

선형압축기 실린더 간극이 압축특성에 미치는 영향에 관한 이론적연구

홍용주*, 신완순**, 박성제*, 고득용*, 김효봉*, 오군섭*

*한국기계연구원, **충남대학교 대학원

Theoretical Study of Compression Performance with gap of linear compressor for Stirling cryocooler

Yong-Ju Hong*, Wan-Soon Shin**, Seong-Je Park*, Deuk-Yong Koh*,

Hyo-Bong Kim*, Koon-Sup Oh*

*Korea Institute of Machinery & Materials

**Graduate School of Chungnam National University

yjhong@kimm.re.kr

Abstract - The Linear compressor is widely used in Stirling cryocooler for cooling of infrared sensor. The performance of Stirling cryocooler was mainly depending on how much pressure difference can be generated by compressor. The gap between cylinder and piston should be minimized to get high pressure difference, but too small gap cause failure in the cryocooler.

In this study, The leakage rate through gap was investigated by using CFD method and simple thermodynamic relation. The results show compression ratio is decreased and leakage rate increased according to increasing gap.

및 실린더와 피스톤의 간극(gap, clearance seal)에 의해 큰 영향을 받기 때문에, 최적의 압축비를 얻기 위해서는 간극의 최소화가 요구된다. 그러나 매우 작은 간극은 마찰 등의 손실을 유발하여 선형 압축기의 경제성 및 내구성 측면에서 문제점을 유발할 수 있다.

본 연구에서는 압축기의 실린더와 피스톤의 간극이 압축기의 특성에 미치는 영향을 고찰하기 위하여 단순화된 축대칭의 실린더에 대해 압축성 유동해석을 수행하였으며, 선형 압축기의 간극 및 피스톤의 길이가 누설 및 압축특성에 미치는 영향을 고찰하기 위해 간단한 열역학적 관계식을 사용하여 누설을 고려한 압축 및 팽창과정에 대한 해석을 수행하였다.

1. 서 론

최근 적외선 센서 냉각을 위해 사용되는 소형 스티어링(Stirling) 극저온 냉동기는 기존의 크랭크 기구에 의한 기계적 구동방식에 비해 진동, 동력소모, 내구성 등의 측면에서 유리한 선형압축기(linear compressor)를 채용하는 추세이다. 스티어링 극저온 냉동기용 선형압축기는 실린더, 피스톤, 코일, 자석으로 구성되어 있으며, 구동 방식에 따라 이동코일(moving coil)형과 이동자석(moving magnet)형으로 분류되며, 실린더내의 피스톤의 왕복운동으로 작동유체의 압축 및 팽창을 발생시켜 압축기에 연결된 냉동기의 팽창부에서 냉동을 발생시킨다.

스티어링 극저온 냉동기의 설계에 있어서 중요한 인자로는 압축기의 압축비, 압축기와 팽창기의 체적비, 압축기 및 팽창기의 위상각, 간극 체적, 운전주파수, 작동유체 충전 압력 등의 요소가 있으며[1], 압축기의 압축비는 피스톤의 행정거리

2. 본 론

2.1 유동해석

선형 압축기 실린더와 피스톤의 간극을 통한 누설 유동을 해석하기 위해 상용 열유동 해석프로그램인 FLUENT Ver 5.1[2]를 사용하였다.

유동 해석은 축대칭형(axisymmetric)으로 단순화된 선형 압축기 모델에 대해 수행하였으며, 실린더와 피스톤의 간극이 25, 50, 75, 100 μ m인 경우에 대해 유동 해석을 수행하였다. 해석시 간극내 유동은 압축성, 층류(laminar) 유동으로, 압축기 피스톤은 일정한 속도(1m/s)로 저압 측에서 고압 측으로 운동하는 것으로 각각 가정하였고, 압축기 입구 및 출구는 압력경계조건(고압/저압=1.5)을 사용하였으며 작동유체는 GHe으로 설정하였다. 한편, 해석격자는 형상 및 유동특성을 고려하여 피스톤면과 실린더 면 및 간극의 입구 및 출구 영역에 다소 조밀하게 배치하였다.

