

〈논 문〉 SAE NO. 953767

## 자동차용 열전지에서 유로배열 효과 예측을 위한 열유동 수치묘사

### A Numerical Simulation of Heat and Fluid Flow for Predicting the Effect of Passage Arrangement in Automotive Heat Battery

이 관 수,\* 권 재 웅,\*\* 백 창 인,\*\* 송 영 길,\*\*\* 한 창 섭,\*\*\*\* 김 동 진\*\*\*\*  
K. S. Lee, J. W. Kwon, C. I. Baek, Y. K. Song, C. S. Han, D. J. Kim

#### ABSTRACT

A numerical simulation of heat and fluid flow for predicting the effect of passage arrangement in automotive heat battery has been performed. The system is assumed to be a two-dimensional laminar flow and isothermal boundary is applied to the surface of the latent heat storage vessel. In the case of ideal heat battery the flow rate into each flow passage is evenly distributed. The various models are considered in the view of pressure drop and bulk temperature. The effects on the efficiency of the heat battery are examined by varying geometrical factors such as flow passage clearance, length of a inlet and outlet tank and the length of a latent heat storage vessel. The flow clearance is a very important factor on the efficiency of a heat battery. As the flow passage clearance becomes narrow, the flow distribution becomes uniform and the bulk temperature increases, however the pressure drop is large. Therefore, optimal flow passage clearance has to be chosen. The present work can be used in optimizing heat battery efficiency.

주요기술용어 : heat battery(열전지), latent heat storage vessel(잠열저장용기)

#### 1. 서 론

겨울철의 엔진시동이나 객실 난방을 하기 위해  
서는 엔진시동후 3~5분 정도 걸리는 불편한 점

이 있다. 이러한 문제를 해결하기 위한 방안으로  
최근 열전지(heat battery)에 대한 관심이 고조  
되고 있다. 열전지는 높은 용융점을 가진 상변화  
물질[Ba(OH)<sub>2</sub>\*8H<sub>2</sub>O]의 잠열을 이용하여 주  
행중의 엔진열을 저장하였다가 엔진의 시동시에  
사용하는 축열장치로서 엔진냉각시스템에 결합  
되어 있어서 매우 간단하고 경제적인 시스템을  
형성하고 있다.

열전지에서 발생한 열량은 열교환기를 거쳐 차

\* 정회원, 한양대학교 기계공학과

\*\* 한양대학교 기계공학과 대학원

\*\*\* 정회원, 한국 자동차부품 종합 기술연구소

\*\*\*\* (주)만도기계 아산연구소

량의 내부 공기를 짧은 시간에 데워줄 수 있고, 데워진 공기는 차창의 서리를 빨리 제거하여 주기 때문에 차의 안전성을 높여주고 있다. 또한 엔진이 빨리 가열되어, 엔진과 촉매 변환기가 적정 온도에 빨리 도달할 수 있어 일산화탄소와 미연소 탄화수소와 같은 매연을 최고 50%까지 감소시킬 수 있다<sup>1)</sup>.

이러한 열전지를 설계하기 위해서는 여러 형상에 대한 열 유동의 해석이 필요하다. 열전지는 상변화가 지속되는 동안, 상변화의 온도는 일정하게 된다. 응고후의 고체 두께가 얇다는 전제하에서 상변화면의 온도와 용기표면의 온도가 같다고 가정할 수 있다. 이러한 조건에서의 유로 결정은 시간과 경제적 측면에서, 많은 도움을 줄 것이라고 여겨진다. 기존의 유로결정은 경험에 의하여 이루어져 왔다. 그러나, 여러가지 형태의 유로를 직접 테스트 해 본다는 것은 거의 불가능하므로 수치적으로 여러가지 형태의 유로를 설계해보고, 가장 열전달이 잘 일어나는 유로를 설정하는 것이 합리적이다. 일반적으로 여러 개의 유로가 있을 경우, 각 유로로 일정한 유량이 유입될 때 출구에서의 온도가 가장 높게 나타난다. 만약 한 쪽 유로에 많은 유량이 집중되고 다른 유로에서는 유량이 적을 경우, 유량이 많은 곳은 온도가 낮아지게 되고 유량이 적은 곳은 온도가 높아지게 되어 출구의 체적온도는 유량이 균일한 경우보다 낮게 된다. 열전지와 관련된 열·유동에 관한 연구는 거의 전무한 실정이지만 이와 유사한 연구들을 살펴보면 다음과 같다.

Nakamura등<sup>2)</sup>은 변압기내에서의 냉각수의 유동을 복합격자방법(multi-block method)를 사용하여 각각의 유로의 유량이 가장 균일한 형상을 설계하였다. Evangelos등<sup>3)</sup>은 촉매변환기에서 입구형상변화에 따른 유량분포에 대해 연구하였다. 이 연구에서는 촉매변환기의 입구에서의 속도분포가 균일할 때 각 유로로의 유량이 균일하다는 점에 중점을 두고 유량이 균일하도록 입구지름의 크기에 따른 유량분포를 조사하였다. Choi등<sup>4)</sup>은 전자장비의 냉각에서 냉각 팬의 입구 영역크기 및 기관간격에 따른 유량분포의 균일화에 대해 조사하였다.

본 연구에서는 열전지의 각각의 유로의 유량이 균일한 열전지 형상을 결정하고, 결정된 열전지에 대한 제인자(유로의 간극, 잠열저장용기의 길이등)의 영향을 조사한다.

## 2. 이 론

### 2.1 수학적 모델

본 연구에서 해석모델로 선정된 열전지의 기하학적 형상과 치수는 Fig.1과 같다. 펌프로부터 송출되는 냉각수(일반적으로 에틸렌 글리콜 50% + 물 50%인 수용액)는 입구관을 통하여 열전지에 유입되어 상변화 물질로부터 열을 회수하여 회송된다.

열전지는 내부에 여러개의 잠열저장용기를 가지고 있으며, 용기의 내부는 상변화 물질(Phase Change Material, PCM)로 가득 채워져 있다. 초기에 냉각수는 대략 0°C로 유입되어 입구부분에서 잠열 저장용기와 부딪친 다음, 각 유로(flow passage)로 분산된다. 각각의 좁은 유로로 유입된 냉각수는 잠열 저장용기의 상변화물질의 잠열로 데워져서 출구에서 냉각수의 온도는 큰 폭으로 상승하게 된다. 이 때 상변화가 일어나는 동안의 잠열저장용기는 등온( $T_m$ )으로 유지된다고 가정한다.

이 연구의 목적은 축열조의 형상변화에 따른 최적의 열전지 형상을 결정하는데 있기 때문에 Fig.1의 4가지 모델의 성능을 비교하여 적정모델을 선정한다. 그리고 선정된 모델에 대하여 제인자의 영향을 조사한다.

### 2.2 지배방정식

열전지 내의 열 및 유동특성을 조사하기 위하여 지배방정식들은 다음과 같은 가정을 사용하여 단순화 시켰다.

- ① 2차원 정상상태, 비압축성 층류 유동이다.
- ② 유체의 점성계수와 밀도는 일정하게 유지된다.
- ③ 중력의 효과는 무시한다.
- ④ 잠열 저장용기는 모두 등온으로 유지되어 있다.

