2004 춘계학술발표회 논문집
한국원자력학회

55봉 집합체 입구 및 출구 영역 압력 손실 평가

Evaluation of Pressure Losses at Inlet and Outlet Regions of 5x5 Rods Fuel Assemlby

오동석, 서경원, 황대현, 이정찬, 지성균

한국원자력연구소
대전광역시 유성우체국 사서함 105 호

요약

55봉 집합체의 입구 (Grid 상류에서 봉다발 하부까지)와 출구 (Head Pipe에서 냉각재 배출구까지) 영역의 압력손실 모델을 개발하였다. 유동 특성에 영향을 미치는 유로형태, 유로면적, 수력직경, 입구 형상 등을 고려하여 요소 형상을 단순화 시키고 단순화된 형상에 기존 문헌의 압력손실계수 식을 적용시켰다. 요소 총 압력손실계수는 각 요소에서 발생한 압력손실계수의 중첩으로 구해졌다. 집합체 입구의 Grid 압력손실모델은 기존 실험결과와 비교했으며 집합체 출구의 냉각재 배출구 압력손실모델은 독립적으로 접근된 다른 모델과 비교 검증되었다. 노심 조건 (Re=33,000)을포함하는 유동 영역에서 집합체 입구와 집합체 출구 요소의 압력손실계수도 평가되었다.

Abstract

Single phase pressure loss models for inlet (upstream of grid to lower portion of rod bundle) and outlet (head pipe to exit flow hole) regions of 5x5 fuel assembly have been developed. First, component geometry has been simplified by considering flow path shape, flow area, hydraulic diameter, and inlet shape affecting flow characteristics. Secondly, information of pressure loss correlations obtained from the open literature have been applied to the simplified geometry. Finally, a total pressure loss coefficient of the component has been acquired as an additive form. Pressure loss models for the grid and the exit flow hole have been compared with the measureddata and an independently approached model, respectively. The effects of Reynolds number on the pressure loss coefficient have been discussed.

1. 서론

55봉 집합체의 안전해석과 기계적 해석을 위한 입력으로 집합체 요소 수력저항인자가 요구된다. 집합체 수력저항은 시험 혹은 모델 계산으로 구해지나 55봉 핵연료와 같이 기하형상이 복잡한 요소의 경우 측정이 모델 계산보다 우선된다. 55봉 집합체의 수력저항 시험이 물 단상유동 조건에서 수행된 바 있다[1].

그림 1은 55봉 집합체를 보여주고있다. 그림 1 (a)는 시험 집합체와 Housing 형상을 보여주고있다. 집합체 압력손실 시험은 집합체 봉다발 가열부의 압력손실 측정이 목적이기 때문에 집합체 출구 영역 요소인 Head, Connector 및 냉각재 배출구 (Exit Flow Hole)의 형상이 모사되지 않았고 집합체와 입구 Orifice 형상만이 모사되었다. 실험에서 측정된 압력손실 구간은 Orifice를 포함한 집합체 입구 (그림1-(a) DP1), 봉다발 마찰 (그림1-(a) DP2 ~ DP4), 집합체 출구 (그림1-(a) DP5), 전체 집합체 (그림1-(a) DP6) 및 독립된 Orifice (그림1-(b) DP7)이다.

측정된 정압손실로부터 총압손실, ΔP_i, 은 식 (1)과 같이 Bernoulli 방정식에 의해 구해졌다.

$$\Delta P_i = \Delta P_{i,s} + \frac{1}{2\cdot\rho}\cdot\left[\left(\frac{M}{A_1}\right)^2 - \left(\frac{M}{A_2}\right)^2\right] \tag{1}$$

여기서, $\Delta P_{i,s}$와 ρ , M, A는 각각 정압 측정치, 밀도, 질량유량, 및 유로면적을 나타내며 하첨자 $_1$ 과 $_2$는 각각 입구와 출구 영역를 의미한다. 총압손실로부터 압력손실계수K_i는 식 (2)와 같이 정의된다.

$$K_i = \Delta P_i / (\frac{1}{2}\cdot\rho\cdot V_{bd}^2) \tag{2}$$

여기서, ρ 와 V_{bd}는 각각 집합체 요소에서 밀도와 속도를 나타낸다.

