

저온 수술 프로브용 소형 Joule-Thomson 냉동기의 설계

Design of the miniature Joule-Thomson refrigerator as a cryoprobe

황규완^{1,*}, 정상권², 인세환¹

Gyuwan Hwang^{1,*}, Sangkwon Jeong², Sehwan In¹

Abstract: The cryoprobe used in cryosurgery should be fabricated in millimeter-order size for its practical usage. In general, a miniature J-T(Joule-Thomson) refrigerator is applied to a cryoprobe. In case of the miniature J-T refrigerator, the mass flow rate of working fluid is small due to considerable friction in a minute flow path. For that reason, the miniature J-T refrigerator has a limited cooling power. To obtain the large cooling power from the J-T refrigerator, the refrigerator should have large mass flow rate and effective J-T temperature drop. These quantities are closely related to the geometry of the heat exchanger and the expansion nozzle in a cryoprobe, and are contradictory. The large mass flow rate leads to the small J-T temperature drop and vice versa in the miniature J-T refrigerator. Therefore, the optimal design of a cryoprobe to achieve maximum cooling power at fixed tube size and fixed operating temperature is required. This paper presents the design procedure of such case.

Key Words: miniature Joule-Thomson refrigerator, cryoprobe, cryosurgery.

1. 서 론

저온 수술은 비정상 조직을 영하의 온도로 냉각시켜 괴사시키는 수술로써 저온 프로브를 신체 내부에 삽입하여 그 끝을 종양에 접촉시킨 후 냉각시켜 파괴하는 수술법이다. 이 방법은 정확하게 비정상 조직만을 선별해서 제거할 수 있으며 상온에서 절제하거나 레이저로 태우는 방법에 비해 다른 조직이나 신경에 손상을 주지 않고 조직을 괴사시킬 수 있다. 따라서, 수술 후 후유증이 없고 깨끗하게 후처리가 된다는 장점이 있어 암 세포와 같은 종양의 제거 수술에 사용된다.[1]

저온 수술에 사용되는 프로브는 신체 내부의 장기에 직접 접촉하기 때문에 작은 단면적을 가지는 긴 관 형태로 제작되어야 한다. 또한, 접촉 부위에서는 진동이 발생하지 않으며 작동 기체의 누설이 없이 빠른 속도로 냉각되어야 한다는 측면에서 소형 J-T 냉동기는 저온 수술용 프로브에 적합하다.

이에 소형 J-T 냉동기를 저온 수술용 프로브에 적용하기 위한 많은 연구가 수행되었고 실제로 제작되어 사용되고 있다[2-3]. 최근에는 다양한 MEMS 공정 기술이 개발되면서 저온 수술용 프로브에 적합한 초소형 평판형 열교환기를 제작하기 위한 시도도 이루어지고 있다[4].

기존의 소형 J-T 냉동기에 대한 연구는 유량 조절 장치나 핀-튜브 형상과 같은 고효율 열교환기를 사용하여 고성능의 냉동기를 제작하고 검증하는데 초점을 두었다. 하지만 저온수술에 사용되기 위한 프로브의 직경은 수 mm 정도의 작은 바늘 형태로 제작되어야 하는데, 기존의 소형 J-T 냉동기는 전체 직경이 수십 mm의 크기를 가지기 때문에 신체에 삽입하여 저온수술에 사용되기에는 적합하지 않다. 저온 수술용 프로브는 이와 같이 제한된 직경으로 제작되어야 하기 때문에 그 압력 강하 특성과 열교환기의 효율이 열역학 선도에서 표현되는 이상적인 설계치와 차이를 가지게 된다. 따라서 저온 수술 프로브용 소형 J-T 냉동기는 실제 기하학적 조건을 고려한 설계가 필요하다.

수 mm 정도의 직경의 소형 J-T 냉동기는 유량이 작기 때문에 냉동 용량이 기존의 냉동기에 비해 크게 줄어든다. 하지만 저온 수술에서는 세포에서 발생하는 열량보다 더 큰 냉동 용량을 가지는 냉동기를 사용해서 세포를 빨리 냉각시켜야 하므로, 저온 수술 프로브용 소형 J-T 냉동기의 설계에서는 냉동 용량의 최대화가 중요하다.