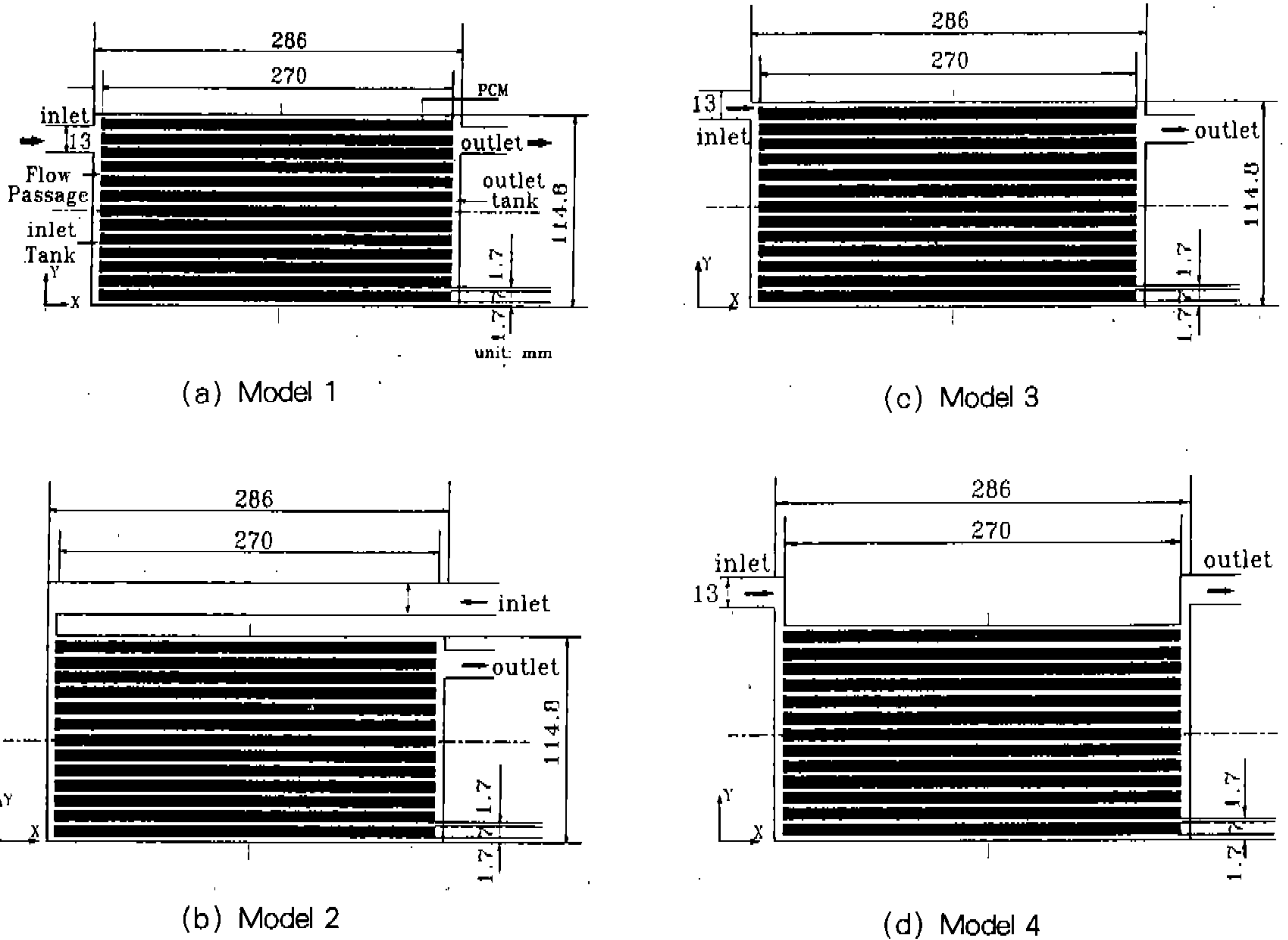


Fig.1 Schematic diagram of the various kinds of heat battery

가정 ①에서 유동을 층류로 가정한 것은 잠열 저장용기 사이의 유로가 매우 좁고, 그 유로에 점도가 높은 에틸렌글리콜 수용액이 흐르기 때문이다.

이 연구에서 사용된 연속 방정식, 운동량 방정식, 그리고 에너지 방정식은 다음과 같다.

연속 방정식

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \tag{1}$$

x-방향 운동량 방정식

$$\frac{\partial(\rho u u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho u v)}{\partial y} = -\frac{\partial p}{\partial x} + \mu \left[ \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right] \tag{2}$$

y-방향 운동량 방정식

$$\frac{\partial(\rho u v)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v v)}{\partial y} = -\frac{\partial p}{\partial y} + \mu \left[ \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right] \tag{3}$$

에너지 방정식

$$\frac{\partial}{\partial x}(\rho c_p u T) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho c_p v T) = k_f \left[ \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right] \tag{4}$$

경계조건

- 1) 입구 영역  
 $u = u_{in}, v = 0, T = 0$
- 2) 잠열 저장용기벽면  
 $u = 0, v = 0, T = T_m$



3) 출구 영역

$$\frac{\partial T}{\partial x} = 0, p = p_{atm}$$

4) 열전지 내부와의 벽면

$$u = v = 0, \frac{\partial T}{\partial n} = 0$$

열전지의 출구에서 속도를 알지 못하므로 경계 조건을 설정하는데 어려운 난점이 있다. 이 연구에서는 이 문제를 해결하기 위하여 출구에서의 경계조건을 대기압으로 가정하여 출구의 경계조건을 처리하였다. 또한, 열전지는 외부와의 공기 층에 의하여 완전 단열되어 있기 때문에 외부와의 온도 경계조건은 단열조건을 사용하였고, 잠열저장용기벽면의 온도  $T_m$ 은  $[Ba(OH)_2 \cdot 8H_2O]$ 의 상변화 온도(약  $80^\circ C$ )로 주어 등온으로 가정하였다.

2.3 수치해석방법

지배방정식(1)~(4)는 Patankar<sup>5)</sup>에 의하여 제안된 유한체적방법(Finite Volume Method)에 의하여 이산화하였으며, SIMPLE알고리즘을 사용하였다. 대류항에 대해서는 하이브리드도식을 사용하였으며, 연립대수방정식은 선순법을 이용한 TDMA를 이용해 해를 얻었다.

잠열 저장용기의 블럭처리

유동장 수치계산에서 고체영역을 다루는 경우, 고체영역을 나타내기 위해서 운동량 방정식의 점성계수에 아주 큰 값을 주어 유동에 대하여 움직이지 않도록 한다. 그러나 이러한 경우 해를 얻기 위한 블럭 수정(block correction)에서 오차를 유발할 수 있다<sup>6)</sup>. 이런 문제를 해결하기 위하여 고체영역에는 다른 블럭수정을 정의하는 것이 필요하다. 따라서, 생성항이 어느 일정 이상의 값( $1 \times 10^{10}$ )이 되면 고체영역을 풀지 않도록 하는 적응블럭수정(adaptive block correction)을 사용하여 이러한 문제를 해결하였다.

수렴조건의 판정

반복계산시 압력에는 하향이완계수법을 사용하였으며, 속도와 온도에는 가상시간 이완(false-time step relaxation)을 사용하였다.

가상시간 이완을 사용하면 유한차분 방정식은 다음과 같이 된다.

$$a_P \Phi_P = \sum_{F=W,E,S,N} a_F \Phi_F + b + \frac{\rho V_P}{\Delta t_f} (\Phi_P - \Phi_{P,old})$$

압력은 하향이완계수를 0.3, 속도와 온도는 가상시간간격을 각각 1.0, 1.0을 사용하였다.

수렴조건은 잉여값(residual)을 다음과 같이 정의하여 그 값이  $10^{-6}$ 이 될 때까지 계산을 반복하였다.

$$\epsilon_P = a_P \Phi_P - \sum_{F=W,E,S,N} (a_F \Phi_F + b)$$

격자의존성

본 연구에서는 해의 격자의존성을 조사하기 위하여  $90 \times 145$ ,  $90 \times 170$ ,  $100 \times 203$ 에 대하여 수치계산을 수행하였다. 그 결과, 해는 각 격자계에 대하여 거의 영향을 받지 않는 것으로 나타났다. 이것은 각 잠열 저장용기들 사이의 유로가 매우 좁고 길기 때문에, 이 유로내에는 거의 완전발달된 유동이 발생하였고, 또 재순환 유동이 존재하지 않으므로, 격자의 증가에 대하여 거의 영향을 받지 않기 때문이다. 다만, 입구 영역 근처에는 유입된 냉각수가 잠열저장용기와 충돌한 후 재순환 유동을 일으키기 때문에, 본 연구에서는  $100 \times 203$ 의 격자계를 사용하고, 입출구 영역에 격자를 집중시킴으로써, 해의 정확도를 높이고 수렴을 촉진시켰다.

3. 결과 및 고찰

잠열 저장용기를 여러가지 형태로 제작하여, 실험적으로 최적 형상의 열전지를 결정하는 것은 매우 비합리적이다. 이 연구에서는 여러 모델에 대한 유로의 유량 균일성, 출구에서의 체적온도의 변화, 압력강하 등을 수치적으로 살펴봄으로써 최적의 열전지를 결정하고자 한다.

그러기 위해서 먼저, 형상의 변화(특히, 입구 형상)에 따른 잠열 저장용기의 유로에서의 유량

변화를 살펴본 뒤, 가장 적당한 형상을 갖는 열전지를 결정한다. 이 연구에서 고려한 4개의 형상은 다음과 같다.

