

## 극저온 맥동 압력 조건에서의 재생기에 관한 실험적 연구

남관우\* · 정상권† · 정은수\*\*

(2001년 12월 12일 접수, 2002년 5월 27일 심사완료)

### Experimental Study on Regenerator Under Cryogenic Temperature and Pulsating Pressure Conditions

Kwanwoo Nam, Sangkwon Jeong and Eun Soo Jeong

**Key Words :** Regenerator(재생기), Screen(망), Friction Factor(마찰계수), Oscillating Flow(왕복유동), Pulsating Pressure(맥동압력), Ineffectiveness(비유용도)

#### Abstract

An experimental apparatus was prepared to investigate thermal and hydrodynamic characteristics of regenerator at cryogenic temperature under pulsating pressure condition. The regenerator was pressurized and depressurized by a compressor with various operating frequencies. Cold end of the regenerator was maintained around 100 K by means of a liquid nitrogen heat exchanger. Instantaneous gas temperature and mass flow rate were measured at both ends of the regenerator during the whole pressure cycle. Pulsating pressure drop across the regenerator was also measured to see if it could be predicted by a friction factor at steady flow condition. The operating frequency of pressure cycle was varied between 3 and 60 Hz, which are typical operating frequencies of Gifford-McMahon, pulse tube, and Stirling cryocoolers. First, the measured friction factor for typical wire screen mesh regenerator was nearly same as steady flow friction factor for maximum oscillating Reynolds number up to 100 at less than 9 Hz. For 60 Hz operations, however, the discrepancy between oscillating flow friction factor and steady flow one was noticeable if Reynolds number was higher than 50. Second, the ineffectiveness of regenerator was directly calculated from experimental data when the cold-end was maintained around 100 K and the warm-end around 293 K, which simulates an actual operating condition of cryogenic regenerator. Influence of the operating frequency on ineffectiveness was discussed at low frequency range.

#### 기호설명

$A_{ff}$  : 재생기의 자유 유동 단면적 [ $\equiv e_v A_r$ ]  
 $A_r$  : 재생기의 단면적  
 $d_h$  : 재생기 망의 수력직경  
 [ $\equiv e_v d_w / (1 - e_v)$ ]  
 $d_w$  : 재생기 망의 선경 [m]  
 $e_v$  : 공극률

$f_D$  : Darcy 마찰계수  
 $h$  : 가스의 엔탈피 [J/kg]  
 $L$  : 재생기의 길이 [m]  
 $\dot{m}_{max}$  : 최대 질량유량 [kg/s]  
 $N$  : 재생기 망의 치수 번호  
 $p$  : 재생기 망의 피치 [ $\equiv L/N$ ]  
 $Re_h$  : 레이놀즈수 [ $\equiv \dot{m}_{max} d_h / A_{ff} \mu$ ]  
 $u_{max}$  : 가스의 최대속도 [m/s]

\* 한국과학기술원 기계공학과  
 † 책임저자, 회원, 한국과학기술원 기계공학과  
 E-mail : skjeong@mail.kaist.ac.kr  
 TEL : (042)869-3039 FAX : (042)869-3210  
 \*\* 회원, 홍익대학교 기계공학과

그리스문자

$\Delta P_{max}$  : 최대 압력 강하 [Pa]

$\lambda$	: 재생기의 비유용도(ineffectiveness)
$\mu$	: 가스의 점성계수 [Pa·s]
$\rho$	: 가스의 밀도 [kg/m <sup>3</sup> ]
$\tau$	: 주기(period) [s]