이에 본 논문에서는 외경 0.3 mm의 미세관을 이용하여 전체 직경 1.6 mm를 가지는 저온 수술 프로브를 제작하기 위한 기본 설계를 수행하면서 최적의 성능을 가지는 소형 J-T 냉동기에 대해 고찰해 보고자 한다.

2. 본 론

2.1. J-T 냉동기의 구성

J-T 냉동기는 크게 압축기와 열교환기, 팽창부와 증발기로 구성되는데, 개방 사이클인 경우 압축기 대신 고압 저장용기로 대체되고 사용된 작동 유체는 대기로 방출된다. 본 논문에서는 Fig. 1과 같이 고압부를 300 기압, 작동 유체를 아르곤 가스로 하는 개방 사이클로 시스템에 대한 설계를 수행하였다.

2.1.1 J-T 냉동기의 작동원리

상온 고압의 기체는 열교환기를 통과하면서 팽창 과정을 거친 저온 저압의 아르곤 기체와 열교환을 통해 예냉(precooling)되고 예냉된 기체는 팽창부를 통과하면서 J-T 효과에 의해 저온 저압 상태가 된다. 저온 저압 상태의 기체는 증발부에서 외부와 열교환하여 냉각대상을 냉각시킨 뒤 열교환기를 통과하면서 공급 기체를 예냉하는데 사용된 후 대기로 배출된다.

¹학생회원 : 한국과학기술원 기계공학과

²정 회 원 : 한국과학기술원 기계공학과

*교신저자 : hyuwan@kaist.ac.kr

원고접수 : 2007년 1월 4일

심사완료 : 2007년 3월 5일

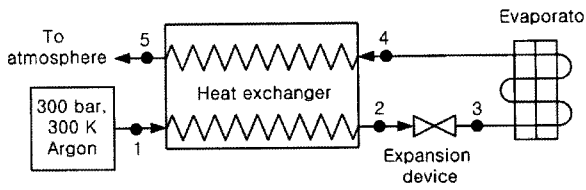


Fig. 1. Joule-Thomson refrigerator.

2.1.2 J-T 냉동기의 해석방법

저온 수술용 프로브는 사용 목적상 5 mm보다 작은 직경을 가져야 하는데 현재 사용되고 있는 저온 프로브의 크기는 직경이 약 1.5 mm 정도이다. 본 논문에서는 직경이 1.6 mm인 저온 수술용 프로브를 제작하기 위해서 외경이 0.3 mm 이고 내경이 0.16 mm 인 미세관을 이용하여 소형 J-T 냉동기를 설계하였다.

열교환기는 0.3 mm 관을 주축(mandrel)으로 하고 동일한 크기의 관으로 주위를 감아 Giaque-Hampson 형태로 제작되고 팽창부는 관 끝을 압착시켜 만든 직사각형 단면의 노즐로 구성된다고 가정하였다. Fig. 2 는 그 형상을 나타낸 그림이다.

이 때, 팽창부에서 발생하는 압력 강하는 식(1)과 같이 나타낼 수 있다.

$$\Delta P_1 = f_1 \frac{L_1}{D_1} \frac{\rho_1 V_1^2}{2} = f_1 \frac{L_1}{D_1} \frac{\dot{m}^2}{2\rho_1 A_1^2} \quad (1)$$

여기서 D_1 는 팽창부의 수력직경, L_1 은 팽창부의 길이, ρ_1 는 평균밀도, V_1 는 속도, A_1 는 팽창부의 단면적, \dot{m} 은 유량이다. 그리고 마찰계수 f_1 는 식(2)와 같이 각 부에서 계산되는 레이놀즈 수에 따라 다르게 표현된다.

$$f_{1,2} = \begin{cases} \frac{64}{Re} & (Re < 3000) \\ 0.316 Re^{-0.25} & (3000 < Re < 50000) \\ 0.184 Re^{-0.2} & (Re > 50000) \end{cases} \quad (2)$$

$$Re_1 = \frac{\dot{m} D_1}{A_1 \mu_1}, \quad Re_2 = \frac{4\dot{m}}{\pi D_2 \mu_2}$$

여기서 Re_1 는 팽창부에서의 레이놀즈 수를, μ_1 는 평균 점성을 나타낸다.