- 1) 모델 1과 같은 기본형상(Fig.1(a))
- 2) 열전지의 윗쪽에 입구가 놓여 있어서, 유입된 유체가 열전지의 반대쪽 벽에 부딪친후 열전지내부를 통과하여 나가는 경우(Fig.1(b))
- 3) 기본형상의 경우에서 입구를 입구 크기의 절반쯤 윗쪽으로 이동시켜 유체의 일부는 벽면에, 일부는 직접 잠열저장 용기에 부딪히도록 한 경우(Fig.1(c))
- 4) 입출구의 위치를 열전지의 위쪽으로 이동시키고 유체가 전부 벽면에 부딪히도록 한 경우(Fig.1(d))

위에서 고려한 형상중에서 최적의 형상을 결정한 후에 선정된 모델에 대하여 유로간극, 잠열저장용기 길이의 변화등 제인자의 영향을 조사한다.

### 3.1 형상변화의 영향

Fig.2와 Fig.3에서는 각 모델에 대한 유량유입비와 각 유로에서의 체적온도를 나타내었고, Fig.4(우측에 있는 번호는 유로를 나타냄)에는 각 모델의 입구영역 속도 벡터를 확대해서 나타내었다.

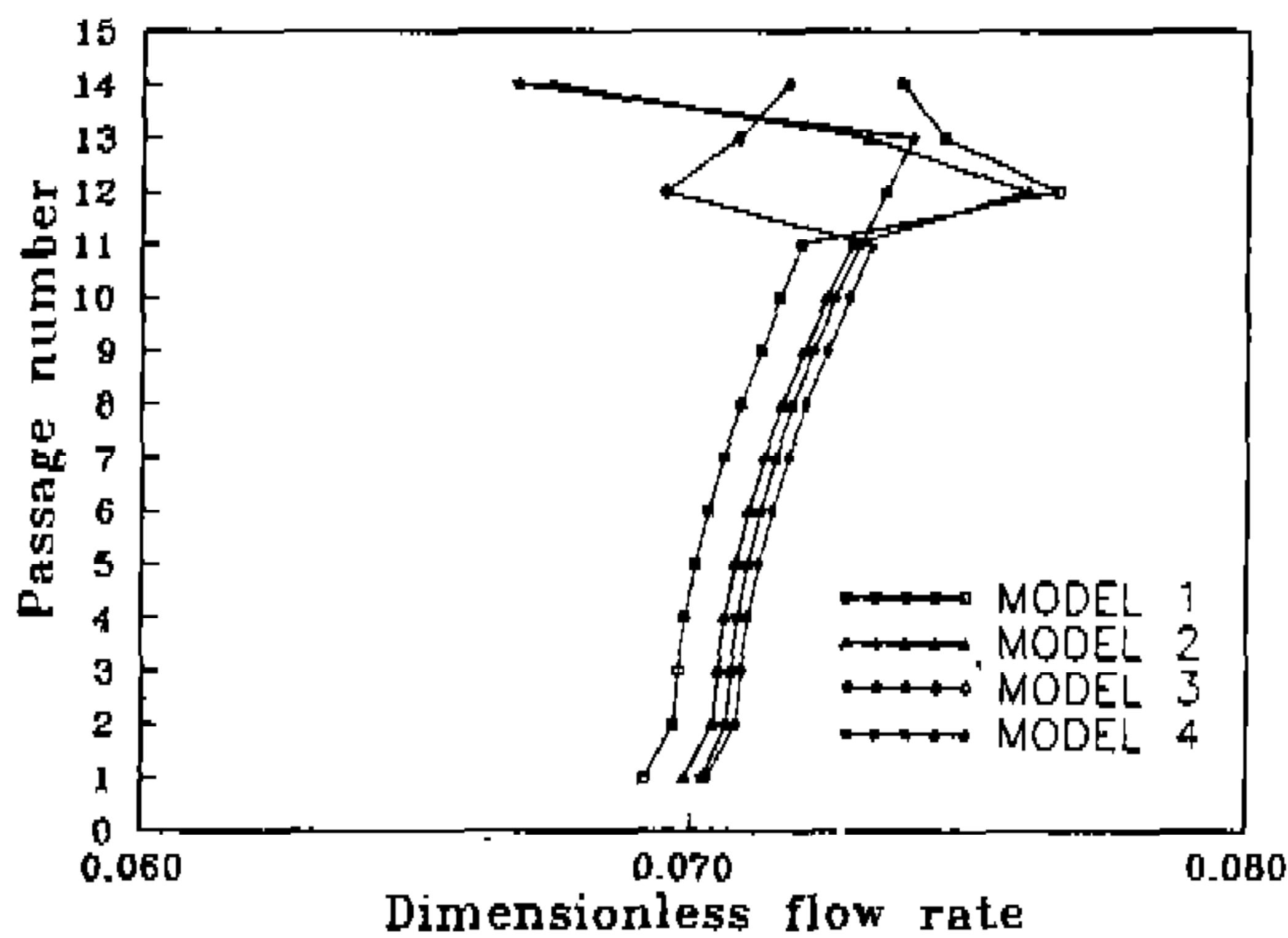


Fig.2 Dimensionless flowrate distribution with passage number for each model ( $U_{in}=0.1m/sec$ )

### 모델 1의 경우

Fig.4(a)를 살펴보면 모델1(Fig.1(a))에서 유입된 냉각수가 입구 부분의 잠열 저장용기와 직접 충돌하기 때문에 속도벡터가 상당히 크게 변화한다. 입구에서 완전발달한 형태로 유입되는 유체는 유입과 동시에 급확대관현상에 의한 압력강화로 입구의 근처(유로 11~14)에서는 재순환 영역이 발생한다. 입구좌측(유로14)의 재순환은 크게 나타나는 반면, 입구우측(유로11)은 잠열 저장용기에 부딪힌 유량이 입구탱크의 우측 유로로 향하기 때문에 매우 작게 나타난다. 그리고, 입구 근처에서 속도벡터가 크게 나타나는 현상으로 보아 이 부근에서 큰 압력강화가 나타나고 이로 인하여 입구 좌우측에 있는 유로로 들어가는 유량이 불균일하게 된다. 즉, 이 모델에서는 다른 유로의 유량에 비하여 유로 12~14에 유량집중을 유발하게 된다.

Fig.2에서 무차원 유량비를 살펴보면 유로 12와 13에 유입되는 유량이 집중되는 현상을 보이고 있다. 유로 12와 13을 제외한 나머지 유로에서 입구속도와 관계없이 유입 유량비가 거의 비슷하게 나타난다. 상대적으로 많은 유량이 12~14로 집중되기 때문에 시간이 지나면 이 유로 근처의 잠열 저장용기의 열용량이 줄어들어 출구 온도는 감소할 것으로 예상된다.

