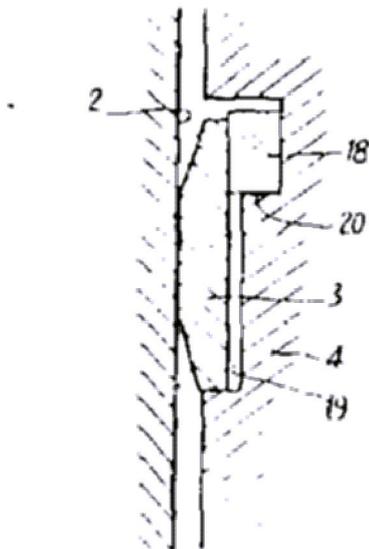
도면7



도면8



도면9



도면10

