

연구용원자로 일차냉각계통 펌프 및 관성바퀴 설계

윤현기*† · 서경우* · 김성훈*

Primary Cooling System Pump and Flywheel Design in a Research Reactor

Hyungi Yoon*†, Kyungwoo Seo*, Seonghoon Kim*

Key Words : Primary Cooling System Pump(일차냉각계통 펌프), NPSH Margin(유효흡입수두 여유도), Flywheel(관성바퀴),
Coastdown flow rate(관성서행 유량), Flow Band Design(유량범위설계), Research Reactor(연구용원자로)

ABSTRACT

A primary cooling system pump circulates the coolant from the reactor core to the heat exchanger in order to remove the heat generated from the reactor core continuously. A centrifugal pump with the non-dimensional specific speed of 0.59[-] and specific diameter of 4.95[-] is designed in consideration of the flow band design and the pressure drop of the primary cooling system, the NPSH margin, and the coastdown flow rate. Acceptable uncertainties of the total pressure drop of the primary cooling system are determined to be $\pm 7\%$ from the best estimated design point based on pump performance test results. The NPSH margin of 2.0 is ensured to operate the primary cooling system pump without the cavitation. After the primary cooling system pump stop, the core decay heat is removed by the pump coastdown flow induced by the inertia force of the flywheel installed between the pump casing and the motor. The flywheel is designed to provide the rotating kinetic energy of 162 kJ. The pump hydraulic efficiency model is suggested to predict the coastdown flow rate. The pump coastdown flow rate is maintained for more than 85sec.

기호 설명

A	유로단면적(Flow cross-section), [m ²]
BHP	제동력(Brake horse power), [W]
c	펌프입구 절대(Absolute)속도, [m/s]
D	임펠러 직경, [m]
f	모터 입력전기 주파수, [Hz]
f_L	원자로수조에서 펌프입구까지의 마찰손실, [m]
g	중력가속도, 9.81 [m/s ²]
h	양정(Head), [m]
H	원자로수조 표면에서 펌프까지의 수위차, [m]
I	관성모멘트(Moment of inertia), [kg·m ²]
k	압력손실계수(Pressure loss coefficient), [-]
L	유로통과길이(Flow passage length), [m]
\dot{m}	질유량(Mass flow rate), [kg/s]
N	회전속도, [rpm]

P	전압력(Total pressure), [Pa]
P_M	전동기 극수(Pole), [-]
P_v	증기압(Vapor pressure), [Pa]
S	미끄럼률(Slip rate), [%]
t	시간, [s]
w	펌프입구 임펠러 팁 상대(Relative)속도, [m/s]
WHP	수동력(Water horse power), [W]
Δt	시간 간격(time step), [s]

그리스문자

α	회전체 각가속도(Angular acceleration), [rad/s ²]
η	수력 효율, [-]
λ	동강하계수(Dynamic depression coefficient), [-]
ρ	밀도(Density), [kg/m ³]
ω	회전체 각속도(Angular velocity), [rad/s]

* 한국원자력연구원 연구로계통설계부(Research Reactor System Design Division, Korea Atomic Energy Research Institute)

† 교신저자, E-mail : hyungi@kaeri.re.kr, yoonyungi@gmail.com

하첨자

- atm* 대기(Atmosphere)
- c* 펌프입구 절대속도
- i* 반복 횟수(Iteration number)
- R* 설계값(Rated value)
- sys* 핵연료 집합체를 포함한 일차냉각계통 전체
- w* 펌프입구 임펠러 팁 상대속도

