

스털링 엔진용 스크롤 팽창기의 동적 거동해석

김 성 준, 김 우 영, 김 현 진^{*†}

인천대학교 대학원, ^{*}인천대학교 기계공학과

Dynamic analysis on the scroll expander for Stirling engine

Seongjun Kim, Woo-Young Kim, Hyun Jin Kim^{*†}

Graduate School, University of Incheon, Incheon 402-749, Korea

^{*}Department of Mechanical Engineering, University of Incheon, Incheon 402-749, Korea

ABSTRACT: For 10 kW-class Stirling engine using scroll expander and scroll compressor, considerations on thermal expansion of the fixed and orbiting scroll members of the scroll expander due to high gas temperature at the expander inlet has resulted in adopting of the keys between the fixed scroll and main frame for the fixed scroll side and spring type insertion between the orbiting scroll base plate and supporting holders for orbiting scroll side. Dynamic analysis on the fixed and orbiting scroll members and the shafts of the scroll expander showed that using of these devices for complying thermal expansion caused large variations of the forces acting on the fixed scroll keys and on the power transmitting shafts and also on the shaft bearings.

Key words: Stirling engine(스털링 엔진), Scroll expander(스크롤 팽창기), Fixed scroll(고정 스크롤), Orbiting scroll(선회스크롤), Power transmitting shaft(동력전달축)

1. 서 론

전형적인 스텔링 엔진은 왕복동식 압축기와 왕복동식 팽창기를 사용하고 있는데 이러한 왕복동식 스텔링 엔진에서는 압축 행정과 팽창 행정 간의 상호 기구적인 간섭을 피할 수 없고, 이로 인해 스텔링 엔진의 성능은 이론적인 카르노 사이클 효율에 크게 미치지 못한다. 이러한 단점을 보완하기 위한 방안으로 스크롤 기구를 사용한 스텔링 엔진에 대한 개념이 소개되었다^(1,2). 압축 및 팽창을 각각 독립적인 두 개의 스크롤 방식으로 수행할 경우 압축 행정과 팽창 행정 간의 기

구적 간섭이 전혀 없는 완전히 독립적인 행정을 이룰 수 있다. 더구나 별도의 스크롤 압축기와 스크롤 팽창기를 적용할 경우 작동유체의 흐름 방향을 주기적으로 바꾸어 줄 필요가 없이 일방향의 흐름을 유지할 수 있다. 또한 스크롤에서는 밀폐 체적을 구성하는 선회 스크롤과 고정 스크롤의 랩과 경관이 작동유체와 접촉하는 면적이 왕복동식에 비해 상대적으로 크기 때문에 필요하다면 등온에 가까운 행정을 만들어 주기 위한 열교환 적용에 상대적으로 유리하다. 이러한 스크롤 기구의 적용을 통해 실제 스텔링 엔진 사이클이 이상적인 스텔링 사이클에서 벗어나는 정도를 상당 부분 완화해 줄 수 있다.

Kim et al⁽³⁾은 태양열을 열원으로 이용하는 스크롤 방식 스텔링 엔진의 구현 가능성을 검토하기 위한 스텔링 엔진용 스크롤 압축기와 스크

[†] Corresponding author

Tel.: +82-32-770-8419; fax: +82-32-770-8410

E-mail address: kimhj@incheon.ac.kr

를 팽창기에 대한 개념 설계를 수행하였다. 작동 유체가 공기일 때, 고압부 60기압 저압부 20기압의 조건 하에 스텔링 엔진 출력 10kW를 발생시키는 스크롤 압축기와 스크롤 팽창기에 대한 스크롤 사이징 작업과 이들 압축기 및 팽창기의 성능을 이론적인 해석을 통해 예측하였다. 하지만 고온부의 온도를 스크롤 재질의 내열성 등을 고려하여 400°C로 제한하였고 이로 인해 스텔링 엔진의 성능이 제대로 얻어지지 못하는 것에 대한 대안으로 압축 및 팽창 과정에서 폴리트로픽 지수가 되도록 등온과정에 가깝게 되도록 열용량이 충분히 큰 열매체를 작동가스에 혼합하는 것을 전제로 하였다.