#### 하첨자

$ce$	: 재생기의 저온부
$g$	: 작동가스
$he$	: 재생기의 고온부
$m$	: 재생물질

## 1. 서론

재생 사이클을 이용하는 극저온 냉동기(cryocooler)는 작동 가스가 주기적인 왕복유동을 하고 또한, 압력이 주기적으로 변하기 때문에, 이를 조화롭게 설계하고 제작하는 일은 까다로운 최적화 과정을 거쳐서 이루어진다. 극저온 냉동기를 구성하는 부품 중에서 재생기는 다공성 물질로 이루어져 있고 다공 매질과 작동가스 사이에 비정상 열전달이 발생하므로, 열역학, 유체역학적으로 매우 복잡한 부분이다. 이러한 재생기를 해석하고 설계하는데 있어서, 마찰계수, 비유용도 그리고, 다공 매질의 유효 열전도 계수와 같은 경험 상수들은 반드시 필요하다. 위에서 언급한 상수들은 재생기 구조의 복잡함으로 인하여 반드시 실험적으로 결정되어야 하는데, 정상유동 하에서는 많은 연구가 수행되었지만,<sup>(1)</sup> 왕복유동 하에서 측정된 자료는 그리 많지 않다. 또한, 정상유동 경험식이 왕복유동에 적용 가능한지는 아직 파악조차 되어 있지 않다.

왕복유동 하에서 수행된 기존의 연구로는, Tanaka<sup>(2)</sup>가 10 Hz 이하의 왕복유동에 대하여 마찰계수와 누설수를 측정하고 상관식을 제시하였다. Zhao<sup>(3)</sup>는 9 Hz 이하의 작동 주파수에서 마찰계수를 구하고 상관식을 제시하였으며, Miyabe<sup>(4)</sup>가 제시한 정상유동의 마찰계수와 비교하였다. Helveijnstein<sup>(5)</sup>은 30 Hz 와 70 Hz 사이의 범위에서, 마찰계수를 구하였다. 이 논문에서는 재생기 양단의 압력을 측정하고, 재생기를 통과하는 질량유량은 그들의 계산모델로부터 추측하였으므로, 순수하게 실험적으로 마찰계수를 측정했다고는 볼 수 없다.

한편, 재생기의 열전달계수 측정에 있어, 단방향 유동 방법(Single Blow Test Method)<sup>(6,7)</sup>은 정상유동에서 재생기의 열전달계수를 구하는 일반적인 방법이다. 하지만, 극저온 냉동기의 재생기는 왕복

유동 및 맥동압력 하에서 작동하므로, 위의 방법으로 재생기의 비유용도를 측정하는 것은 적합하지 않다.

왕복유동조건에서 Tanaka<sup>(2)</sup>는 재생기 양단의 가스온도를 측정하고, 압축기 피스톤의 행정체적으로부터 질량유량을 계산하여, 비유용도를 구한 다음, 비유용도-NTU 관계식을 이용하여 반주기동안의 평균 누설수를 제시하였다. 하지만, 이 논문에서 사용된 비유용도-NTU 의 관계식은, 이상적인 재생기에 대하여 적용 가능한 관계식이므로 이 방법을 이용하여 실험적 누설수를 구하는 것은 적합하지 않다는 문제점이 있다.

Kashani<sup>(8)</sup>는 맥동관 극저온 냉동기의 전체 성능을 측정하여 재생기의 특성을 파악하고자 하였는데, 이 방법은 재생기의 성능을 간접적으로 알아보는 방법일 뿐, 재생기 자체에 대한 실험적인 측정 방법은 아니다.

본 논문에서는 극저온 냉동기의 실제 온도, 압력 작동 조건 하에서 재생기의 마찰계수와 비유용도를 측정하기 위한 실험장치를 소개하고, 제한된 범위에서 마찰계수와 비유용도의 측정 결과를 제시하였다. 저주파수(3 ~ 9 Hz) 및 고주파수(60 Hz)에서 재생기의 마찰계수를 구하고, 그것을 정상유동의 결과와 비교하였다. 또한, 재생기 저온부가 약 100 K 으로 유지될 때, 재생기 양단의 가스온도와 질량유량을 측정하여 재생기의 비유용도를 구하였다. 그리고, 이러한 재생기의 비유용도가 왕복유동의 작동 주파수에 따라 어떻게 변화하는지 고찰하기 위하여, 주파수를 변화시켜 가면서 비유용도를 측정하였다.

