

스털링엔진 설계 및 해석 연구

Study of Stirling Engine Design and Analysis

김신효^{†*}, 조대권^{††**}, 김의창^{**}, 배한나^{**}

Shin-Hyo Kim^{†*}, Dea-Kweon Cho^{††**}, Ui-Chang Kim^{**}, Han-Na Bae^{**}

요 약 문

최근 저탄소 녹색성장 및 그린에너지 개발 정책에 힘입어 외연기관의 일종으로 Stirling Engine에 대한 관심이 고조되고 있다. 스텔링엔진은 크게 알파, 베타, 감마형의 3가지 방식으로 구분되어지며 그 중 감마타입 엔진의 설계가 용이하고 다양한 적용이 가능하다는 특징이 있음에도 실린더와 크랭크간의 접촉거리 문제로 인하여 알파, 베타 타입에 비하여 용적을 크게 차지하는 문제가 있었다. 이를 해결하기 위한 방안으로 주로 알파형에 적용하는 Yoke crank를 적용하면 용적을 줄임과 동시에 실린더의 병렬화에도 유리하다. 금번 연구에서는 기존의 Ross Yoke crank 설계기법에서 나아가 감마형 스텔링엔진의 Yoke crank 설계를 더욱 단순하고 효율적으로 적용할 수 있는 방법을 제시한다.

※ **Keywords** : 스텔링엔진, 엔디로스요크, 감마형 스텔링 엔진, 외연기관, 로스요크 드라이버

1. 서 론

화석연료의 고갈과 원자력 발전의 문제점을 보완할 방안 마련 및 최근 친환경 녹색성장 및 그린에너지 개발 정책에 따라서 오랜 기간 주목

받지 못했던 스텔링엔진에 대한 관심이 다시 높아지고 있다. 스텔링엔진은 외연기관의 일종으로 1916년 영국의 로버트 스텔링(Robert Stirling)에 의해 개발되었으며 밀폐 공간 내에서 봉입가스의 온도차에 따른 압축, 팽창에 따라 열에너지를

†* 논문 주저자, 선박안전기술공단

†† 교신저자,

** 상영RND

기계에너지로 변환하는 열기관이다.[1]-[3]

스털링엔진은 크게 알파, 베타, 감마형의 3종으로 구분되며 이 중 감마형이 비교적 구조가 간단하고 설계가 용이하며 저온도차에서도 구동이 가능한 특징을 갖는다. 다만, 구조적으로 실린더와 크랭크간 거리가 멀어지며 최소구조에서는 병렬화에도 유리하지 못한 단점이 있다.[3]

본 연구에서는 주로 알파형 스텔링엔진에 주로 적용되는 Yoke crank를 적용하여 순수 감마형 엔진이 갖는 구동축의 자유도를 증대하고 엔진의 용적을 감소시키며 아울러 기존 설계에 주로 적용되던 Ross Yoke crank 설계기법보다 단순화된 설계방법을 제안한다. 특히, 알파형 엔진에서와 달리, 감마형 엔진의 경우 파워피스톤과 디스플레이서 피스톤의 스트로크 비율이 다른 특징을 갖는다.[4]-[5]

Ross yoke crank는 파워피스톤과 디스플레이서의 각 피스톤의 운동변위가 위상만 다를 뿐 동일한 스트로크 변위를 갖는다.



Fig. 1 단순유형의 γ -type stirling engine

이에 반하여 감마형의 경우는 디스플레이서 피스톤이 없고 가열부 내부에 디스플레이서가 피스톤운동을 통하여 기체의 열교환을 일으킨다. 이로 인하여 파워피스톤과 디스플레이서의 행정 거리가 달라지는 특징이 있다.[4]

따라서, 알파형 설계에서와는 다른 설계상의 고려가 필요하다.

2. 본 론

2.1 γ 형 Stirling Engine

γ 형 스텔링엔진은 Fig. 2에서 보여주는 것과 같이 크게 파워피스톤, 디스플레이서, 각각의 실린더, 크랭크 및 플라이휠로 구성되어진다.