열용량이 큰 열매체를 작동유체에 혼합하는 방식을 실제 시스템에 적용하는 것은 그리 간단한 일은 아니므로 본 연구에서는 열매체 혼합 방식을 배제하고 그 대신 고온부 작동 온도를 높여 주는 방안을 채택하였다. 이럴 경우 팽창기의 고정 스크롤과 선회 스크롤에서 발생하는 열팽창이 크게 나타날 것이므로 이에 대한 대책이 마련되어야 한다. 본 논문에서는 열팽창이 고려된 스크롤 팽창기 설계 방안을 소개하고 이에 따른 고정 스크롤 및 선회 스크롤의 동적거동을 분석하여 태양열을 열원으로 구동되는 스크롤식 스텔링 엔진의 구현을 위한 고온부인 스크롤 팽창기 설계에 대한 기초자료를 제공하고자 한다.

2. 사이클 구성 및 기본구조

태양열을 열원으로 하는 스크롤식 스텔링 엔진의 시스템 구성을 Fig. 1에 나타내었다. 작동유체는 ①→②의 압축과정에서 스크롤 압축기를 통과하고 ②→④의 과정에서 팽창기 출구의 고온의 유체와의 열교환 및 히터를 통해 가열되고, ④→⑤에서 스크롤 팽창기를 통과하고 ⑤→①의 냉각 과정을 거쳐 다시 압축기로 흡입된다. 작동 유체는 CO₂이다. CO₂는 독성 및 가연성이 없어서 안전하다. 이 사이클에서 팽창기의 출력과 압축기 입력과의 차이로 결정되는 엔진의 출력은 고온부의 온도가 높을수록 커지지만 실제 고온부를 구성하는 재료의 내열성에 의해 제한이 따른다. 여기서는 고온 재질인 인코넬로 팽창기를 구성하고 고온부를 700°C로 설정하고자 한다. 이런 고온에서는 팽창과정을 등온으로 만들어 주는 것이 현

실적으로 어렵기 때문에 팽창기 운전속도가 클 경우에는 팽창 과정을 단열로 간주하는 것이 더 타당하다. 압축부에서는 냉각수 통로를 설치하여 냉각수를 이용한 냉각이 어느 정도 가능하므로 압축 과정은 n=1.1인 폴리트로픽 과정으로 간주한다.

Fig. 2에는 여러 가지 압력 조건에 따른 스텔링 엔진의 효율 변화를 나타내었다. 이 계산에 있어서 각종 효율을 다음과 같이 가정하였다: $\eta_c = 80\%$, $\eta_{v,e} = 70\%$ $\eta_c = 90\%$ $\eta_{v,c} = 85\%$ 그리고 $\eta_{regen} = 80\%$. 압력비 2.5 부근에서 스텔링 엔진은 최대의 효율을 보인다. 고압부 압력이 높을수록 전반적인 효율이 높아지지만 여기서는 안정성 등을 고려하여 고압을 $P_H = 6MPa$ 로 선정하였다. 설계운전조건을 Table 1에 정리하였다. 이 운전조건에서 엔진출력 10kW를 얻기 위해 필요한 질량유량은 $\dot{m} = 0.332 kg/s$ 이다.

Fig. 3은 설계된 스크롤식 스텔링 엔진에 대한 개념도이고, 이 가운데서 스크롤 팽창기 부분은 Fig. 4에 전개도 형식으로 나타내었다. 스크롤 팽창기 및 스크롤 압축기는 두 개의 공통 크랭크축으로 연결되어 있고 이 두 축은 타이밍 벨트로 체결되어 있다. 타이밍 벨트로 인해 선회스크롤을 위한 별도의 자전방지기구가 필요 없게 된다. 스크롤 팽창기의 출력의 상당부분을 압축기 구동에 소모하고 출력의 나머지 부분은 스크롤 팽창기 우측의 기어조합을 통해 중앙부의 기어로 전달된다. 스크롤 팽창기와 스크롤 압축기의 선회 스크롤은 양 날개 방식으로 되어 있어서 스크롤 크기를 줄여주었고 또한 양 날개 방식을 통해 선회 스크롤 경판에 작용하는 축방향 가스력이 양 방향에서 서로 상쇄되어 별도의 스러스트 지지가 필요 없도록 하였다. 고정스크롤은 선회스크롤 양쪽에 위치하며 고정스크롤 상단에는 배압실을 설치하여서 팽창기 입구 압력이 걸리도록 해주어 고정스크롤이 선회스크롤 쪽으로 밀착되게 해준다.