## 2. 실험 장치

Fig. 1 은 극저온 냉동기의 실제 작동 조건 하에서 재생기의 특성을 실험하기 위한 장치의 개략도이다. 이 실험장치는 크게 열교환기, 측정부분, 재생기, 위상조절기의 네 부분으로 구성되어 있다. G-M 형 헬륨 압축기 또는 선형 압축기(행정체적: 12.7 cc)는 Fig. 1 의 실험장치에서 저주파수 및 고주파수의 왕복유동을 발생시키도록 하였다. 후냉각기(aftercooler)의 내부는 구리망(copper mesh)으로 적층되어 있고, 냉각수가 순환되도록 하였다. 저온 열교환기는 구리관을 코일 모양으로 제작하여 액체질소에 잠기도록 하였다. 미터링 밸브와 저장소(reservoir : 300 cc)로 이루어진 위상 조절기(phase controller)는 재생기에서 질량 유량과 압력의 위상 차이를 조절하기 위한 장치이다. 재생기에서 가스의 내부 에너지 변화는 압력 변동과 위상차에 영

향을 받는다. 내부 에너지 변화가 크면 가스의 온도 진폭도 커지므로, 재생기 열효율이 감소하게 된다.<sup>(10)</sup> 압력과 유량의 위상차는 냉동기의 종류와 작동 조건에 따라서 변하는데, 대체적으로  $0^\circ$  에 가까운 값을 갖는다. 본 논문에서는 Fig. 1 에서 미터링 밸브의 개도가 최대일 때의 실험 결과만을 제시하였다.

재생기 양단에서 헬륨 가스의 질량 유량을 측정하기 위하여 열선(hot wire : TSI model 1260A-T1.5)을 사용하였다. 열선의 지름은  $3.8 \mu\text{m}$  로서, 빠르게 변화하는 작동가스의 유량을 측정하기에 적합하다. 열선을 통과하는 가스의 유동을 균일하게 하기 위하여, 설치된 열선 양단에는 망(screens)이 적층되도록 하였다. 열선의 설치에 관한 자세한 그림은 참고문헌<sup>(9)</sup>의 것과 유사하다. 재생기 양단에서의 가스온도를 측정하기 위해서는 저항온도센서(Resistance Temperature Detector)가 열선과 같은 위치에 설치되도록 하였다. 저항온도센서는 열선과 같은 모델로서, 3 mA의 정전류를 공급하여 가스의 온도를 측정할 수 있게 되어 있다. 저주파수에서의 압력강하는 차압계(Validyne model DP-10)를

이용하여 측정하였고, 60 Hz의 고주파수에서는 두 개의 압전 압력계(piezoelectric pressure transducer : Kistler model 601A)가 사용되었다. 실험장치 내부의 평균 압력은 다이어프램형(Diaphragm type) 압력계(Sensym model ST2000)를 이용하여 측정하였다.

열선은 헬륨의 정상상태 유동에서 질량유량계(Bronkhorst HI-TEC model F-113AC-FA-55-V)를 사용하여 보정(calibration)을 수행하였으며, Fig. 2는 보정 실험 장치의 개략도이다. 작동가스(헬륨 99.999%)의 사용량을 줄이기 위하여 헬륨 압축기를 실험 장치에 연결하여 가스가 순환되도록 하였다. 상온과 액체질소 온도 영역에서 보정은 히터(heater)와 열교환기를 사용하여 열선을 지나는 가스의 온도를 조절하여 수행하였다. 질량유량계 입구의 가스온도는 히터와 후냉각기에 냉각수를 순환시켜 항상 상온에서 유지되도록 하였다. 질량유량계와 히터사이의 버퍼(buffer) 체적은 질량유량계 입구에서 가스온도가 진동하는 것을 억제하는 역할을 하였다. 또한, 왕복유동이 아닌 정상유동에서 재생기 양단의 압력 강하는 Fig. 2(a)의 실험 장치를 사용하여 측정하였다.