1. 서론

연구용원자로는 원자로 노물리 교육 및 훈련, 중성자 방사화 분석, 방사성 동위원소 생산, 중성자변환도핑을 통한 반도체 생산, 중성자 투과검사, 재료 구조 연구 등 다양한 목적으로 이용되며, 주로 핵분열 반응 시에 발생하는 중성자를 사용하게 된다.⁽¹⁾ 원자로구조물집합체와 일차냉각계통의 개략도를 Fig. 1에 나타내었다. 원자로구조물집합체는 방사능 차폐 및 핵연료 냉각 등을 고려하여 원자로 수조의 하부에 위치하게 된다. 원자로 수조는 탈염수(Demineralized water)로 채워져 있으며, 수조수 정화계통의 이온교환기와 필터를 통해 지속적으로 수질관리를 하게 된다. 원자로구조물집합체의 핵연료에서 핵분열 시 발생하는 열은 냉각수에 전달된다. 냉각수는 일차냉각계통 펌프에 의해 원자로 수조, 원자로구조물집합체 및 열교환기를 포함한 일차냉각계통을 강제순환하게 된다. 열교환기에서는 냉각수의 열이 이차냉각계통으로 전달하게 된다. 열교환기에서 식혀진 일차냉각계통 냉각수는 다시 원자로 수조로 들어가게 된다. 이차냉각계통의 열은 냉각탑을 통해 대기로 방출되게 된다. 이와 같은 강제순환 유동을 통해 핵연료는 충분히 냉각되고 원자로는 정상운전 상태를 유지하게 된다.⁽²⁾

한편, 원자로 정상운전 중 전원상실 사고가 발생하면 일차냉각계통 펌프는 멈추게 되고 유량은 감소하게 된다. 일차냉각계통 유량이 원자로보호계통 저유량 설정치 이하가 되면 원자로는 정지하게 된다. 정지된 원자로의 핵연료에서는 붕괴열이 발생하게 된다. 이때, 일차냉각계통 펌프는 전원상실 사고 시에도 원자로의 핵연료에서 발생하는 붕괴열을 제거할 수 있는 냉각유량을 제공해야 한다. 이를 위해 일차냉각계통 펌프에는 Fig. 2에서와 같이 관성바퀴(Flywheel)가 설치된다. 관성바퀴는 펌프 케이싱과 모터 사이에 설치되어 있으며 회전축에 연결되어 있다. 펌프 관성바퀴 및 모터 회전자 등의 회전운동에너지는 전원상실 사고 시에 펌프를 작동하게 하는 동력을 일정시간 제공하게 된다. 펌프 관성바퀴에 의한 관성서행 유량은 펌프 설계 값 및 관성바퀴를 포함한 회전체의 관성모멘트를 통해 계산할 수 있다. 기존의 연구에서 계산을 통해 얻은 관성서행 유량이 시험을 통해 얻은 초기 관성서행 유량을 잘 예측함을 확인하였다. 그러나 관성서행 유량이 초기 유량의 약 30% 이하로 감소하는 시점부터는 계산

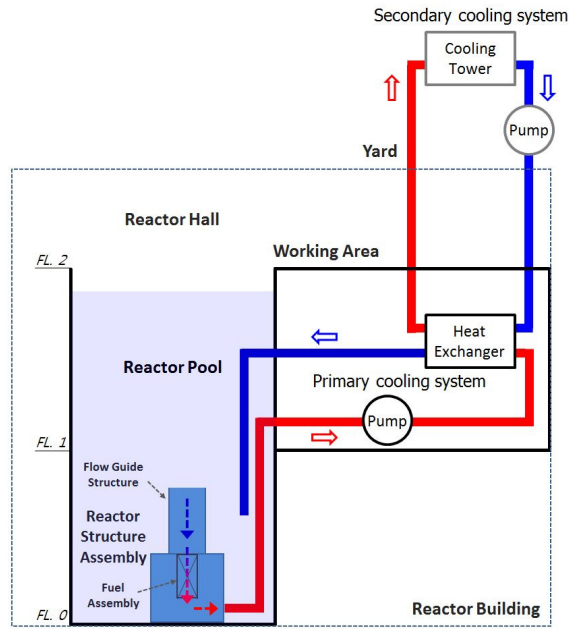


Fig. 1 Schematic diagram of an open-pool research reactor and cooling systems

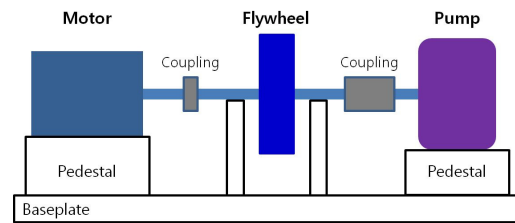


Fig. 2 Schematic diagram of the primary cooling system pump

값이 시험 값보다 큰 값을 가지는 한계를 가지고 있다.^(3,4)