Table 1 Design operating conditions

Expander		Compressor	
P ₄	5.7 [MPa]	P ₁	2.5 [MPa]
P ₅	2.6 [MPa]	P ₂	6 [MPa]
T ₄	700 [°C]	T ₁	40 [°C]

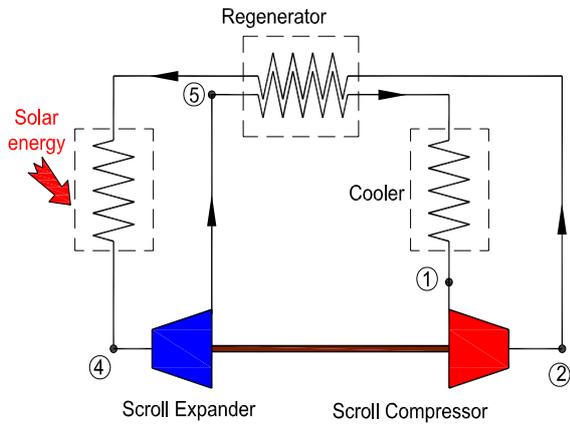


Fig. 1 Stirling cycle using scroll expander and scroll compressor utilizing solar energy as heat source

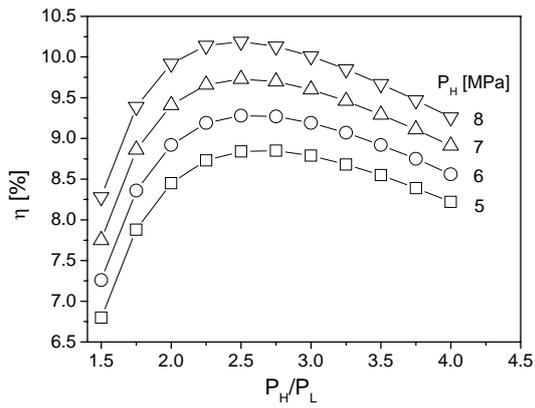


Fig. 2 Stirling engine efficiency at various pressure conditions

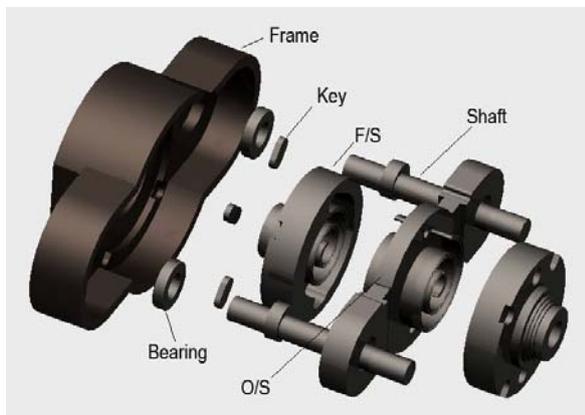


Fig. 3 Scroll expander

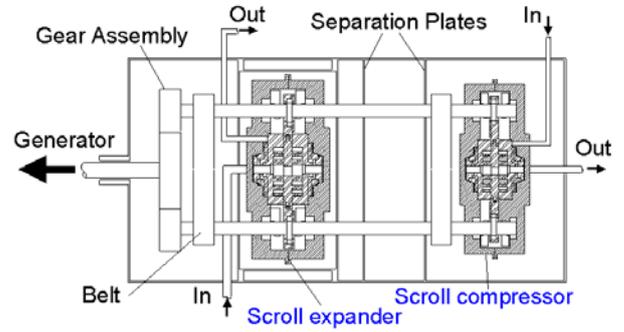
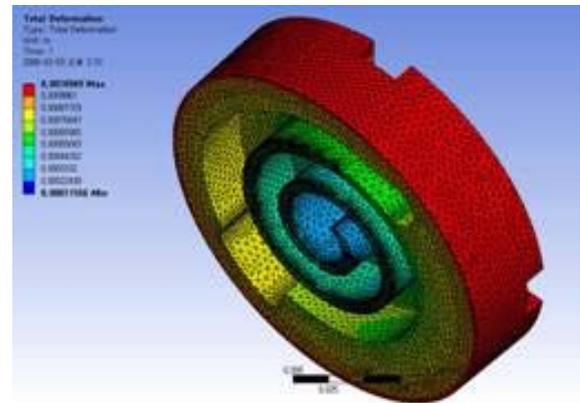
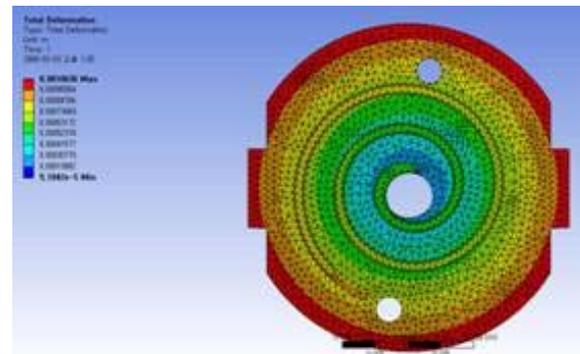