Fig. 1은 간극 25 μ m의 경우 유동해석 결과로, 고압 측에서 간극으로 작동유체가 유입되는

영역(a) 및 간극 출구 영역(b)에서의 속도분포이다. 간극 내의 유동분포는 피스톤이 고압 측으로 운동하지만 피스톤 양단에 매우 큰 압력 차가 존재하기 때문에 피스톤의 운동으로 인한 영향은 거의 무시되어, 고압 측에서 저압 측으로의 고속 유동이 발생되며, 간극을 통과하면서 점차 발달하여 포물선 형태의 속도분포를 나타낸다.

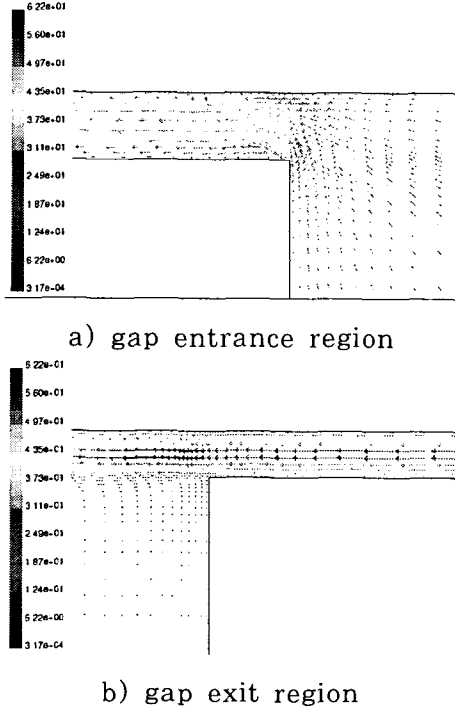


Fig. 1. Velocity field

Fig. 2.는 실린더 표면에서의 압력분포로 간극의 크기와 관계없이 간극내에 선형적인 압력구배가 발생하고, 간극이 클수록 피스톤 양단의 압력차가 감소함을 알 수 있다. Fig. 3.은 간극을 통해 누설되는 질량유량으로 간극이 커짐에 따라 간극면적이 증가함으로 인해 유로저항(flow resistance)이 급격히 감소하여, 간극을 통한 누설유량이 급격히 증가됨을 알 수 있다. 따라서 간극이 증가하면 누설유량의 증가로 인해 압축과정에서 고압측의 작동유체의 질량이 감소하고, 팽창과정에서 저압측의 질량이 증가하여 압축기의 압축특성이 저하될 것으로 판단된다.

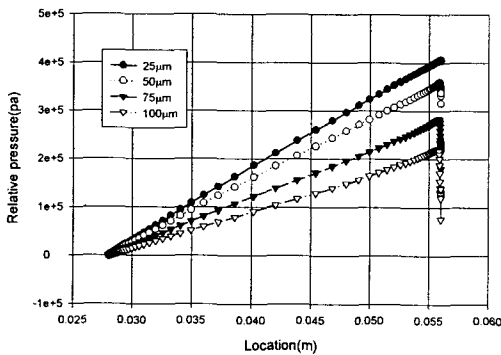


Fig. 2. Pressure distribution at wall of cylinder

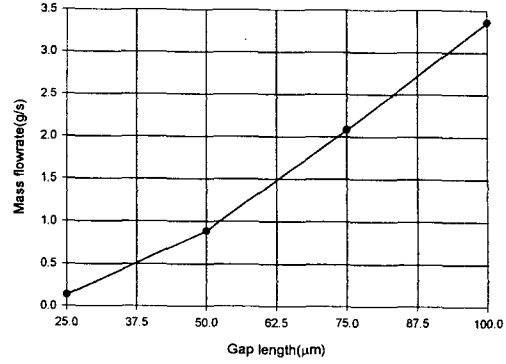


Fig. 3. Mass flow rate through gap between cylinder and piston

2.2 누설영향해석

2.2.1 해석방법

선형 압축기 실린더 내 작동유체(He)의 압축 및 팽창과정을 단일과정으로 가정하면 실린더 내 작동유체의 압력(P) 및 체적(V)은 식(1)과 같은 관계로 표현된다.