Fig.3에는 각 유로에서의 체적온도를 나타내

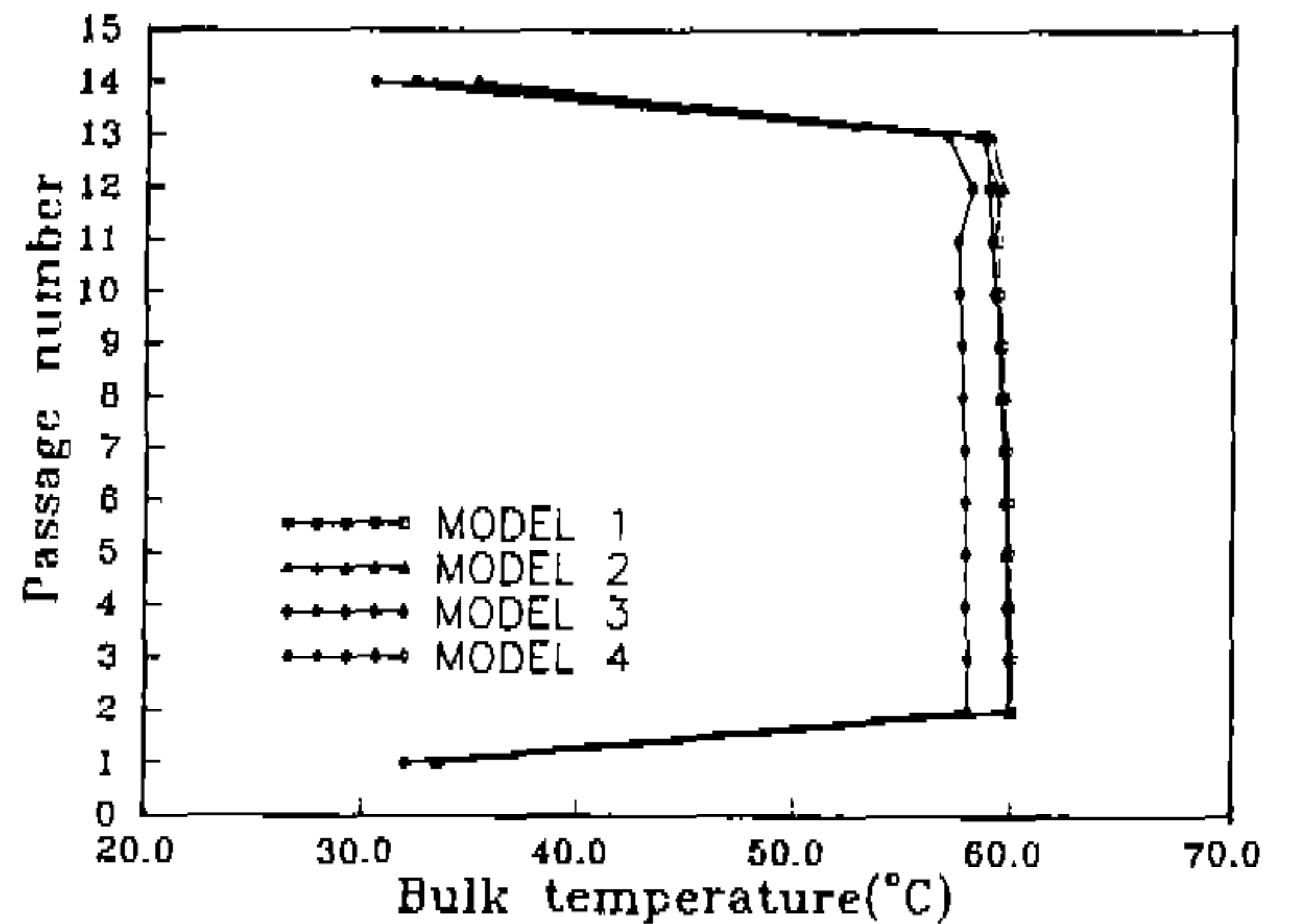


Fig.3 Bulk temperature distribution with passage number for each model ( $U_{in}=0.1m/sec$ )

었다. 유로 1과 14를 제외한 나머지 유로에서의 체적온도는 거의 일정한 값을 갖는다. 유로 1, 14의 온도가 상대적으로 낮은 것은 잠열 저장용기에서 유로의 한쪽면에서만 열교환이 일어나기 때문에 나타난 현상이다.

**모델 2의 경우**

모델 2는 Fig.1(b)에서 보듯이 잠열 저장용기면에 유체가 직접적으로 충돌하는 것을 방지하기 위하여 우측 상단에 있는 유로 입구를 통해 유입된 유체가 벽면에 부딪혀서 잠열 저장용기면을 통과하여 출구쪽으로 나가는 경우이다.

Fig.4(b)를 관찰하여 보면 모델 1에서와 같이 입구부근에서의 재순환영역은 발생하지 않는다. 그러나 입구가 우측상단에 위치하여 작업유체가 180° 회전해서 각 유로로 빠져나가기 때문에 유로 14에서는 유입 관성력으로 인하여 유체가 유출되기가 매우 어렵고, 유로 14의 출구근처에서는 재순환영역이 발생한다. 이러한 입구쪽의 관

성력과 출구쪽의 재순환으로 인하여 유로 14에서는 상대적으로 작은 유량이 흐르게 된다.

Fig.2에서의 유입유량비는 유로 14에서 가장 작게 나타나는 반면, 유로 12는 다른 유로에 비해 크게 나타난다. 유로 12의 유량이 상대적으로 큰 이유는 유입되는 작업유체가 유입관성력으로 인하여 유로 13과 14근처 입구탱크벽면에서 반발(bounding)하는 것과 유로 12의 끝에 출구가 상대적으로 압력이 떨어지기 때문에 유량이 크게 나타난 것으로 보인다. 그러나 나머지 유로에서는 모델 1과 거의 유사한 경향을 갖는다. Fig.3을 살펴보면 체적온도는 유량분포의 변화에도 불구하고 별다른 차이점을 보이지 않으나, 전체적으로 보았을 때 각 유로의 출구에서 모델 2의 체적온도가 모델 1보다 다소 낮게 나타난다. 따라서 열적 성능측면에서만 볼 때 모델 1이 모델 2보다 약간 좋다고 할 수 있다.

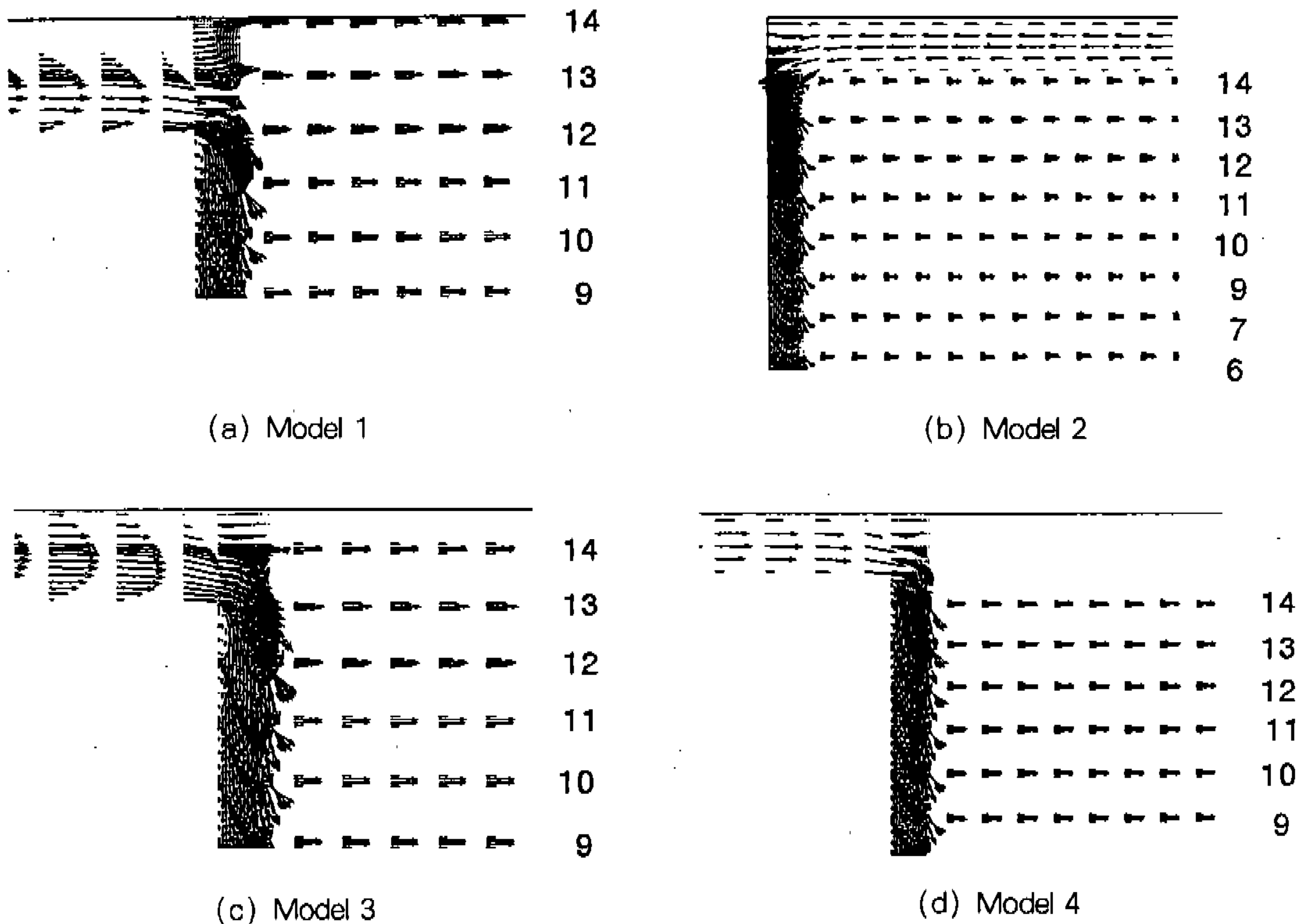


Fig.4 Velocity vector at inlet for each model



### 모델 3의 경우

모델 3은 Fig.1(c)에서 나타나 있듯이 입구 위치를 상단으로 이동시켜서 유량의 일부분이 잠열 저장용기에 부딪히도록 한 경우이다.