Fig. 4 Schematic layout of Stirling engine



(a)



(b)

Fig. 5 Thermal expansion on scroll expander: (a) fixed scroll, (b) orbiting scroll

Fig. 5에는 팽창기의 고정스크롤과 선회스크롤의 열팽창 정도를 ANSYS를 사용하여 계산한 결과이다. 최대 팽창은 고정스크롤 및 선회스크롤에서 각각 1.094mm 및 1.06mm로 얻어졌다. 이러한 크기의 팽창을 고려하여서 고정 스크롤과 고정 프레임 사이에 간격을 두었고 고정스크롤의 지지는 Fig. 4 및 Fig. 6에 나타난 2 개의 키를 사용하여 만들어 줄 수 있다. 선회 스크롤의

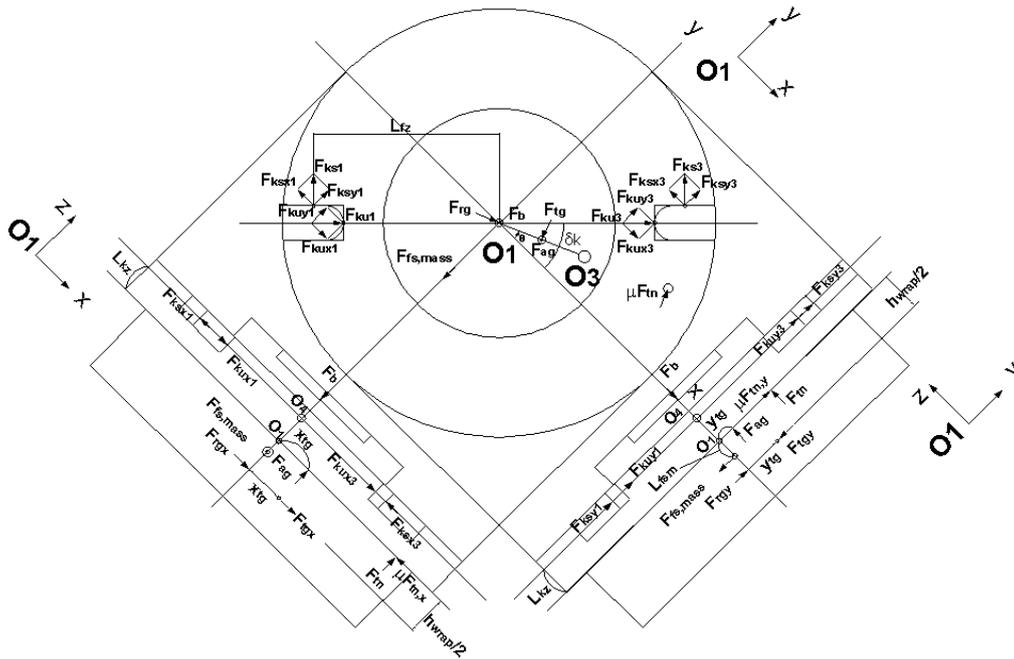


Fig. 6 Free body diagram for fixed scroll

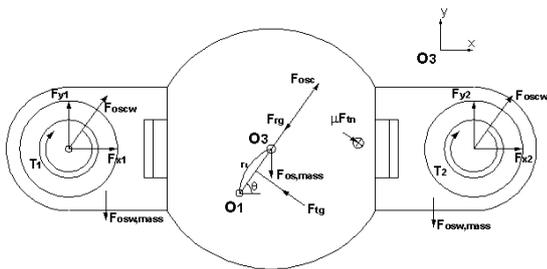


Fig. 7 Free body diagram for orbiting scroll

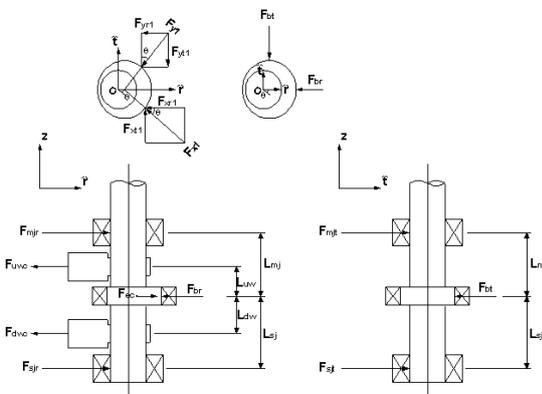


Fig. 8 Free body diagram for crankshaft

경우에는 선회 스크롤 경판과 양쪽의 경판 지지부 사이에 스프링을 삽입하여 선회스크롤 경판의

팽창을 받아주도록 한다.