또한, Fig. 2의 열교환기부와 같이 헬리컬 코일 형태로 감긴 관 내에서의 압력 강하는 식(3)과 같이 표현된다.

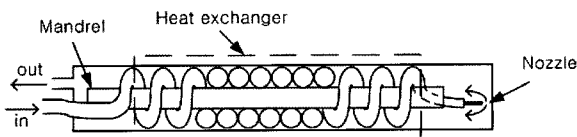


Fig. 2. The configuration of cryoprobe.

$$\Delta P_2 = f_{hel} \frac{L_2}{D_i} \frac{\rho_2 V_2^2}{2} = f_{hel} \frac{8L_2 \dot{m}^2}{\rho_2 \pi^2 D_i^5} \quad (3)$$

여기서 D_i 는 관 내경인 0.16 mm, L_2 은 관의 길이를 나타낸다. 그리고 f_{hel} 는 식(4)와 같이 표현된다.

$$f_{hel} = f_2 (1 + 3.5(D_o/D_{Mandrel})) \quad (4)$$

여기서 D_o 는 관의 외경(0.30 mm)이고 $D_{Mandrel}$ 은 주축의 외경(0.30 mm)이다. 압력강하 계수 f_2 를 계산하기 위한 레이놀즈 수는 식(2)에 표현된 Re_2 를 사용하였다.

Giaque-Hampson 형태의 열교환기 바깥쪽에서 발생하는 압력 강하량은 식(5)와 같다.[5]

$$\Delta P_3 = N f_3 \frac{V_3^2}{2\rho_3} = N f_3 \frac{\dot{m}^2}{2\rho_3 A_3^2} \quad (5)$$

$$f_3 = [0.176 + 0.32 X_L (X_T - 1)^{-n}] Re_3^{-0.15}$$

$$n = 0.43 + (1.13/X_L)$$

$$Re_3 = \frac{\dot{m} D_3}{A_3 \mu_3}$$

여기서 N 은 관의 감은 횟수, A_3 는 기체가 통과하는 부분의 단면적, X_L 은 길이방향의 피치(관 사이의 거리), X_T 는 수직 방향의 피치이다.

한편, 각 지점에서의 온도는 열교환기에서의 에너지 보존식과 효율(effectiveness), 그리고 팽창부에서의 등엔탈피과정으로 묘사하여 식(6)과 같이 해석한다.

$$T_2 = T_1 - \varepsilon C_r (T_1 - T_4)$$

$$h(T_3) = h(T_2) \quad (6)$$

$$h(T_5) = h(T_1) - h(T_2) + h(T_4)$$

여기서 $T_1 \sim T_4$ 는 Fig. 1에 표현된 각 지점에서의 온도를, $h(T)$ 는 각 지점에서의 온도와 압력으로부터 계산된 엔탈피, 그리고 ε 은 열교환기 효율을 나타낸다. 이 때 열교환기 효율은 ε -NTU 방법을 사용해서 식(7)과 같이 계산한다.

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1 - C_r)]}{1 - C_r \exp[-NTU(1 - C_r)]} \quad (7)$$

여기서 $NTU = \frac{UA}{\dot{m} c_{p,\min}}$ 이며, U 는 전체 열전달계수(overall heat transfer coefficient), A 는 열교환기부의 면적($A = \pi D_o L_2$), c_p 는 정압 비열, 그리고 C_r 은 열용량의 비($C_r = C_{\min}/C_{\max}$)이다.

전체 열전달계수 U 는 식(8)과 같다.

$$\frac{1}{U} = \frac{(D_o/D_i)}{h_{in}} + \frac{D_o \ln(D_o/D_i)}{2k_w} + \frac{1}{h_{out}} \quad (8)$$

$$h_{in} = 0.023c_{p,2} \frac{4\dot{m}}{\pi D_i^2} Re_2^{-0.2} Pr_2^{-2/3} \times (1 + 3.5(D_o/D_{Mandrel})) \quad (Re > 10000)$$

$$h_{out} = 0.26c_{p,3} \frac{\dot{m}}{A_3} Re_3^{-0.4} Pr_3^{-2/3} \quad (2000 < Re < 32000)$$

여기서 h_{in} 은 열교환기 미세관 안쪽에서의 대류 열전달계수, h_{out} 은 열교환기 미세관 바깥쪽에서의 대류 열전달계수를, 그리고 k_w 은 미세관의 열전도 계수를 나타낸다.