일반적으로, 입구 근처에서 재순환영역이 작으면 유량분배가 균일하게 이루어진다. 모델 3에서는 입구근처의 재순환영역의 크기가 모델 1보다 더 작아진 것을 볼 수 있다(Fig.4(c) 참조) 그러나 이 모델의 경우 유체의 일부분이 직접 벽면에 충돌하기 때문에 유속이 빨라진다면 벽면근처에서의 반발력때문에 유로 12~14에서는 유량이 다소 줄어들게 된다.

Fig.2에서 입구유로에 대한 무차원 유량을 살펴보면 다음과 같다. 유로 1~11까지의 유량분포는 모델 1과 유사한 경향을 갖는다. 그러나, 유로 12~14에서의 유량은 모델 1과 반대로 나타났다. 특히 유로 12에서는 다른 유로에 비하여 유량이 상대적으로 적게 유입되기 때문에 Fig.3에서 보듯이 유로 12에서의 체적온도는 다른 유로보다 약간 높게 나타난다.

전반적으로 각 유로에서의 체적온도는 기준 모델보다 약간씩 낮게 나타나 앞에서 설명한 모델 2의 경우와 마찬가지로 모델 3은 모델 1보다 열적측면에서는 다소 비효율적이다.

### 모델 4의 경우

모델 4는 Fig.1(d)에서 보듯이 입출구를 모델 3보다 +y방향으로 약간 이동시켜서 입구의 유입되는 유량이 직접 잠열 저장용기에 부딪히지 않도록 하였다. 모델 4의 입출구 위치는 가장 상단에 있는 잠열 저장용기보다 약 5mm정도 y방향으로 위쪽에 위치한다. 출구의 위치를 이동시킨 이유는 앞의 모델 2의 경우를 보면 출구 근처에서 압력강하가 발생하여 출구 근방에 있는 각 유로의 유량이 집중되는 경향이 나타나 이를 방지하기 위해서이다.

Fig.4(d)에는 입구영역에서의 속도벡터를 나타내었다. 앞서 설명한 모델의 경우보다 입구의 좌우측 부근에서 재순환영역이 작게 나타나 각 유로의 유량분배가 균일할 것으로 예상된다.

Fig.2에서 무차원 유량분포를 살펴보면 대부분의 유로(1~13)에서의 유량을 출구위치 변화

에 따른 압력영향이 작아져 비교적 균일한 유량 분포를 이루고 있으나, y방향으로 가장 위에 있는 유로 14에서 유량분포는 다른 유로에 비하여 상대적으로 작게 나타났다. 이러한 현상은 앞서 설명한 모델의 경우와 마찬가지로 유입관성력의 영향으로 유량이 유로 14에서는 줄어 들었기 때문이다. Fig.3을 보면 각 유로(1~13)에서의 체적온도는 앞서 살펴본 바와같이 유량분포가 비교적 고르게 나타나므로 체적온도는 거의 비슷하게 나타난다. 유로 14에서는 모델 1보다 유량이 적게 유입되어 상대적으로 온도가 약간 높게 나타났다.

모델 4의 경우는 앞서 살펴본 모델중에서 유로 14를 제외하고는 유량분포가 가장 이상적으로 나타났다.

## 3.2 각 모델에 대한 압력강하와 출구 체적온도의 비교

앞에서 설명한 4가지 모델에 대한 압력강하와 출구체적온도를 Table 1에 나타내었다. 모델 1~4의 경우는 압력강하가 거의 비슷하게 나타나기 때문에 온도차이가 거의 없게 나타났다.

고려한 여러가지 형태의 모델중에서 모델 4의 경우가 가장 좋은 것으로 보인다. 압력강하는 모델 1이 가장 좋게 나타나지만 유량분배가 모델 4에 비해 다소 비효율적이다. 모델 4에서는 압력강하는 약간 높게 나타나지만 체적온도가 가장 좋게 나타나고 각 유로의 유량이 균일하게 나타났다. 이것으로 인하여 각 유로로 흐르는 유체가 잠열저장용기에서 얻어가는 열량이 거의 같기 때문에, 각각의 잠열저장용기의 응고량이 거의 동일하게 되어 잠열저장용기의 열용량이 고르게 분

Table 1 Pressure drop and bulk temperature for each model

model	pressure drop(Pa)	bulktemperature(°C)
1	1,047	56.381
2	1,080	56.125
3	1,123	54.534
4	1,082	56.583

포될 수 있을 것으로 기대된다.

### 3.3 제인자의 영향

선정된 모델 4에 대한 제인자(유로간극, 입구 탱크 길이, 잠열저장용기의 길이)의 영향을 살펴 보면 다음과 같다.

#### 유로간극의 영향

Fig.5와 Fig.6은 유로간극을 변화시켰을 경우의 압력강하와 출구 체적온도를 각각 나타낸 것이다.

유로간극이 좁아질수록 압력강하는 지수함수적으로 급격하게 높아지는데 비하여 출구체적온도는 거의 선형적으로 증가하고 있다. 예를들면, 유로간극을 3.0mm에서 1.2mm로 좁혔을 경우, 체

적온도는 대략 20°C정도 높아진데 비해 압력강하는 10배나 증가한다.

유로를 좁게 하면 출구온도는 증가하나, 큰 펌프 동력을 필요로 하게 된다. 특히 유로 간극이 1.5mm이하에서는 열전지의 입출구 압력강하가 매우 크기 때문에 용량이 큰 펌프가 요구되며, 이에 따른 동력비용(운전비용)이 증가할 것으로 예상된다. 따라서 펌프가 선정되면 원하는 작업 유체의 출구온도 범위에서 유로의 간극을 결정하는 것이 바람직하다.