3. 스크롤 팽창기 운동해석

3.1 고정스크롤

Fig. 6은 고정스크롤에 작용하는 힘들을 보여준다. 좌표계의 중심은 고정스크롤의 중심인 O_1 에 잡았고 y 축은 수직상방으로서 중력가속도는 $-y$ 축 방향이다. F_{tg} , F_{ag} , F_{rg} 는 접선방향, 축방향, 그리고 반경방향의 가스력이고, F_b 는 고정부재 배압력이며, F_{key1} 및 F_{key3} 는 고정스크롤과 지지프레임 사이에 끼워진 키에 작용하는 힘들이다. 키의 위치는 x 축에서 각각 δ_k 및 $\delta_k + 180^\circ$ 의 각도에 있다. 선회스크롤로부터의 축방향 반력은 F_{tn} 이며 반력이 작용하는 점은 (f_x, f_y) 이다. x 및 y 방향으로 힘의 평형은 각각 식(1), (2)에 나타내었고, x 축, y 축, 그리고 z 축 방향의 모멘트 평형은 각각 식(3)-(5)에 나타내었다.

$$\begin{aligned} & (F_{tg} - \mu F_{tn})\sin\theta + F_{rg}\cos\theta \\ & - (F_{ks1} + F_{ks3})\sin(\delta k) \\ & + (F_{ku1} + F_{ku3})\cos(\delta k) = 0 \end{aligned} \quad (1)$$

$$F_{rg}\sin\theta - (F_{tg} - \mu F_{tn})\cos\theta - F_{fs,mass} + (F_{ku1} + F_{ku3})\sin(\delta k) + (F_{ks1} + F_{ks3})\cos(\delta k) = 0 \quad (2)$$

$$(F_{rg}\sin\theta - F_{tg}\cos\theta)\left(\frac{h_{wrap}}{2} + L_{kz}\right) + F_{ag}y_{tg} - F_{fs,mass}(L_{fsm} + L_{kz}) + F_{tn}f_y + \mu F_{tn}\cos\theta L_{kz} = 0 \quad (3)$$

$$-(F_{tg}\sin\theta + F_{rg}\cos\theta)\left(\frac{h_{wrap}}{2} + L_{kz}\right) - F_{tn}f_x + \mu F_{tn}\sin\theta L_{kz} - F_{ag}x_{tg} = 0 \quad (4)$$

$$-F_{tg}\frac{r_s}{2} - F_{ks1}L_{fz} + F_{ks3}L_{fz} + \mu F_{tn}\sin\theta f_y + \mu F_{tn}\cos\theta f_x = 0 \quad (5)$$

3.2 선회스크롤

Fig. 7은 선회스크롤에 작용하는 힘들을 보여 준다. 선회스크롤의 중심은 O_3 이며, F_{osc} 및 F_{oscw} 는 각각 선회스크롤과 경판 지지부에 작용하는 원심력을, F_{x1} , F_{y1} , 및 F_{x2} , F_{y2} 는 각 동력전달 축으로부터의 x 및 y 방향으로의 반력을 나타낸다. 이들에 대한 x, y 방향으로의 힘의 평형과 z축 방향으로의 모멘트 평형을 나타내는 식들을 식 (6)-(8)에 나타내었다.

$$F_{x1} + F_{x2} - 2(F_{tg} - \mu F_{tn})\sin\theta + (F_{osc} + 2F_{oscw} - 2F_{rg})\cos\theta = 0 \quad (6)$$

$$F_{y1} + F_{y2} + (F_{osc} + 2F_{oscw} - 2F_{rg})\sin\theta + 2(F_{tg} + \mu F_{tn})\cos\theta - F_{os,mass} - 2F_{osw,mass} = 0 \quad (7)$$

$$-F_{y1}l_p + F_{y2}l_p + F_{tg}r_s - 2\mu F_{tn}\sin\theta r_y - 2\mu F_{tn}\cos\theta r_x - r_{cp}\mu\sqrt{F_{x1}^2 + F_{y1}^2} - r_{cp}\mu\sqrt{F_{x2}^2 + F_{y2}^2} = 0 \quad (8)$$

여기서 미지수는 F_{x1} , F_{y1} , F_{x2} , F_{y2} 의 4개이므로 F_{x1} , F_{x2} 에 대한 각각의 값 대신에 이들의 합인 $F_{x1}+F_{x2}$ 을 하나의 미지수로 간주해서 구할 수 있다.

