

KAERI/AR-451/96

기술현황 분석보고서



KR9600312

응축현상의 모델링 기법
Modelling of Condensation Phenomena

1996. 7.

한국 원자력 연구소
KOREA ATOMIC ENERGY RESEARCH INSTITUTE

제 출 문

한국원자력연구소장 귀하

본 보고서를 기술현황분석보고서로 제출합니다.

제목: 응축현상의 모델링 기법
(Modelling of Condensation Phenomena)

1996년 7월

작성자 정재준 (응용연구그룹)
 장원표 (응용연구그룹)

감수위원 송철화

요 약

응축(Condensation)은 증기가 주어진 압력의 포화온도 이하로 냉각될 경우에 액상으로 상변화를 일으키면서 열을 전달하는 현상으로 비등(Boiling)에 대응하는 현상이라 할 수 있다. 응축은 미세한 액적의 생성 및 성장 방식에 따라 균질 핵생성(Homogeneous nucleation)과 이질 핵생성(Heterogeneous nucleation)으로 구분된다. 차가운 벽면에서의 응축은 이질 핵생성의 대표적인 경우로 응축액상의 형태에 따라 적응축(Drop condensation)과 막응축(Film condensation)으로 분류된다. 이외에도 증기와 물이 직접 접촉하여 발생하는 직접접촉 응축(Direct contact condensation) 등의 응축양식이 있다. 원전의 냉각계통에서는 이러한 모든 형태의 응축현상이 발생할 수 있다.

본 연구에서는 응축현상모델에 관한 기술현황을 분석했다. 이에 관한 연구는 1916년에 발표된 Nusselt의 층류막응축 이론을 필두로 하여, 1950년대의 Rohsenow의 난류 막응축, 최근의 Chen 등(1987)의 연구에 이르기까지 방대한 연구결과가 축적되어 있는데, 본 보고서에서는 공학적 중요성이 가장 큰 막응축에 초점을 두고 정리했으며, 적응축과 직접접촉응축의 연구현황도 검토했다. 막응축에 관해서는 실험, 이론 및 상관식이 비교적 잘 정립되어 있으나, 적응축 및 직접접촉 응축에 관한 연구는 빈약한 것으로 보인다. 또한, CATHARE2나 RELAP5/MOD3 등과 같이 이상유체모델을 쓰는 원전계통분석코드에서 응축현상이 어떤 모델로, 어떻게 구현되는지를 검토했다. 전반적으로 응축모델의 최신기술에 비해 계통분석코드의 응축모델은 낙후되었으며, 현재의 모델에 대한 체계적인 평가 및 이를 바탕으로 한 코드의 개선이 필요한 것으로 판단된다.

Summary

Condensation occurs when vapor is cooled sufficiently below the saturation temperature to induce the nucleation of droplets. Such nucleation may occur homogeneously within the vapor or heterogeneously on entrained particular matter. Heterogeneous nucleation may occur on the walls of the system, where the temperature is below the saturation temperature. There are two modes of heterogeneous condensation, drop-wise and film-wise. Another form of condensation occurs when vapor directly contacts to subcooled liquid. In nuclear power plant systems, all forms of condensation may occur during normal operation or accident conditions.

In this work the modelling of condensation is surveyed, including the Nusselt's laminar film condensation theory in 1916, Rohsenow's turbulent film condensation model in 1950s, and Chen's models in 1987. Major attention is paid on the film condensation models among various research results because of its importance in engineering applications. It is found that theory, experiment, and empirical correlations for film condensation are well established, but research for drop-wise and direct-contact condensation are not sufficient yet. Condensation models in the best-estimate system codes such as RELAP5/MOD3 and CATHARE2 are also investigated. It seems that, first of all, the systematic evaluation of the models should be done and then be improved.

목 차

요약	i
영문요약 (Summary)	ii
표목차	iv
그림목차	iv
부호설명	v
제 1절 서론	1
제 2절 용축현상 모델	3
2.1 적용축	3
2.2 막용축	7
2.2.1 Nusselt의 막용축 모델	7
2.2.2 계면운동량 교환의 영향	11
2.2.3 난류의 영향	12
2.2.4 수평관 다발 외벽의 막용축	14
2.2.5 튜브내벽의 막용축: Shah 모델과 Chen 모델	16
2.2.6 비용축성 가스의 영향	19
2.3 직접접촉용축	21
2.3.1 물 제트가 증기공간에 분사되는 경우	21
2.3.2 증기 제트가 물속으로 분사되는 경우	22
2.3.3 수평 성층류시의 용축	23
제 3절 계통분석코드의 용축모델	25
3.1 RELAP5 코드	25
3.2 CATHARE2 코드	34
제 4절 결론	37
참고문헌	38

표 목차

표 2.1 수평 성층유동에서 직접접촉응축 열전달모델	24
표 3.1 RELAP5/MOD3.2의 이상유체모델 지배방정식	32
표 3.2 응축조건에서 RELAP5 코드의 계면/액상간 열전달계수	33

그림 목차

그림 2.1 수직동판에서 수행된 수증기 응축실험 결과	4
그림 2.2 여러 가지 조건에서 수행된 적응축 실험의 열전달계수	5
그림 2.3 경사진 평판표면에서 응축액막의 층류유동	7
그림 2.4 응축열전달 모델의 비교 (중기/액막 전단력이 없을 때)	13
그림 2.5 수평 배관다발 외부의 막응축	15
그림 2.6 비응축성 가스가 응축열전달에 미치는 영향	19
그림 2.7 중기제트가 물속으로 분사되는 경우의 응축	23
그림 3.1 계면 질량 및 에너지 전달의 상관관계	28
그림 3.2 수평관에서 성층류시의 막응축	29
그림 3.3 RELAP5 코드의 수직 유동양식선도	31
그림 3.4 RELAP5 코드의 수평 유동양식선도	31

부호설명

A : 유로단면적

a_i : 기/액상 계면 면적밀도(Interfacial area density)

D : 유로직경

D_e : 등가직경(Equivalent diameter)

d : 액적의 직경

E : 액적비율(Entrainment fraction)

g : 중력가속도

h : 엔탈피

j : 걸보기속도, $j = \alpha u$

k : 질량전달계수 혹은 열전도계수

P : 압력

Pr : Prandtl number

p_w : Wetted perimeter

Q : Volumetric heat flux

q : 열속 (Heat flux)

R : Stratification ratio

Re : Reynolds 수

St : Stanton 수

We : Weber 수

z : 축방향 Coordinate

x : 건도 (Quality)

그리스 문자

Γ : 단위체적당 증기발생을 혹은 단위폭당 응축수 유량

ψ : Energy dissipation

α : 체적율(Volume fraction)

δ : 응축액막의 두께

ρ : 밀도(Density)

σ : 표면장력(Surface tension)

τ : 계면 마찰력(Interfacial frictional force)

μ : 점도(Viscosity)

$$\nu = \mu / \rho$$

$$\Delta u = u_g - u_l$$

$$\Delta \rho = \rho_f - \rho_g$$

아래 첨자

c or $crit$: 임계(Critical)

d : 액적(Droplet)

f : 액상(Liquid phase)

ff : 액막 (Liquid film)

g : 기상(Vapor phase)

i : 계면(Interface)

ij : i 와 j 상의 경계면

sat : 포화조건

w : Wetted or wall

제 1절 서론

응축(Condensation)은 증기가 주어진 압력의 포화온도 이하로 냉각될 경우에 액상으로 상변화를 일으키면서 열을 전달하는 현상으로 비등(Boiling)에 대응하는 현상이라 할 수 있다. 이 현상은 미세한 액적의 생성 및 성장으로 설명된다. 액적의 생성은 증기공간 내부에서 발생하는 균질 핵생성(Homogeneous nucleation)과 벽면 등의 이물질 주위에서 발생하는 이질 핵생성(Heterogeneous nucleation)으로 구분된다. 일상적으로 쉽게 접할 수 있는 응축으로 차가운 벽면에서의 응축을 들 수 있는데, 이는 이질 핵생성의 대표적인 경우이다. 벽면응축은 응축액상의 형태에 따라 적응축(Drop condensation)과 막응축(Film condensation)으로 분류된다. 이외에도 증기와 물이 직접 접촉하여 발생하는 직접접촉응축(Direct contact condensation) 등의 응축양식이 있다.

원전의 냉각계통에서 응축이 발생하는 경우는 다음과 같은 것들이 있다:

- 가) 이차측 응축기: 저압터빈에서 나온 증기를 응축시킴.
- 나) 가압기 분무기: 감압수단으로 저온관 냉각수를 가압기의 포화증기공간에 분사하여 응축시킴.
- 다) ECC 응축: 냉각재상실사고시 저온의 ECC가 저온관이나 다운커머 내부의 증기와 직접 접촉하여 응축이 발생함.
- 라) IRWST 분사기(Sparger): 저온의 물속에 증기가 제트(Jet)형태로 분사되어 응축됨.
- 마) 역류응축: 소규모 냉각재상실사고시 증기발생기 세관 내부에서 증기가 응축되어 노심으로 역류/재순환됨.
- 바) 기타 벽면응축: 증기공간을 둘러싼 구조물의 열손실에 따라 벽면에서 적응축 혹은 막응축 발생.

사) 순간적인 가압에 따른 증기공간내(가압기 등)의 균질핵생성 응축.
여기에서 가), 마), 바)는 막응축(경우에 따라 적응축)이고, 나)-라)는 직접접촉에 의한 응축이며 사)는 균질핵생성에 의한 응축이다. 이와 같이 원전냉각계통에서는 모든 형태의 응축현상이 발생할 수 있다. 그러므로, 원전의 설계나 사고분석시에 응축현상에 대한 정확한 이해 및 모델링의 중요성은 더 말할 나위도 없다[NUREG-1230; Wolfert, 1988].

본 연구의 첫째 목표는 응축현상 모델에 관한 기술현황 분석이다. 응축에 관한 연구는 1916년에 발표된 Nusselt의 막응축 이론을 필두로 하여, 1950년대의 Rohsenow, 최근의 Chen 등(1987)의 연구에 이르기까지 방대한 연구결과가 축적되어있다. 그러나 상변화를 수반하는 현상 자체의 복잡성 때문에 여전히 탐구되지 않은 영역이 넓은 분야로 간주되고 있다. 두번째 목표로는 CATHARE2나 RELAP5/MOD3 등과 같이 이상유체모델을 채택한 원전 계통분석코드에서 응축현상이 어떤 모델로, 어떻게 구현되는지를 검토하는 것이다. 이를 통해 CATHARE2나 RELAP5 코드의 개선방향을 도출하는 토대를 마련하고자 한다.

본 보고서의 제 2절은 이상용, 김병주, 김무환(1993)의 “이상유동열전달”의 제 6장 및 J.G. Collier (1981)의 “Convective Boiling and Condensation”의 제 10장을 주요 참고문헌으로 했음을 밝혀둔다.

제 2절 용축현상 모델

용축현상은 크게 적용축, 막용축, 직접접촉용축 등으로 나눌 수 있다. 본 절에서는 각 용축양식에 대한 모델링 방법 및 상관식들을 검토한다. 일반적으로 용축기기는 막용축 양식에서 작동되도록 설계되어 있으므로 공학적 관점에서 막용축이 가장 중요하다고 할 수 있다. 따라서 이 부분에 초점을 맞추었다.

2.1 적용축

적용축은 증기가 저온의 용축표면에 직경 $1 \mu m$ 정도의 미세한 액적형태로 용축되는 것을 말한다. 용축표면이 잘 적셔지지 않는 경우, 생성된 액적은 크게 성장하거나 주위의 액적과 합쳐져서 굴러 떨어지고 그 자리에서 다시 미세액적이 생성되는 현상을 반복하게 된다. 그러나 용축량이 증가하면 용축액이 표면을 완전히 덮어버리는 막용축으로 전환되기 쉽다. 이와 같은 적용축은 막용축에 비해 열전달을 방해하는 액막이 존재하지 않아 상대적으로 열전달이 용이한 측면이 있다. 따라서 적용축 양식을 유지시키기 위한 촉진제(Promoter), 용축표면 및 액적이탈기구(Droplet removal system) 등에 관한 연구가 많이 수행되었다.

작은 수직 동판위에서의 수증기 용축현상을 연구한 Takeyama와 Shimizu (1974)의 실험결과를 보면 그림 2.1과 같이 적용축에서 막용축으로 전환되는 과정이 잘 나타나 있다. 이 실험에서는 막용축이 발생하는 것을 지연시키기 위해 Palmitic acid를 사용한 결과, 순수한 증기만을 용축시키는 경우 보다 훨씬 과냉각된 상태에서도 적용축을 얻을 수 있었다 [Collier, 1981, p. 349].