초기에 각 지점의 압력과 온도를 가정하고 식(1)부터 식(8)의 계산을 통하여 새로운 압력과 온도값을 얻는다. 그리고 수정된 압력과 온도에 의해 바뀐 물성치들을 갱신하여 수렴값이 얻어질 때까지 반복 계산을 실시한다. 이 과정을 통하여 최종 냉동기 성능을 얻을 수 있다.

한편, 본 논문에서 설계하고자 하는 소형 J-T 냉동기처럼 길이가 짧은 경우 전도에 의한 열교환기 손실에 의해 열교환기의 효율이 달라진다. 특히 이는 효율이 높고 길이가 짧은 열교환기에서 큰 문제가 된다. 이는 식(9)에 표현되는 길이방향 전도 파라미터 값과 NTU, C_r 을 사용해서 식(10)와 같이 계산된다(6).

$$\lambda = \frac{k_w A_w}{L \dot{m} c_{p,\min}} \quad (9)$$

여기서 A_w 는 길이방향 열전도면적, L 은 프로브의 길이를 나타낸다.

$$1 - \varepsilon = \frac{1 - C_r}{\Psi \exp(r_1) - C_r} \quad (C_r < 1) \quad (10)$$

$$\text{where } r_1 = \frac{(1 - C_r)NTU}{1 + \lambda NTU C_r}$$

한편, $C_r > 0.5$ 인 경우, Ψ 는 식(11)와 같이 표현된다.

$$\Psi = \frac{1 + \Phi}{1 - \Phi} \quad (11)$$

$$\Phi = \gamma \left(\frac{y}{1 + y} \right)^{1/2} \left[\frac{(1 + \gamma)y}{1 - \gamma(1 + \gamma)y} \right]$$

$$\gamma = \frac{(1 - C_r)}{(1 + C_r)(1 + y)}$$

$$y = \lambda NTU C_r$$

그러나 본 논문에서 설계하려고 하는 열교환기는 NTU가 2~3 정도로 낮은 값을 가지며 길이방향 열전도 파라미터 값도 0.005 보다 작기 때문에 열교환기에서의 길이방향 열전도에 의한 손실은 매우 작다고 볼 수 있다. 따라서 본 논문에서는 전도에 의한 열손실을 무시할 수 있다고 가정하고 설계하였다.

2.2 J-T 냉동기의 설계

본 논문에서 설계하려고 하는 소형 J-T 냉동기는 저온 수술에 사용될 목적이므로 세포에 치명적인 온도 범위에서 최대의 냉동 용량을 갖추어야 한다.

Fig. 1의 증발기에서 외부와 접촉하는 작동 온도를 T_4 지점의 온도와 같다고 가정했을 때, 냉동 용량은 식(12)과 같이 나타낼 수 있다.

$$Q = \dot{m}(h_4 - h_3) \quad (12)$$

저온 수술에서 주로 사용하는 온도 범위는 약 250 K~220 K이므로 T_4 를 220 K으로 고정하고, 증발기에서의 압력 강하가 발생하지 않는다고 가정하면, 팽창 후의 온도 T_3 가 낮을수록, 유량 \dot{m} 이 클수록 냉동 용량 Q 는 커진다.

한편, 식(1)과 식(3), 식(5)에 표현된 압력 강하식은 식(13)와 같이 나타낼 수 있다. 잘 설계된 대부분의 J-T 냉동기에서는 팽창부에서의 압력 강하가 가장 크므로 식(13)은 식(14)과 같이 표현할 수 있다.

$$\Delta P_i = F_i \dot{m}^2 \quad (13)$$

$$P_{\text{supply}} - P_{\text{atm}} = \sum_{i=1}^3 F_i \dot{m}^2 \approx F_1 \dot{m}^2 \quad (14)$$

여기서 공급압력 P_{supply} 는 300기압, 출구압력 P_{atm} 은 1기압으로 고정되어 있으므로 유량은 팽창부의 기하학적 형상에 크게 좌우된다.