일반적으로 γ 형의 경우 β 형과 동일한 열교환 메커니즘에 의해서 작동하나 디스플레이서 피스톤과 파워피스톤이 분리된 두 개의 실린더 구조로 1개 이상의 냉각관로를 통하여 연결되어지는 형태가 주를 이룬다.

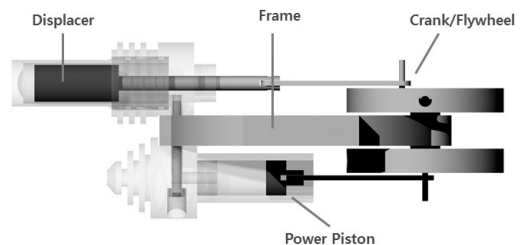


Fig. 2 γ -type stirling engine의 구조

스털링 엔진은 4개의 동작행정으로 작동하게 되는데, ① 파워피스톤이 봉입가스를 압축함과 동시에 디스플레이서 피스톤이 봉입가스를 고온부로 밀어 올려 열교환하는 과정, ② 가열된 봉입

가스의 상승된 압력에 의하여 파워피스톤을 밀어내는 Power stroke(팽창 행정) 과정, ③ 디스플레이서에 의해서 냉각실린더로 잔여붕입가스를 밀어내는 과정, ④ 플라이휠의 회전력으로 다시 냉각된 붕입가스를 압축하는 과정으로 이루어진다.

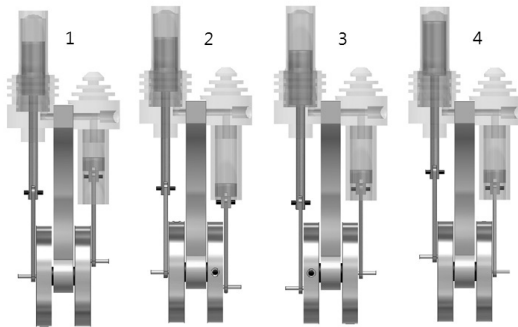


Fig. 3 γ -type stirling engine의 사이클

여기서 Fig. 3과 같이 사이클이 유지되기 위해서는 파워피스톤과 디스플레이서 피스톤의 위상이 90° 로 위치해야 하며 가장 큰 출력파워를 얻을 수 있다.

2.2 위상차와 크랭크 구조

앞서 기술한 바와 같이 스텔링엔진의 붕입기체의 압축과 팽창을 피스톤과 디스플레이서를 통하여 4개의 행정과정을 1 Cycle로 하여 열에너지를 기계에너지로 전환한다. 이를 유지하기 위해서는 피스톤과 디스플레이서의 상하운동의 위상차를 90° 가 되도록 유지해 주어야 한다. β 형을 제외하고 보통은 크랭크각을 90° 로 유지하여 설계를 하나 이는 실험 등을 위하여 가장 단순하게 구성할 수 있다. 다만 실린더와 크랭크 축, 플라이휠의 배치에 있어 자유도가 크게 떨어지는 특성이 있어 필요에 의해 다중실린더 형태로 구성되질 않을

경우 용적이 커지는 경향이 있다. 대표적인 형태가 α 형의 직교형 실린더 구조로 회전축을 중심으로 하여 1개의 크랭크암에 두 커넥팅로드(connecting rods)가 체결되는 형태로 구성된다. 또한 γ 형의 경우 크랭크축과 플라이휠을 일체화하거나 분리하는 형태 등 다양한 형태가 있다.

2.3 Ross Yoke Design

Ross Yoke는 스텔링엔진과 같은 두 개의 연동된 피스톤의 상하운동을 회전운동으로 전환하도록 고안된 특성구조로 크랭크축을 기준으로 두 개의 실린더가 90° 위치가 아닌 0° 에 위치한다. Fig. 4에서 보여주는 것과 같이 일반적인 크랭크 구조와 비교하여 커넥팅로드와 피스톤 각변위가 상대적으로 매우 작은 장점으로 피스톤의 상하 운동에 따른 피스톤과 실린더 벽에 가해지는 횡력이 적고, 무엇보다 시스템의 용적을 줄일 수 있는 특징이 있다. Fig. 5는 일반적인 α 형 스텔링 엔진의 Yoke driver의 이미지이다.