적용축현상을 해석하기 위해 크게 두가지 모델이 제시되었다. 하나는 앞

에서 설명한 경우이고, 다른 하나는 응축표면에 $1 \mu m$ 정도의 얇은 응축액막이 형성되고, 이 액막두께가 임계치에 도달하면 표면장력에 의해 액막이 분열되면서 액적을 형성한다는 이론이다. 여러 가지 실험결과들을 종합하여 볼 때, 응축량이 적은 경우에는 전자가 타당한 것으로, 응축량이 많은 경우에는 후자가 타당한 것으로 인정되며 이는 막응축으로 전환되는 중간과정으로 이해되고 있다.

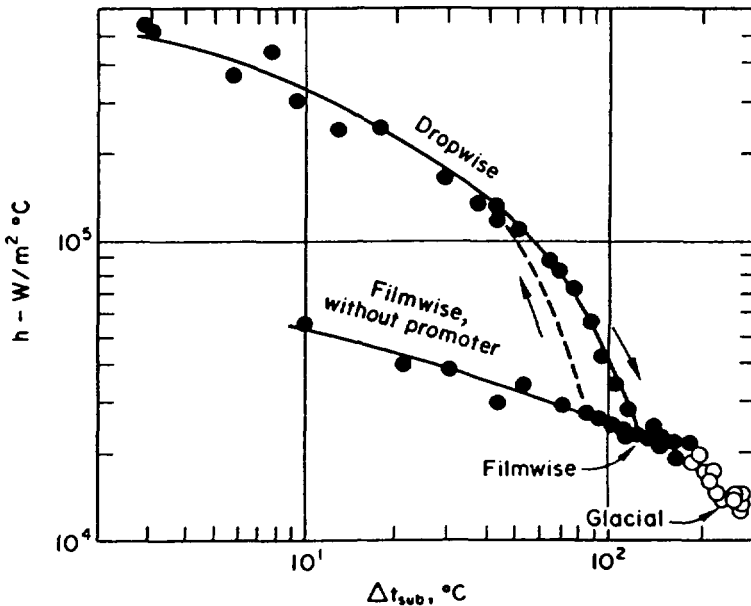


그림 2.1 수직동판에서 수행된 수증기 응축실험결과 [Collier, 1981, p. 349]

대기압 조건에서 수행된 적응축 실험에서 표면의 60 %는 직경이 $50 \mu m$ 보다 큰 액적으로 덮이고, 10 %는 액적이 없는 상태이며, 나머지 30 %는 직경 $50 \mu m$ 이하의 작은 액적으로 덮히는 것으로 나타났는데 이 부분에서 열 전달의 90 %가 이루어지는 것으로 밝혀졌다[Collier, 1981, p. 349]. 이때 Nucleation site의 밀도는 대략 10^7 sites/cm^2 인 것으로 알려졌다.

이와 같이 적용측에 의한 열전달량은 용측표면의 단위면적당 액적의 수 (Population density)와 액적의 크기에 따라 결정된다. 그런데, 액적직경은 일정하지 않고 어떠한 분포를 가지며, 어떤 임계직경에 도달하면 표면에서 이탈한다. 용측표면의 특성이나 기울기, 촉진제 등은 액적 분포 및 크기에 영향을 미치게 되므로 결국은 열전계수에 영향을 주게 된다. 또한 증기유동의 속도는 액적이탈에 영향을 주는데, 속도가 증가하면 열전달계수를 증가시키지만 어떤 임계속도를 넘으면 적용측에서 막용측으로 전환되어 열전달계수를 오히려 감소시킨다. 이와 같이 여러 인자들이 열전달에 비선형적 영향을 미치므로 적용측에 대한 일반적인 상관식을 구하기는 쉽지 않다. 그림 2.2는 여러가지 조건에서 수행된 적용측 실험의 열전달계수[Iletsroni, 1982, p. 5-29]를 나타내는데 적용측 열전달계수의 불확실성이 매우 큼을 보여준다. 이 그림에 나타난 번호는 독립적으로 각각 수행된 실험을 의미한다.

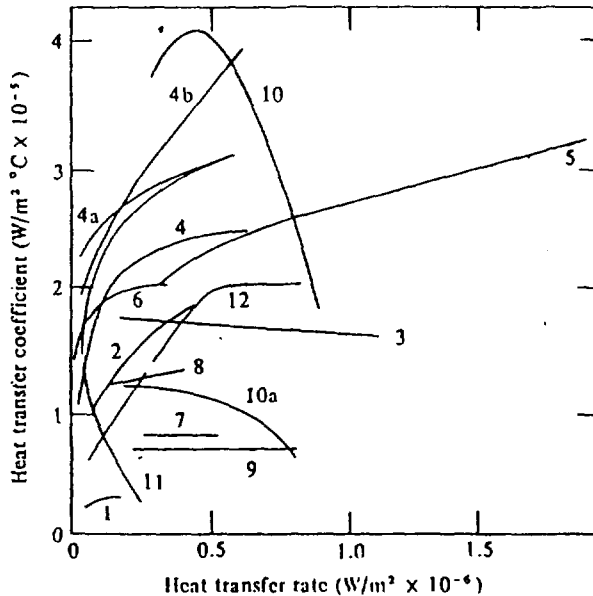


그림 2.2 여러가지 조건에서 수행된 적용측실험의 열전달계수

Peterson과 Westwater (1996)이 수직벽면에 수증기와 축진제로 에틸렌글리콜을 사용한 실험에서 다음의 관계식을 유도했다[이상용 외, 1993, p. 476]:

$$Nu = 1.46 \times 10^{-6} Re^{-1.63} Pr^{1/2} \Pi_k^{1.16} \quad (2.1)$$

이때, $Nu = \frac{2\sigma T_g h}{h_{fg} \rho_f k_f \Delta T}$,

$$\Delta T = T_{sat} - T_w,$$

$$Re = \frac{k_f \Delta T}{\mu_f h_{fg}},$$

$$Pr = \frac{C_{p_f} \mu_f}{k_f},$$

$$\Pi_k = \frac{2\sigma(d\sigma/dT)T_g}{h_{fg}\mu_f^2}.$$

이 식은 다음의 조건하에서 비교적 정확한 것으로 알려져 있다:

$$1.75 < Pr < 23.6, \quad 3 \times 10^{-2} < Re < 2 \times 10^4, \quad 2.65 \times 10^{-2} < \Pi_k < 7.8 \times 10^{-4}.$$

압력이 대기압 보다 낮은 적용축 계통에서는 다음과 같은 단순한 상관식이 많이 쓰인다[Graham, 1969; Hestroni, 1982, p. 5-30].

$$h = 51,104 + 2044 T_{sat}, \quad 22 < T_{sat} \leq 100 \text{ C} \quad (2.2)$$

이때 열전달계수 h 의 단위는 W/m^2C 이다.

2.2 막응축

막응축현상에 관한 연구는 Nusselt(1916)의 막응축 이론을 필두로 하여, Nusselt이 쓴 가정을 하나씩 제거하면서 새로운 모델들이 제시되어 왔다. 대다수 응축기기가 막응축 양식에서 작동되므로 이 양식은 가장 중요하다.

2.2.1 Nusselt의 막응축 모델

Nusselt은 경사진 평판표면에서 발생하는 막응축현상을 모델하기 위해 다음과 같은 가정을 도입했다:

- 응축액막의 유동은 층류(Laminar flow)이다.
- 물성치는 상수이다.
- 응축수의 과포화는 무시할 만큼 작다.
- 액막을 통한 운동량 교환은 무시할 만큼 작다.
- 증기는 정지상태로 액막의 움직임에 영향을 주지 않는다.
- 열전달은 전도(Conduction)에 의해서만 이루어 진다.

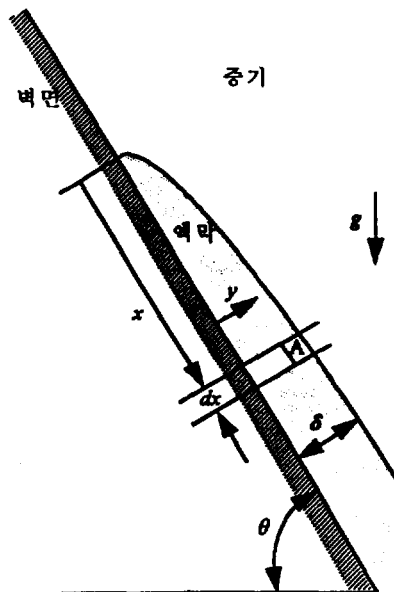


그림 2.3 경사진 평판표면에서 응축액막의 층류유동

우선, 평판표면을 미끄러져 내려오는 액막의 속도분포를 구한다. 그림 2.3의 "A" 부분에서 역학적 평형식은 다음과 같다.

$$(\delta - y)dx(\rho_f - \rho_g)g\sin\theta = \mu_f \frac{du(y)}{dy} dx \quad (2.3)$$

벽면에서 No slip 조건을 경계조건으로 식 (2.3)을 풀면 y 방향 속도분포는

$$u(y) = \frac{(\rho_f - \rho_g)g\sin\theta}{\mu_f} \left(y\delta - \frac{y^2}{2} \right) \quad (2.4)$$

따라서 단위폭당 응축수 유량 Γ 는 다음과 같다.

$$\Gamma = \rho_f \int_0^\delta u(y) dy = \frac{\rho_f(\rho_f - \rho_g)g\sin\theta\delta^3}{3\mu_f} \quad (2.5)$$

이 식에서 액막두께 변화에 대한 응축수유량 변화 $d\Gamma/d\delta$ 를 계산할 수 있다.

$$\frac{d\Gamma}{d\delta} = \frac{\rho_f(\rho_f - \rho_g)g\sin\theta\delta^2}{\mu_f} \quad (2.6)$$

벽면/액막의 경계($y=0$)에서 액막온도는 벽면온도 T_w 와 같으며 액막/증기의 경계($y=\delta$)에서는 포화온도 T_{sat} 와 같다고 가정하면, 벽면으로의 열전달율과 응축유량의 변화는 다음과 같이 관계지워진다:

$$\begin{aligned} \frac{k_f}{\delta} (T_{sat} - T_w) dx &= h_{fg} d\Gamma \\ &= h_{fg} \frac{\rho_f(\rho_f - \rho_g)g\sin\theta\delta^2}{\mu_f} d\delta \end{aligned} \quad (2.7)$$

식 (2.7) 좌변의 δ 를 우변으로 넘기고, $x=0$ 에서 액막의 두께는 0임을 감안하여 식 (2.7)을 적분하면

$$\mu_f k_f (T_{sat} - T_w) x = h_{fg} \rho_f (\rho_f - \rho_g) g \sin\theta \frac{\delta^4}{4} \quad (2.8)$$

따라서, 액막의 두께는 다음과 같이 표시된다:

$$\delta = \left\{ \frac{4\mu_f k_f (T_{sat} - T_w)x}{h_{fg} \rho_f (\rho_f - \rho_g) g \sin \theta} \right\}^{1/4} \quad (2.9)$$

따라서 임의의 위치 x 에서의 열전달 계수는 다음과 같다.

$$h(x) = \frac{k_f}{\delta} = \left\{ \frac{k_f^3 h_{fg} \rho_f (\rho_f - \rho_g) g \sin \theta}{4x\mu_f (T_{sat} - T_w)} \right\}^{1/4} \quad (2.10)$$

위치 x 까지의 평균 열전달계수는 식 (2.10)을 적분하면

$$\bar{h}(x) = \frac{1}{x} \int_0^x h(x) dx = \frac{4}{3} h(x) \quad (2.11a)$$

$$= 0.9428 \left\{ \frac{k_f^3 h_{fg} \rho_f (\rho_f - \rho_g) g \sin \theta}{x\mu_f (T_{sat} - T_w)} \right\}^{1/4} \quad (2.11b)$$

또한, x 까지의 액막에 대한 전체 에너지평형식에서 평균열전달계수를 계산할 수 있다:

$$\bar{h} (T_{sat} - T_w)x = \Gamma(x) h_{fg} \quad (2.12a)$$

혹은

$$\bar{h} = \frac{\Gamma(x) h_{fg}}{x(T_{sat} - T_w)} \quad (2.12b)$$

식 (2.11b)와 (2.12b)에서 위치 x 를 소거하면 평균열전달계수는 다음과 같이 표현된다.

$$\bar{h} = 0.9245 \left\{ \frac{k_f^3 \rho_f (\rho_f - \rho_g) g \sin \theta}{\mu_f \Gamma(x)} \right\}^{1/3} \quad (2.13)$$