#### 입출구 탱크길이의 변화에 따른 영향

Fig.7과 Fig.8에서는 입구 탱크길이의 변화에 따른 압력강하와 체적온도를 각각 도시한 것이다. 입구 탱크의 길이가 길어질수록 압력강하는

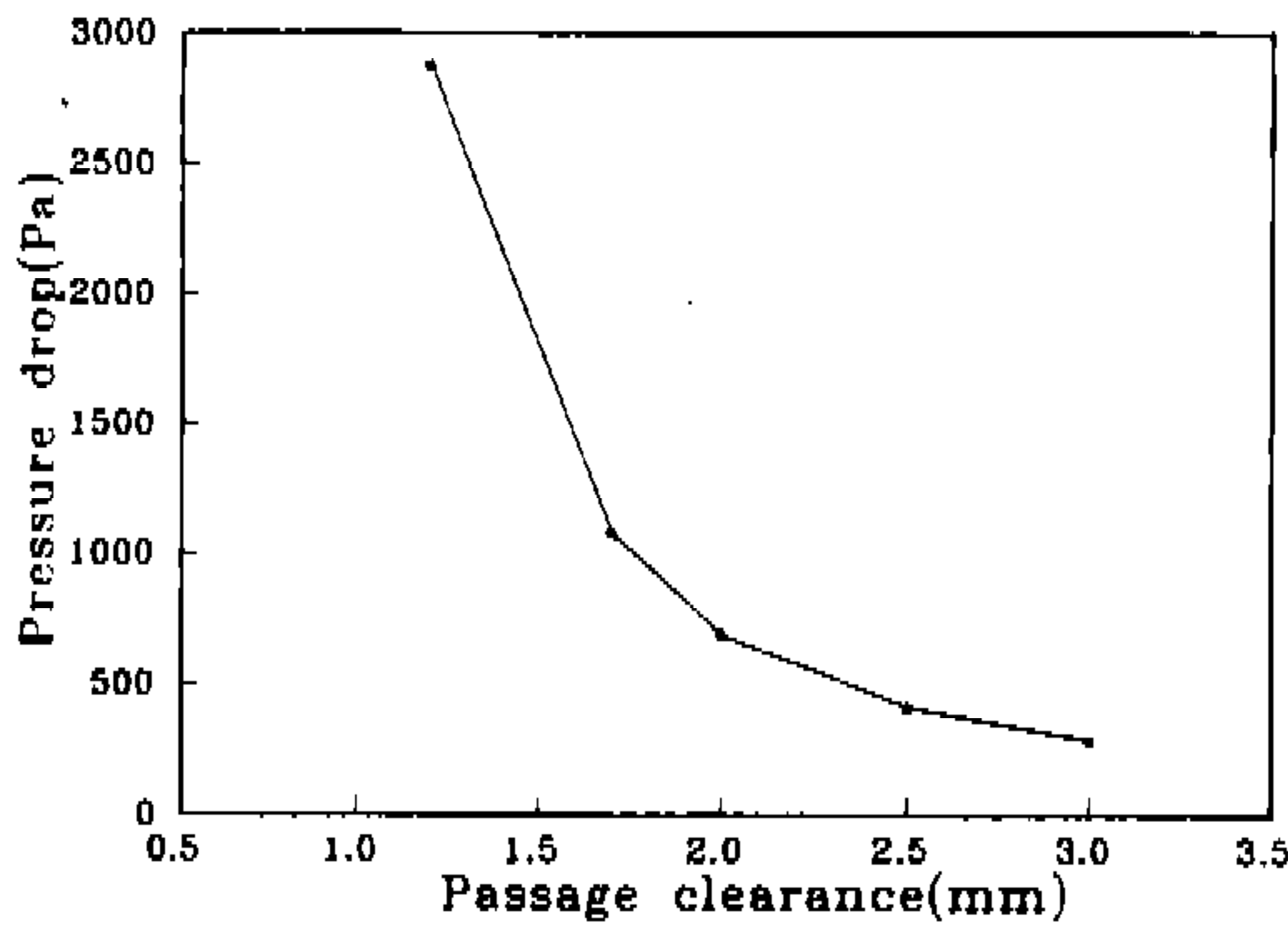


Fig.5 Pressure drop with passage clearance

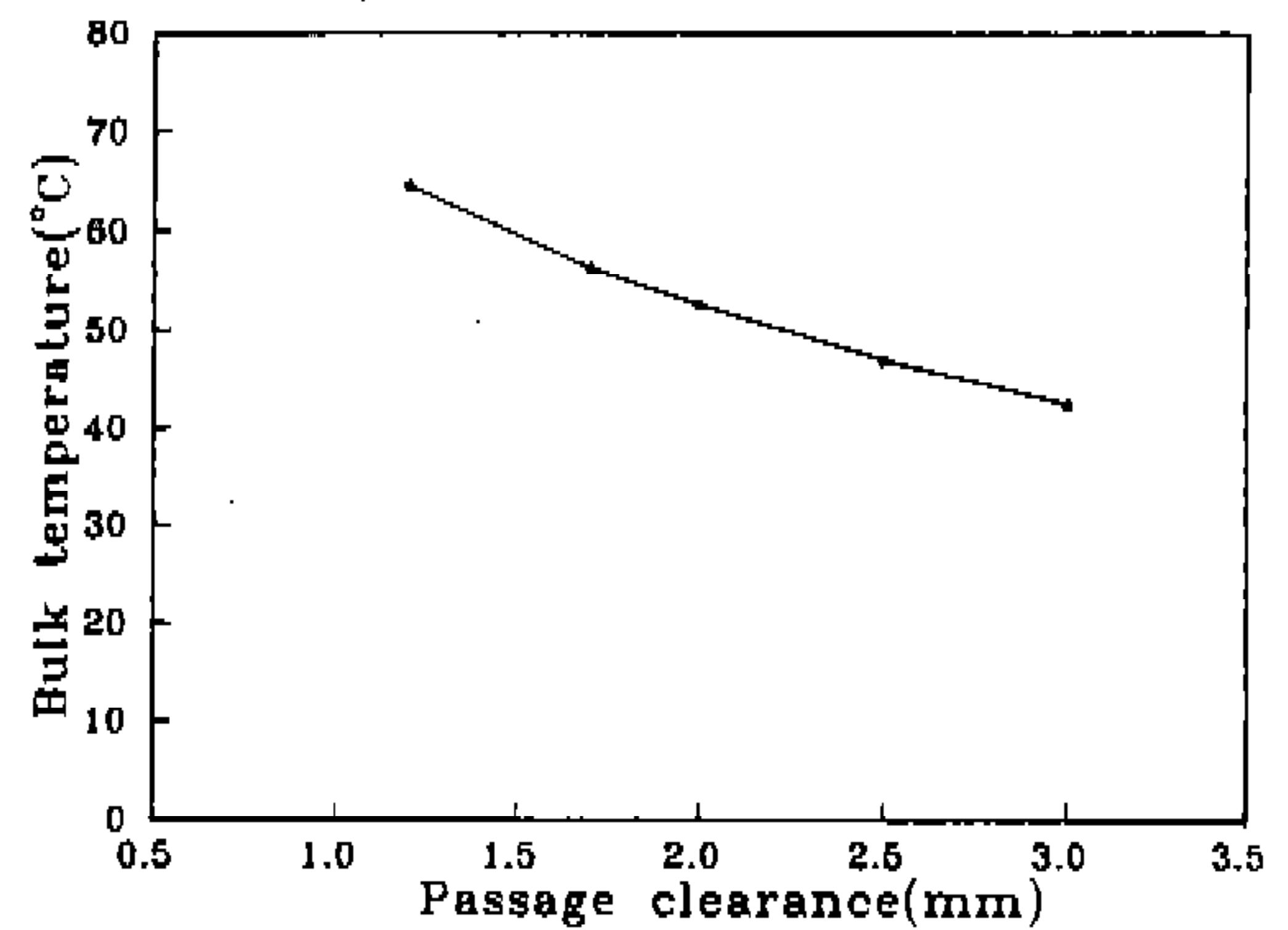


Fig.6 Bulk temperature with passage clearance

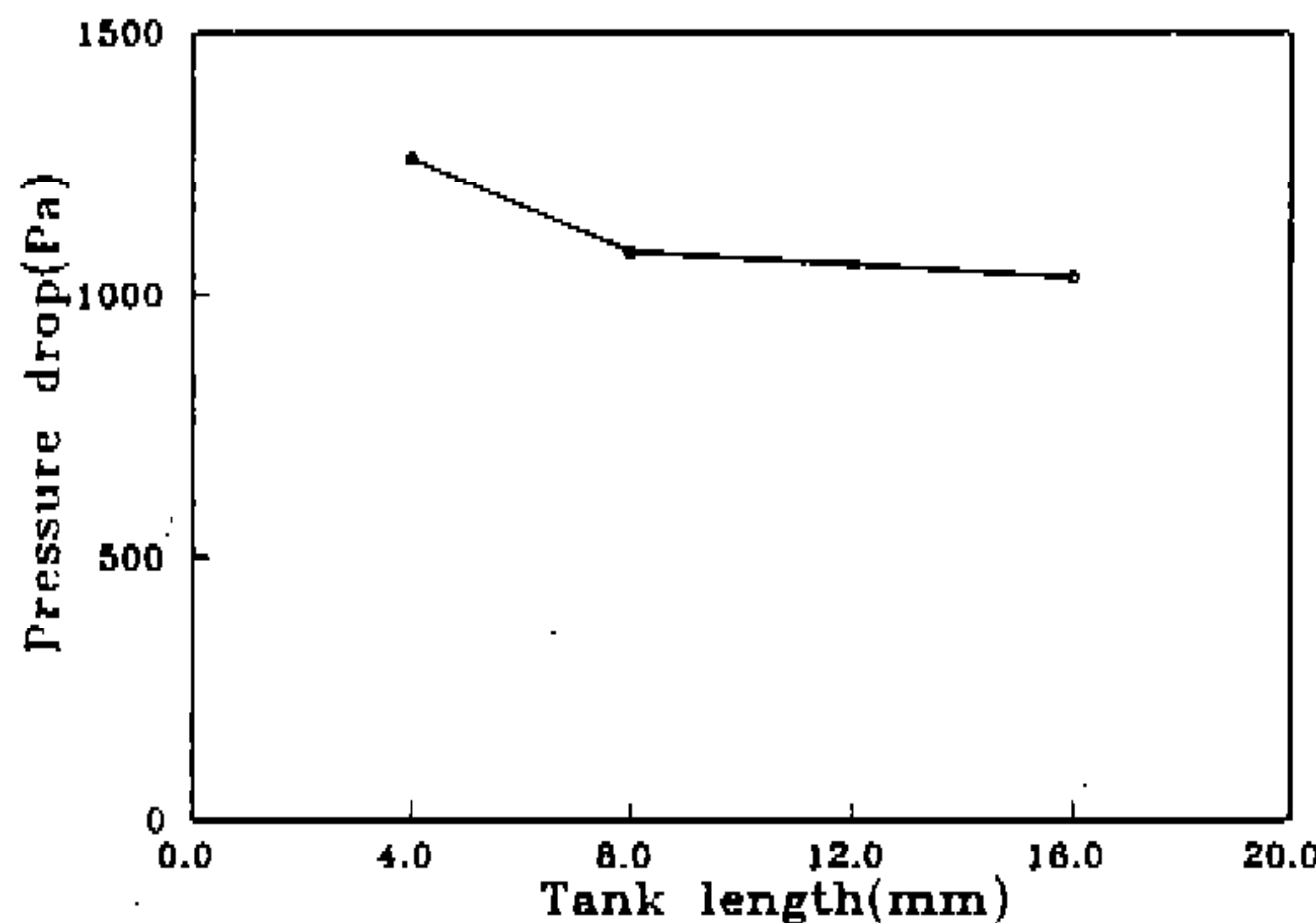


Fig.7 Pressure drop with inlet tank length

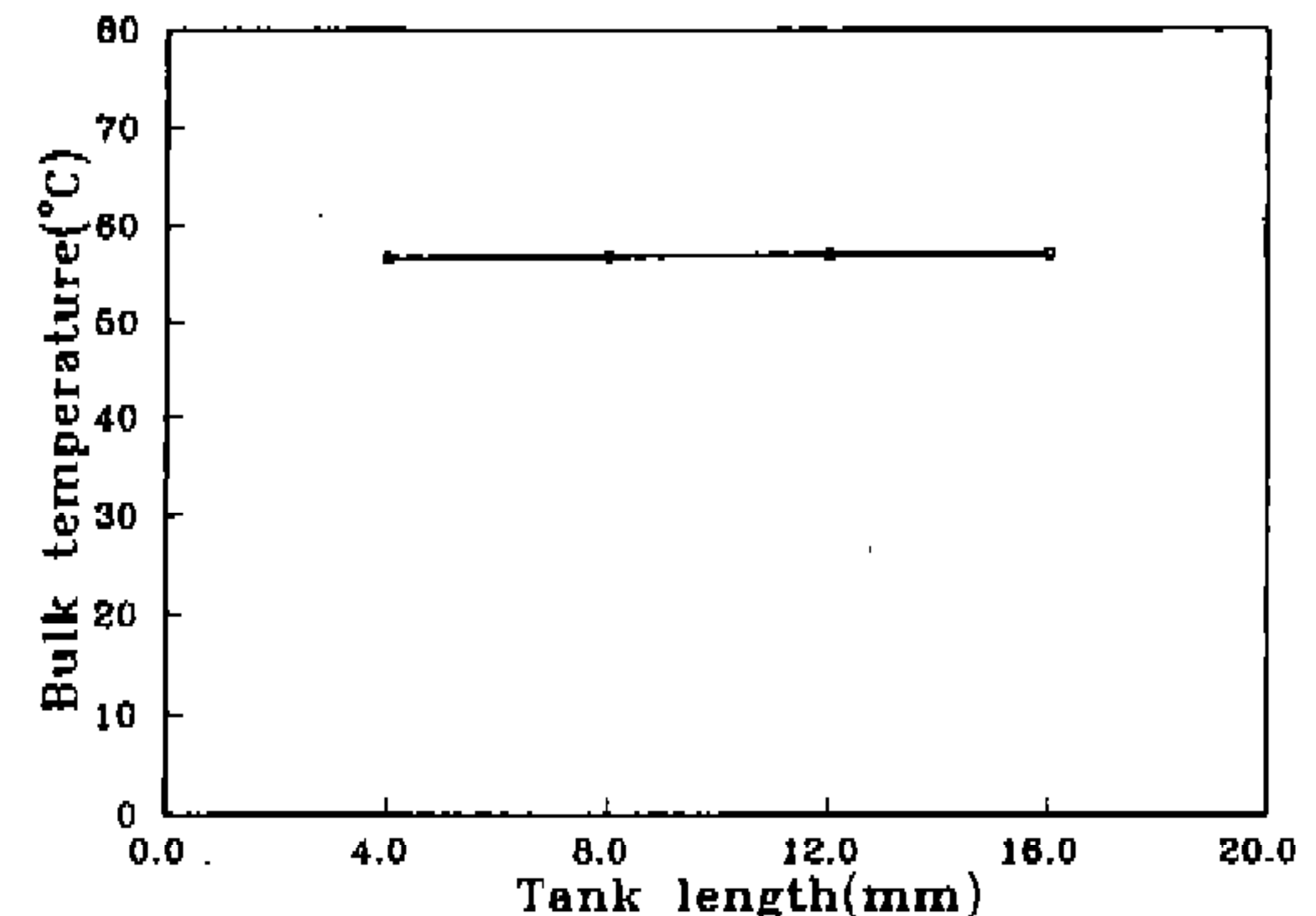


Fig.8 Bulk temperature with inlet tank length



약간씩 감소하는 경향을 보이고 있으나 출구 체적온도는 거의 일정하게 나타난다. 따라서 입구 탱크의 길이는 압력강하에 영향을 줄 뿐 출구체적온도에 별다른 영향을 미치지 않는다고 할 수 있다. 출구 탱크의 길이를 변화시켰을 경우에도 결과는 마찬가지이다.

열전지를 자동차에 부착할 경우, 열전지의 부피를 줄이는 것이 유리하다. 따라서 현재의 결과만을 고려할 경우, 입출구 탱크의 크기를 8mm 이상 하는 것은 바람직하지 않다.

**잠열저장용기 길이의 변화에 따른 영향**

잠열저장용기 길이의 변화에 따른 압력강하와 출구 체적온도를 각각 Fig.9와 Fig.10에 나타내었다. 압력강하와 출구체적온도는 잠열저장 용기의 길이에 대하여 선형적으로 나타난다. 이에 대