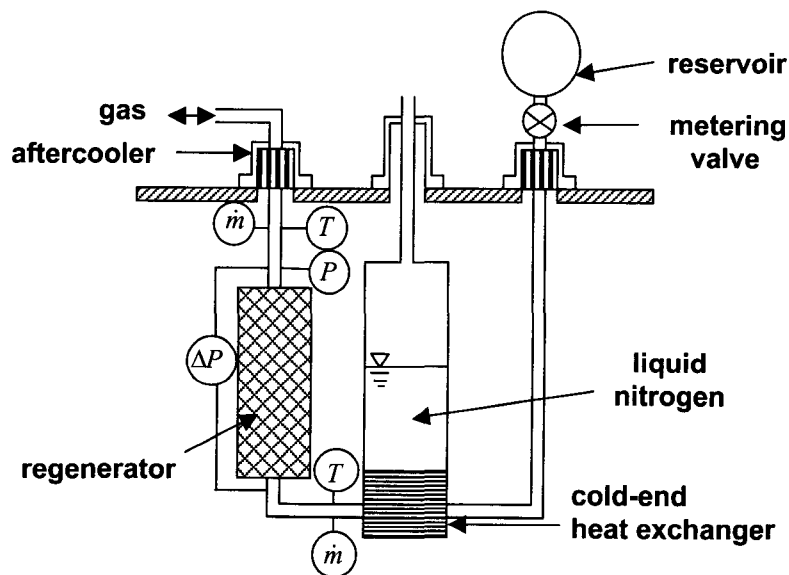


Fig. 1 Schematic diagram of the experimental apparatus ( $m$  : hot wire,  $T$ : RTD,  $P$ : pressure transducer,  $\Delta P$  : differential pressure transducer)

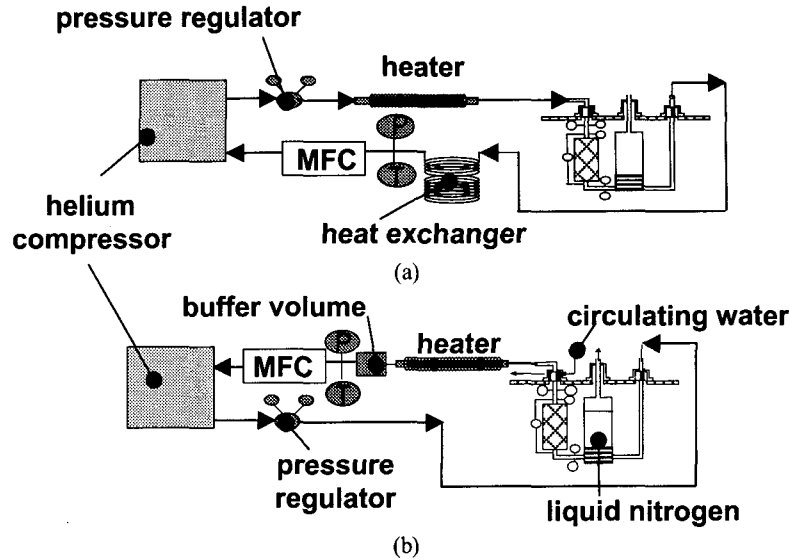


Fig. 2 Schematic diagram of the calibration system: (a) for hot wire at the warm-end, (b) for hot wire at the cold-end (MFC – Mass Flow Controller, P – pressure transducer, T – thermocouple)

### 3. 마찰계수와 비유용도

재생기의 마찰계수와 비유용도는 측정한 실험 자료들로부터 다음의 식들을 사용하여 구할 수 있다. 왕복유동 하에서 마찰계수는 다음과 같이 정의할 수 있다.<sup>(2,3)</sup>

$$f_D = \Delta P_{\max} d_h / 0.5 \rho u_{\max}^2 L \quad (1)$$

여기서,  $\Delta P_{\max}$  는 재생기 양단의 최대 압력 강하,  $L$  은 재생기의 길이 그리고  $u_{\max}$  는 재생기 내부를 통과하는 작동가스의 최대 유속이다. 왕복유동에서 위와 같이 정의한 마찰계수는 Darcy 마찰계수로서, Kays & London<sup>(1)</sup> 이 정의한 마찰계수의 4 배이다. 재생기내부에 이상적으로 적층된 망에 대한 수력직경은 다음과 같이 정의된다.

$$d_h = e_v d_w / (1 - e_v) \quad (2)$$

여기서, 망의 이상적인 적층이란, 각각의 망과 망이 선 접촉을 하며 변형이 없을 때의 경우이다. 또한, 이상적으로 적층된 망의 공극률은 다음과 같은 식으로부터 구할 수 있다.<sup>(3)</sup>

$$e_v = 1 - \pi d_w \sqrt{p^2 + d_w^2} / 4 p^2 \quad (3)$$

재생기 내부에서 작동가스의 최대 유속은 질량유량으로부터,

$$u_{\max} = \dot{m}_{\max} / \rho A_{ff} \quad (4)$$

와 같이 정의된다. 즉, 재생기 단면에서 평균 유속의 최대값을 나타낸다. 따라서, 수력직경을 기준으로한 왕복유동에서의 최대 레이놀즈수는 다음과 같이 정의할 수 있다.