액막의 Reynolds 수는 액막의 평균속도와 등가직경을 이용하여 다음과 같이 정의할 수 있다:

$$\bar{u}_f = \frac{\Gamma}{\rho_f \delta},$$

$$De = \frac{4A_{flow}}{p_w} = \frac{4\delta p_w}{p_w} = 4\delta$$

이때 p_w 는 Wetted perimeter로 I 의 정의에서와 같이 단위길이를 쓴다. 따라서, 액막의 Reynolds 수는 다음과 같다.

$$Re_{film} = \frac{\rho_f \bar{u}_f De}{\mu_f} = \frac{4\Gamma}{\mu_f} \quad (2.14)$$

위의 식 (2.14)를 식 (2.5)에 대입하면,

$$\left(\frac{3}{4} Re_{film}\right)^{1/3} = \frac{\delta}{[\nu_f^2/g\sin\theta]^{1/3}} \quad (2.15)$$

여기에서 $\nu_f = \mu_f/\rho_f$ (Kinematic viscosity)이고 $\rho_f \gg \rho_s$ 라는 가정을 썼다. 식 (2.15)에서 우변의 분모 $[\nu_f^2/g\sin\theta]^{1/3}$ 는 길이의 단위를 가지므로 다음과 같이 Nusselt 수를 정의할 수 있다:

$$Nu = \frac{h [\nu_f^2/g\sin\theta]^{1/3}}{k_f} = \frac{[\nu_f^2/g\sin\theta]^{1/3}}{\delta} = \left(\frac{3}{4} Re_{film}\right)^{-1/3} \quad (2.16a)$$

혹은 식 (2.11a)를 식 (2.16a)에 대입하면,

$$\frac{\bar{h} [\nu_f^2/g\sin\theta]^{1/3}}{k_f} = \left(\frac{4}{3}\right)^{4/3} Re_{film}^{-1/3} = 1.468 Re_{film}^{-1/3} \quad (2.16b)$$

식 (2.16)은 Nusselt의 막응축 모델로 널리 알려져 있다. 이 모델에는 앞에서 설명한 바와 같이 몇가지 가정이 포함되어 있는데, 이에 대한 보완책으로 여러 모델이 제시되어 왔다.

Bromley(1952)는 응축액막의 과냉각도를 고려한 상관식을 제안한 바 있고, Rohsenow(1956) 등은 액막 내부의 대류에 의한 비선형적인 온도분포를 고려하여 식 (2.11)의 h_{fz} 를 다음의 h_{fz}^* 로 대체할 것을 제안했다[Collier, 1981, p. 330]:

$$h_{fg}^* = h_{fg} \left\{ 1 + 0.68 \frac{c_{pf}(T_{sat} - T_w)}{h_{fg}} \right\} \quad (2.17)$$

2.2.2 계면운동량교환의 영향

증기가 움직이면 계면마찰력에 의해 액막이 가속되므로 액막두께가 얇아질 뿐만 아니라 액막내부에 대류가 활발해져 열전달계수는 증가할 것으로 예상할 수 있다. 그래서 M. M. Chen(1961)은 식 (2.13)의 Nusselt 평균열전달계수 \bar{h}_{Nu} 를 다음과 같이 보정했다[Collier, 1981, p. 331]:

$$\bar{h} = \left[\frac{1 + 0.68A + 0.02AB}{1 + 0.85B - 0.15AB} \right]^{1/4} \bar{h}_{Nu} \quad (2.18)$$

이때 $A = C_{pf}(T_{sat} - T_w)/h_{fg}$,

$$B = k_f(T_{sat} - T_w)/\mu_f h_{fg}.$$

식 (2.18)은 $A < 2$, $B < 20$, $Pr > 1.0$ 혹은 $Pr < 0.05$ 범위에서 잘 맞는 것으로 알려졌다.

Nusselt은 식 (2.3)에 액막/증기 및 액막/벽면의 계면운동량전달항 τ_i 를 포함시켜 다시 열전달계수를 유도했고, Rohsenow, Webber, Ling 등은 이를 개선했다. 즉, 식 (2.3) 대신에 다음의 운동량보존식에서 출발한다:

$$(\delta - y)dx(\rho_f g \sin \theta - \frac{dP}{dx}) + \tau_i dx = \mu_f \frac{du(y)}{dy} dx \quad (2.19)$$

식 (2.19)는 액막유동을 중력뿐만 아니라 계면운동량 전달량도 중요하다는 전제에서 세워졌다. 실제로 관내부의 환상용축 유동시에는 중력보다 계면전단력이 더 지배적인 경우도 있다. 식 (2.19)와 함께 식 (2.1) - (2.10)의 유도 과정을 반복하면 이론적인 용축열전달계수를 구할 수 있다. 여기에서 구해진 열전달계수가 직접 사용된 사례는 찾아보기 힘들었으나, 다른 연구자들에게 이론적인 토대를 제공했다는 점에서 의의가 크다. 일반적으로 계면운동량 전달 τ_i 가 클수록 열전달계수가 증가하며, 난류효과는 빨리 나타나는 것으로

밝혀졌다. 이에 관한 자세한 설명은 J. G. Collier (1981, pp. 334-336)을 참고하기 바란다.

Carpenter와 Colburn도 증기유동의 영향을 고려한 액막용축모델을 제안했다. 수직관내부의 Co-current downward 유동에서 열전달 계수는 증기가 정체된 경우에 비해 현저히 크게 나타났다. 이는 주된 열저항으로 작용하는 층류 Sub-layer가 얇아지고, 또한 액막의 속도분포가 비선형적으로 변하기 때문인 것으로 여겨졌다. 또한, 난류로 천이하는 Reynolds 수도 낮아졌다. 이들은 실험결과를 반영한 상관식 (2.20a)를 만들었고, 나중에 Soliman 등이 식 (2.20b)로 개선했다:

$$h = 0.045 \left(\frac{k_f \rho_f^{1/2}}{\mu_f} \right) Pr_f^{1/2} \tau_i^{1/2} \quad (2.20a)$$

$$h = 0.036 \left(\frac{k_f \rho_f^{1/2}}{\mu_f} \right) Pr_f^{0.65} \tau_i^{1/2} \quad (2.20b)$$

이때 τ_i 는 액막에 작용하는 총전단응력을 나타낸다.

2.2.3 난류의 영향

용축액막의 유동이 층류라는 가정의 타당성은 액막 Reynolds 수가 아주 작은 경우에도 의문시된다. 실제 실험결과에서 Reynolds 수가 작을 때에도 용축액막 표면에 잔 물결이 형성될 수 있고, 이때 열전달계수는 Nusselt 모델의 열전달계수 보다 상당히 큰 것으로 관측되었다. 긴 수직평면에서는 액막 Reynolds 수가 층류영역을 벗어나 난류유동이 시작되는 경우가 쉽게 나타나는데, 이와 같은 경우에 증기/액막의 경계면적, 즉, 열전달면적이 넓어지고 계면전단력 또한 커지므로 열전달계수도 층류유동에 비해 증가한다. Colburn은 식 (2.16a)에 나오는 무차원수를 이용하여 다음과 같은 난류용축 열전달 관계식을 유도했다[Collier, 1981, p. 331].

$$\frac{h [\nu_f^2 / g \sin \theta]^{1/3}}{k_f} = 0.056 Re_{film}^{0.2} Pr^{1/3} \quad (2.21)$$

이때 난류유동의 시작조건으로 $Re_{film} > 1600$ 을 가정했다.

그림 2.4는 식 (2.10)의 Nusselt 층류용축모델, 식 (2.21)의 Colburn 난류용축모델 및 Seban의 난류용축모델을 비교한 것이다. Seban(1954)은 증기의 전단력이 없다는 가정과 Prandtl-Karman analogy를 써서 난류용축상관식을 개발했다. 그림 2.4에 나타난 바와 같이 Seban의 모델은 Pr 이 큰 경우에 Colburn 모델과 유사한 결과를 낳지만, Pr 이 작은 경우에는 Nusselt의 층류 모델 보다 오히려 열전달계수를 작게 예측하여 타당하지 않은 것으로 보인다[Collier, 1981, p. 331-332].

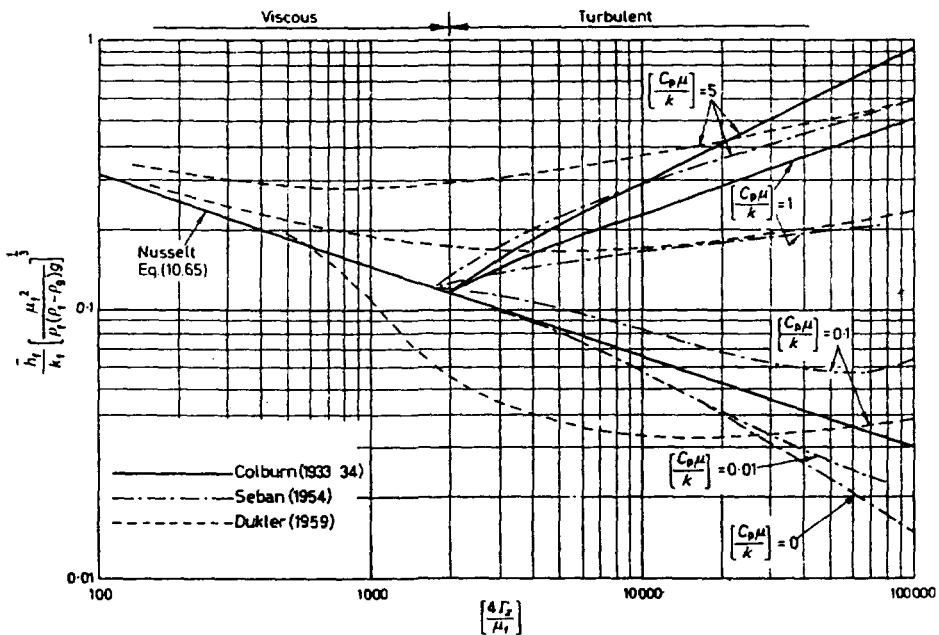


그림 2.4 용축열전달모델의 비교(증기/액막 전단력이 없을 때)

Chun과 Seban(1971)은 액막의 유동을 층류, Laminar-Wavy, 및 난류유동

으로 나누고, 층류유동인 경우에는 Nusselt의 모델을 쓰되 나머지 두 유동에 대해서는 다음 열전달상관식을 제시했다[Chen, 1987]:

$$\frac{h [v_f^2/g \sin \theta]^{1/3}}{k_f} = \begin{cases} 0.823 Re_{film}^{-0.22}, & \text{laminar-wavy } (30 < Re_{film} < Re_{crit}) \\ 0.00402 Re_{film}^{0.4} Pr^{0.65}, & \text{turbulent } (Re_{film} > Re_{crit}) \end{cases} \quad (2.22)$$

이때 $Re_{crit} = 5800 Pr_f^{-1.06}$ 이며, 식 (2.22)는 상당히 넓은 영역에서 열전달계수를 잘 예측하는 것으로 알려졌다 [이상용 외, 1993, p. 490].

2.2.4 수평관 다발 외벽의 막응축

Nusselt은 수평관 외벽의 막응축 열전달계수를 제 2.2.1절에서 설명한 방식으로 유도했다:

$$\bar{h} = 0.725 \left\{ \frac{k_f^3 h_{fg}^* \rho_f (\rho_f - \rho_g) g}{D \mu_f (T_{sat} - T_w)} \right\}^{1/4} \quad (2.23a)$$

혹은

$$\frac{\bar{h} [v_f^2/g]^{1/3}}{k_f} = 1.51 Re_{film}^{-1/3} \quad (2.23b)$$

여기에서 D 는 수평관의 외경이고 h_{fg}^* 는 식 (2.17)과 같이 표현된다. 식 (2.23)은 열전달계수를 약 15 % 과소평가하는 것으로 알려졌다 [Hestroni, 1982, p.5-9].

대다수의 응축기기는 여러개의 튜브를 다발로 묶어 쓴다. 원전의 응축기처럼 수평관이 층층으로 배열된 경우에는 윗쪽 튜브에서 응축된 물이 아래쪽의 튜브에 떨어지므로 아래로 갈수록 액막의 두께는 두꺼워지기 마련이다. 따라서 열전달효율도 저하된다. Jakob은 N 개의 수평관이 상하로 배열된 경우에 전체 평균열전달계수 \bar{h}_N 는 식 (2.23a)의 D 대신에 ND 를 대입하여 구할 수 있는 것으로 보았다[Collier, 1981, pp. 333-334]. 즉,

$$\bar{h}_N = N^{-1/4} h_1 \quad (2.24a)$$

여기에서 h_1 은 식 (2.23)에서 구한 열전달계수(튜브가 1개 있는 경우)이다. 위에서부터 n 번째 튜브의 열전달계수는 다음과 같다.

$$h_n = [n^{3/4} - (n-1)^{3/4}] h_1 \quad (2.24b)$$

그런데 위에서 응축된 응축수 전량이 아래쪽의 모든 튜브를 단계적으로 거쳐가는 것은 아니므로 식 (2.24)의 열전달 계수는 상향 조정되어야 하는 것으로 나타났다. 이에 따라 Kern은 새로운 관계식을 제안했다:

$$\bar{h}_N = N^{-1/6} h_1 \quad (2.25a)$$

$$h_n = [n^{5/6} - (n-1)^{5/6}] h_1 \quad (2.25b)$$

그림 2.5는 실험자료와 식 (2.24) 및 (2.25)를 비교한 것으로서, Kern의 관계식이 우수함을 보여준다.