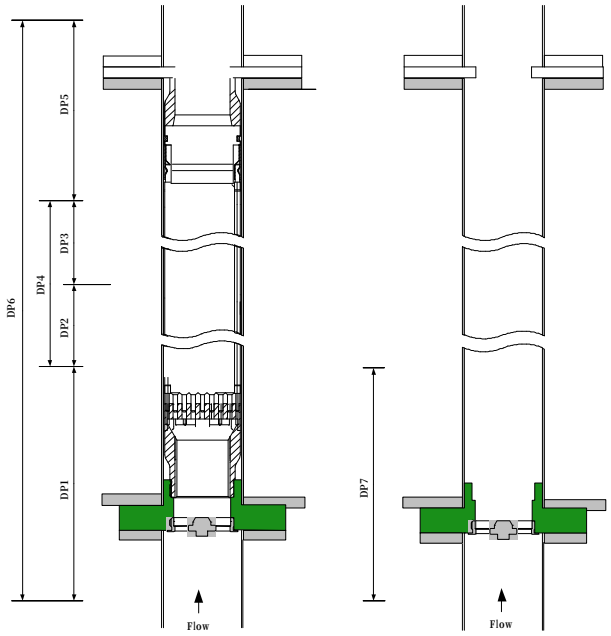
본 논문에서 사용된 Reynolds수는 식 (3)과 같이 정의되었다.

$$\mathrm{Re} = \frac{V_{bd}\cdot D_{h,bd}}{\nu} \tag{3}$$

여기서 V_{bd} 과 $D_{h,bd}$ ν 는 각각 집합체 요소에서의 유속과 수력직경, 동점성계수를 나타낸다.

설계 인자로 집합체 입구와 집합체 출구에서 냉각재 배출구까지의 압력손실 값이 요구된다.

따라서 본 논문에서는 Grid 상류에서 봉다발 (마찰길이 18mm)까지의 집합체 입구와 Head Pipe에서 냉각재 배출구까지의 집합체 출구 영역의 압력손실 모델을 개발하고 요소 압력손실을 평가하였다.



(a) Full Bundle Test (b) Partial Orifice Test

그림 1. 노심과 집합체 시험부 기하형상

2. 모델

기존 문헌에서 단순 형상에 대해 구해진 압력손실계수 식으로부터 집합체 입구와 집합체 출구 영역의 압력손실 모델을 개발하였다. 요소의 형상을 문헌에 제시된 형상으로 단순화하고 단순화된 형상에 기존 문헌의 압력손실계수식을 적용시켰다. 요소의 형상은 유동 특성에 영향을 주는 유로형태, 유로면적, 수력직경, 입구 형상 등을 고려하여 단순화 되었다. 요소 총 압력손실은 요소에서 발생가능한 압력손실의 중첩으로 구해진다.

2-1. 집합체 입구

집합체 입구 Grid 형상은 다공판 형태이다. 다공판의 일부 Flow Hole에는 Rod Tip과

Sim Tip이 위치하며 Tip들이 위치하지 않는 Flow Hole로 유체가 흐른다. 집합체 입구 Grid와 집합체 출구 영역 유로의 단순화된 형상은 표 1 하단의 그림과 같다. 유로는 Grid의 Flow Hole에 의해 축소되고 Grid의 Flow Hole을 지나 간극으로 확대되었다가 사각형 봉다발로 다시 축소된다. 모델에서 유체는 Housing에서 Grid의 Flow Hole로 유입되고 Flow hole을 빠져나온 유체가 간극에서 팽창과 축소의 순차적 과정을 거치지 않고 간극상부를 거쳐 사각 봉다발로 유입된다고 보았다. 간극의 길이가 짧아 유체가 팽창과 축소의 순차적 과정을 거치기 어렵기 때문이다. 대신 간극을 Cavity로 고려하고 Cavity 위로 유체가 흘러간다고 가정하였다.