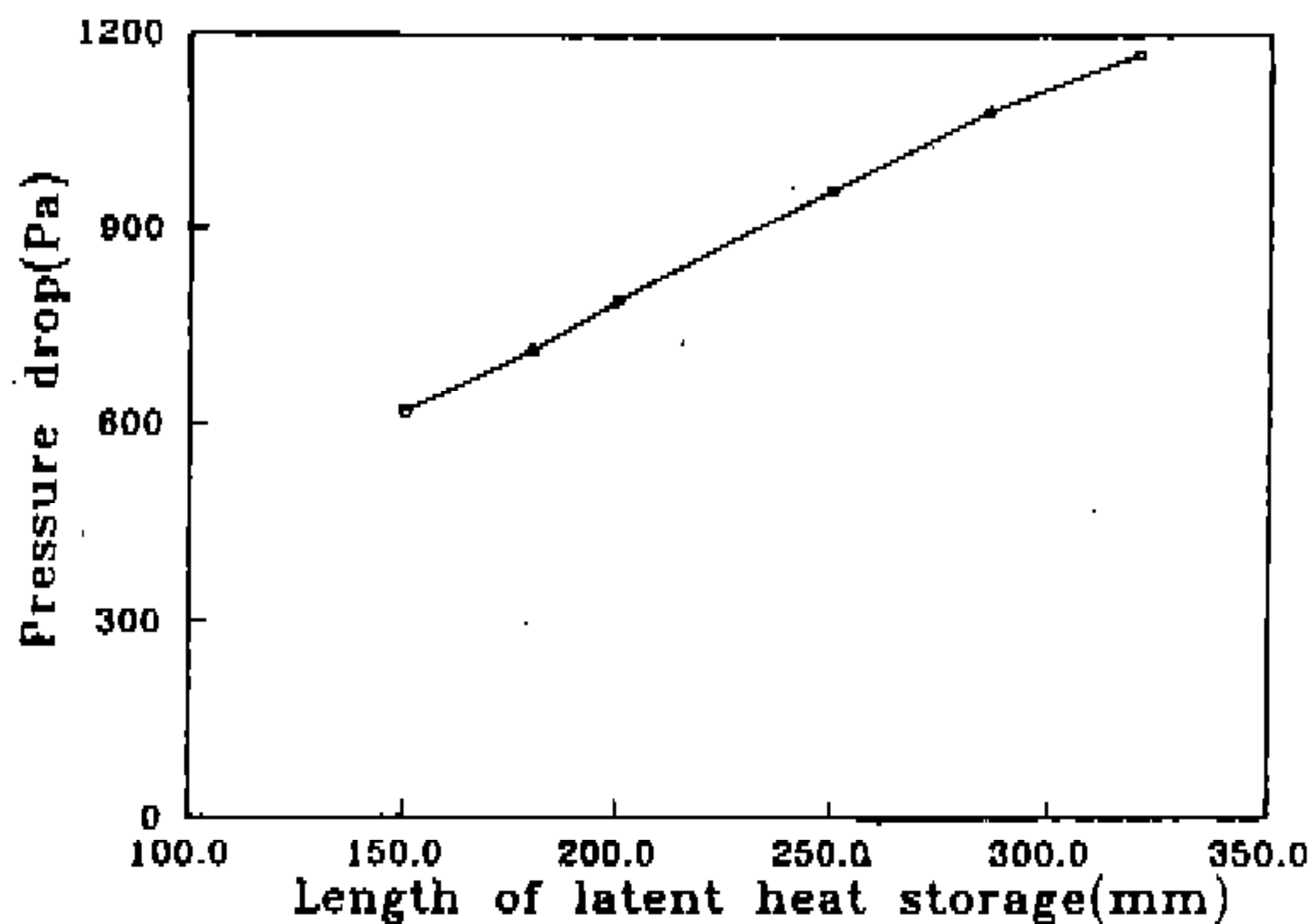


Fig.9 Pressure drop with length of latent heat storage vessel

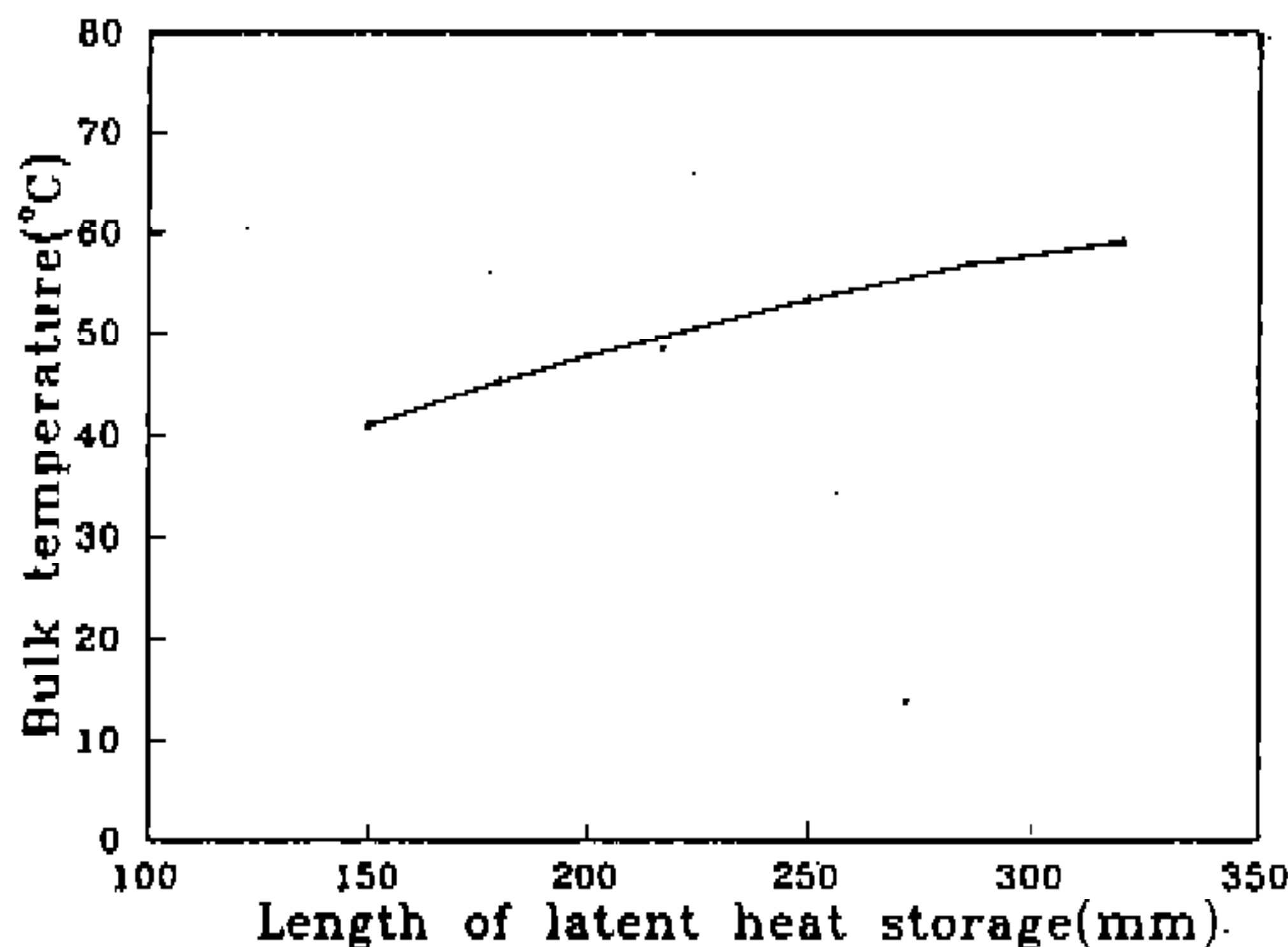


Fig.10 Bulk temperature with length of latent heat storage vessel

한 관계를 식으로 표시하면 아래와 같다.

$$\text{압력강하(Pa)} = 3.487 \times \text{잠열저장용기의 길이 (mm)} + 83.93$$

$$\text{체적온도(°C)} = 0.107 \times \text{잠열저장용기의 길이 (mm)} + 25.75$$

따라서 잠열저장용기를 길게 하면, 출구체적온도는 높아지게 되나, 압력강하도 증가하게 된다. 저장용기의 길이를 150mm에서 300mm로 늘렸을 경우, 온도는 40.1°C에서 59°C로 대략 19°C 상승하게 된다. 이 결과는 앞서 유로간극을 줄였을 경우와 비교할 때, 압력손실을 줄이고 비슷한 온도상승을 가져올 수 있다. 그러나 부피가 커지는 단점을 갖게된다.

따라서 구동 모터의 여유가 있을 경우에는 유로간극을 좁혀서 부피를 줄이도록 하고, 모터의 동력이 충분하지는 않으나 자동차내부의 실내공간이 충분하고 열전지의 무게를 고려하지 않아도 되는 경우는 잠열 저장용기의 길이를 늘이는 것이 좋다.

**4. 결 론**

열전지의 형상변화에 따른 열 및 유동에 대한 수치적 연구를 통하여 얻은 결론은 다음과 같다.

- 1) 입구형상에 따른 여러가지 모델을 비교할 때, 입구부근에서 재순환이 발생하지 않도록 하여 특정 유로 앞에서의 유량유입을 방해하지 않도록 하는 형상을 갖는 것이 좋다. 또한, 출구에서도 재순환이 발생하지 않도록 할 뿐 아니라 특정한 유로에 출구가 인접하지 않도록 출구를 상단에 위치시키는 것이 바람직하다.
- 2) 열전지의 유로간극을 좁히는 것은 출구체적온도를 높일 수 있으나 지나치게 유로간극을 좁힐 경우 압력강하가 커져 동력비용(운전비용)이 증가하게 된다.
- 3) 입출구 탱크의 길이가 길어질수록 압력강하는 약간씩 감소하는 경향을 보이고 있으나 출구 체적온도는 거의 일정하게 나타난다. 따라서 열전지의 소형화 측면에서 볼 때 입출구 탱크의 크기를 8mm이하가 되도록

록 하는 것이 바람직하다.

- 4) 잠열저장용기를 길게하는 것보다 유로간극을 좁게하는 것이 소형화 측면에서 유리하다.

## 후 기

본 연구는 공업기반기술 개발사업(과제명목 : 자동차용 축열 시스템의 개발)의 연구비 지원으로 수행되었으며, 이에 관계자 여러분께 감사드립니다.

## 참 고 문 헌

- Schatz, O, 1991, "Cold start improvements with a heat store", SAE Technical paper
- Nakamura T, Jia W, Yasuhara M, 1989, "Incompressible flow through multiple passages", Numerical Heat Transfer. vol 16, pp.451-465
- Evangelos, K and Dennis, A.N, 1993 "The effect of inlet flow distribution on catalytic conversion efficiency", Int J. Heat Mass Transfer, Vol 36, pp.1495-1504
- Choi S. H., Shin S., and Cho Y. I., 1993, "The effect of area ratio on the flow distribution in liquid cooling module manifolds for electronic packaging", Int. Comm Heat Mass Transfer., vol 20, pp.221-234
- Patankar, S.V., 1980, Numerical heat transfer and fluid flow, McGraw-Hill, New York.
- Patankar, S.V, 1991, Computation of Conduction and Duct Flow Heat Transfer, Innovative Research
- Spalding D.B., 1989, T/R/100 The Phoenix Beginner's Guide, Cham, London
- Spalding D.B., 1989, Phoenix Training Course Notes, Cham, London