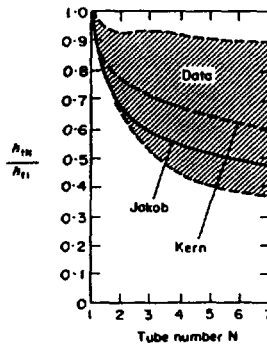
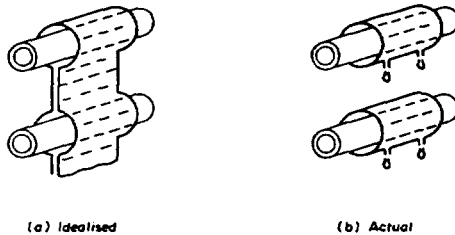


그림 2.5 수평 배관다발 외부의 막응축

2.2.5 튜브내벽의 막응축: Shah 모델과 Chen 모델

Shah(1979)는 광범위한 실험자료를 이용하여 튜브 내벽의 막응축 열전달 계수를 다음과 같은 경험식으로 나타냈다:

$$h = h_L \left\{ (1-x)^{0.8} + \frac{3.8x^{0.76}(1-x)^{0.04}}{\zeta^{0.38}} \right\} \quad (2.26)$$

이때 x : 열역학적 건도(Thermodynamic quality)

h_L : 모든 유체가 액상으로 흐른다고 가정했을 때의 열전달계수로

Dittus-Boelter 상관식을 써서 계산함; $h_L = 0.023 Re_L^{0.8} Pr_L^{0.4} \frac{k_L}{D}$.

ζ : 무차원압력, $\zeta = P/P_{crit}$.

P_{crit} : 임계압력, 22.089 MPa.

식 (2.26)의 도출 및 검증에는 21종의 독립된 실험자료 473개가 이용되었다. 이 실험들의 개략적인 조건은 다음과 같이 요약된다:

- 사용유체: 물, 프레온, 메탄올, 에탄올, 벤젠, 톨루엔 등.
- 튜브: 수직, 수평 및 경사진 튜브. - 튜브직경: 7 - 40 mm.
- 압력분포: 0.44 - 97 기압. - 증기속도: 3 - 300 m/s
- 증기건도: 0 - 100 % - 액막 Re : 100 - 63000
- 액막 Pr : 1 - 13

Shah 자신의 평가에 의하면 식 (2.26)은 위의 실험자료 21종에 대해 최대 27 %, 평균 15 %의 상대오차 범위에서 열전달계수를 예측하는 것으로 나타났다. 그런데 건도가 85 - 100 % 사이에서 수행된 일부 실험의 경우에는 열전달계수가 현저히 낮게 예측되었다. 액막의 Re_L 가 작은 경우의 실험자료 수가 적어 충분히 검증되지 않아, Shah는 식 (2.26)을 Re_L 가 300 보다 클 때 쓰도록 권유했다.

가압경수로 소규모 냉각재상실사고의 역류응축시에 증기발생기 세관내부의 건도가 일반적으로 큰 편임을 감안하면, 식 (2.26)은 이와 같은 조건에 적

합하지 않을 것이다. 실제로 CATHARE2 V1.3에서는 이 상관식을 쓰는데, Bestion과 Coste(1994)는 고건도 조건에서 열전달계수가 현저히 낮게 예측됨을 확인하고, Chen 등이 개발한 상관식으로 대체하기로 했다.

Chen, Gerner, Tien(1987)은 기존의 연구결과를 종합적으로 검토하여 보다 일반화된 응축열전달 상관식을 개발했다. 이들은 응축액막의 열전달은 다음 세가지 요소가 결합된 것으로 보았다:

- 증기는 정체상태, 액막은 Laminar-wavy 유동시의 열전달
- 증기는 정체상태, 액막은 난류유동시의 열전달
- 증기유동에 의한 계면전단력의 영향이 클 때의 열전달.

즉, 제 2.2.1 - 2.2.3에 설명된 내용을 모두 합쳐서 하나의 상관식으로 나타낸 것이다. 이들이 개발한 수직관 내부 Downward, cocurrent 유동시의 열전달계수 상관식은 다음과 같다.

$$Nu = \frac{h}{k_f} \left(\frac{v_f^2}{g} \right)^{1/3} = \left[\left(0.31 Re^{-1.32} + \frac{Re^{2.4} Pr^{3.9}}{2.37 \times 10^{14}} \right)^{1/3} + \frac{Pr^{1.3} A}{771.6} (Re_T - Re)^{1.4} Re^{0.4} \right]^{1/2} \quad (2.27)$$

이때 $A = \frac{0.252 \mu_f^{1.177} \mu_g^{0.156}}{D_g^2 g^{2/3} \rho_f^{0.553} \rho_g^{0.78}}$

Re : 액막의 Reynolds 수

Re_T : 모든 증기가 응축되었을 때의 액막 Reynolds 수

Pr : 액막의 Prandtl 수.

식 (2.27) 우변의 첫째 항은 식 (2.16)과 (2.21), 즉, 액막이 중력에 의해 층류 및 난류 양식으로 유동할 때의 열전달 양식이 변형/조합된 형태이고, 둘째항은 계면운동량전달이 액막유동 및 열전달에 미치는 영향을 고려한 식 (2.20)

을 변형한 것이다. 수평관 내부의 환상유동시 응축열전달계수는 식 (2.27)에서 증력과 관련된 첫째 항을 무시함으로써 구해진다:

$$Nu = \left[\frac{Pr^{1.3} A}{771.6} (Re_T - Re)^{1.4} Re^{0.4} \right]^{1/2}$$

$$= 0.036 Pr^{0.65} A^{0.5} (Re_T - Re)^{0.7} Re^{0.2} \quad (2.28)$$

실제로 수평관에서 환상류가 발생하려면 증기속도가 커야한다. 이때 식 (2.27) 우변 첫째항은 둘째항에 비해 아주 작으므로, 식 (2.27)을 수평관 환상류에 적용해도 무방하다.

한편, 수직관의 Countercurrent 유동시에는 다음 상관식을 제시했다.

$$Nu = \left[\left(0.31 Re^{-1.32} + \frac{Re^{2.4} Pr^{3.9}}{2.37 \times 10^{14}} \right)^{1/3} - \frac{C Pr^{1.3}}{771.6} Re^{1.8} \right]^{1/2} \quad (2.29)$$

이때 $C = \frac{0.023 \mu_f^{1.133} \mu_g^{0.2}}{D^2 g^{2/3} \rho_f^{0.333} \rho_g}$.

이 식은 “역류응축” 열전달에 적용될 수 있다. 그런데 증기유량이 증가하여 역향류제한(Countercurrent flow limitation)현상이 발생하면 식 (2.29)를 더 이상 쓸 수 없다. Chen 등은 Tien-Chung 상관식을 이용하여 식 (2.29)를 적용할 수 있는 범위를 다음과 같이 제안했다:

$$Re \leq D^{*3/2} \left(\frac{C_k}{Bo^{1/4}} \right)^2 \left(\frac{\rho_g}{\rho_f} \right)^{1/2} \quad (2.30)$$

이때 $D^* = D \left(\frac{g}{\nu_f^2} \right)^{1/3}$

$$C_k = \sqrt{3.2} \tanh \left(\frac{Bo^{1/4}}{2} \right)$$

$$Bo = D \left(\frac{\rho_g g}{\sigma} \right)^{1/2}$$

식 (2.27) - (2.29)의 상관식들은 국부(Local) 열전달계수를 국부무차원수로

나타낸 것이다. 그런데 실험결과와의 비교평가 혹은 응축기기의 설계시에는 구간평균 열전달계수가 필요하다. 이때에는 식 (2.27) - (2.29)를 주어진 구간에 대해 적분해서 써야 한다. 이에 관해서는 Chen 등(1987)의 논문을 참고하기 바란다. 이들이 개발한 상관식은 광범위한 실험조건에서 검증된 바 있으며, CATHARE2 코드개발팀의 평가에 따르면 Shah 등의 상관식 보다 우수한 것으로 나타났다(Bestion and Coste, 1994).

2.2.6 비응축성 가스의 영향

그림 2.6은 비응축성 가스가 응축에 미치는 영향을 보여준다. 가스농도가 높을수록, 기상유동이 작을수록 응축량이 감소함을 알 수 있다.

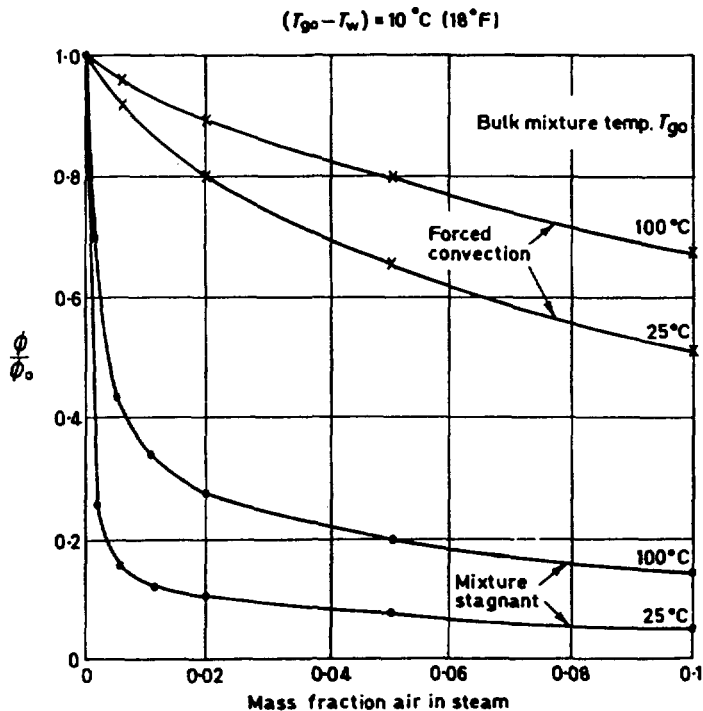


그림 2.6 비응축성 가스가 응축열전달에 미치는 영향

비용축성 가스와 증기가 공존하는 상태에서 막용축이 발생하면 용축표면, 즉, 액상과 기상의 경계면에 비용축성 가스가 농축되어, 비용축성 가스의 농도가 평균치에 비해 높은 경계층이 형성된다. 이로 인해 경계면에서 증기의 분압이 낮아지고 결과적으로 기/액상 경계면의 온도는 증기 분압(Partial pressure)에 상응하는 포화온도로 낮아져 벽면과의 온도차이는 감소한다. 따라서 용축량은 현저히 감소하게 된다. 바꾸어 말하면, 비용축성 가스는 물과 증기 사이에서 단열재 역할을 하여 용축을 방해한다. 직접접촉 용축시에도 비용축성가스의 영향은 이와 유사하다. 어느 경우에도 용축열전달은 기/액상 경계면의 비용축성가스 농도 혹은 경계층의 두께에 의해 지배된다고 할 수 있다.

경계면에서 비용축성 가스의 거동을 모델하기 위해 일반적으로 질량의 난류확산(Turbulent diffusion) 모델기법을 비용축성가스에 그대로 적용하는 방법이 일반적으로 쓰인다[Collier, 1981, pp. 323-328]. 일단, 경계면에서 용축가스농도가 구해지면 증기의 포화온도를 알 수 있으므로 열속을 계산할 수 있다. 이때 열전달계수는 앞 절에서 설명한 것들을 쓰면 된다.

최근에 원전의 부분충수운전중 사고가 안전성의 쟁점으로 부각하면서 비용축성 가스가 용축에 미치는 영향에 관한 연구는 아주 활발해졌다. Siddique (1993, 1994), Hassan (1993a, 1993b, 1994), Bestion (1994), Ghiaasiaan (1995), Minkowycz (1996) 등의 연구결과를 참고하기 바라며, 본 연구에서는 비용축성 가스의 영향에 관해 더 이상 다루지 않음을 밝혀둔다.