또한 종래의 Yoke 다양한 설계방법을 Fig. 4와 식 (1)을 통하여 설명하고 있으며, 해당 식을 이용할 경우 기본설계 시 특정하여야 하는 조건 변수의 양이 많은 특징이 있고, 무수히 많은 경우의 설계 값을 산출할 수 있다. 피스톤의 동일 스트로크에 대하여 다양한 값이 나올 수 있으므로 설계 진입에 있어 각 정수를 특정하기가 어려운 문제가 있다.[6]

2.4 γ 형 Ross Yoke driver의 power piston축 yoke crank의 설계

앞서 논의한 바와 같이 Ross Yoke driver는

종래 α 형 스텔링엔진에 주로 적용되었다.

금번 연구에서는 driver를 γ 형 엔진에 설계 적용하여 특유의 크랭크와 피스톤 구간의 물리적 크기와 실린더와 피스톤에 가해지는 횡력을 종래보다 줄이며 시스템의 병렬화에 더욱 유리하게 하고자 하는 목적이 있다.

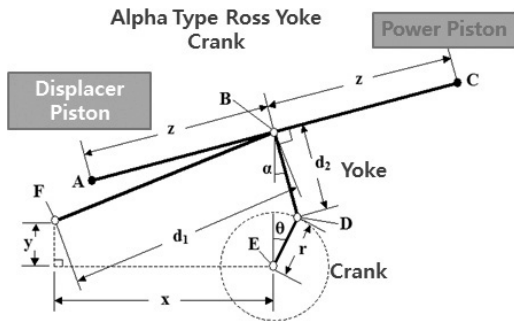


Fig. 4 Ross Yoke driver의 설계 구조

$$d_1 = (x + r \sin \theta - d_2 \sin \alpha)^2 + (r \cos \theta + d_2 \cos \alpha - y)^2 \quad (1)$$

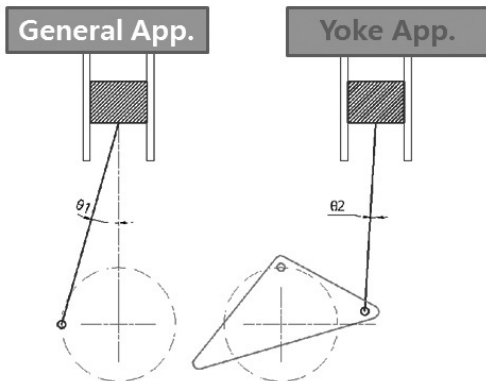


Fig. 5 Difference of crank arm angles respective applications

다만, α 형 엔진에서와는 달리 Displacer piston의 stroke가 Power piston의 stroke가 길어야 하는 특징으로 인하여 크랭크 축과 연결되는 rod의 형태가 Fig. 5에서 보는 바와 같이

종래의 등변삼각형 형태가 아닌 모델로 설계가 됨으로 Power piston 파트와 Displacer piston 파트의 rod를 개별 설계하여야 한다.

Fig. 6은 Piston 파트의 최대-최소 stroke 상태에서 각각의 크랭크 위치와 크랭크 반경 및 Yoke rod의 위치를 도식화하여 보여주고 있다. 즉 크랭크축을 기준으로 최대, 최소 stroke는 다음과 같이 정리가 가능하다.

즉, Fig. 7의 ①과 같이 크랭크축을 중심으로 점 C(crank-yoke 접속점), P(Connecting rod 접속 점)가 일직선이 될 때 최대 stroke, ②와 같이 \vec{CP} 가 크랭크축의 중심을 지날 때 최소 stroke를 구성하게 된다.

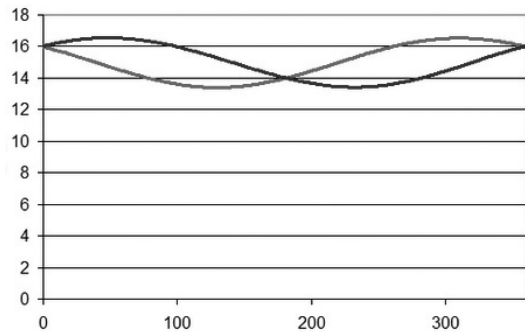


Fig. 6 디스플레이서와 파워피스톤의 작동 위상

Fig. 7에서 최대스트로크 상태에서의 St_{max} 와 β , 회전각 θ 에 대한 관계를 확인해야 한다.