$$Re_h = \dot{m}_{\max} d_h / A_{ff} \mu \quad (5)$$

이와 같이 정의된 레이놀즈수는 왕복유동 하에서 발생하는 최대 압력 손실을 나타내는 마찰계수를 표현하는데 사용될 것이다.

재생기의 비유용도는 재생기 양단의 질량유량과 작동가스의 온도로부터 다음과 같이 정의할 수 있다.<sup>(10)</sup>

$$\lambda = \frac{\left( \int_0^{\tau} \dot{m} h dt \right)_{ce}}{\left( \int_0^{\tau_1} \dot{m} h dt \right)_{he} + \left( \int_{\tau_1}^{\tau} \dot{m} h dt \right)_{ce}} = H_1 / (H_2 - H_3) \quad (6)$$

여기서,  $0 \sim \tau_1$  은 재생기 내부의 작동가스가 고온부에서 저온부로 흐르는 구간이고,  $\tau_1 \sim \tau$  은 저온부에서 고온부로 흐를 때의 구간이다. 따라서,  $H_1$  은 재생기의 저온부에서 한 주기동안 정미 엔탈피 (net enthalpy) 유동을 나타낸 것으로 실제 극저온 냉동기에서는 저온부에 부가적인 열손실로 나타난다.  $H_2$  는 재생기의 고온부에서 가스가 유입될 때의 엔탈피 유입이고,  $H_3$  는 재생기의 저온부에서

Table 1 Parameters of the sample regenerators

Regenerator No.	Length (m)	Diameter (m)	Number of packed screens	Mesh No.	Wire diameter (mm)	Pitch (mm)
1	0.13	0.0185	1150	200	0.053	0.127
2	0.03	0.0045	282	200	0.053	0.127

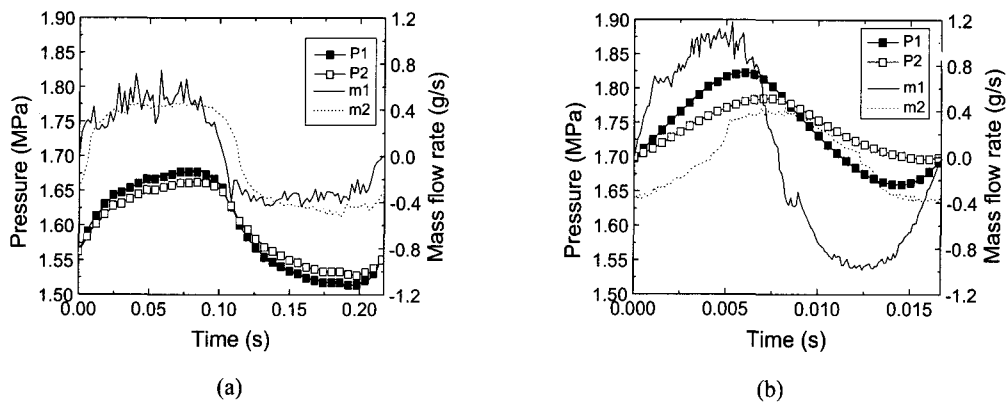


Fig. 3 Example of oscillating flow data; (a) 4.6 Hz, (b) 60 Hz (P1, m1: pressure and mass flow rate at the warm-end, P2, m2: pressure and mass flow rate at the cold-end)

가스가 유입될 때의 엔탈피 유입을 나타낸다. 따라서,  $H_2 - H_3$ 는 재생기 양단에서 발생할 수 있는 최대 에너지 차이를 나타낸다. 본 논문에서는 재생기 양단의 질량유량과 가스온도를 실시간으로 측정하여 재생기의 비유용도를 식 (6)으로부터 직접 구하였다.