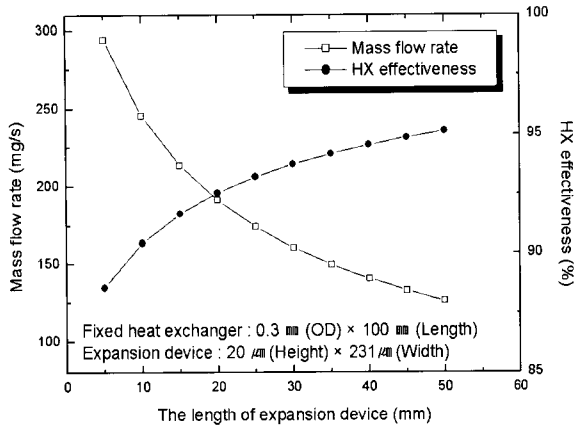
또한, Giaque-Hampson 형태의 열교환기에서 관을 통한 열전달 저항은 대류 열전달 저항에 비해 매우 작다고 볼 수 있으므로 열교환기의 성능을 나타내는 NTU를 간략하게 유량의 함수로 표현하면 식(15)과 같이 정리된다.

$$NTU = \frac{UA}{\dot{m} c_{p,\min}} \sim \frac{L_2}{\dot{m}^{0.2(0.4)}} \quad (15)$$

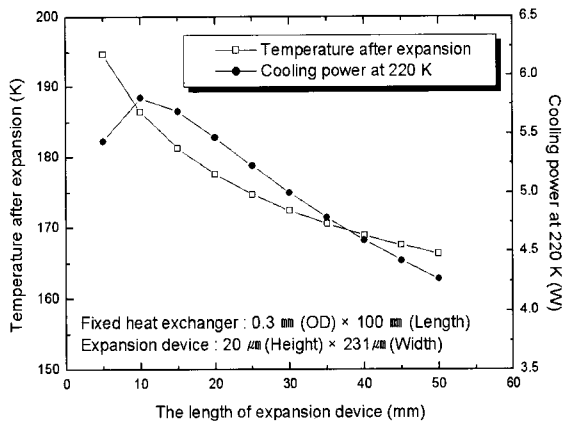
식(14)과 식(15)에서 알 수 있듯이, 팽창부의 수력저항을 작게 만들어서 유량을 줄이면 열교환기의 효율이 높아져 공급되는 기체를 충분히 예냉시킬 수 있다. 또한, 팽창부에서의 압력강하가 열교환기에서의 압력강하보다 훨씬 크게 발생하므로($F_1 \gg F_2, F_3$), 큰 J-T 팽창효과를 일으켜 팽창 후의 온도 T_3 를 낮출 수 있다. 하지만 지나치게 팽창부를 작게 만들면 유량이 너무 작아져서 냉동 용량을 감소시킨다. 반대로, 팽창부를 험겁게 만들어서 유량을 늘리면 열교환기의 효율이 낮아지게 되고, 팽창부에 비해 열교환기에서의 압력 강하량이 상대적으로 커지기 때문에 팽창 후의 온도 T_3 가 증가하게 된다.

2.2.1 팽창부 길이의 영향

Fig. 3은 팽창부 길이 변화에 대한 질량 유량 및 냉동 용량 변화를 나타낸 그림이다. 열교환기 미세관의 길이를 100 mm로 고정하고 팽창부 내의 높이가 20 μm가 된다고 가정했을 때 팽창부의 길이를 변화시키며 계산한 결과이다. Fig. 3(a)는 유량과 열교환기의 효율을 나타낸 그림이다. 팽창부의 길이가 길어지면서 유량이 감소하고 열교환기의 효율이 증가하는 것을 볼 수 있다. Fig. 3(b)는 팽창 후의 온도와 냉동 용량을 나타낸 것이다. 팽창 후의 온도가 감소함에도 불구하고 유량 또한 감소하게 되어 냉동 용량이 감소하는 것을 확인할 수 있다.