3.3 크랭크 축

Fig. 8은 크랭크 축이 베어링으로부터 받는 힘들을 보여준다. 축 중앙부의 편심에는 선회스크롤 경판지지부가 볼 베어링을 통해 끼워지며 축 편심부 양 쪽에는 축을 지지하기 위한 볼 베어링이 위치한다. 선회스크롤의 편심으로 인한 불균형력을 잡아주기 위해 두 개의 균형추가 부착

되었다. F_b 는 선회스크롤 경판지지부로부터 받는 반력 즉, 편심 베어링 하중을 나타내며, 축지지 베어링 하중은 각각 F_{mj} , F_{sj} 이고, 균형추로 인한 원심력은 F_{uwc} , F_{dwc} 이다. 크랭크 축에 걸리는 힘 및 모멘트 평형 방정식은 식(9)-(12)과 같다.

$$F_{mjr} + F_{sjr} - F_{uwc} - F_{dwc} + F_{ec} - F_{br} = 0 \quad (9)$$

$$F_{mjt} + F_{sjt} - F_{bt} = 0 \quad (10)$$

$$L_{mj}F_{mjr} - L_{sj}F_{sjr} - L_{uw}F_{uwc} + L_{dw}F_{dwc} = 0 \quad (11)$$

$$-L_{mj}F_{mjt} + L_{sj}F_{sjt} = 0 \quad (12)$$

3.4 마찰손실 및 축 동력

스크롤 팽창기에서 발생하는 기계적 마찰 손실은 고정스크롤 랩 선단과 선회스크롤 경판과의 마찰손실, 그리고 크랭크 축의 편심 베어링 및 축지지 베어링 등에서의 손실이므로 이들은 식 (13)과 같이 구할 수 있다.

$$L_{exp,mech} = 2\omega r_s \mu_{th} F_{tn} + \omega r_{DB} \mu_{DB} (F_{sh1} + F_{sh1}) + \omega r_{sh} \mu_{JB} (F_{mj1} + F_{mj2} + F_{sj1} + F_{sj2}) \quad (13)$$

여기서 마찰계수 μ_{DB} , μ_{JB} , 는 모두 볼베어링의 전형적인 값인 0.0015로 간주하였다.⁽⁶⁾ 선회스크롤 경판에 작용하는 마찰력의 마찰계수 μ_{th} 는 경계윤활로 간주하여 0.013을 적용하였다.

선회 스크롤을 회전 시키는 구동력은 접선방향 가스력이므로 스크롤 팽창기에서 발생하는 팽창 동력 L_e 는 식(14)과 같고, 축 동력 L_s 는 팽창 동력에서 기계적 손실을 뺀 식(15)와 같다.

$$L_e = 2\omega r_s F_{tg} \quad (14)$$

$$L_s = L_e - L_{exp,mech} \quad (15)$$

4. 성능해석 결과 및 고찰

Fig. 9는 스크롤 팽창기와 압축기의 P- θ 선도를 나타낸다. 고정스크롤과 선회스크롤 간의 누설 간극은 팽창기에서는 축 방향 및 반경 방향 모두 $50\mu m$ 로 가정하였고 압축기에서는 이 보다 작은 $30\mu m$ 로 하였다. 팽창기에서는 각 팽창실 간의 누설로 인해 이론 P- θ 선도에 비해 압력이 낮게 형성된다. 이와 반대로 압축기의 경우

에는 누설의 영향으로 이론 압력보다 높은 압력이 형성되며, 토출과정에서 과압축이 발생한다. 과압축의 크기는 토출포트의 크기와 관계되는데 여기서 나타난 과압축은 수용할만한 정도이다.

Fig. 10은 선회스크롤 경판 한 쪽에서의 팽창실 내에서 발생하는 가스력을 보여준다. 축 방향 가스력은 평균적으로 약 18,316N 정도이고, 동력을 발생시키는 원동력인 접선방향 가스력은 대략 9224N 정도이다. 선회스크롤 경판에 걸리는 마찰력 F_{tn} 은 배압력과 축 방향 가스력의 차이로 약 7563N 수준에서 $\pm 38.1\%$ 의 변동을 보인다. Fig.11은 고정스크롤 키에 작용하는 반력(F_{k1} , F_{k3})과 선회스크롤과 지지부의 원심력(F_{osc} , F_{oscw})을 보여준다. 선회스크롤과 지지부의 질량이 각각 14.7kg, 5.3kg으로 가스력과 같은 수준의 원심력을 발생시킨다.