#### 4. 실험 결과

##### 1.1 작동 주파수에 따른 마찰계수

Table 1은 마찰계수를 측정하는데 사용된 재생기들의 기하학적 인자들이다. 왕복유동 마찰계수와 정상유동 마찰계수를 비교하기 위하여, 정상유동에서의 압력강하는 Fig. 2(a)에 도시한 실험장치를 사용하여 측정하였다. 왕복유동에서의 전형적인 압력 파형과 질량유량의 파형은 Fig. 3과 같다. 60 Hz의 왕복유동에서는 재생기 양단 사이에 질량유량과 압력의 위상차 및 진폭의 감소가 현저하게 나타남을 알 수 있다. Fig. 4는 본 실험장치에서 측정된 정상유동 마찰계수를 Kays & London의 실험식과 비교한 것인데, 실험장치의 정확성을 잘 보여주고 있다.

저주파수의 왕복유동 조건에서 마찰계수는 Fig.

5와 같다. Fig. 5에서 보는 바와 같이, 저주파수의 왕복유동 마찰계수는 레이놀즈수가 100보다 작은 범위에서, 정상유동의 마찰계수와 거의 일치함을 알 수 있다. 이러한 실험결과로부터 저주파수에서 운전하는 G-M 냉동기 또는 G-M형 맥동관 냉동기에서, 재생기내부의 왕복유동은 준 정상유동으로 간주할 수 있음을 보여준다. Fig. 6은 60 Hz에서의 마찰계수를 도시한 그림이다. 저주파수일 때와는 달리, 60 Hz의 주파수에서는 레이놀즈수가 커지면, 왕복유동 마찰계수가 정상유동의 경우보다 커짐을 알 수 있다. 이 사실은 왕복유동 마찰계수와 정상유동 마찰계수의 비를 도시한 Fig. 7에서 더욱 명확하게 나타난다. 특히, 레이놀즈수가 약 100인 경우에 왕복유동과 정상유동에서 마찰계수의 비는 약 1.6으로 나타났다. 따라서, 60 Hz에서 작동하는 극저온 냉동기의 재생기를 설계할 때는 정상유동의 마찰계수를 적용한다면, 압력강하가 실제보다 작게 예측될 수 있다는 것이다. 또한, 자유 피스톤(free-piston)형의 스틸링 극저온 냉동기에서는 공진주파수가 재생기의 마찰계수에 의하여 큰 영향을 받으므로, 공진점의 예측을 위해서는 마찰계수에 관한 정확한 실험식이 반드시 필요하게 된다.