2.3 직접접촉용축

직접접촉용축은 찬 물이 증기에 분사되는 경우와 그 반대의 경우로 구분된다. 원전냉각계통의 가압기 분무기는 전자에 해당하고 격납용기내 재장전수조(In-containment Refueling Water Storage Tank)의 스파저는 후자에 해당한다. 이외에 수평 성층류시 상.하부에 각각 위치한 증기와 물이 직접 접촉하여 용축이 발생할 수 있다. 어느 경우이나 액상과 기상 사이의 열전달을 방해하는 매개체가 없으므로 열전달계수는 아주 크다. 막용축 및 적용축의 경우 열전달계수는 각각 $\sim 10^4$ 및 $\sim 10^5 \text{ W/m}^2\text{K}$ 정도이나, 직접접촉시의 용축 열전달계수는 $\sim 10^6 \text{ W/m}^2\text{K}$ 에 이른다.

RELAP5, CATHARE2, TRAC-PF1 등과 같이 이상유체모델을 쓰는 코드에서는 직접접촉용축 현상을 계면과 액상간의 열전달항 Q_{if} 로 모의한다:

$$q_{if} = h_{if} a_i (T_{sat} - T_l) \quad (2.31)$$

여기에서 h_{if} 은 열전달 계수이고 a_i 은 계면면적밀도이다.

그런데, 직접접촉에 의한 용축발생시의 계면특성이 복잡하여 열전달계수나 계면면적밀도를 측정하기가 어려울 뿐만 아니라 이론적 해석 역시 용이하지 않다. 결론적으로 막용축 등에 비해 지금까지의 연구 및 실험자료가 불충분한 것으로 보인다.

2.3.1 물 제트가 증기공간에 분사되는 경우

Linehan와 Grolmes(1971)은 증기내에 동심의 액체제트가 분사될 때의 열전달계수를 다음과 같은 간단한 상관식으로 나타냈다:

$$St = \frac{Nu}{RePr} = \frac{h}{\rho_f C_p u_j} = 0.012 \quad (2.32)$$

이때 u_j 는 액체제트의 속도를 의미한다. TRAC-PF1/MOD1 코드에서는 식

(2.32)의 Stanton 수를 0.02로 바꾸어 채택하고 있다[Cappiello et al., 1981].

Isachenko등은 직경 2.17 - 6.07 mm, 길이 100mm의 파이프를 이용하여 물 제트를 증기공간에 분사하는 실험을 수행했다[Celata, 1991]. 이때 압력은 0.15 MPa, 물의 온도는 19-89 C, 제트의 속도는 2 - 12 m였다. 이들이 구한 상관식은 다음과 같다:

$$St = \begin{cases} 0.133/4(L/D)^{-0.41} Re^{-0.18} Pr^{0.05} Ku^{0.11} e^{0.16 We}, & We < 2.7 \\ 0.134/4(L/D)^{-0.42} Re^{-0.17} Pr^{-0.09} Ku^{0.13} We^{0.35}, & We \geq 2.7 \end{cases} \quad (2.33)$$

이때 $Ku = \frac{h_{fg}}{C_p \Delta T}$

$$\Delta T = T_{sat} - T_i$$

한편, Benedek이 제안한 상관식은 다음과 같다[Celata, 1991]:

$$St = 0.0158 \left(\frac{A}{F} \right)^{0.34} Ku^{0.22} \quad (2.34)$$

이때 A는 노즐의 단면적이고 F는 물제트의 총 표면적이다.

물 제트가 증기공간에 분사되는 경우 열전달계수 뿐만아니라 계면면적의 불확실성 또한 크기 때문에, 응축열전달량의 불확실성은 다른 응축양식에 비해 아주 큰 편이라 할 수 있다.

2.3.2 증기제트가 물속으로 분사되는 경우

증기제트가 물속으로 분사되는 경우, 제트의 속도에 따라 계면의 형태가 달라지며 이에 따라 응축의 양상도 달라진다. 제트 속도가 큰 경우에는 그림 2.7에 나타난 바와 같이 콘 형태로 안정된 계면이 형성된다. 그러나 제트 속도가 작은 경우에는 주기적으로 물이 증기노즐속으로 들어와다가 탄력적으로 방출되는 형태, 즉, Chugging 현상이 발생하며 계면형태는 아주 복잡해진다. 이와 같은 증기유량(혹은 속도)에 따른 계면의 형태에 관한 연구는 Chan 등(1981)이 수행한바 있다.

그림 2.7과 같이 증기제트가 과냉각 액체속으로 분사되는 경우의 응축열 전달 상관식을 Young (1974)이 제시했다[Delhaye et al., 1981, pp. 299-301]:

$$St = \frac{h}{\rho_f C_p u^*} = 6.5 Re^{-0.4} \quad (2.35)$$

이때 $Re = \frac{Du^*}{\nu_f}$

D : 제트노즐의 직경

$$u^* = u_i - u_j$$

$$u_i = \frac{(\epsilon_{og} + \dot{m}/2)u_g + (\epsilon_{of} - \dot{m}/2)u_f}{\epsilon_{og} + \epsilon_{of}}$$

\dot{m} : 응축에 의한 질량유속

$$\epsilon_{og} = \frac{1}{8} f_g \rho_g (u_g - u_i)$$

$$\epsilon_{of} = \frac{1}{8} f_f \rho_f (u_f - u_i)$$

f : 마찰계수

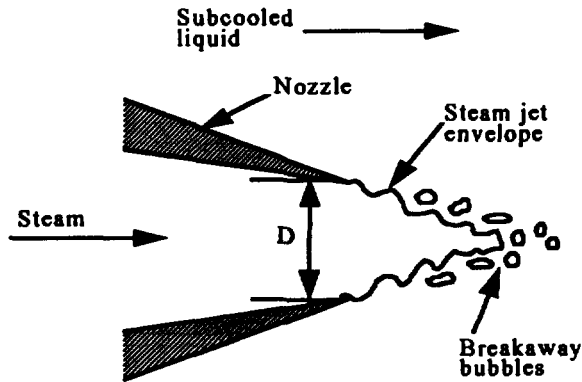


그림 2.7 증기제트가 물속으로 분사되는 경우의 응축

이 관계식은 다음조건의 실험에서 유도되었다:

- 증기유량: 0.011 - 0.024 kg/s
- 증기정압: 230 - 530 kN/m²
- 노즐 압력비: 0.2 - 0.6
- 노즐직경: 6.4 mm
- 물의 온도: 310 K
- 물의 속도: 3 m/s

Y. Y. Hsu는 여러 상관식의 검토끝에 식 (2.35)를 증기제트의 용축열전달계수로 추천했다[Delhaye et al., 1981, p. 300; Aya et al., 1991].

계면의 형태가 아주 복잡한 진동양식의 용축열전달계수로 Fukuda는 다음 상관식을 제안했다[Aya et al., 1991]. :

$$h = 43.78 \frac{k_l}{D} \left(\frac{DG_{steam}}{\rho \nu_l} \right)^{0.9} \frac{Cp \Delta T}{L}$$

이 상관식은 상당히 광범위한 실험조건에서 잘 맞는 것으로 알려져 있다. 그러나, 물 제트가 증기공간에 분사되는 경우와 마찬가지로 이 경우의 불확실성은 막용축 등에 비해 아주 큰 편이다.

2.3.3 수평 성층류시의 용축

가압경수로의 냉각재상실사고시 저온관에는 수평성층류가 형성될 수 있다. 이때 저온의 냉각수가 주입되면 하부의 물이 과냉각되어 상간 계면에서 직접접촉에 의한 용축이 발생한다.

Zhang (1993) 등은 다섯 가지 수평 성층류 용축열전달 상관식을 TRAC 코드에 이식하여 평가했다. 표 2.1에는 사용된 상관식들이 정리되어 있다. 다섯 모델에 대한 평가 결과, Bankoff의 역향용축류 모델이 우수한 것으로 나타났으나, 이것은 제한된 범위의 실험자료로부터 구해진 것이므로 일반성이 결여되었다는 단점이 있고, Mass Transfer Analogy를 이용한 용축모델이 바람직한 것으로 나타났다.

Janicot와 Bestion(1993)은 수평 성층유동 상태의 저온관에 비상노심냉각

수가 주입되는 경우의 용축현상을 COSI 실험을 통해 연구했는데, 이는 여전히 불확실성이 큰 현상으로 남아있음을 확인했다. V. D. Stevanovic (1996)도 해석적인 난류 대류열전달 모델을 제안하고, Bankoff 등의 실험에 대해 검증했다. 이 모델은 이상유동모델에 적용하기가 용이한 잇점이 있다.

표 2.1 수평 성층유동시의 직접접촉응축 열전달모델[Zhang et al., 1993]

상관식	비고
<p>Linehan model</p> $St = \frac{h \nu}{\rho_f C_p u_f} = 0.012$	<p>TRAC코드에서는 $St=0.02$ 열전달계수 과대평가.</p>
<p>Bankoff model for cocurrent flow</p> $\overline{St} = \begin{cases} 0.630 \overline{Re}_g^{-0.58} \overline{Re}_f^{-0.58} \overline{Pr}_f^{-0.7}, & j_g < 5 \text{ m/s} \\ 0.0344 \overline{Re}_g^{-0.58} \overline{Re}_f^{-0.91} \overline{Pr}_f^{-0.7}, & j_g \geq 5 \text{ m/s} \end{cases}$ <p>이때 $Re = \overline{xG}/\mu$, \overline{x}: 구간의 거리.</p>	<p>열전달계수 예측값의 분산이 아주 큼.</p>
<p>Bankoff model for countercurrent flow</p> $St = 0.966 \times 10^{-3} Re_f^{-0.02} Fr_g^{0.8} Pr_f^{-0.05}$ <p>이때 $Re_f = \delta G / \mu$, δ: 수평관내부의 물 높이.</p>	<p>Counter- 및 co-current 유동에 적용가능. 잘 예측하나 적용범위가 확인되지 않음.</p>
<p>Hughes-Duffey model</p> $St_c = \frac{h \nu}{\rho_f C_p u_c} = \sqrt{\frac{2}{\pi Pr}}$ <p>이때 $u_c = \sqrt{(\tau_w + \tau_i) / (2\rho_f)}$, $\tau_w = f_w \rho u_f^2 / 8$, $\tau_i = f_i \rho (u_g - u_f)^2 / 8$, f_w, f_i: 벽면 및 계면 마찰계수.</p>	<p>Co-current 유동에서 열전달계수 과대평가.</p>
<p>Mass Transfer Analogy를 이용한 모델</p> $St_i = \frac{h \nu}{\rho_f C_p u_i} = 0.12 \sqrt{1/Pr}$ <p>이때 u_i: 계면전단속도</p>	<p>Countercurrent 유동에서 가장 우수함.</p>

3. 계통분석코드의 용축모델

앞 절에서 본 용축모델이 계통분석코드에서 실제로 구현되는 방식은 다양하다. 가장 결정적인 요소는 어떤 유체모델을 쓰는가에 달려있다. 그런데 대다수 계통분석코드들이 이상유체모델을 기본으로 쓰고 있으므로, 이상유체 모델에서 어떤 용축모델이 어떻게 구현되는지를 검토했다. 대상코드는 국내에서 활발하게 사용하는 RELAP5 및 CATHARE2이다.

이상유체모델에서 용축현상이 모델되는 방식을 간략하게 요약하면 다음과 같다:

- 막용축: 액상/벽면간의 열전달항에서 기술됨.
- 직접접촉용축: 계면/액상간의 열전달항에서 기술됨.
- 균질핵생성용축: 계면/액상간의 열전달항에서 기술되는데, 직접접촉용축 경우와는 유동양식이 다름.

따라서 이상유체모델의 용축모델을 파악하려면 벽면 열전달 및 계면 열전달 항을 면밀하게 분석해야 한다.

3.1 RELAP5 코드

RELAP5 코드는 미국 NRC의 후원하에 Idaho National Engineering Lab 이 개발한 최적계통분석 코드[Carlson et al., 1990, 1995]로서 국내에서 가장 많이 쓰이고 있다. 표 3.1은 RELAP5/MOD3.2의 이상유체모델 지배방정식을 보여준다. RELAP5, CATHARE2, TRAC-PF1 코드 등에서 쓰이는 이상유체 모델은 개념 및 표현방식에 있어서 다소 차이가 있으나, 거시적으로 보면 동일하다고 할 수 있다. 다만, 계면전달항은 코드마다 큰 차이가 있다.