(a)

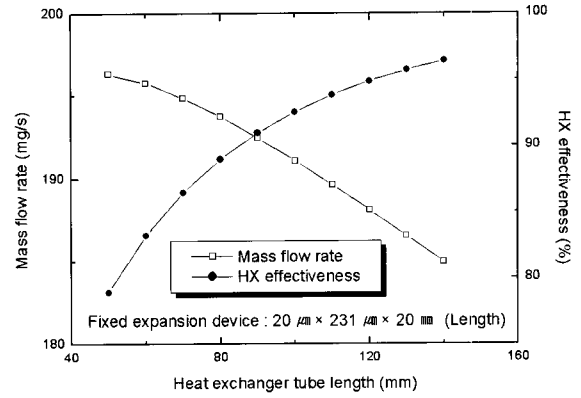


(b)

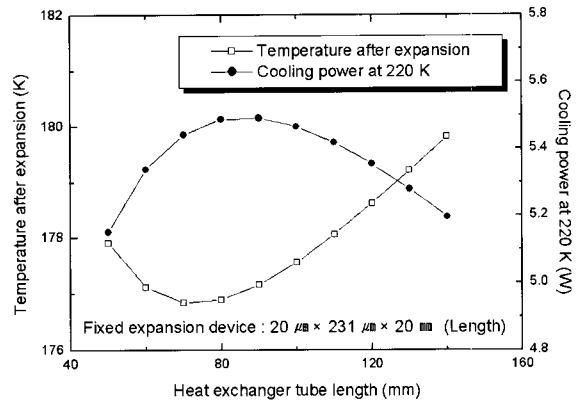
Fig. 3. Effect of expansion device length : (a) mass flow rate and heat exchanger effectiveness and (b) cold end temperature and cooling power at 220 K.

2.2.2 열교환기 길이에 따른 영향

Fig. 4은 열교환기 길이의 영향을 나타낸 그림이다. 팽창부의 길이를 20 mm로 고정하고 열교환기 미세관의 길이를 변화시키며 그 영향을 살펴보았다. Fig. 4(a)에서는 열교환기 미세관의 길이가 길어짐에 따라 효율은 증가하지만, 전체 압력 강하량이 커져 유량이 감소하는 것을 확인할 수 있다. 하지만, Fig. 3(a)와 비교했을 때 팽창부 길이의 증가에 따른 유량의 감소량보다는 상대적으로 작다. 이것은 열교환기의 길이보다는 팽창부의 길이가 유량을 지배적으로 결정하기 때문이다. Fig. 4(b)에서는 팽창부의 온도가 감소하다가 조금씩 증가하는 것이 관찰된다. 열교환기의 길이를 늘려 열교환기의 효율을 증가시키면 공급되는 기체가 충분히 예냉되어 큰 J-T 팽창효과를 얻을 수 있는 반면, 열교환기의 길이를 지나치게 늘리면 열교환기 내에서의 압력 강하량이 점점 커지면서 팽창부에서의 압력 강하량을 줄이게 되어 J-T 팽창효과를 감소시키기 때문이다. 또한, 열교환기에서의 큰 압력 강하로 인해 유량도 약간 감소하게 되므로 냉동 용량은 줄어들게 된다.



(a)



(b)

Fig. 4. Effect of heat exchanger tube length : (a) mass flow rate and heat exchanger effectiveness and (b) cold end temperature and cooling power at 220 K.

3. 최적 설계

팽창부와 열교환기의 길이를 다르게 함에 따라 유량과 열교환기의 효율, 팽창 후의 온도 등의 값들이 변하기 때문에 최적의 냉동 용량을 얻기 위해서는 이런 인자들을 고려한 최적설계가 필요하다는 것을 알 수 있다. Fig. 5는 팽창부의 길이와 열교환기의 길이를 변화시키면서 최적의 냉동 용량을 찾는 과정에 대한 그림이다.

Fig. 5에서 알 수 있는 바와 같이 열교환기 미세관의 길이와 팽창부의 길이를 변화시키기에 따라 최대의 냉동 용량을 얻을 수 있는 설계값이 존재함을 알 수 있다. 주어진 제한조건에서 최적의 열교환기 길이와 팽창부의 길이를 구한 결과로 72.3 mm의 미세관으로 열교환기를 제작하고 8.6 mm로 팽창부를 제작했을 때 최대의 냉동 용량을 얻을 수 있다는 것을 확인하였다. 이렇게 제작된 프로브의 크기는 직경이 1.6 mm이고 전체 길이가 약 20 mm이며, 220 K에서의 냉동 용량은 5.97 W, 열교환기의 효율은 83.7 %, 유량은 267.6 mg/s로 계산되었다.