수식으로 정리하면,

$$a \cos \Phi = \beta \quad (2)$$

$$a \cos \Phi = (r+k) \cos \theta_1 \quad (3)$$

$$\frac{a}{r+k} = \frac{\cos \theta_1}{\cos \Phi} \quad (4)$$

여기서, a, b의 길이는 실제 크기와 비율에 의해서 피스톤의 스트로크에 영향을 미친다. 소형엔진

에서는 등변으로 값을 설정할 경우 엔진의 회전에 따른 진동이 커지는 경향이 있으나, 중대형 엔진에 있어서는 a, b를 같은 값으로 설정하여도 무방하다.

따라서, $a = b$ 로 설정하면 다음과 같이 정리된다.

$$a \sin \Phi = \beta,$$

식 (1), (2)를 통하여,

$$\begin{aligned} a \cos \Phi &= r \sin \left(\frac{\pi}{2} - \theta_1 \right) \\ &= r \left(\cos \theta_1 \sin \frac{\pi}{2} - \cos \frac{\pi}{2} \sin \theta_1 \right) \\ &= r \cos \theta_1 \\ \therefore a \sin \Phi &= r \cos \theta_1 \end{aligned} \quad (5)$$

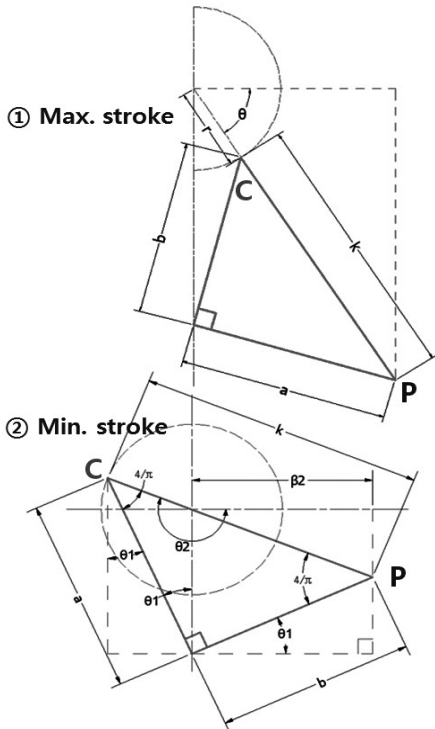


Fig. 7 A Schematic diagram of Max. and Min. strokes at ross yoke driver

또한, $a = b$ 일 경우 $\Phi = \theta_1 - \frac{\pi}{4}$ 임으로 식 (5)에 대입하여 정리하면 다음과 같다.

$$\begin{aligned} r \cos \theta_1 &= a \sin \left(\theta_1 - \frac{\pi}{4} \right) \\ &= a \left(\sin \theta_1 \cos \frac{\pi}{4} - \cos \theta_1 \sin \frac{\pi}{4} \right) \\ &= a \left(\frac{\sin \theta_1}{\sqrt{2}} - \frac{\cos \theta_1}{\sqrt{2}} \right) \end{aligned}$$

$\cos \theta_1$, $\sin \theta_1$ 에 대하여 정리하면

$$\begin{aligned} \frac{a \sin \theta_1}{\sqrt{2}} &= \left(r + \frac{a}{\sqrt{2}} \right) \cos \theta_1 \\ \frac{\sin \theta_1}{\cos \theta_1} &= \frac{r\sqrt{2}}{a} + 1 \\ \therefore \tan \theta_1 &= \frac{r\sqrt{2}}{a} + 1 \end{aligned} \quad (6)$$

