

불응축가스 주입량에 따른 VCHP의 열제어 특성

서 정 세[†], 박 영 식^{*}, 정 경 태^{**}

경상대학교 기계항공공학부 항공기부품연구소, ^{*}창원기능대학 카일렉트로닉스과, ^{**}경상대학교 기계공학과

Analysis of Thermal Control Characteristics of VCHP by the Charging Mass of Non-Condensable Gas

Jeong-Se Suh[†], Young-Sik Park^{*}, Kyung-Taek Chung^{**}

School of Mechanical and Aerospace Engineering, GyeongSang National University, Gyeongnam 660-701, Korea

^{*}Department of Car-Electronics, Changwon Polytechnic College, Gyeongnam 641-772, Korea

^{**}Department of Mechanical Engineering, GyeongSang National University, Gyeongnam 660-701, Korea

(Received May 27, 2005; revision received October 25, 2005)

ABSTRACT: This study has been performed to investigate the thermal performance of variable conductance heat pipe (VCHP) with meshed wick. The length of condenser portion in a VCHP is varied by the expansion of inert gas with the operation temperature, and the heat transport capacity is thus varied with the operating temperature. In this study, numerical evaluation of the VCHP is made for the thermal performance of VCHP, based on the diffusion model of inert gas. Water is used as a working fluid and nitrogen as a control inert gas in the copper tube. As a result, the thermal performance of VCHP has been compared with that of constant conductance heat pipe (CCHP) according to the variation of operation temperature. Maximum heat transport capacity of VCHP is mainly presented for operation temperature and the variation of operation temperature is also presented for heat transfer rate of VCHP.

Key words: Variable conductance heat pipe(가변전열 히트파이프), Non-condensable gas(불응축 가스), Mass fraction(질량분률), Mesh wick(메쉬 워)

기 호 설 명

A_v : 증기 통로면적 [m^2]
 D : 확산계수 [m^2/s]
 $h_{f,c}$: 응축부 대류 열전달계수 [$W/m^2 \cdot K$]
 k_e : 외에서의 유효 열전달계수 [$W/m^2 \cdot K$]
 k_p : 파이프의 전도 열전달계수 [$W/m^2 \cdot K$]
 M_g : 불응축가스의 분자량

M_v : 증기의 분자량
 \dot{m}_g : 가스의 질량유량 [kg/s]
 \dot{m}_v : 증기의 질량유량 [kg/s]
 P_v : 증기압력 [Pa]
 R_g : 가스의 기체상수 [$N \cdot m/kg \cdot K$]
 r_i : 파이프의 안 반지름 [m]
 r_o : 파이프의 바깥 반지름 [m]
 r_v : 증기통로의 반지름 [m]
 T_{opr} : 작동온도 [K]
 T_p : 파이프 온도 [K]
 T_s : 열침의 온도 [K]
 T_{wv} : 증기-워 계면온도 [K]

[†] Corresponding author

Tel.: +82-55-751-5312; fax: +82-55-757-5622

E-mail address: jssuh@gsnu.ac.kr

그리스 문자

ρ : 가스와 증기의 혼합밀도
 χ_g : 가스의 질량분률

1. 서 론

히트파이프 내의 열전달은 작동유체의 증발잠열에 의해 전달되므로 거의 열저항이 무시되어 동을 사용하는 경우보다 수백 배 내지 수천 배의 열전달 효과가 있어 작은 온도차로 많은 열량을 전달시킬 수 있다. 하지만 CCHP(constant conductance heat pipe)는 열환경의 변화가 심하거나 주기적으로 변하는 경우 자체 조절능력이 없기 때문에 작동에 대한 신뢰성이 낮아지게 되는데, 이러한 단점을 보완하기 위해 제시된 것이 가변전열 히트파이프(VCHP)이다. 히트파이프에 대한 연구는, 1942년에 Gaugler⁽¹⁾가 처음으로 제작 실험하였고, Bobco⁽²⁾는 1차원 확산모델을 적용한 VCHP의 해석과 실험을 수행하였다. Kobayashi et al.⁽³⁾은 증류 및 응축부에서의 불응축가스(NCG)의 영향에 대한 연구를 하였다. Ioan et al.⁽⁴⁾은 서모사이펀형 VCHP에 대한 연구를, Peterson et al.⁽⁵⁾은 불응축가스의 2차원적 분포에 대한 해석을 하였다. Faghri⁽⁶⁾는 가변전열 히트파이프의 여러 가지 해석모델을 제시하였다. 그 동안 국내에서는 CCHP에 대한 활발한 연구가 이루어져 열교환기나 가전제품 등 여러 분야에 적용하고 있다. 그러나 VCHP에 대한 연구나 설계자료는 아직 부족한 상태이므로 본 연구에서는 Chi⁽⁷⁾가 제안한 확산이론을 토대로 하여 불응축가스를 주입하여 응축부 면적을 제어하는 방법을 채택하였다. 평면선단모델의 한계를 극복하고 물질확산이 고려된 엄밀한 해인 확산모델을 이용하되 히트파이프 내의 질량분률과 압력분포, 온도분포 등을 관찰하여 VCHP에 대한 해석⁽⁸⁾을 통하여 열적 성능과 특성을 연구하고자 한다.