이 최적 설계 결과에 대해 길이 방향 열전도가 열교환기에 미치는 영향을 식(9)~식(11)을 통해 검토하였다. 이 때 열교환기 효율의 변화는 0.1 %P 정도로 작게 계산되어 합당한 가정이라는 것을 확인하였다.

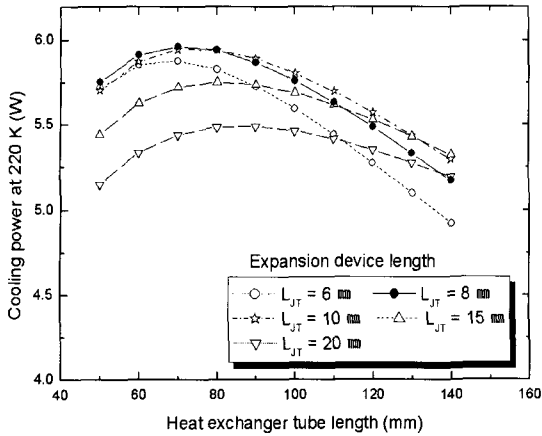


Fig. 5. Optimum design at 220 K.

4. 결 론

저온 수술 프로브용 소형 J-T 냉동기는 그 사용 목적상 프로브의 직경이 제한되어 있기 때문에 소형으로 제작되어야 한다. 소형으로 제작된 J-T 냉동기는 유량이 작아지므로 냉동 용량 또한 작아지게 된다. 냉동 용량을 최대화하기 위해서는 단순히 유량을 크게 하는 것 외에도 팽창 후의 온도를 낮게 해야 하므로 열교환기나 팽창부에서의 압력 강하비를 잘 설계해야 최대의 냉동 용량을 얻을 수 있다.

이에 본 논문에서는 220 K에서 최대의 냉동 용량을 얻기 위한 소형 J-T 냉동기의 설계를 수행하였다. 0.3 mm의 미세관으로 제작한 300 기압의 아르곤 가스를 사용하는 소형 J-T 냉동기는 열교환기부의 길이가 72.3 mm이며, 팽창부(20 μ m 높이)의 길이가 8.6 mm일 때 5.97 W의 최대 냉동 용량을 얻을 수 있었다.

참 고 문 헌

[1] Gary M. Onki, Boris Rubinsky, Graham Watson, Richard J. Ablin, Percutaneous Prostate Cryoablation, Quality Medical Publishing, Inc., 1995.

[2] John Dobak, M. D, "A review of cryobiology and cryosurgery," Advances in cryogenic engineering, Vol. 43, pp. 889-895, 1998.

[3] B-Z. Maytal, "Fast Joule-Thomson cryocycling device for cryosurgical applications," Advances in cryogenic engineering, Vol. 43, pp. 911-917, 1998.

[4] W. Zhu, Y. B. Gianchandani, G. Nellis, and S. Klein, "Micromachined heat exchanger for cryosurgical probe," The 11th international workshop on Thermal Investigations of ICs and Systems (THERMINIC), pp. 112-116, 2005.

[5] Thomas M. Flynn, Cryogenic engineering, Marcel Dekker Inc., 1997.

[6] Randall F. Barron, Cryogenic heat transfer, Taylor & Francis, 1999.

저 자 소 개



황규완(黃圭完)
1979년 10월 3일생, 2005년 한양대 공대 기계공학부 졸업, 현재 한국과학기술원 기계공학과 통합과정.



정상권(丁常權)
1962년 8월 16일생, 1985년 서울대 기계공학과 졸업, 1992년 MIT 기계공학과 졸업(공학박사), 1992년~1995년 MIT-Plasma Fusion Center 연구원, 현재 한국과학기술원 기계공학과 정교수.



인세환(印世煥)
1978년 2월 24일생, 2000년 연세대 기계전자공학부 졸업, 2002년 한국과학기술원 기계공학과 졸업(공학석사), 현재 동 대학원 기계공학과 박사과정.