$$St_{max} = (r+k) \sin \theta_1 \quad (7)$$

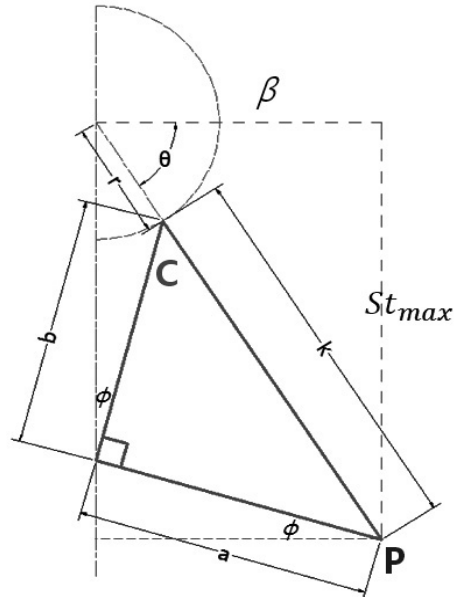


Fig. 8 A relation of Crank and Yoke angular maximum Stroke status

또한, Fig. 8에서 최소 stroke 상태를 도식화하여 최대 stroke에서와 같은 방법으로 정리하면 다음과 같다.

$$\begin{aligned}
 (k-r)\cos\theta_2 &= a\left(\frac{\cos\theta_2}{\sqrt{2}} + \frac{\sin\theta_2}{\sqrt{2}}\right), \\
 \frac{(\sqrt{2}-r)\sqrt{2}}{a} &= \frac{\cos\theta_2}{\cos\theta_2} + \frac{\sin\theta_2}{\cos\theta_2}, \\
 \tan\theta_2 + 1 &= \frac{2a - r\sqrt{2}}{a} \\
 \therefore \tan\theta_2 &= 1 - \frac{r\sqrt{2}}{a} \quad (8)
 \end{aligned}$$

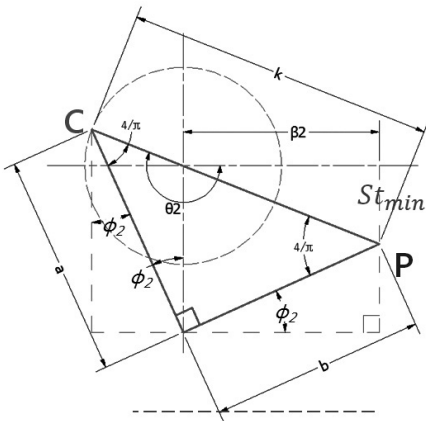


Fig. 9 A relation of Crank and Yoke angular minimum Stroke status

또한, 최소 stroke는 Fig. 9에 도식된 크랭크와 Yoke의 위치, 크랭크 각에 의해서 다음과 같이 계산할 수 있다.

$$\begin{aligned}
 St_{min} &= (k-r)\sin(\pi - \theta_2) \\
 &= (\sin\pi\cos\theta_2 - \cos\pi\sin\theta_2)(k-r) \\
 &= (k-r)\sin\theta_2 \quad (9)
 \end{aligned}$$

실제 Yoke driver와 링크된 Piston의 stroke (L_{st})는 상기의 식 (7), (9)에 의해서 다음과 같이 정리될 수 있다.

$$\begin{aligned}
 L_{st} &= St_{max} - St_{min} \\
 &= (r+k)\sin\theta_1 - |(k-r)\sin\theta_2|, k = a\sqrt{2} \\
 &= (a\sqrt{2}+r)\sin\theta_1 - (a\sqrt{2}-r)\sin(\theta_2-\pi) \\
 &= \beta\tan\theta_1 - \beta\tan(\theta_2-\pi) \quad (10)
 \end{aligned}$$

2.5 상-하사점에 따른 Yoke rod와 커넥션 로드와의 위상차

Fig. 10에 도식한 바와 같이 Ross Yoke driver의 하사점에 따른 θ_1 의 각도에 의하여 피스톤과 Yoke rod를 연결하는 connecting rod의 횡측 위상(lateral phase)이 동위상에 위치하지 않고 틀어지는 결과를 야기한다. 시뮬레이션과 계산에 의하여 살펴보면 θ_1 이 55° 를 기준으로 하여 그보다 작은 값이면, Fig. 8의 P_1 과 같이 상사점일 때의 커넥팅 포인트와 거의 동위상에 위치하게 되나, 그보다 큰 값에서는 급격하게 P_2 와 같이 우측으로 평행 이동한 위상으로 벌어지는 결과 일부 피스톤과 실린더 간 횡력이 증대되는 결과를 야기한다.