동력 전달 축으로 전달되는 힘(F_{sh1} , F_{sh2})과 축 지지 베어링 하중(F_{mj} , F_{sj})을 Fig. 12에 나타내었다. 각 축으로 평균 15,386N의 힘이 전달되며 이 힘들의 변동폭은 $\pm 69\%$ 로서 상당히 크지만 서로 상쇄되는 위상차를 가지고 변동되므로 두 힘들의 합력은 거의 변동이 없게 된다. 축 지지 베어링 하중들도 이와 비슷한 변화의 경향을 갖는다. 각각의 축 지지 베어링 하중은 평균적으로는 5,740N 정도이고, 최대값은 10,000N을 약간 상회한다.

Fig. 13에는 팽창기 축 출력과 기계적 손실을 나타내었다. 축 출력은 평균 1885W이고 변동폭은 $\pm 7.3\%$ 정도이다. 축에서의 베어링 손실은 변화가 많지 않지만 선회스크롤 경판에서의 마찰손실은 축 방향 가스력 변화에 따라 변화가 일어난다. 각 마찰부위에서의 평균 마찰손실을 Table 2에 정리하였다.

Table 2 Mechanical losses

Notation	Description	Value
L_{th}	Thrust loss	518.9 [W]
L_{sh1}	Eccentric bearing loss	946 [W]
L_{sh2}	Eccentric bearing loss	939.1 [W]
L_{mj1}	Shaft bearing loss	232.9 [W]
L_{sj1}	Shaft bearing loss	232.9 [W]
L_{mj2}	Shaft bearing loss	232.4 [W]
L_{sj2}	Shaft bearing loss	232.4 [W]
L_{mech}	Total mechanical loss	3334.6 [W]

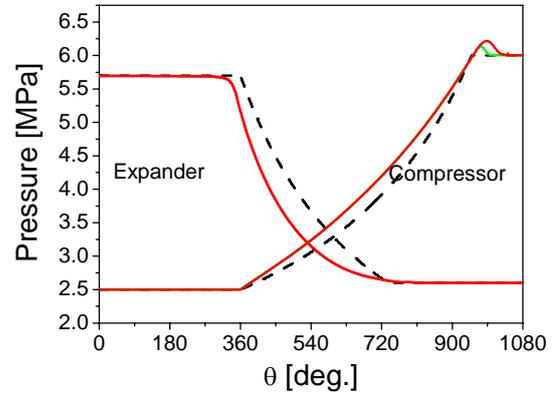


Fig. 9 P- θ diagram during expansion and compression processes

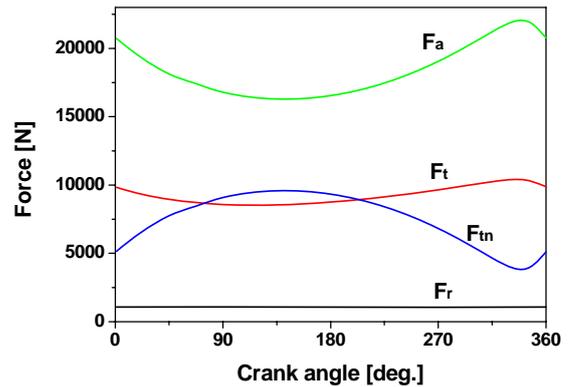


Fig. 10 Gas forces acting on the fixed and orbiting scrolls

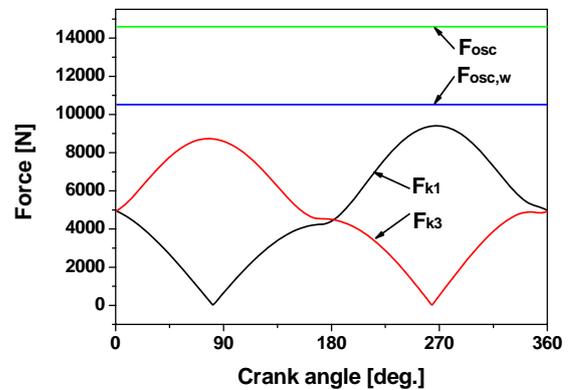
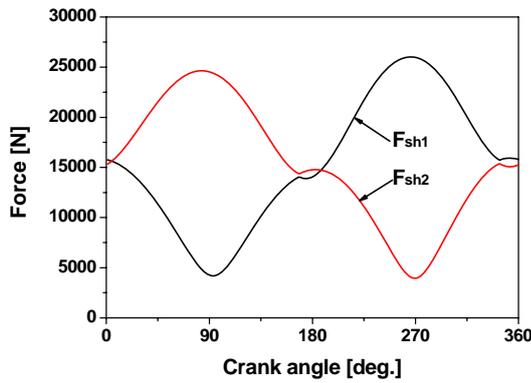
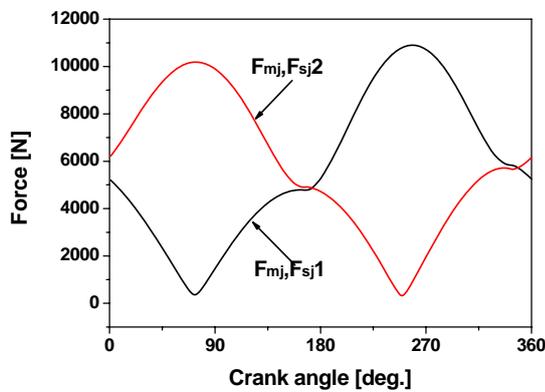