2. 이론 및 계산방법

2.1 이론

확산모델에서는 히트파이프가 정상상태에서 작동할 때 불응축가스는 비활성 영역에서 정제되어

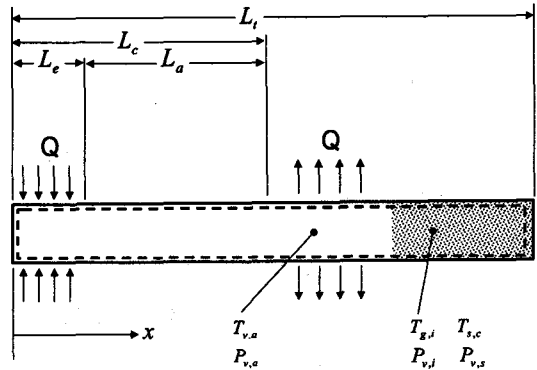


Fig. 1 Schematic diagram of variable conductance heat pipe without gas reservoir.

있다고 가정하고 두 물질 간의 확산에 Fick's law을 적용하였다. 불응축가스는 증기압력과 평형을 이루어 그 분포가 달라지며 응축부에서 경계면은 복잡한 양상을 보이는데 Fig.1에서와 같이 증기와 불응축가스 사이에 확산선단이 존재한다고 가정하였다. Chi⁽⁷⁾가 제안한 1차원 정상상태 확산모델에서는 증기의 전도열전달이 없다고 가정하고 반경 방향의 온도구배는 무시한다. 응축부가 시작되는 지점에서의 파이프벽의 온도에 대해 에너지보존의 법칙을 적용하여 다음과 같이 정리할 수 있다.

$$\frac{d}{dx} \left[k_p \pi (r_o^2 - r_i^2) \frac{dT}{dx} \right] + \frac{2\pi r_i k_e}{r_i - r_v} (T_{wv} - T_p) - 2\pi r_o h_{f,c} (T_p - T_s) = 0 \quad (1)$$

단위시간 동안 확산과 대류에 의해 경계면을 지나는 불응축가스의 양은 다음과 같다.

$$\dot{m}_g = \chi_g (\dot{m}_v + \dot{m}_g) - A_v \rho D \frac{d\chi_g}{dx} \quad (2)$$

앞에서 가스의 유동이 없다고 가정했으므로 \dot{m}_g 는 0이 된다. 따라서 식(2)로부터 증기의 질량유량은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\dot{m}_v = A_v \rho D \frac{d \ln \chi_g}{dx} \quad (3)$$

한편, 낮은 외부온도로 응축부의 증기는 잠열을 방출하면서 액화되는데, 이때 증기의 질량유량 변화율은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\frac{dm_v}{dx} = -\frac{2\pi r_i k_e}{\lambda(r_i - r_v)} (T_{wv} - T_p) \quad (4)$$

따라서 식(1)~(4)은 VCHP의 열전달 거동을 나타낸 것인데, 식(4)에서 워과 증기의 계면온도는 다음의 증기분압으로부터 얻어진다.

$$T_{wv} = f(P_v') \quad (5)$$

$$P_v' = \frac{M_g(1 - \chi_g)P_v}{M_v\chi_g + M_g(1 - \chi_g)} \quad (6)$$

밀도 ρ 는 증기와 불용축가스의 밀도의 합으로 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\rho = \rho_v(T_{wv}) + \frac{M_v\chi_g P_v}{R_g T_{wv} [\chi_g M_v + M_g(1 - \chi_g)]} \quad (7)$$