이를 피하기 위해서는 아래와 같은 방법에 의해서 설계하여야 한다.

$$r : a \doteq 1 : 3.333, \theta_1 \leq 55^\circ \quad (11)$$

즉 식 (11)에 의하여 r, a의 값이 결정되면 θ_1 의 값이 결정되는 방법에 의한다. 다만, 식 (11)과 같이 θ_1 은 55° 보다 작은 값으로 설정한다.

2.6 γ 형 Ross Yoke driver의 displacer piston측 yoke crank의 설계

앞서 논의한 바와 같이 일반적으로 Ross Yoke

driver는 α 형 stirling engine의 크랭크에 적용할 경우 크랭크와 각각의 yoke rod가 등변삼각형의 형태를 취한다.

하지만, γ 형의 엔진에서는 Displacer piston과 Power piston의 변위가 대략 2:1 내외의 비대칭 형태의 stroke length를 가짐으로 인하여 Yoke rod의 형태가 등변 삼각형의 형태가 될 수 없다. 또한, Displacer piston과 Power piston의 위상차가 90° 를 유지하기 위해서는 Fig. 10에서 보는 것과 같이 Yoke rod의 connection point P가 DP₁ 방향으로 신장되어야만 한다. Fig. 11에 도시한 바와 같이 DP₂ 방향으로 신장될 경우 상하사점의 중심축과의 위상이 등변위일때의 위상

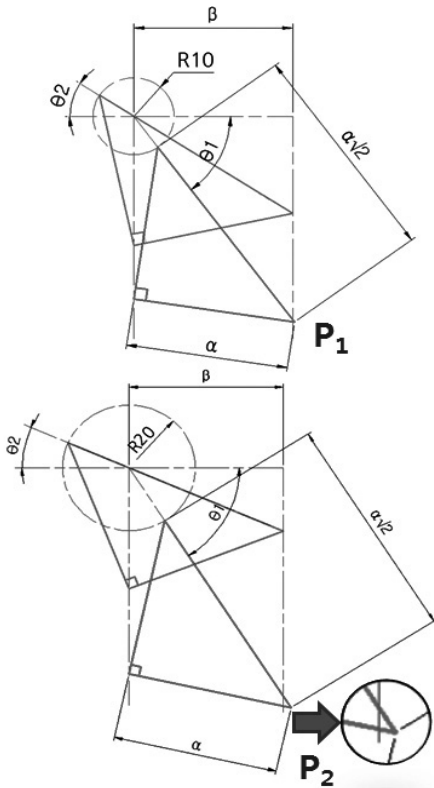


Fig. 10 According to θ_1 , top & bottom dead point lateral phases comparison

에서 벗어나는 결과로 stroke의 길이는 늘어나는 특징은 동일하게 가지나 Displacer piston과 Power piston과의 위상차는 90° 를 넘어서게 되는 결과를 갖게 되고 커넥션로드와의 접촉점의 횡축 위상은 거의 일직선 상에 위치하여 DP₁ 방향으로의 신장에 비하여 Displacer rod에 걸리는 횡력은 적어진다.

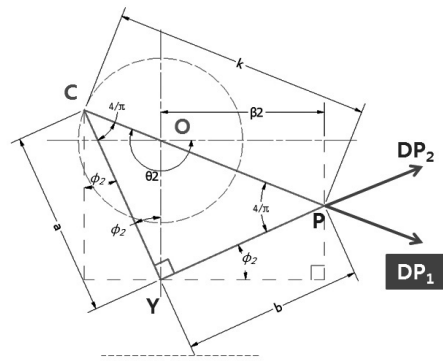


Fig. 11 Relation of Elongation direction and connection points of displacer piston