Fig. 11 Centrifugal forces of orbiting scroll and fixed scroll key reactions



(a)



(b)

Fig. 12 (a)(b) Bearing loads: (a) shaft eccentric, (b) shaft supports

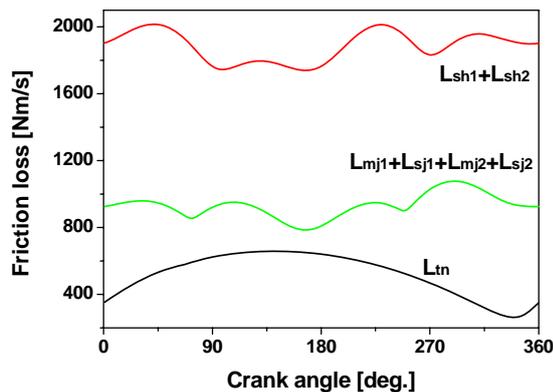


Fig. 13 Shaft power and mechanical losses

5. 결론

태양열을 열원으로 하는 스크롤식 스텔링 엔진의 스크롤 팽창기에 대한 설계 및 동적 거동 해석에 있어서,

(1) 팽창기 입구에서 작동유체인 CO₂의 온도가 700°C의 고온일 때, 고정스크롤의 열팽창은

최대 1.094mm, 선회스크롤에서의 열팽창은 최대 1.06mm에 이른다. 이러한 큰 팽창을 감당하도록 고정스크롤을 지지프레임에 키를 사용하여 체결하고, 선회스크롤의 경판과 동력전달 축에 연결되는 경판 지지부 사이에는 스프링을 삽입하는 구조를 채택하였다.

(2) 스텔링 엔진의 사이클 효율은 압력비가 2.5일 때 최대치를 보이며 고압부의 압력이 높을수록 효율 최대치는 증가한다. 고압부 압력이 6MPa 일 때, 시스템 최고 효율은 93.59%로 계산된다.

(3) 팽창과정은 단열팽창으로 압축은 $n=1.1$ 의 폴리트로픽 압축으로 가정하고 팽창기 및 압축기의 누설 간극을 각각 50 μ m 및 30 μ m라고 할 때, 설계조건()에서 10kW급 엔진출력을 얻기 위한 팽창기의 스크롤 직경은 249mm 정도이고 팽창기 출력은 45.35kW, 압축기 소요 동력은 34.48kW다.

(4) 팽창기에서 팽창력은 양 날개 합해서 18,447N이고, 고정스크롤 키 반력은 4,544N \pm 4,523N, 동력전달 축에는 14,701N \pm 10,632N, 축지지 베어링에는 5,445N \pm 5,097N의 하중이 걸리는 것으로 계산되었다. 이러한 하중에서의 큰 변화는 주로 선회스크롤의 열팽창을 받아 주기 위해 선회스크롤과 경판 지지부를 일체형으로 만들지 못하고 스프링 삽입 구조로 만든데 기인한다.

참고문헌

- Kim, Y. M., Shin, D. K., Lee, J. H., 2003, Stirling engine employing scroll type mechanism, Proceeding of KSME '03 Spring Conference, KSME, pp.1709-1716.
- Hugenroth, J., Braun J., Groll, E., King, G., 2006, Liquid-flooded Ericsson cycle cooler: Part 1-Thermodynamic analysis, International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue, Paper-R168.
- Kim, W. Y., Kim, H. J., Kim, Y. M., Lee, S. T., 2007, Conceptual design of scroll expander-compressor for Stirling engine, Proceedings of the SAREK 2007 Winter annual Conference, Paper No. 2007-W-062