경계조건으로 응축부 시작점에서 가스의 질량분률과 증기-워 계면온도는 다음과 같다.

$$\chi_g = 0 \quad (x = L_c) \quad (8)$$

$$T_{wv} = T_v \quad (x = L_c) \quad (9)$$

응축부 끝의 질량유속과 열유속은 다음과 같다.

$$\frac{dT_p}{dx} = 0 \quad (x = L_t) \quad (10)$$

$$\dot{m}_v = 0 \quad (x = L_t) \quad (11)$$

2.2 계산방법

본 연구에 사용된 히트파이프는 가스 저장소가 없는 스크린 메쉬형 VCHP이며, 크기 및 규격은 Table 1과 같다. 히트파이프의 작동온도는 작동중일 때의 단열부 평균 증기온도로 정의하는데, 계산의 용이함을 위하여 1차원 정상상태의 흐름으로 보고 응축부 벽면온도가 워의 접면온도와 같다고 가정하였다. 관벽의 축방향 열전달과 증기

Table 1 Specification of heat pipe

Description	Value
Screen mesh number	#200, 1 Layer
Total length	0.5 m
Evaporator length	0.1 m
Condenser length	0.35 m
Pipe diameter (O.D)	1.27×10^{-2} m
Pipe diameter (I.D)	1.11×10^{-2} m
Inclination angle	$90^\circ \sim -5^\circ$
Cooling water	276~303 K

의 운동량 손실은 무시하였으며, VCHP의 열전달 거동을 나타낸 식(1)~(4)는 T , χ_g , m 에 대한 연립방정식이므로 Runge-Kutta 방법으로 계산하였다. VCHP의 재질은 구리이고 작동유체로는 증류수를 서모사이폰식으로 가정하여 계산하되 메쉬부분을 포함하여 증발부 체적의 40%에 해당하는 4.8 g을 주입하였다. 불용축가스는 질소를 사용하되 확산계수는 일반적으로 많이 이용되어지는 Giddings의 관계식⁽⁹⁾을 적용하여 구하였다.

충진량은 HP1에 1.0×10^{-6} kg을, HP2에 3.4×10^{-6} kg을, HP3에 5.0×10^{-6} kg을 주입하고 HP4에는 CCHP로 하여 상호 비교하고자 한다. 응축부는 수냉각 조건 하에서 열전달계수를 $690 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$ 로 적용하여 불용축가스량과 작동온도에 따른 열성능 변화를 관찰하였다.

3. 계산결과 및 토의

3.1 질량분률과 압력분포

VCHP는 불용축가스가 충전되어 있는 상태이므로 작동유체와의 계면에서 확산이 일어나 연속적인 농도변화와 온도분포를 가지므로 정상작동시 응축부에서 질량분률의 변화를 통하여 불용축가스의 이동상태를 알 수 있다.

Fig. 2는 수직모드에서 냉각수온도가 293 K이고, 가열량이 130 W일 때 불용축가스 충전량에 따른 질량분률을 나타낸 그림이다. 충전량이 가장 적은 HP1의 질량분률이 0.82로 가장 적게 나타나면서 계면은 히트파이프의 0.36 m 정도에 위치해 있다. 그러나 HP2의 경우에는 질량분률이 0.91로 높아지면서 계면도 0.28 m 부근으로 이동해 있다. 충전량이 가장 많은 HP3의 경우에는 질량분

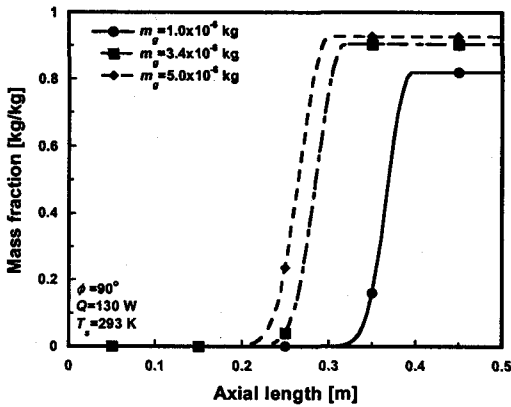


Fig. 2 Distribution of mass fraction with the mass of NCG.