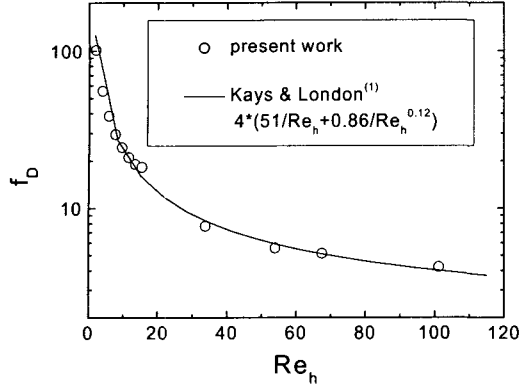


Fig. 4 Experimental results for the friction factor under steady flow

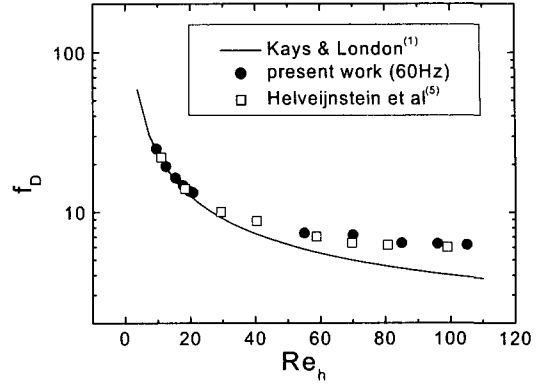


Fig. 6 Friction factor for 60 Hz frequency

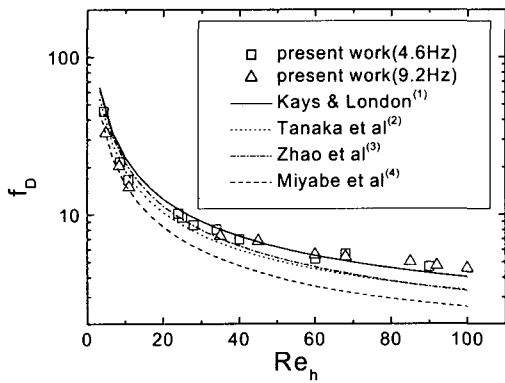


Fig. 5 Friction factor for low operating frequencies

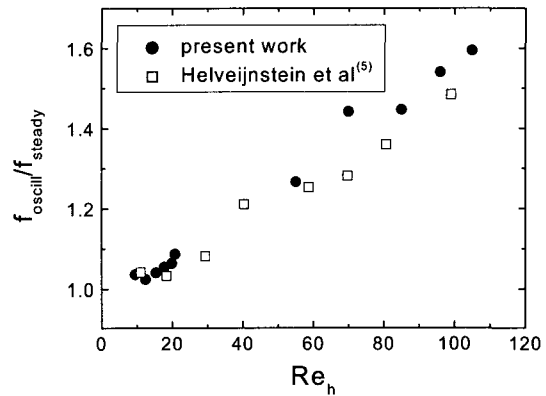


Fig. 7 Ratio of the oscillating friction factor to the steady friction factor for 60 Hz operation

실제로 고주파수에서 작동하는 극저온 냉동기에 장착되는 재생기의 경우에, 레이놀즈수는 50 이상으로 커질 수 있다.

1.2 비유용도의 측정

Table 1의 재생기 No. 1에 대하여, 비유용도는 질량 유량과 가스 온도를 실시간으로 측정하여 식 (6)으로부터 구하였다. 재생기의 고온부로 유입되는 가스 온도의 평균은  $293 \pm 3$  K으로 유지하고 저온부의 평균 가스 온도는 Table 2에서 보는 바와 같이 저온으로 유지하였다. 또한, 재생기 고온부와 저온부에서의 엔탈피 유입( $H_2/t, H_3/t$ )은 각각,  $284.2 \pm 3.8$  W와  $92.5 \pm 3.3$  W로 유지하였다. Fig. 8은 8 Hz 이하의 주파수에서 오리피스 개도를 고정시켰을 때, 주파수에 따라 측정한 재생기의 비유용도와 반주기 동안에 재생기로 유입되는 가스

의 질량을 나타낸 것이다. Fig. 8에서 보는 바와 같이, 재생기의 비유용도는 작동 주파수가 증가하면 감소하고, 반주기 동안의 가스의 질량도 감소한다.

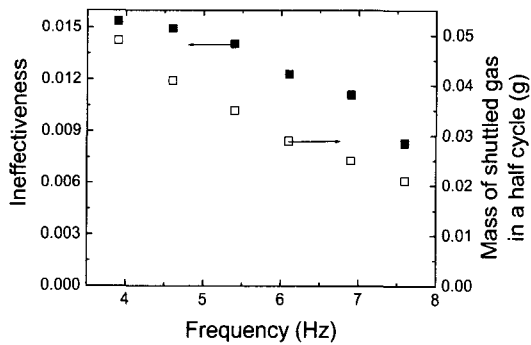
작동 주파수에 따라 비유용도가 변하는 주된 이유는 재생기를 통과하는 가스의 질량이 변하기 때문이다. 즉, 가스의 질량이 감소하면 가스 열용량이 재생물질의 열용량과 비교하여 상대적으로 감소하기 되므로, 재생기 내부에서 가스의 온도 진폭은 감소한다. 따라서, Table 2에서 보는 바와 같이, 재생기의 저온부에서 엔탈피 흐름( $H_1/t$ )이 감소하므로 비유용도는 작아지게 된다.