우선, RELAP5 /MOD3.2의 계면전달항의 일반적인 형태를 간략하게 살펴

보기로 하자. 이상유체, 즉, 기상과 액상의 혼합체에서 두 상의 경계면을 기준으로 볼 때, 기상/계면 및 액상/계면 사이의 질량, 에너지 및 운동량 전달은 항상 평형을 이루어야 한다 (이를 "Jump condition"이라 한다). 따라서,

$$\Gamma_g + \Gamma_f = 0, \quad (3.1a)$$

$$Q_{ig} + Q_{if} = 0, \quad (3.1b)$$

$$F_{ig} + F_{if} = 0. \quad (3.1c)$$

계면에서의 질량전달은 전체유체의 기/액상 계면 질량전달 Γ_{ig} 과 벽면부근 경계층(Boundary layer)의 기/액상 계면 질량전달 Γ_w 로 나눌 수 있다.

$$\Gamma_g = \Gamma_{ig} + \Gamma_w \quad (3.2)$$

계면 에너지전달항 Q_{ik} 는 다음과 같이 모델링된다:

$$Q_{ig} = q_{ig} + \Gamma_{ig} h_g^* + \Gamma_w h_g' \quad (3.3a)$$

$$Q_{if} = q_{if} - \Gamma_{if} h_f^* - \Gamma_w h_f' \quad (3.3b)$$

이때 $h_g^* = 0.5[(h_g^{sat} + h_g) + \eta(h_g^{sat} - h_g)]$

$$h_f^* = 0.5[(h_f^{sat} + h_f) - \eta(h_f^{sat} - h_f)]$$

$$\eta = \begin{cases} 1, & \Gamma_{ig} \geq 0 \\ -1, & \Gamma_{ig} < 0 \end{cases}$$

$$h_g' = 0.5[(h_g^{sat} + h_g) + \epsilon(h_g^{sat} - h_g)]$$

$$h_f' = 0.5[(h_f^{sat} + h_f) - \epsilon(h_f^{sat} - h_f)]$$

$$\epsilon = \begin{cases} 1, & \Gamma_{ig} \geq 0 \\ -1, & \Gamma_{ig} < 0 \end{cases}$$

식 (3.3)의 우변 첫째항은 계면에서 전도에 의한 열전달을 나타내며, 나머지 두 항은 질량전달에 의한 에너지전달을 나타낸다. 그런데, 전도에 의한 계면 에너지전달 q_{ik} 도 계면질량전달과 같은 방식으로 전체 및 벽면부근 경계층의

계면에너지전달로 나누어 모델한다.

$$q_{ig} = q_{ig}^B + q_{ig}^W \quad (3.4a)$$

$$q_{ij} = q_{ij}^B + q_{ij}^W \quad (3.4b)$$

이때 $q_{ik}^B = h_{ik} a_i (T_{sat} - T_k)$ 단, $k=f$ or g .

식 (3.4)에서 q_{ig}^W 와 q_{ij}^W 는 과냉각비등 및 벽면막응축 - 벽면부근 경계층의 에너지 전달 - 을 모델하기 위한 항이다. RELAP5/MOD3에서는 편의상 전체 유체 및 벽면 경계층에서 계면 열전달은 독립적으로 각각 Jump condition을 만족한다고 가정한다. 식 (3.1b)의 Jump condition을 따르면 계면 에너지전달은 다음 관계를 만족한다:

$$h_{ig} a_i (T_{sat} - T_g) + h_{ij} a_i (T_{sat} - T_f) + \Gamma_{ig} (h_g^* - h_f^*) = 0 \quad (3.5a)$$

$$q_{ig}^W + q_{ij}^W + \Gamma_w (h_g' - h_f') = 0 \quad (3.5b)$$

식 (3.5)를 계면질량전달 Γ 에 대해 각각 정리하면,

$$\Gamma_{ig} = - \frac{h_{ig} a_i (T_{sat} - T_g) + h_{ij} a_i (T_{sat} - T_f)}{h_g^* - h_f^*} \quad (3.6a)$$

$$\Gamma_w = - \frac{q_{ig}^W + q_{ij}^W}{h_g' - h_f'} \quad (3.6b)$$

과냉각비등시에 기상은 포화상태이므로 식 (3.6b)의 $q_{ig}^W=0$ 가 된다. 이와 유사하게 벽면경계층에서 응축시 액상은 포화상태이므로 $q_{ij}^W=0$ 이 된다. 즉,

$$\Gamma_w = \begin{cases} -q_{ij}^W / (h_g' - h_f') & \text{for subcooled boiling} \\ -q_{ig}^W / (h_g' - h_f') & \text{for wall condensation} \end{cases} \quad (3.7)$$

이상유체모델에서 응축현상은 식 (3.6a) 및 (3.7)에 의해 기술된다. 그림 3.1은 계면 질량 및 에너지 전달의 상관관계를 도식화한 것이다.

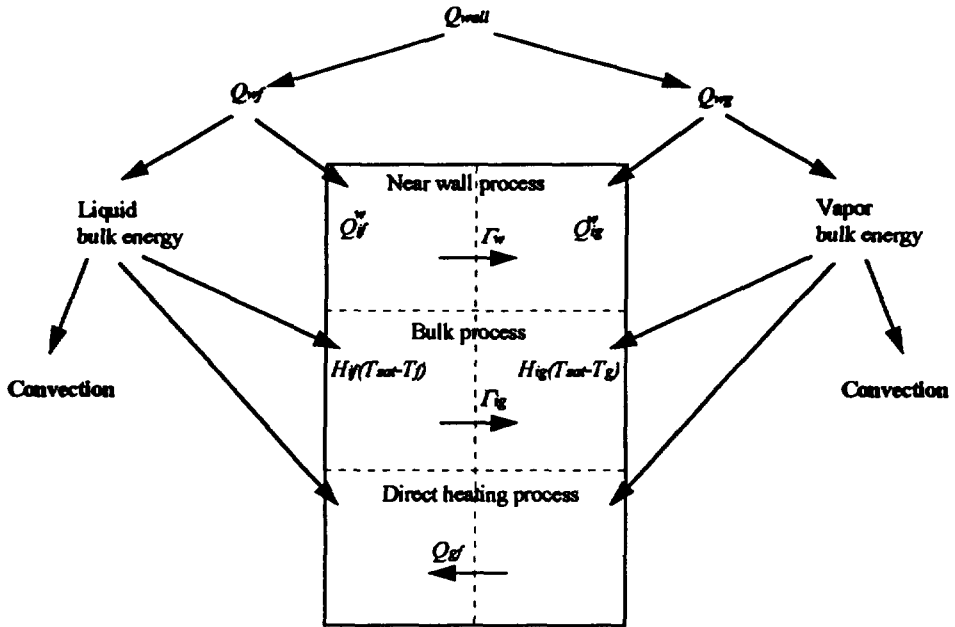


그림 3.1 계면 질량 및 에너지 전달의 상관관계

지금부터 응축모델이 실제로 계산되는 방식을 보기로 한다. 막응축이 발생하려면 벽면온도가 증기포화온도 및 액상온도 보다 낮아야 하고 기포율은 대략 0.1 보다 커야 한다. 이때, 기포율이 1이면 증기공간내에서 응축으로, 1 보다 작으면 막응축으로 간주한다. 이 경우 응축량은 식 (3.7)에 의해 계산된다. 기포율이 0.1 보다 작은 경우에도 응축발생은 가능한데, 이때에는 전체유체의 응축으로 식 (3.6a)을 써서 응축량을 계산한다.

경사진 벽면에서 막응축시 열전달계수 h_c 는 Nusselt 모델과 Shah 모델, 즉, 식 (2.16)과 식 (2.26) 중에서 큰 값을 쓴다. 이때 응축액막의 최소 두께는 $10 \mu\text{m}$ 로 둔다. h_c 를 써서 총열속을 먼저 계산한다:

$$\dot{q}_{total} = h_c(T_w - T_{sat}) \quad (3.8)$$

그 다음, 벽면/액상 열속을 계산한다:

$$\ddot{q}_{wf} = h_c(T_w - T_f) \quad (3.9)$$

계면/기상 열속은 위의 두 열속 차이로 나타난다. 즉,

$$\ddot{q}_{ig}^w = \ddot{q}_{wg} = \ddot{q}_{total} - \ddot{q}_{wf} \quad (\text{단, 응축조건하에서}) \quad (3.10)$$

식 (3.10)을 식 (3.7)에 대입하면, 벽면경계층의 응축량을 구할 수 있다.

수평관 내부에서 성층류시, 상부 증기영역에서 막응축이 발생하여 응축액이 벽면을 타고 그림 3.2에서와 같이 내려온다. 이 경우 열전달계수는 식 (2.23a)에 나오는 Nusselt의 수평관 외부 막응축모델을 변형하여 계산한다:

$$h_c = F \left\{ \frac{k_f^3 h_{fg}^* \rho_f (\rho_f - \rho_g) g}{D \mu_f (T_{sat} - T_w)} \right\}^{1/4} \quad (3.11)$$

이때 F 는 ϕ 만의 함수[Collier, 1981, p. 342]로서 대략 0.725에서 0.903 사이의 값을 갖는다. 이 경우에도 식 (3.8) - (3.10)에 나타난 과정을 거쳐 식 (3.7)을 통해 응축량을 계산한다.

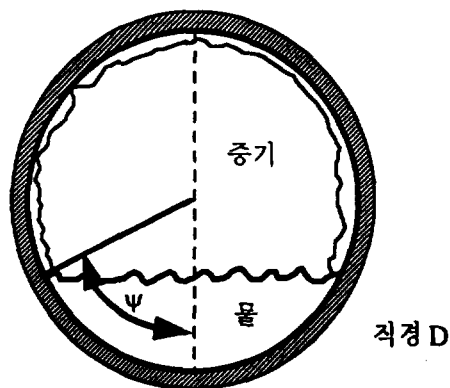


그림 3.2 수평관에서 성층류시의 막응축

전체 이상유체에서의 응축현상은 앞에서 설명한 바와 같이 식 (3.6a)의 계면열전달로 기술된다. 식 (3.6a)를 보면 응축발생조건으로 기상 혹은 액상

의 온도가 포화온도 보다 낮아야 하는데, 실제 응축에 직접적으로 기여하는
항은 계면/액상간의 열전달이다. 즉, 액상의 온도가 계면온도(포화온도) 보다
낮을 때의 계면열전달 $q_{ij} = h_{ij} a_i (T_{sat} - T_f)$ 에 의해 응축량이 결정된다. 이
때 열전달계수는 그림 3.3과 3.4에 표시된 유동양식에 따라 다르게 정의된다.
주요 유동양식에서 열전달 계수 h_{ij} 는 표 3.2에 정리되어 있다.

응축모델의 검증은 주로 단일효과실험이나 소규모 냉각재상실사고 실험
의 자연순환 및 역류응축 모의를 통해 이루어진다. RELAP5 응축모델은
UPTF Test 5A, IIST 이상자연순환실험 (1995) 모의 등에서 타당한 것으로
평가되었으며, Hassan(1994)의 LSTF 실험모의에서는 공기존재시 응축이 과
소평가되었고, Sloan (1992)의 응축실험 평가에서는 큰 문제가 있는 것으로
보고되었다. 근래에, 신형원자로 AP600 개발과 관련하여 RELAP5 응축모델
은 대대적으로 개선되고 있다. 그러나 전반적으로 응축모델의 최신기술에 비
해 RELAP5의 응축모델은 낙후된 것으로 보이며, 현재의 모델에 대한 체계
적인 평가가 특히 미흡한 것으로 보인다.