률이 0.93으로 높아지면서 경계면의 이동도 아주 작게 나타나 있다. 이는 가스량이 많은 경우 가스농도가 높아지면서 질량분률도 비례하여 상승하므로 응축부를 차지하는 면적이 늘어나 축방향 활성화영역의 길이가 짧아졌기 때문이다.

3.2 응축부 온도변화

Fig. 3은 HP2와 HP4를 작동온도 330 K, 수직모드에서 냉각수 온도변화에 따른 파이프의 벽면온도분포를 나타낸 것이다. 냉각수온도가 비교값의 중간인 293 K일 경우 VCHP의 증발부 평균 온도가 334.7 K인 반면, CCHP는 337.3 K로 VCHP가

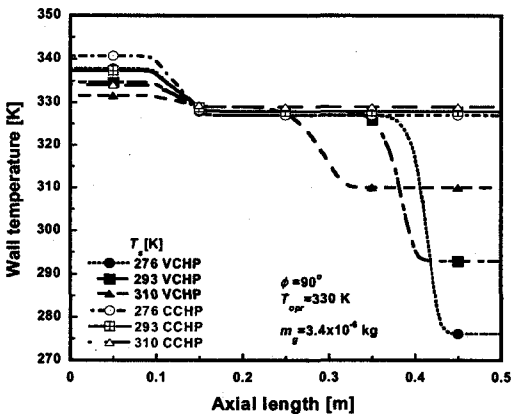


Fig. 3 Distribution of wall temperature with the ambient temperature of condenser of VCHP.

2.6 K만큼 높게 나타났다. 이는 응축부에 비활성 영역이 생겨 적은 열량만을 방출하게 되므로 일어나 현상이다. 작동온도는 그대로인 상태에서 계속해 응축부의 냉각수온도를 변화시켰을 경우에 VCHP 증발부의 온도변화는 감소하고, 응축부의 온도변화는 증가하여 단열부를 중심으로 하여 열평형을 이루는 상태이다. 따라서 VCHP는 응축부의 온도변화폭이 커도 불응축가스의 영향으로 응축부 활성화 영역의 길이 변화를 가져와 응축부 온도변화가 적게 나타났지만 CCHP는 적은 온도변화에도 증발부 온도변화폭이 크게 나타났다.

3.3 불응축가스량과 벽면온도분포

Fig. 4는 냉각수온도 293 K, 열량이 130 W일 때 수직모드에서 파이프 벽면의 온도분포를 나타낸 것이다. 가스량이 가장 많은 HP3는 작동온도 335.8 K에서 축방향 0.26 m 부근에 경계면이 위치했고, HP2는 330.1 K에서 0.28 m 부근에, 그리고 가장 적은 양의 HP1은 317.8 K에서 0.36 m에 위치하고 있는 것을 알 수 있다. 동일 열량이라도 가스량이 많은 경우 응축부를 차지하는 영역이 증가하면서 활성화영역의 감소를 가져와 열방출이 작아져 작동온도 상승을 동반한 것이다. CCHP(HP4)의 경우는 응축부 전체가 활성화영역으로 작용하므로 병열효과가 좋아 309.1 K를 나타냈으나 불응축가스가 없는 관계로 증기와 가스의 경계면을 형성하지 않으며 가변전열 효과도 나타나지 않고 있다.

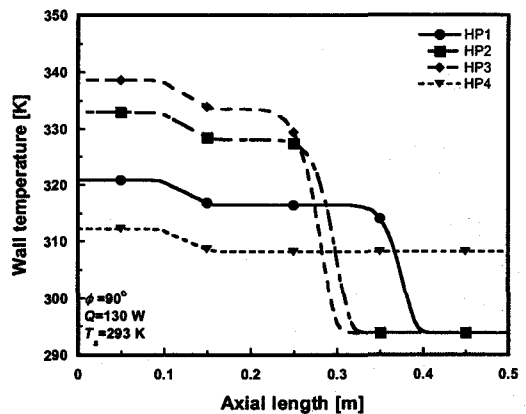


Fig. 4 Variation of wall temperature with mass of NCG at 130 W.