집합체 입구에서는 유로의 축소/확대, Cavity, 및 Housing 벽면에서 압력손실이 발생한다고 고려하였다. 각각에 대해 Thick Edge Orifice 모델, Cavity 모델, 및 마찰상관식을 이용하여 집합체 입구에서의 압력손실계수, K_{inlet},은 식 (4)와 같이 구해진다.

$$K_{inlet} = K_{or} + K_{cavity} + K_{bd} + K_{f} \tag{4}$$

여기서 하첨자 $_{or}$, $_{cavity}$, $_{bd}$ 및 $_{f}$는 Orifice와 Cavity, 봉다발 마찰, Housing 마찰을 각각 나타낸다. 각 모델은 표 1과 같다.

2-2. 집합체 출구 영역

집합체 출구 영역 유로 형상은 Pipe 형태의 Head와 Connector가 연결되어있으며 Connector 중간에는 냉각재 배출구 (Exit Flow Hole)가 4개 존재하며 Connector 상부에는 Shielding Plug가 존재한다. 유로는 Head를 지나 Head에서 Connector 쪽으로 축소하였다가 Connector 중앙에서 90도 휜다. 유체는 Head와 Connector에서 Pipe 유동을 하며 Head에서 Connector쪽으로 축소된 관을 통해 통과하며 냉각재 배출구를 통해 노심 출구 영역으로 모인다.

집합체 출구 영역 유로에서는 Head와 Connector에서 마찰, Head에서 Connector쪽으로 유로축소, 냉각재 배출구에서 유로의 휨을 고려한 집합체 출구 영역 압력손실계수, $K_{downstram}$, 는 식 (5)와 같다.

$$K_{downstram} = K_{efh} + K_{con} + K_{fhead} + K_{fconn} \tag{5}$$

여기서 하첨자 $_{efh}$, $_{con,}$ $_{fhead}$ 및 $_{fconn}$은 냉각재 배출구, 유로 축소, Head 마찰, 및 Connector 마찰을 각각 나타낸다. 각 모델은 표 1과 같다.

3. 모델 검증

집합체 입구의 Grid 압력손실 모델과 집합체 출구 영역 냉각재 배출구 압력손실모델이 검증되었다.

Grid 모델인 Thick Edge Orifice 모델은 Inlet Orifice 실험자료를 이용하여 검증되었다. Grid에 대한 검증가능한 시험한 결과가 없고 Inlet Orifice 형상이 Grid 형상과 동일한 Thick Edge Orifice 계열이기 때문이다. 입구 형상만이 차이난다. Ofifice의 경우 형상이 모따기 (Chamfer)되어있다.

냉각재 배출구 모델은 동일한 형상에 적용가능한 다른 모델을 사용하여 검증하였다. 두 모델은 기하인자 선정 방법이 다른 독립된 압력손실 계수 모델이다.

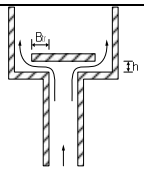
3-1. Inlet Orifice 모델

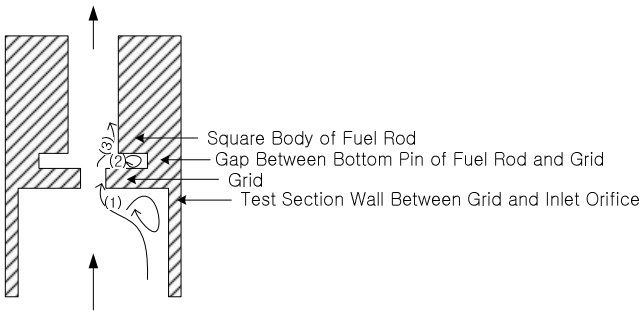
Inlet Orifice 시험에서 사용된 주요 기하 인자는 표 2와 같다. 11mm 직경의 Hole 6개가 수로 중심에서 방사형으로 위치하고 있다. Inlet Orifice 시험에서 사용된 주요 기하 형상은 표 3의 하단 그림과 같다. 입구는 90도 모따기 (Chamfer)되었다. 표 3에서 보는 바와 같이 Chamfered Ofirice의 모델은 Thick Edge Orifice with Bevel Edge 모델로 선정되었다. 그림 2에서 예측 결과와 시험 결과를 비교하였다. 그림 2에서 예측치는 Reynolds 수의 영향이 적으며 시험치와 예측치가 비교적 잘 맞는 것으로 나타나 모델이 다공판에서 압력손실 예측을 위한 도구로 적절한 것을 볼 수 있다.