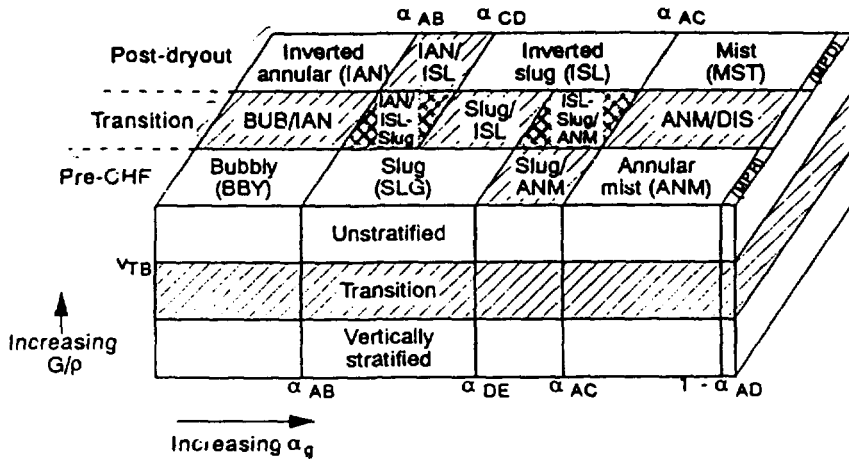


그림 3.3 RELAP5 코드의 수직 유동양식선도

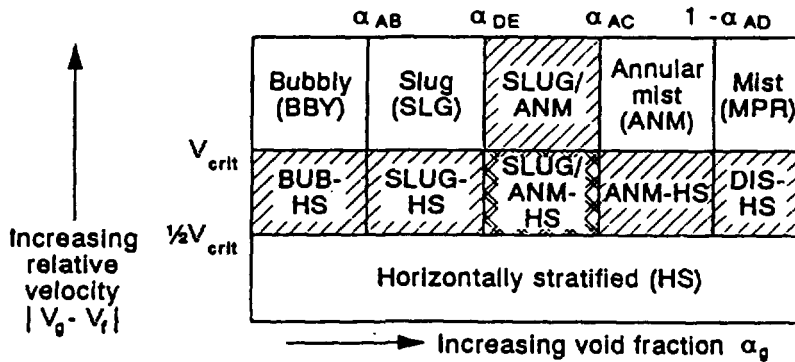


그림 3.4 RELAP5 코드의 수평 유동양식선도

표 3.1 RELAP5/MOD3.2의 이상유체모델 지배방정식

기상질량:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\alpha_g \rho_g) + \frac{\partial}{\partial z}(\alpha_g \rho_g u_g) = \Gamma_g$$

액상질량:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\alpha_f \rho_f) + \frac{\partial}{\partial z}(\alpha_f \rho_f u_f) = \Gamma_f$$

기상운동량:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\alpha_g \rho_g u_g) + \frac{\partial}{\partial z}(\alpha_g \rho_g u_g^2) = -\alpha_g \frac{\partial P}{\partial z} + F_v + F_i - F_{wg} + \alpha_g \rho_g g$$

액상운동량:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\alpha_f \rho_f u_f) + \frac{\partial}{\partial z}(\alpha_f \rho_f u_f^2) = -\alpha_f \frac{\partial P}{\partial z} - F_v - F_i - F_{wf} + \alpha_f \rho_f g$$

기상에너지:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\alpha_g \rho_g U_g) + \frac{\partial}{\partial z}(\alpha_g \rho_g u_g U_g) = -P \frac{\partial \alpha_g}{\partial t} - P \frac{\partial (\alpha_g u_g)}{\partial z} + Q_{wg} + Q_{ig} + \Psi_g$$

액상에너지:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\alpha_f \rho_f U_f) + \frac{\partial}{\partial z}(\alpha_f \rho_f u_f U_f) = -P \frac{\partial \alpha_f}{\partial t} - P \frac{\partial (\alpha_f u_f)}{\partial z} + Q_{wf} + Q_{if} + \Psi_f$$

이때 $\alpha_f + \alpha_g = 1$

$\rho_k = \rho(P, U_k)$, $k=l$ or v .

F_v : 유효질량항(Virtual Mass Term)

F_i : 계면마찰 및 질량전달에 의한 운동량 교환

F_{wk} : k -상과 벽면의 마찰에 의한 수두손실

Q_{ik} : 계면열전도 및 질량전달에 의한 열전달

Q_{wk} : k -상의 벽면 열전달

Ψ_k : k -상의 에너지 dissipation

*운동량 및 에너지 보존식의 우항은 코드 마다 다소 차이가 있음.

**RELAP5/MOD3.2에서는 Q_{ik} 를 계면열전도에 의한 열전달만을 나타내지만 여기에서는 총 계면열전달을 의미함.

표 3.2 응축조건에서 RELAP5 코드의 계면/액상간 열전달계수

유동양식: 계면열전달 계수

단, $\Delta T_{sf} = T_{sat} - T_f > 0$ 일 때 유효함.

Bubbly flow:
$$h_{i,a_i} = \frac{F_3 F_5 h_{fg} \rho_g \rho_f \alpha_{bub}}{\rho_f - \rho_g}$$

이때
$$F_3 = \begin{cases} 1, & \Delta T_{sf} \leq -1 \\ F_4(1 + \Delta T_{sf}) - \Delta T_{sf}, & -1 < \Delta T_{sf} < 0 \\ F_4, & \Delta T_{sf} \geq 0 \end{cases}$$

$F_4 = \min[1, 10^5 \alpha_g (1 - X_n)]$, X_n 은 비응축성 가스의 건도

$$F_5 = \begin{cases} 0.075, & \alpha_{bub} > 0.25 \\ 1.8 \phi C_e^{-45 \alpha_{bub}} + 0.075, & \alpha_{bub} \leq 0.25 \end{cases}$$

$$C = \begin{cases} 65 - 5.69 \times 10^{-5} (P - 10^5), & P \leq 1.1272 \times 10^6 \text{ Pa} \\ 2.5 \times 10^9 / P^{1.418}, & P > 1.1272 \times 10^6 \text{ Pa} \end{cases}$$

$$\phi = \begin{cases} 1, & |u_f| \leq 0.61 \\ [1.639344 |u_f|]^{0.47}, & |u_f| > 0.61 \end{cases}$$

Slug flow:
$$h_{i,a_i} = 1.18942 Re_f^{0.5} Pr_f^{0.5} a_{gf,th} a_{tb} \frac{k_f}{D} + [h_{i,a_i}]_{bubbly}$$

이때 $a_{gf,th} = 4.5/D$

a_{tb} = Taylor bubble void fraction

$Pr_f = C_p \mu_f / k_f$

$Re_f = \rho_f D \min(|u_f - u_g|, 0.8) / \mu_f$

Annular mist flow:
$$h_{i,a_i} = 10^{-3} \rho_f C_{pf} |u_f| a_{gf,ann} F_{10} + \frac{k_f}{d_d} F_{13} a_{gf,drop}$$

이때 $a_{gf,ann} = 4 C_{ann} (1 - \alpha_{ff})^{1/2} / D$

$C_{ann} = 2.5 (30 \alpha_{ff})^{1/8}$

α_{ff} : 액막의 기포율

F_{10} : 증기속도의 함수로 대략 1.5에서 6 사이의 값을 가짐.

$d_d = \frac{We \sigma}{\rho_g u_{fg}^2}$, $We = 1.5$, $We \sigma = \max(We \sigma, 10^{-10})$

$$F_{13} = 2 + 7 \min \left(1.0 + \frac{C_{pf} \max(0, \Delta T_{sf})}{h_{fg}}, 8 \right)$$

Horizontal stratified flow:
$$h_{i,a_i} = 0.023 \frac{k_f}{D_{kf}} Re_f^{0.8} a_{gf}$$

이때 $Re_f = \rho_f D |u_g - u_f| / \mu_f$

$$a_{gf} = 4 \frac{\sin \theta}{\pi D} \left(1 + \left| \frac{u_g - u_f}{u_{crit}} \right|^{1/2} \right)$$

3.2 CATHARE2 코드

CATHARE2 코드는 프랑스의 Framatome, EdF 및 CEA가 공동으로 개발한 가압경수형 원전의 최적계통분석 코드이다[Barre et al., 1990]. 이 코드도 RELAP5와 같이 이상유체모델을 쓰지만, 응축과 관련된 열전달의 모델기법은 RELAP5와는 다르다.

질량, 에너지 및 운동량 전달 모델은 유동양식에 따라 달라지므로 우선 CATHARE2 코드의 유동양식을 볼 필요가 있다. 여기에서는 RELAP5에 쓰이는 Dukler-Taitel, Ishii-Mishima(1984) 등의 제안한 복잡한 유동양식선도 대신에 성층류 정도(Stratification Rate) R 과 액적비율(Droplet fraction) E 를 기준으로 유동양식을 구분한다[Bestion, 1989, 1990, 1994]:

- *Nonstratified Flow without Droplet Entrainment*: 기하형태에 따라 튜브, 봉다발, Annulus로 나누어 모의하되 유동양식은 Bubbly-Slug-Churn과 Annular 양식으로 다시 구분함 ($R=0, E=0$).
- *Nonstratified Mist Flow*: 액상 전체가 액적으로 존재하는 경우를 말함 ($R=0, E=1$).
- *Stratified Flow*: 이 경우에도 액적이 존재할 수 있음 ($R=1$).

그런데 실제 R 과 E 는 0과 1 사이의 값을 갖도록 계산하여 어떤 유동상황도 위의 특정양식에만 속하는 것이 아니라 세 양식이 절충된 형태가 된다.

CATHARE2에서 응축이 가능한 조건은 $T < T_{sat}$ 이며, 이때 열속은 계면/액상간의 열전달로 기술된다:

$$\dot{q}''_{if} = R\dot{q}''_{if, strat} + (1 - R)(\dot{q}''_{if, BSC} + E\dot{q}''_{if, mist}) \quad (3.12)$$

식 (3.12)의 우변에 나오는 세가지 열속은 각각 위의 세 유동양식에서 정의되는 열속이며, 전체 열속은 이들을 R 과 E 로 내삽하여 나타냈다. 각각의 열속은 다음과 같다.

- *Nonstratified Flow without Droplet Entrainment:*

$$\ddot{q}_{if, BSC} = 4f_1 Nu F(\alpha, P) \frac{k_f}{D_H^2} (T_{sat} - T_f) \quad (3.13)$$

$$\text{이때 } f_1 = \frac{30(\alpha - \alpha_o) + 1800(\alpha - \alpha_o)^2}{[1 + 30(\alpha - \alpha_o)][1 + 60\alpha^2 - 0.081P^{0.38}\alpha^{1.76}(1 - \alpha)^{0.3}]}$$

$$\alpha_o = 10^{-5}$$

$$F(\alpha, P) = 1 + 3.8 \left[\frac{\alpha \rho_g}{(1 - \alpha) \rho_f} \right]^{0.76} \left[\frac{P}{P_{crit}} \right]^{-0.38}$$

$$Nu = 4 + 0.023 Re_f^{0.8} Pr^{0.4}$$

$$Re_f = \frac{(1 - \alpha) \rho_l |u_l| D_H}{\mu_l} + 10$$

식 (3.13)은 식 (2.26)의 Shah 상관식에서 건도(Quality) 대신에 기포율로 수정한 것이다.

- *Nonstratified Mist Flow:*

$$\ddot{q}_{if, mist} = \frac{6(1 - \alpha)}{\delta^2} k_f (T_{sat} - T_f) \quad (3.14)$$

이때 δ : 액적직경 [Bestion, 1989].

- *Stratified Flow:*

$$\ddot{q}_{if, strat} = \frac{8k_f}{\pi D_H^2} \sqrt{\frac{\alpha - 10^{-5}}{1 - \alpha}} Nu (T_{sat} - T_f) \quad (3.15)$$

$$\text{이때 } Nu = 4 + 0.07 Re_i^{0.8} Pr^{0.4}$$

$$Re_i = \frac{(1 - \alpha) \rho_l |u_l| D_H}{\mu_l}$$

$$u_i = |u_l| + \sqrt{\rho_g / \rho_f} |u_g - u_l|$$

식 (3.15)는 COSI 및 Super Moby Dick 실험자료를 통해 개발한 상관식이다 [Bestion, 1990].

Bestion과 Coste (1994)는 TUBA 막용축 실험자료로 CATHARE2 용축모델을 평가했는데, 고건도 조건에서 용축열전달계수가 현저히 낮게 예측됨을 확인하고, 근시일내에 발표할 CATHARE2 V1.4에는 Chen 등이 개발한 상관식으로 대체하기로 했다. CATHARE2 코드는 체계적인 설명서가 없으므로 용축모델의 전모를 파악하기 어려웠으며, 일부 모델의 접근방식은 자신들의 실험결과에만 의존함으로써 일반성이 결여된 것으로 판단된다.

4. 결론

본 연구에서는 용축현상모델의 현황과 계통분석코드의 용축모델을 고찰했다. 용축에 관한 연구는 1910년대부터 많이 수행되었으나 여전히 불확실한 부분이 많은 것으로 사료된다. 공학적 응용이 가장 많은 막용축에 관해서는 실험, 이론 및 상관식이 비교적 잘 정립되어 있으나, 적용축 및 직접접촉 용축에 관한 연구는 빈약한 것으로 보인다. 특히 직접접촉용축에 관한 연구가 부실한 것은 응용분야가 상대적으로 좁은 탓도 있지만, 측정기술 및 이론적 분석의 복잡성도 큰 요인으로 작용한 듯하다.