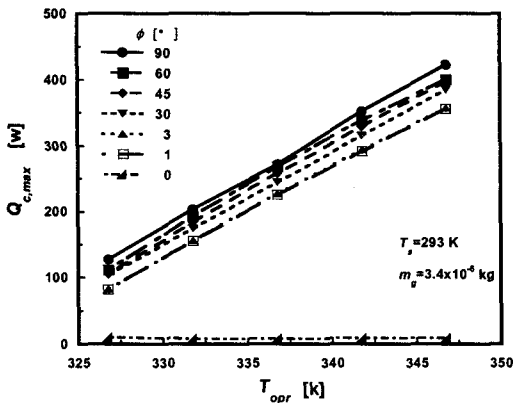


Fig. 5 Distribution of capillary limit on heat transfer rate with inclination angle for HP2.

3.4 기울기 변화

Fig. 5는 작동온도를 326.8 K부터 346.8 K까지 변화시키고 기울기는 90°에서부터 0°까지 7단계로 변화시킬 때의 모세관 한계열량의 변화량을 나타낸 것이다. 최초 326.8 K일 때 90°에서 126.5 W를 나타내다가 60°일 때는 111.6 W, 45°일 때는 105.4 W로 줄었으며, 30°일 때는 103.5 W로 수직 상태보다 23 W가 적게 전달되었다.

수평상태인 0°일 경우에는 9.4 W로 거의 열전달이 불가능한 상태인데 다른 작동온도에서도 동일한 현상을 보이고 있다. 상부 가열모드로 하였을 경우에는 어떤 각도일지라도 모두 드라이아웃

이 일어나 해석이 불가능하였다. 이는 수직모드인 90°일 경우 중력의 영향으로 원활한 작동이 가능하나 수평상태인 0°일 경우에는 작동유체의 귀환이 어렵게 되어 기울기 증가량에 비례하여 증발부온도가 상승하는 현상이 나타나다가 작동한계인 드라이아웃 상태에 이르게 된 것이다.

3.5 열저항

Fig. 6은 공급열량에 따른 VCHP와 CCHP의 열저항값의 변화를 나타낸 것이다. CCHP의 경우 공급열량이 60.6 W일 때 열저항이 0.0295 K/W이고 323.2 W일 때 0.028 K/W로 큰 열량변화에도 불구하고 열저항값은 거의 일정한 값으로 고정되어 나타난다. 그러나 VCHP에서는 불용축가스량이 많을수록 열저항값도 비례하여 증가하고 있는 것을 알 수 있는데, 전체적인 열저항값의 기울기는 낮은 열량에서는 큰 값을 나타내다가 증가열량에 반비례하면서 열저항값이 작아지고 있다. 이러한 현상은 동일한 열량일지라도 불용축 가스량이 많아지면 응축부 하단에 비활성영역이 넓게 분포하여 방열면적이 줄어들면서 열방출이 작아져 작동온도의 상승과 더불어 열저항값도 같이 증가하게 되는 것이다.

3.6 열전달 성능

VCHP의 열전달 성능예측을 위해 불용축가스량이 중간 정도인 HP2를 기본모델로 해석하였다.

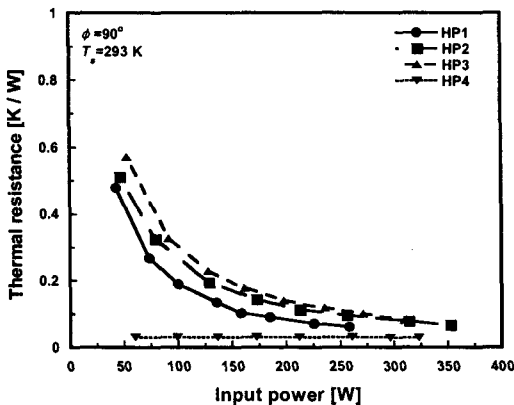


Fig. 6 Distribution of thermal resistance with the input power of VCHP and CCHP.

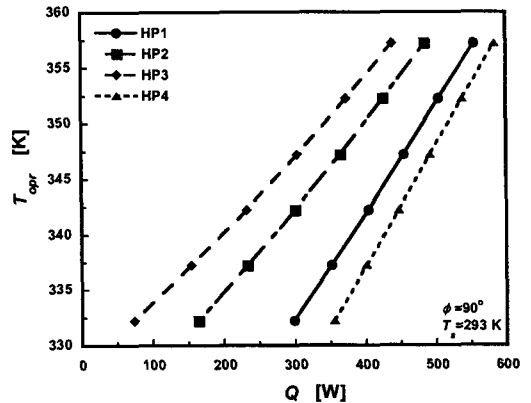


Fig. 7 Heat transfer rate versus operating temperature with various heat pipes.