이에 반하여 DP₂ 방향으로의 신장의 경우는 Fig. 12, 13에서 보여주는 것과 같이 Displacer

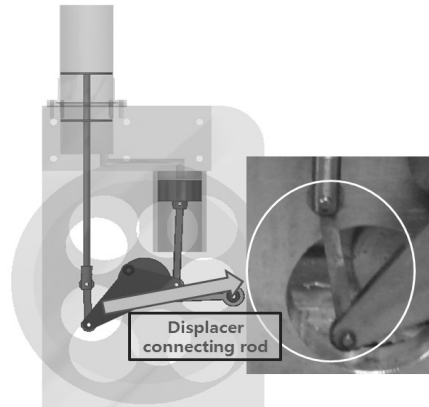


Fig. 12 Lateral force to connection rod According to elongated yoke rod for displacer piston connection point and variation of connection rod length to reduce lateral force

piston과 연결되는 connection rod에 걸리는 횡력이 connection point의 궤적이 크게 변형됨으로 인하여 증가하게 되어 이를 보완하기 위해서 connection rod의 길이를 Displacer 피스톤의 상하 운동에 저항하지 않는 범위 내에서 최대한 길게 하여야 횡력이 적어지는 특징을 갖는다.

Table 1 Design Parameters

항 목	수 치
Power piston	50Φ
Displacer piston	80Φ
Power piston stroke	60mm
Displacer piston stroke	120mm
crank diameter	20mm(r=10)
Yoke a length	34mm
Yoke k+e length	76.15
θ_1	54.8°
θ_2	210°

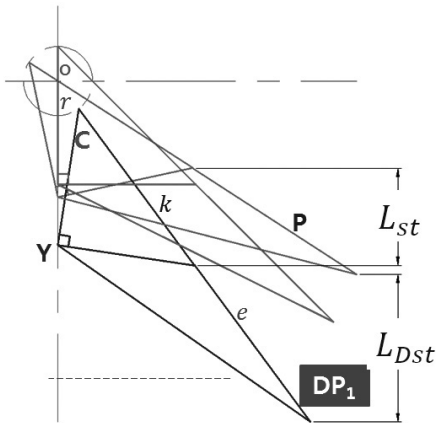


Fig. 13 To correct phases between power piston and displacer piston, connection point is elongated to DP1 direction. according to these, lateral forces are increase on displacer rod and connection rod

앞선 논의에서 Power piston의 상하운동에 따른 stroke length는 이미 식 (10)을 통하여 확인하였다.

Displacer piston의 stroke length L_{Dst} 는 다음 식 (12)와 같이 정리하여 설계에 반영한다.

$$L_{Dst} = (r+k+e)\sin\theta_1 - (k-r+e)\sin\theta_2$$

$$= e\{(r+k+1)\sin\theta_1 - (k-r+1)\sin\theta_2\}$$
(12)

$$R_{st} = \frac{L_{Dst}}{L_{St}}$$

$$= e \left\{ \frac{(r+k+1)\sin\theta_1 - (k-r+1)\sin\theta_2}{(r+k)\sin\theta_1 - (k-r)\sin\theta_2} \right\}$$

$$= e \left\{ 1 + \frac{\sin\theta_1 - \sin\theta_2}{(r+k)\sin\theta_1 - (k-r)\sin\theta_2} \right\}$$

$$= e \left\{ 1 + \frac{\sin\theta_1 - \sin\theta_2}{L_{st}} \right\}$$
(13)

Displacer piston 대 Poser piston의 스트로크 $St-rR_{st}$ 는 식 (12)을 통하여 식 (13)과 같이 정리할 수 있으며, R_{st} 는 Power Piston의 스트로크 거리와 실린더의 최대 부피를 통하여 가열하고자 하는 봉입기체의 총량을 구하고, 이를 통하여 Displacer 실린더 내의 공기량과 Displacer의 체적을 구하면 Displacer piston의 상하 스트로크



Fig. 14 Designed γ -type Ross yoke driver stirling engine

거리가 나오며, 이미 Power piston의 stroke length를 계산과정에서 상수화하는 단계를 거치게 됨으로 R_{st} 는 비율로서 상수화할 수 있다. 아울러 θ_1 , θ_2 , L_{st} 모두가 상수로 들 수 있으므로 e만 구하면 Displacer piston link point의 Yoke 설계를 마무리 할 수 있다.