원전 계통분석코드 RELAP5와 CATHARE 등의 용축모델도 검토했다. 여러 연구자들이 개발한 모델 및 상관식은 측정가능한 주요 유동변수 및 관련 무차원수로 나타나지만, 이들 코드에서는 용축모델이 이상유체모델의 골격에 적합하도록 변형되어 구현된다. 그 과정에서 원래의 상관식이 다소 변할 수도 있고, 계산결과의 정확성도 떨어질 수 있다. 이는 용축을 결정짓는 변수들이 이상유체모델에서 계산되므로 다른 부분의 오차가 전파될 수 있기 때문이다. 전반적으로 용축모델의 최신기술에 비해 계통분석코드의 용축모델은 낙후되었으며, 용축현상이 원전의 사고해석에서 차지하는 중요도에 비해 체계적인 평가 또한 부족한 것으로 보인다. 그러므로 용축의 단일효과실험 자료를 이용한 기존 모델의 평가가 요구되며, 특히 막용축에 관한 Chen (1987)등의 상관식이 추천된다.

참고문헌

이상용, 김병주, 김무환, 이상유동열전달, 대영사 (1993).

Compendium of ECCS Research for Realistic LOCA Analysis, Draft Report for Comments, NUREG-1230, Sec. 6.4, US Nuclear Regulatory Commission (1987).

Aya, I and Nariai, H., "Evaluation of heat transfer coefficient at direct-contact condensation of cold water and steam," Nucl. Eng. Des. Vol. 131, pp.17-24 (1991).

Barre, F. and Bernard, M., "The CATHARE Code Strategy and Assessment," Nucl. Eng. Des., Vol. 124, pp. 257-284 (1990).

Bestion, D., Dossier Descriptif CATHARE M14 - Description Generale des Lois Physiques du Module de Base (Rev. 5), SETh/LEML/EM/89-190, Centre d'Etudes Nucleaires de Grenoble (1989).

Bestion, D., "The Physical Closure Laws in the CATHARE Code," Nucl. Eng. Des., Vol. 124, pp. 229-245 (1990).

Bestion, D., General Description of CATHARE2 V1.3, V1.3E and V1.3U, STR/LML/EM/94-265, Centre d'Etudes Nucleaires de Grenoble (1994).

Bestion, D. and Coste, P., "Study on Condensation Modeling in the CATHARE Code with and without Noncondensable Gases," Proc. Intl. Conf. on New Trends in Nucl. Sys. T/H, May 1994, p. 311, Pisa, Italy (1994).

Blangetti, F. and Schlunder, E.O., "Local Heat Transfer Coefficients of Condensation in a Vertical Tube," Proc. 6th Intl. Heat Transfer Conf., Vol. 2, pp. 437-442 (1978).

Cappiello, M. W. and Liles, D. R., "Assessment of the TRAC-PF1 Stratified Flow Model," Trans. Am. Nucl. Soc. Vol. 39, pp. 564-565 (1981).

Carlson, K. E. et al, RELAP5/MOD3 Code Manual, Volume I: Code

Structure, System Models, and Solution Methods (Draft), NUREG/CR-5535, EG&G Idaho, Inc. (1990).

Carlson, K. E. et al, RELAP5/MOD3 Code Manual, Volume IV: Models and Correlations (Draft), NUREG/CR-5535, EG&G Idaho, Inc. (1990).

Carlson, K. E. et al, RELAP5/MOD3 Code Manual, Volume IV: Models and Correlations, NUREG/CR-5535, EG&G Idaho, Inc. (1995).

Chan, C. K. and Lee, C. K. B, " A Regime Map for Direct Contact Condensation," Int. J. Multiphase Flow, Vol. 8, No. 1, pp. 11-20 (1981).

Chen, S. L., Gerner, F.M., and Tien, C.L., "General Film Condensation Correlations," Experimental Heat Transfer, Vol. 1, pp. 93-107 (1987).

Celata, G. P., "Direct Contact Condensation of Steam on Suncooled Water," Phase-Interface Phenomena in Multiphase Flow, Ed. by G. F. Hewitt et al., Hemisphere, 1991.

Chun, K.R., and Seban, R.A., " Heat Transfer to Evaporation Films," J. Heat Transfer, Vol. 93C, pp. 391-396 (1971).

Collier, J. G., Convective Boiling and Condensation, McGraw-Hill Intl. Book Company (1981).

Delhaye, J.M., Giot, M. and Riethmuller, M.L. (Ed.), Thermohydraulics of Two-Phase Systems for Industrial Design and Nuclear Engineering, Series in Thermal and Fluids Engineering, Hemisphere Publishing Corporation (1981).

Ferng, Y.-H., and Lee, C-H., "A Comparison of the RELAP5/MOD3 COde with the IIST Natural Circulation Experiments," Nucl. Tech., Vol. 111, pp. 34-45 (1995).

Ghiaasiaan, S.M., Kamboj, B.K., and Abdel-Khalik, S.I., "Two-Fluid Modeling of Condensation in the Presence of Noncondensables in Two-Phase Channel Flows," Nucl. Sci. Eng., Vol. 119, pp. 1-17 (1995).

Hestroni, G. (Ed.), Handbook of Multiphase Systems, Chap. 5 Condensation by P. Griffith, Hemisphere Publishing Corporation (1982).

Hassan, Y.A. and Raja, L.L., "Analysis of Experiments for Steam Condensation in the Presence of Noncondensable Gases using the RELAP5/MOD3 Code," Nucl. Tech., Vol. 104, pp. 76-88 (1993).

Hassan, Y.A. and Raja, L.L., "Simulation of Loss of RHR during Midloop Operations and the Role of Steam Generators in Decay Heat Removal Using the RELAP5/MOD3 Code," Nucl. Tech., Vol. 103, pp. 310-319 (1993).

Hassan, Y.A. and Banerjee, S.S., "RELAP5/MOD3 Simulation of the Loss of RHR System during a Midloop Operation Experiment conducted at the ROSA-IV Large-Scale Test Facility," Nucl. Tech., Vol. 108, pp. 191-206 (1994).

Ishii, M and Mishima, K., Study of Two-Fluid Model and Interfacial Area, NUREG/CR-1873, US Nuclear Regulatory Commission (1980).

Ishii, M and Mishima, K., "Two-Fluid Model and Hydrodynamic Constitutive Relations," Nucl. Eng. Des. Vol. 82, pp. 107-126 (1984).

Janicot, A. and Bestion, D., "Condensation Modelling for ECC Injection," Nucl. Eng. Des., Vol. 145, pp. 37-45 (1993).

Minkowycz, W.J. and Sparrow, E.M., "Condensation Heat Transfer in the Presence of Noncondensables, Interfacial Resistance, Superheating, Variable Properties, and Diffusion", Int. J. Heat and Mass Transfer, Vol. 9, pp. 1125-1144 (1996).

Shah, M. M., "A General Correlation for Heat Transfer During Film Condensation inside Pipes," Int. J. Heat and Mass Transfer, Vol. 22, pp. 547-556 (1979).

Siddique, M. Golay, M.W., and Kazimi, M.S., "Local Heat Transfer Coefficients for Forced Convection Condensation of Steam in a Vertical Tube in the Presence of A Noncondensable Gas," Nucl. Tech., Vol. 102, pp. 386-402 (1993).

Siddique, M. Golay, M.W., and Kazimi, M.S., "Theoretical Modeling of Forced Convection Condensation of Steam in a Vertical Tube in the Presence of A Concondensable Gas," Nucl. Tech., Vol. 106, pp. 202-215 (1994).

Sloan, S.M., "Code Assessment Studies of RELAP5 in Support of AP600 Thermal-Hydraulic Analysis," Proc. NURETH-5, pp. 151-158 (1992).

Stevanovic, V.D., "Modelling of Condensation in Steam-Water Stratified Flow based on Convective Heat Transfer," Proc. 4th Intl. Conf. on Nuclear Engineering (ICONE-4), Vol. 1, Part A, pp. 111-121 (1996).

Wallis, G. B., One-Dimensional Two-Phase Flow, Mc-Graw-Hill Book, New York, p. 386 (1962).

Wolfert, K and Brittain, I., "CSNI Validation Matrix for PWR and BWR Thermal-Hydraulic System Codes," Nucl. Eng. Des., Vol 108, pp. 107-119 (1988).

Zhang, G.F., Q., Hewitt, G.F., and Lesile, D.C., "Nuclear Safety Code Modelling of Condensation in Stratified Flow," Nucl. Eng. Des., Vol. 139, pp. 1-15 (1993).

서 지 정 보 양 식

수행기관보고서번호	위탁기관보고서번호	표준보고서번호	INIS 주제코드
KAERI/AR - 451/96			
제목/부제	응축현상의 모델링 기법		
연구책임자 및 부서명	장원표(저출력사고해석분야)		
연구자 및 부서명	정재준 (저출력사고해석분야, 응용연구그룹)		
출판지	대전	발행기관	한국원자력연구소
페이지	43 p.	도표	있음(V), 없음()
발행년	1996.7		
크기	26 Cm.		
참고사항	'95 중장기 과제		
비밀여부	공개(V), 대외비(), _ 급비밀	보고서종류	기술현황 분석보고서
연구위탁기관		계약 번호	
초록 (15-20줄내외)	<p>응축(Condensation)은 증기가 주어진 압력의 포화온도 이하로 냉각될 경우에 액상으로 상변화를 일으키면서 열을 전달하는 현상으로 비등(Boiling)에 상응하는 현상이다. 응축은 미세한 액적의 생성 및 성장 방식에 따라 균질핵생성과 이질핵생성으로 구분된다. 차가운 벽면에서의 응축은 이핵생성의 대표적인 경우로 응축액상의 형태에 따라 적응축과 막응축으로 분류된다. 이외에도 증기와 물이 직접 접촉하여 발생하는 직접접촉응축 등의 응축양식이 있다. 원전의 냉각계통에서는 모든 형태의 응축이 발생할 수 있다.</p> <p>본 연구에서는 응축현상모델에 관한 기술현황을 분석했다. 이에 관한 연구는 1916년에 발표된 Nusselt의 층류막응축이론을 필두로 하여, 1950년대의 Rohsenow의 난류막응축, 최근의 Chen 등(1987)의 연구에 이르기까지 방대한 연구결과가 축적되어 있는데, 공학적 중요성이 가장 큰 막응축에 초점을 두고 정리했으며, 적응축과 직접접촉응축의 연구현황도 검토했다. 막응축에 관해서는 실험, 이론 및 상관식이 비교적 잘 정립되어 있으나, 적응축 및 직접접촉 응축에 관한 연구는 빈약한 것으로 보인다. 또한, CATHARE2나 RELAP5/MOD3 등과 같이 이상유체모델을 쓰는 원전계통분석코드에서 응축현상이 어떤 모델로, 어떻게 구현되는지를 검토했다. 전반적으로 응축모델의 최신기술에 비해 계통분석코드의 응축모델은 낙후되었으며, 현재의 모델에 대한 체계적인 평가 및 개선이 필요한 것으로 사료된다.</p>		
주제명키워드 (10단어내외)	막응축, 적응축, 직접접촉응축, RELAP5, CATHARE		

BIBLIOGRAPHIC INFORMATION SHEET

Performing Org. Report No.	Sponsoring Org. Report No.	Standard Report No.	INIS Subject Code
KAERI/AR - 451/96			
Title/ Subtitle	Modelling of Condensation Phenomena		
Project Manager and Department	Chang Won-Pyo (Low Power Accident Analysis)		
Researcher and Department	Jeong Jae-Jun (Low Power Accident Analysis)		
Publication Place	Taejon	Publisher	KAERI
		Publication Date	'96. 7.
Page	43 p.	Ill. & Tab.	Yes(V), No ()
		Size	26 Cm.
Note	'95 Mid- & Long-Term Nuclear Development Program		
Classified	Open(V), Restricted(), ___ Class Document	Report Type	A State-of-the-art Report
Sponsoring Org.		Contract No.	
Abstract (15-20 Lines)	<p>Condensation occurs when vapor is cooled sufficiently below the saturation temperature to induce the nucleation of droplets. Such nucleation may occur homogeneously within the vapor or heterogeneously on entrained particular matter. Heterogeneous nucleation may occur on the walls of the system, where the temperature is below the saturation temperature. There are two forms of heterogeneous condensation, drop-wise and film-wise. Another form of condensation occurs when vapor directly contacts to subcooled liquid. In nuclear power plant systems, all forms of condensation may occur during normal operation or accident conditions.</p> <p>In this work the modelling of condensation is surveyed, including the Nusselts' laminar film condensation theory in 1916, Rohsenow's turbulent film condensation model in 1950s, and Chen's models in 1987. Major attention is paid on the film condensation models among various research results because of its importance in engineering applications. It is found that theory, experiment, and empirical correlations for film condensation are well established, but research for drop-wise and direct-contact condensation are not sufficient yet. Condensation models in the best-estimate system codes such as RELAP5/MOD3 and CATHARE2 are also investigated.</p>		
Subject Keywords (About 10 words)	Film condensation, drop condensation, direct-condensation, RELAP5/MOD3, CATHARE2		