Fig. 7은 HP2의 기울기를 수직상태에서 냉각수 온도를 293 K로 하고 불용축가스량을 달리한 경우의 열전달성능을 나타낸 것이다. 전체적인 열전달성능을 살펴보면 VCHP 중 불용축가스량이 가장 적은 HP1이 열전달성능이 가장 높았고, 불용축가스량이 가장 많은 HP3가 열전달성능이 가장 낮게 나타났다. 작동온도를 기준으로 살펴보면 342.2 K에서 CCHP가 447.1 W를 나타냈고, HP1은 404.1 W, HP2는 300.9 W, HP3는 232.1 W로 가장 낮은 열량을 나타냈다. 이러한 현상은 동일조건에서 응축부 부분에 불용축가스가 충전되어 있을 경우 그 양에 비례하여 열을 방출할 수 있는 활성영역이 그만큼 상대적으로 적어져 열전달성능이 줄어들었기 때문이다.

4. 결 론

가변전열 히트파이프에 확산모델을 적용하여 각종 열적 성능의 해석을 수행하여 응축부에서 불용축가스 주입량에 따른 전열특성을 통해 다음과 같은 결론을 얻었다.

- (1) 작동온도가 증가하면 증기와 가스의 확산구간이 VCHP의 하단부로 이동하고 이에 따라 응축부의 전열특성이 결정된다.
- (2) 동일한 작동유체인 경우 불용축가스량이 많아지면 응축부 하단부에서 열방출을 할 수 있는 활성영역이 작아져 초기 작동온도가 상승하면서 벽면온도도 같이 높아지고 있다.
- (3) VCHP는 유입되는 열량이 증가하더라도 응축부에서의 열저항을 조절하므로 CCHP에 비하여 온도변화를 최소화한다.
- (4) 응축부의 냉각수온도를 변화시킬 경우 CCHP에 비하여 VCHP의 단열부와 증발부의 온도변화 폭이 적게 나타나 가변전열 효과를 확인할 수 있었다.
- (5) 설치 경사각은 수직방향으로 수평방향으로 변화시킬 경우 수직모드에서 작동온도가 가장 낮았고 경사각 변화량에 비례하여 증가하였다.

후 기

본 연구의 일부는 산업자원부의 지역혁신인력

양성사업, 지방대학혁신역량강화사업 및 공학연구원의 지원으로 이루어졌으며, 관계자에게 감사드린다.

참고문헌

1. Gaugler, K. S., 1942, Heat transfer device, US patent. 2350348 Appl. 21 Dec. Published 6 June, 1944.
2. Bobco, R. P., 1987, Variable conductance heat pipes: A first-order model, Journal of Thermophysics, Vol. 1, No. 1, pp. 35-42.
3. Kobayashi, Y., Okumura A. and Matsue, T., 1991, Effect of gravity and non-condensable gas levels on condensation in variable conductance heat pipe, Journal of Thermophysics, Vol. 5, No. 1, pp. 61-68.
4. Ioan, S., Aliakbar, A. and Peter, J., 1996, Temperature control using variable conductance closed two-phase heat pipe, Heat Mass Transfer, Vol. 23, No. 3, pp. 427-433.
5. Peterson, P. F. and Tien, C. L., 1989, Numerical and analytical solutions for two-dimensional gas distribution in gas-loaded heat pipes, ASME J. Heat Transfer, Vol. 111, pp. 598-604.
6. Faghri, A., 1995, Heat pipe science and technology, Taylor & Francis, pp. 493-577.
7. Chi, S. W., 1976, Heat pipe theory and practice a source book, McGraw-Hill, New York.
8. Kim, D. E., Park, Y. S., Suh, J. S., Lee, K. W. and Park, K. H., 2002, Analysis of thermal performance of water-copper variable conductance heat pipe by considering the 1st order diffusion model, Proceedings of the SAREK 2002 Summer Annual Conference, pp. 64-69.
9. Perry, R. H., Green, D. W. and Maloney, J. O., 1984, Perry's Chemical Engineers' Handbook, 6th Edition McGraw-Hill, New York. pp. 3_285-3_287.