$$PV^\gamma = Const. \quad (1)$$

한편 실린더 압축공간 내 작동유체의 시간에 따른 질량(M)변화는 다음과 같이 표현된다.

$$\frac{\partial M}{\partial t} = -2\rho Q_l \quad (2)$$

따라서 식(1) 및 (2)로부터 실린더 내 작동유체의 시간에 따른 압력 변화에 대해 다음과 같은 관계식을 유도할 수 있다.

$$\frac{\partial P}{\partial t} = -\gamma \frac{P}{V} \left[2Q_l + \frac{\partial V}{\partial t} \right] \quad (3)$$

한편 식(3)을 풀기 위해서는 간극을 통한 누설유량에 대한 관계식이 요구되며, 실린더와 피스톤 간극의 유동을 선형적인 압력분포의 비압축성(incompressible), 등온의 층류유동(laminar flow)으로 가정하면, 간극내의 유속(u)분포는 식(4)의 단순화된 Navier-Stokes 방정식으로 나타낼 수 있다.

$$\frac{\partial^2 u}{\partial z^2} = \frac{1}{\eta} \frac{\partial P}{\partial x} \quad (4)$$

식(4)를 Fig. 4의 압축 및 팽창과정에 대해 간극에 대해 피스톤의 속도 경계 조건을 고려하여 적분하면 간극내의 속도분포는 다음과 같이 표현된다.

$$U = \frac{z}{2} \frac{z-h}{\eta} \frac{dp}{dx} + \frac{V_p \rho^2}{h} \quad (5)$$

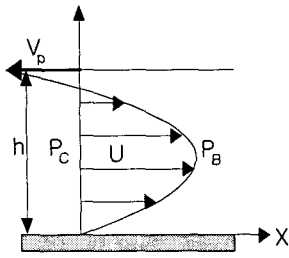


Fig. 4. Gas velocity profile in gap between cylinder and piston

여기서

$$\frac{dp}{dx} = \frac{P_C - P_B}{L_P}$$

따라서 간극을 통과하는 작동유체의 체적유량은 다음과 같다.

$$Q = \pi(D_C - h) \left[\frac{h^3}{12\eta} \frac{(P_C - P_B)}{L_P} + \frac{V_P h}{2} \right] \quad (6)$$

본 연구에서는 식(3)과 (6)을 Runge-Kutta 방법을 사용하여 풀어 선형 압축기 실린더내의 압력변화를 구하였다.

해석 조건은 운전주파수 50Hz, 충전압력 15Kg/cm², 배압축의 압력(P_B)은 일정한 것으로 가정하였다. 또한 본 연구에서는 간극이 선형 압축기의 압축특성에 미치는 영향을 고찰하기 위해, 스테링 냉동기의 팽창부 및 왕복기는 해석에 고려하지 않았다.

Fig. 5는 소형 스테링 냉동기용 선형 압축기에 대해 해석한 결과로 해석은 10주기에 대해 수행하였으며, 계산이 진행됨에 따라 계산 초기 다소 변화하던 압력이 수렴되어 감을 알 수 있다.

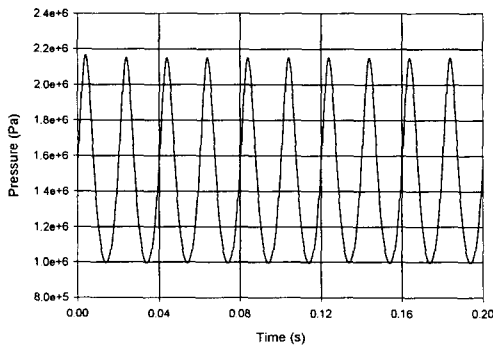


Fig. 5. Pressure variation during iteration

2.2.2 해석결과 및 고찰

Fig. 6은 소형 스테링 냉동기용 dual acting 선형 압축기[3]의 간극변화에 대해 해석한 결과 구한 시간에 따른 압력변화로, 해석은 각각의 피스톤의 행정거리가 8mm의 경우, 실린

더와 피스톤의 간극이 h, 2h, 3h, 4h, 5h인 경우에 대해 수행하였다.