3-2. 냉각재 배출구 모델

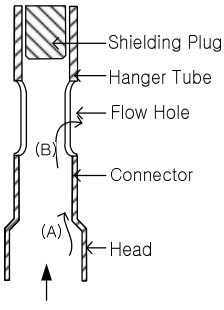
냉각재 배출구 압력손실모델인 Disk Valve 모델 (표 2)을 검증하기 위해 Elbow with Recess 모델 (표 3) 결과와 비교하였다. 검증계산에 사용된 기하인자는 실제 기하 치수로 표2와 같다. 냉각재 배출구는 짧은 두 변은 반원형태이고 긴 두 변은 직선의 유공이 4개 존재한다. Elbow with Recess 형상의 압력손실 모델은 표3과 같다. Disk Valve에 대한 압력손실 모델의 기하인자는 출구로부터 Disk 위치, h,와 Disk가 관으로부터 확장된 정도를 나타내는 b_{th} 인 반면 Elbow with Recess는 유로의 형태 와 Elbow의 굽은 각도, δ 에 의해 결정된다. 그림 3은 출구 유공의 압력손실계수를 보여주고있다. 두 압력손실계수는 3% 이내의 차이를 보이며 서로 유사하게 나타났다. 따라서 출구 유공 압력손실계수를 예측하기 위한 모델로 Disk Valve 모델과 Elbow with Recess 모델 모두 적합한 것을 볼 수 있다.

표 1. 설계계산을 위한 집합체 입구 및 출구 영역 압력손실 모델

Portion	Shape	Model	Ref.
Bundle Inlet	Thick Edge Orifice,	$\left\{0.5\cdot\left(1-\frac{A_o}{A_1}\right)+\left(1-\frac{A_o}{A_2}\right)^2+t\cdot\sqrt{1-\frac{A_o}{A_1}}\cdot\left(1-\frac{A_o}{A_2}\right)+l\cdot\frac{L_o}{Dh_o}\right\}\cdot\left(\frac{A_r}{A_o}\right)^2$, $t=f(\frac{L}{D_h})$	[3] Diag. 4-12
	Cavity (Treverse Gap)	Cd=0.014 at h/e>1	[4] Fig. 20
	Friction Pipe	$0.316\cdot \mathrm{Re}_o^{-0.25}\left(\frac{L_o}{Dh_o}\right)\left(\frac{A_r}{A_o}\right)^2$	[3] Fig. 2-2
	Friction Bundle	$027.6\cdot \mathrm{Re}_o^{-0.76}\left(\frac{L_o}{Dh_o}\right)$, 1,000<Re<4,070	[2]
	Friction Bundle	$0.49\cdot \mathrm{Re}_o^{-0.275}\left(\frac{L_o}{Dh_o}\right)$, 4,070<Re<40,000	[2]
Bundle Outlet	Sudden Area Contraction	$0.5\left(1-\frac{A_o}{A_1}\right)^{3/4}\cdot\left(\frac{A_r}{A_o}\right)^2$	[3] Diag. 4-9
	Disk Valve Without Bottom Guides	$x=(a_o+b_o)\cdot(\frac{A_r}{A_o})^2$  $a_o=0.55+4[(b_{tr}/D_o)-0.1]$ $b_o=0.155/(h/D_o)^2$	[3] Diag. 9-22
	Friction	$0.316\cdot \mathrm{Re}_o^{-0.25}\left(\frac{L_o}{Dh_o}\right)\left(\frac{A_r}{A_o}\right)^2$	[3] Fig. 2-2



(a) Bundle Inlet



(b) Bundle Downstream

표 2. 검증계산을 위한 기하인자

Portion	Component	Flow Area (mm^2)	Wetted Perimeter (mm)	Hydraulic Diameter (mm)	Friction Length (mm)	Dimension Dia., No. (mm,- - -)
Inlet Orifice	Housing wall	2734	185	59.00	223	Φ59,1
	Orifice	570	207	11	4	Φ11,6
Exit Flow Hole	Connector	1257	126	40.00	91	Φ40,1
	Flow Hole	2807	468	24	- - -	Φ15x50,4