3. 엔진의 제작 및 실험

금번 연구를 통하여, Table 1과 같이 엔진을 설계하고 본문에서 도출된 일반화 식을 통하여 비교적 용이하게 γ 형 Ross yoke driver를 설계하고 스티어링 엔진 1종을 설계 및 제작하였다.

Table 1과 같이 각 정수를 설계하여 Fig. 15와 같이 엔진과 Yoke 및 크랭크를 적용한 시제품을

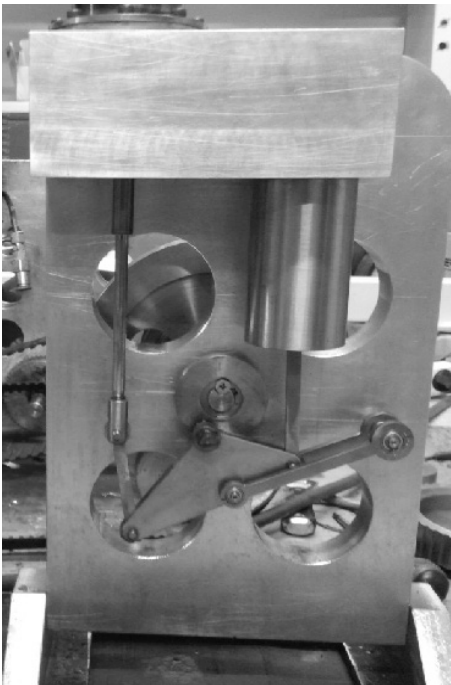


Fig. 15 Designed γ -type Ross yoke driver Stirling engine

제작하였으며, 작동의 무결성을 사전 검토하기 위해 Fig 13과 같이 Catia를 통하여 시뮬레이션 하였다. 시뮬레이션 상 기계적 문제가 없는 것을 확인하고 Al바디의 감마형 스티어링 엔진 1종을 최종 시제품으로 제작하여 최대 600°C에서 구동 시험을 하였다.

4. 결 론

이상과 같이 본 연구를 통하여, 종래 스티어링 엔진의 Ross Yoke driver 설계 방법에서 나아가 비교적 쉽게 Ross Yoke driver를 다양한 형식의 스티어링엔진에 적용할 수 있는 방법을 마련하였다. 아울러, 향후에는 이를 더욱 세밀히 연구하여 각 피스톤의 행정거리 및 각각의 실린더 체적과 관련하여 1개의 통합된 설계 일반화가 필요할 것으로 판단한다.

후 기

본 연구는 선박안전기술공단 자체연구사업에 따른 결과임.

참 고 문 헌

- (1) Ki-Bum Kim, "Solar Power Generation System Using A Small-Sized Stirling Engine", Journal of the Korea Academia-Industrial cooperation Society v. 13 no. 8, pp. 3339-3344, 2012.
- (2) Sang-Gyu Cheon, Dae-Won Park, and Gyung-Suk Kil, "NUMERICAL ANALYSIS

- TO DESIGN HIGH TEMPERATURE HEAT EXCHANGER OF BETA TYPE STIRLING ENGINE IN 3-D COMBUSTION FIELD,” Journal of computational fluids engineering, v. 16 no. 2, pp. 56-61, 2011.
- (3) J.U. Bae, “A Basic Analysis of Performance of Turbo CI Engine based on Stirling Cycle,” Journal of the Korean Society of Marine Engineering, vol. 24, no. 5, pp. 76-85, 2000.
- (4) Stirling engine, From Wikipedia, the free encyclopedia: http://en.wikipedia.org/wiki/Stirling_engine, Accessed December 25, 2014.
- (5) Stirling Engine with Ross yoke, <http://www.animatedengines.com/ross.html>, Accessed December 25, 2014.
- (6) Ross Yoke Design For Alpha Engines, <http://newenergydirection.com/blog/2008/11/ross-yoke-design-for-alpha-engines/>, Accessed December 25, 2014.