6. 결론

본 논문에서는 실제 작동 조건 하에서 재생기

**Table 2** Experimental results of the regenerator performance with different operating frequencies

Frequency (Hz)	Mean helium temperature at the cold-end (K)	H <sub>1</sub> /τ (W)	H <sub>2</sub> /τ (W)	H <sub>3</sub> /τ (W)
3.9	92.4	3.0	284.7	89.5
4.6	94.7	2.9	284.4	90.4
5.4	98.2	2.7	288.0	95.8
6.1	102.0	2.3	280.4	93.4
6.9	106.0	2.1	283.7	94.3
7.6	110.0	1.6	283.9	91.6

**Fig. 8** Ineffectiveness and the amount of shuttled gas for different operating frequencies

의 특성에 관한 실험 장치를 소개하고, 극저온 냉동기에서 나타나는 제한된 작동범위에서 마찰계수 및 비유용도를 구하였다. 백동압력 및 왕복유동 하에서 측정된 재생기의 마찰계수는 3 ~ 9 Hz의 저주파수일 때는 레이놀즈수가 100 이하에서 정상유동의 마찰계수와 거의 같은 값을 보여주었다. 60 Hz의 고주파수에서는 레이놀즈수가 증가하면서, 정상유동의 마찰계수와 차이가 증가하는 것으로 나타났다. 또한, 재생기의 고온부가 상온으로 유지되고, 저온부가 약 100 K 일 때, 실시간으로 측정된 가스온도 및 질량유량으로부터 재생기의 비유용도를 직접 구하였다. 이로부터, 저주파수 범위에서 주파수가 증가하면 헬륨의 반주기 당 열용량이 감소하여, 비유용도가 감소함을 알 수 있었다.

## 후 기

본 연구는 민군겸용기술사업(과제번호 : 99-DU-04-A-02) 및 BK21 사업의 지원에 의한 결과이며 이에 감사드립니다. 또한, 헬륨 압축기와 선형 압축기를 지원해주신 LG 전자에도 감사드립니다.

## 참고문헌

- (1) Kays, W. M. and London, K. L., 1964, *Compact Heat Exchangers*, McGraw-Hill Book Company, 2nd ed., New York.
- (2) Tanaka, M., Yamashita, I. and Chisaka, F., 1990, "Flow and Heat Transfer Characteristics of the Stirling Engine Regenerator in an Oscillating Flow," *JSMIE International Journal Series II*, 33, pp. 283~289.
- (3) Zhao, T. S. and Cheng, P., "Oscillatory Pressure Drops Through a Woven-Screen Packed Column Subjected to a Cyclic Flow," *Cryogenics*, 36, pp. 333~341.
- (4) Miyabe H., Takahashi S. and Hamaguchi K., 1982, "An Approach to the Design of Stirling Engine Regenerator Matrix Using Packs of Wire Gauzes," *Proc. 17th IECEC*, pp. 1839~1844.
- (5) Helvensteijn, B. P. M., Kashani, A., Spivak, A. L., Roach, P. R., Lee, J. M. and Kittel, P., 1998, "Pressure Drop Over Regenerators in Oscillating Flow," *Advances in Cryogenic Engineering*, 43B, pp. 1619~1626.
- (6) Chang, Z. C., Hung, M. S., Ding, P. P. and Chen, P. H., 1999, "Experimental Evaluation of Thermal Performance of Gifford-McMahon Regenerator Using an Improved Single-Blow Model with Radial Conduction," *Int. J. Heat Mass Transfer*, 42, pp. 405~413.
- (7) Frydman, A. and Barclay, J. A., 2000, "Determination of Thermal Properties of Solid Porous Media on a Single Blow Testing Apparatus," *Advances in Cryogenic Engineering*, 45B, pp. 1205~1212.
- (8) Kashani, A., Helvensteijn, B. P. M., Kittel, P., Gshneidner, K. A., Pecharsky, V. K. and Pecharsky, A. O., 2001, "New Regenerator Materials for Use in Pulse Tube Coolers," *Cryocoolers*, 11, pp. 475~480.
- (9) Rawlins, W., Radebaugh, R. and Timmerhaus, K. D., 1993, "Thermal Anemometry for Mass Flow Measurement in Oscillating Cryogenic Gas Flows," *Review of Scientific Instrument*, 64, pp. 3229~3235.
- (10) Radebaugh, R., Linenberger, D. and Voth, R. O., 1981, "Methods for the Measurement of Regenerator Ineffectiveness," *NBS Special Publication*, 607, pp. 70~81.