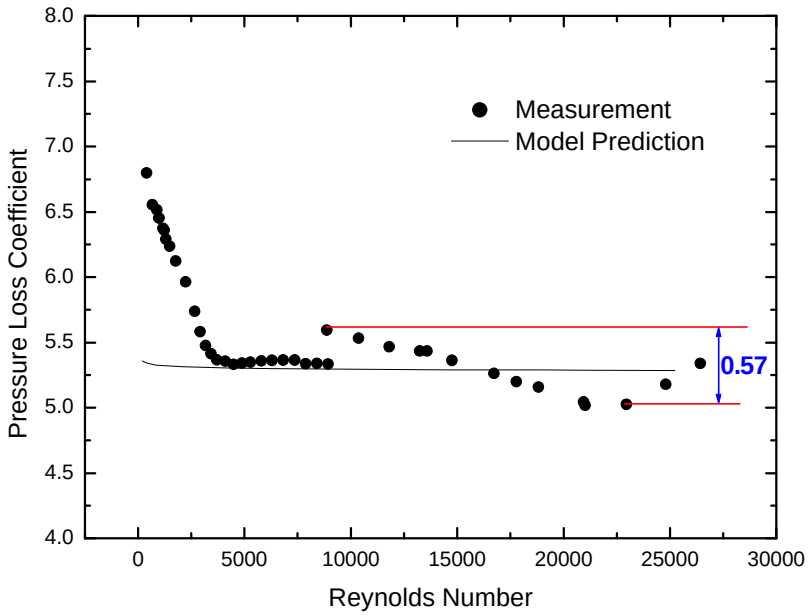
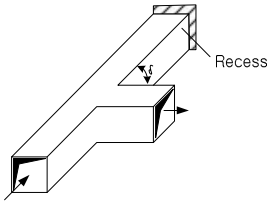
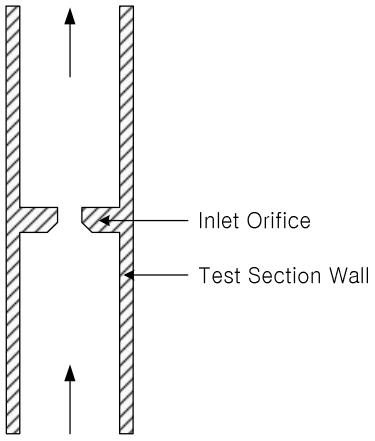


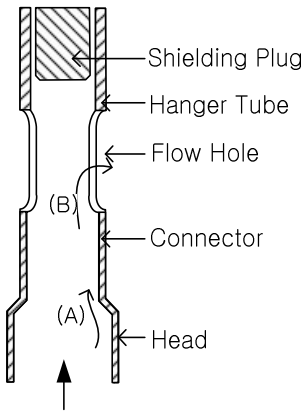
그림 2. Inlet Orifice 압력손실계수 예측치와 측정치 비교

표 3. 검증계산을 위한 입구 Orifice 및 출구 유공 압력손실 모델

Portion	Shape	Model	Ref.
Inlet Orifice	Thick Edge Orifice with Beveled Edge	$\left\{x'\cdot\left(1-\frac{A_o}{A_1}\right)+\left(1-\frac{A_o}{A_2}\right)^2+t\cdot\sqrt{x'\cdot(1-\frac{A_o}{A_1})}\cdot\left(1-\frac{A_o}{A_2}\right)+l\cdot\frac{L_o}{Dh_o}\right\}\cdot\left(\frac{A_r}{A_o}\right)^2$ $,t=f(\frac{L}{D_h}),x'=f(\frac{L}{D_h})$	[3] Diag. 4-13
	Friction	$0.316\cdot\mathrm{Re}_o^{-0.25}\left(\frac{L_o}{Dh_o}\right)\left(\frac{A_r}{A_o}\right)^2$	[3] Fig. 2-2
Exit Flow Hole	Elbow with Recess	$x=1.2\cdot C_1\cdot A\cdot x_{local}$ $C_1=1.0 \;\; for\;\; circular\;\; duct,\;\; A=f_1(d)$ $x_{local}=0.95\cdot\sin^2(\frac{d}{2})+2.05\cdot\sin^4(\frac{d}{2})$ 	[3] Diag. 6-5
	Friction	$0.316\cdot\mathrm{Re}_o^{-0.25}\left(\frac{L_o}{Dh_o}\right)\left(\frac{A_r}{A_o}\right)^2$	[3] Fig. 2-2