해석 결과 간극이 h에서 5h로 커짐에 따라, 간극을 통한 누설이 증가하여 압축기에서 발생하는 고압이 감소하고 저압이 증가하여 압력 진폭이 작아지며, 피스톤의 변위와 발생하는 압력 파형의 위상차가 커지는 것으로 나타났다. 이는 피스톤이 상사점에 이르기 전에 실린더 내의 압력이 최대 압력에 도달하고, 간극이 커질수록 최대 압력이 피스톤 중립위치인 시간에 근접하게 되며, 간극이 매우 커지게 되면 피스톤의 압축·팽창 운동에 의한 실린더 내 작동유체의 압축 및 팽창이 발생하지 않음을 나타낸다.

또한 Fig. 7의 P-V 선도에서 알 수 있는 바와 같이 간극이 h인 경우 이상적인 누설이 없는 압축과정에 근접하나, 간극이 커짐에 따라 P-V 선도는 반시계 방향으로 변형되면서 간극이 3h인 경우 P-V 선도 내부 면적이 최대가 되고, 이후 감소하는 특성을 나타내고 있다.

Fig. 8은 간극의 변화에 따른 압축비로, 간극이 2h 이상 커지면 급격한 압축비의 감소가 발생하고, 5h에 이르면 1.2 미만의 압축비가 생성되는 것으로 나타났다.

따라서 이와 같은 해석 결과는 간극의 크기가 선형 압축기의 압축비에 큰 영향을 미치며, 압축기의 사용시간에 따라 마모로 인해 간극이 커지는 점을 감안할 때, 설계 단계에서 압축기의 간극은 2h 이하이어야 할 것으로 판단된다.

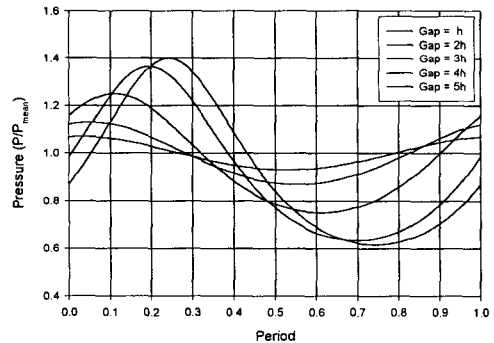


Fig. 6. Pressure vs. time with different gap between cylinder and piston

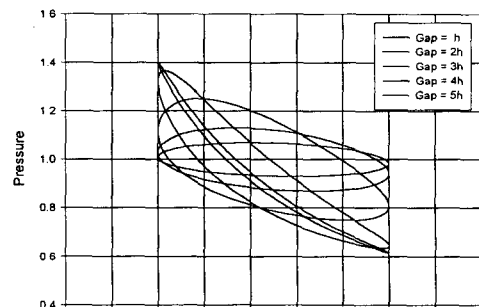


Fig. 7. PV Diagram with different gap between cylinder and piston

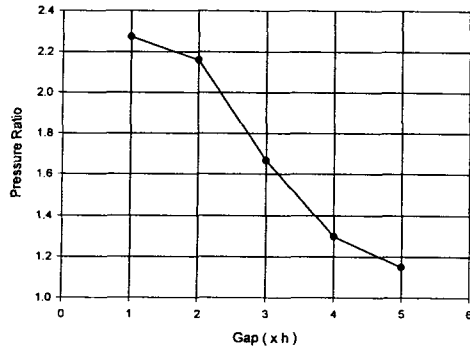


Fig. 8. Pressure ratio with different gap between cylinder and piston

3. 결 론

선형 압축기의 실린더와 피스톤의 간극이 압축기의 특성에 미치는 영향을 고찰하기 위하여 해석을 수행한 결과, 간극이 커지면 급격한 압축비의 감소를 유발하고, 피스톤의 운동과 발생된 압력 파형의 위상차가 커짐을 알 수 있었다.

(참 고 문 헌)

- [1] Israel Urieli, David M. Berchowitz, "Stirling Cycle Engine Analysis", Adam Hilger Ltd., 1984
- [2] Fluent Inc., "FLUENT User's Guide", 1997
- [3] Yong-Ju Hong, etc, "A Simple analysis of split-type free piston and free displacer Stirling Cryocooler", Korea-Japan Workshop on Applied Superconductivity and Cryogenics", 2000