(a) Inlet Orifice



(b) Exit Flow Hole

4. 평가 결과 고찰

표 4의 집합체 입구 Grid와 집합체 출구 영역 유로의 기하형상을 이용하여 압력손실계수를 예측하였다. 표 4에서 Sim Tip 직경은 2.0 mm이며 Sim 주위 Grid 유공의 직경은 2.5 mm이다. 봉다발 기하인자는 따로 계산하지 않고 참고문헌 [1]의 값을 참조하였다.

집합체 입구 압력손실계수는 그림 4와 같다. 그림 4에서 압력손실계수는 저 Reynolds 영역 (Re 5,000 이하)에서는 마찰의 영향으로 급격히감소하는 반면 고 Reynolds 수 (Re 10,000 이상)에서는 완만히 감소하는 것을 볼 수있다. 노심 조건인 Reynolds 수 33,000에서 압력손실계수 모델 예측치는 0.74로 나타났다. 집합체 입구 압력손실계수는 Orifice 측정치 변동폭, 0.57 보다 조금 크게 나타나 실험 결과로부터 안정된 Grid 압력손실계수를 얻기가 어려운 것을 볼 수 있었다.

표 4. 설계 계산을 위한 기하인자

Position	Component	Flow Area (mm^2)	Wetted Perimeter(mm)	Hydraulic Diameter (mm)	Friction Length (mm)	Dimension Dia.,No. (mm,- - -)
Bundle Inlet	Housing wall	2734	185	59.00	- - -	Φ 59
	Grid	961	1101	3.49	9	Φ 3.5,96 Φ 2.5,12
	Gap	2205	820	10.76	6	Φ 3.4,55 Φ 2.0,6
	Rod Bundle (Reference)	1071	1373	3.12	18	55rods
Bundle Outlet	Head	1452	135	43.00	64.2	Φ 43
	Connector	1257	126	40.00	91	Φ 40
	Flow Hole	2807	468	24	- - -	Φ 15x50,4

집합체 출구 영역 압력손실계수 모델 예측치는 그림 5와 같다. 그림 5에서 저 Reynolds 영역 (Re 5,000 이하)에서는마찰의 영향으로 압력손실계수가 급격히 감소하는 반면 고 Reynolds 수 (Re 10,000 이상)에서는 완만히 감소하는 것을 볼 수 있다. 이는 집합체 입구 압력손실계수의 변화와 유사한 형태를 보여주고있다. Reynolds 수 33,000에서 냉각재 배출구 모델 계산치는 0.99로 나타났다.

Header와 Connector 압력손실계수 모델 예측치는 그림 6과 같다. 그림 6에서 Reynolds가 증가함에 따라 압력손실 계수가 지속적으로 감소하는 것을 볼 수 있다. 이는 Pipe 유동에 의한 마찰 압력손실의 영향이 유로가 감소할 때 형상 압력손실 영향에 비해 크기 때문인 것으로 판단된다.

Reynolds 수 33,000에서 Head & Connector의 압력손실계수 예측치는 0.08로서 출구

압력손실 측정치, 1.50에 비해 매우 작아 이 값이 출구 압력손실에 미치는 영향은 적은 것으로 판단된다[1].

5. 결론

55봉 집합체 입구 압력손실과 집합체 출구 영역 압력손실 모델을 개발하고 요소의 압력손실계수를 평가하였다.

집합체 입구 Grid와 출구 영역에서 냉각재 배출구 (Exit Flow Hole)의 압력손실계수 계산을 위해 사용된 Thick Edge Orifice 모델과 Disk Valve 모델은 타당한 것으로 판단된다.

Reynolds 수 33,000에서 Grid의 압력손실계수 모델 예측치는 0.74로 나타났다. 집합체 입구 압력손실계수는 Orifice 측정치 변동폭, 0.57 보다 조금 크게 나타났다.

Reynolds 수 33,000에서 냉각재 배출구 모델 계산치는 0.99로 나타났다.

Reynolds 수 33,000에서 냉각재 Head & Connector의 압력손실계수 예측치는 0.08로서 출구 압력손실 측정치, 1.50에 비해 매우 작아 이 값이 출구 압력손실에 미치는 영향은 적은 것으로 판단된다.

향후 핵연료 집합체 전체에 대한 압력손실모델 개발은 설계유연성 향상에 도움이 될 것으로 보인다.

Nomenclature

A	flow area	[m^2]
Cd	drag coefficient	
D_h	hydraulic diameter	[m]
h	height	[m]
K	pressure loss coefficient	
M	mass flow rate	[kg/s]
P	pressure	[bar]
Re	Reynolds number ($=\frac{VD_h}{\nu}$)	
V	local velocity	[m/s]

Greek Symbols

Δ	difference	
ξ	pressure loss coefficient	
ν	kinematic viscosity	[m^2/s]
ρ	density	

Subscripts

bd	bundle
cavity	cavity
con	connector
efh	exit flow hole
f	friction
fconn	wall friction in connector
fhead	wall friction in head
i	arbitruay
inlet	inlet
or	orifice
r	reference
1	inlet
2	outlet

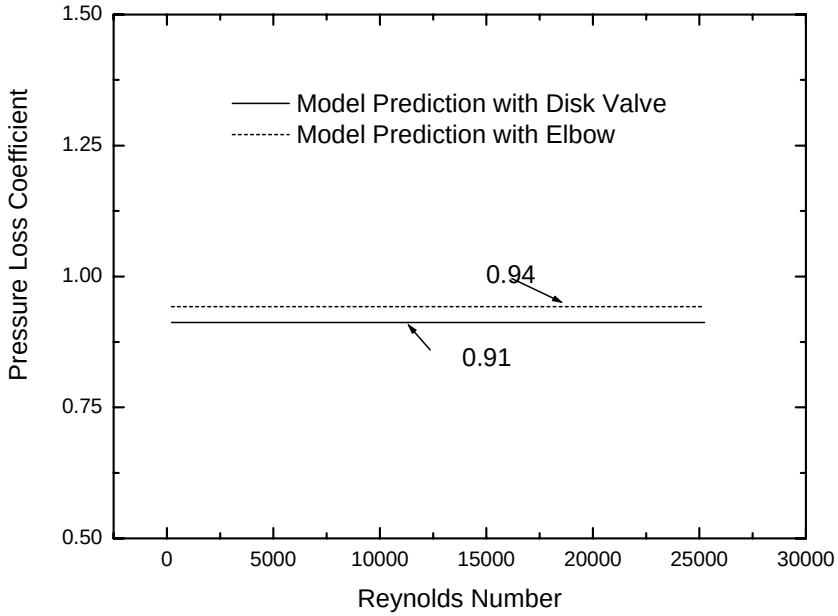


그림 3. 모델별 출구 유공 압력손실계수 비교

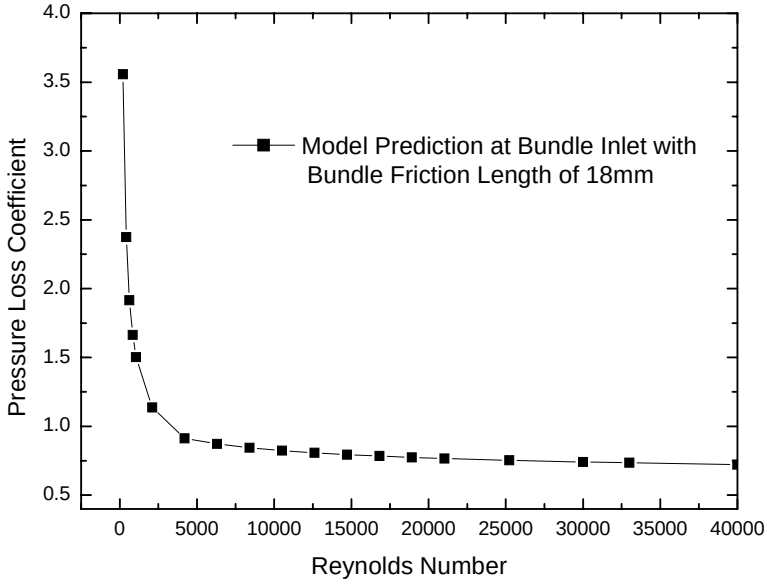


그림 4. 집합체 입구 압력손실계수 예측

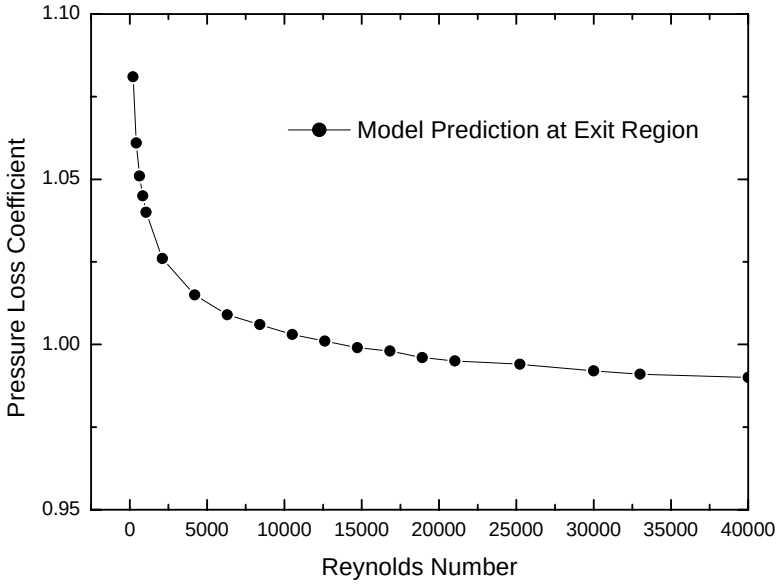


그림 5. 출구 유로 압력손실계수

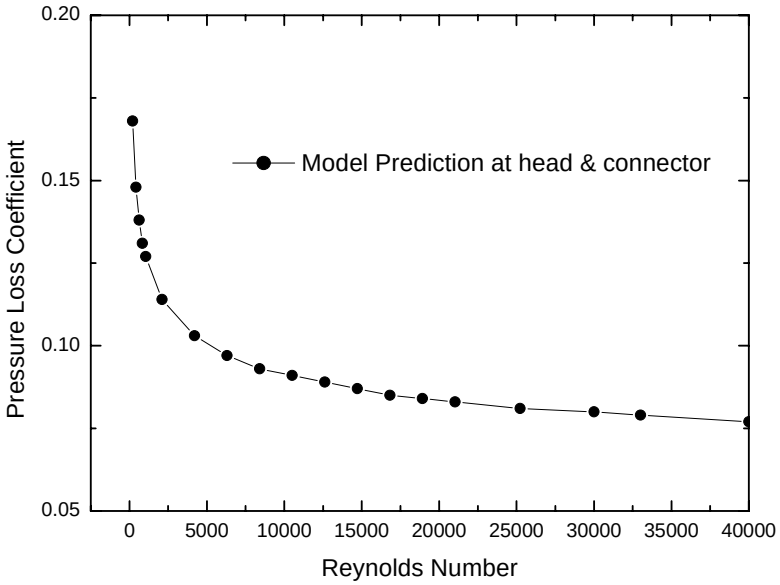


그림 6. Head 와 Connector 압력손실계수

후기

본 연구는 과학기술부 원자력 연구 개발 중장기 사업의 지원으로 수행되었으며 이에 감사 드립니다.

참고문헌

1. 서경원, “ SSF 연료집합체 압력손실특성실험 , 한국원자력학회 2003 추계학술발표회
2. 황대현, “ 수직 관다발형 노심 열수력장해석 기술 개발” , KAERI/TR-992/98, (1998)
3. Idelckick, “ Handbook of Hydraulic Resistance,” 2nd edition Publishced by Hemisphere Publishing Corporation, (1986)
4. Sighard F. Hoerner, “ Fluid Dynamic Drag,” Published by the Author, (1965)