한편, 상용원전 주냉각재펌프는 수직형으로 설계되나 연구용원자로의 일차냉각계통 펌프는 기기배치 요건 및 펌프 형태를 고려하여 수평형으로 설계된다.

본 연구에서는 일차냉각계통 유량 및 압력강하, 유효흡입 수두 여유도, 관성서행 유량 등을 고려하여 펌프설계 요건을 도출하였다. 펌프성능시험과 일차냉각계통 계통성능시험(System Performance Test, SPT)을 통해 일차냉각계통 펌프의 설계평가를 수행하였다. 또한, 관성서행 유량이 초기 유량의 30% 이하로 감소하는 시점부터의 관성서행유량 예측을 위한 계산 모델을 제시하였다.

2. 일차냉각계통 펌프 설계요건

2.1 유량

일차냉각계통의 유량은 노심 열수력설계 및 안전해석을 통해 결정된 열설계유량(Thermal Design Flow, TDF)을 기준으로 설계된다. 열설계유량은 노심 냉각을 위해 필요한 최

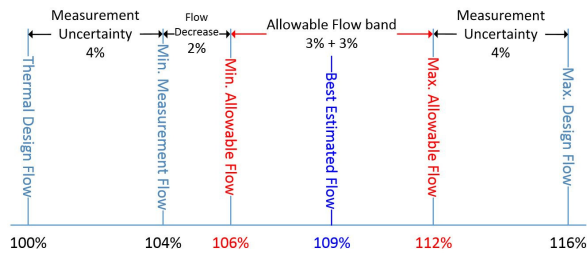


Fig. 3 Flow band design of the primary cooling system and the design flow rate of the pump

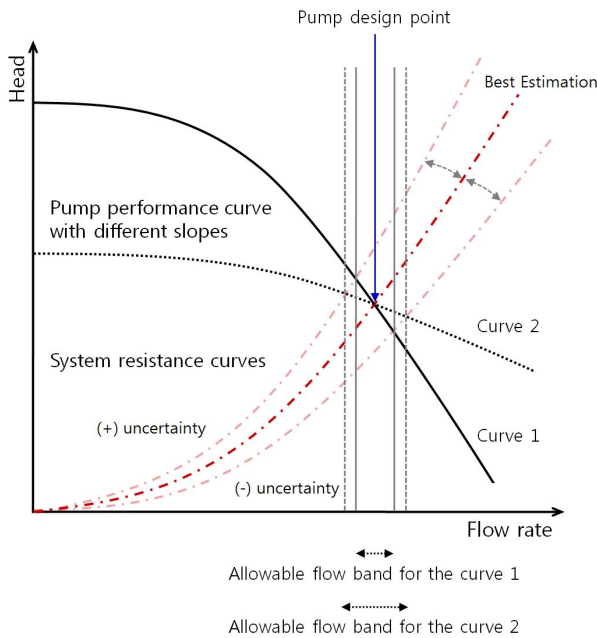


Fig. 4 Allowable flow band with uncertainties of the system resistance curve and pump performance curves

소한의 유량이다. 일차냉각계통 펌프는 핵연료 집합체에 열 설계유량 이상의 유량을 공급할 수 있도록 설계되어야 한다. 이와 같은 설계요건을 고려한 일차냉각계통의 유량범위설계 (Flow band design)를 Fig. 3에 나타내었다. 열설계유량에 유량측정 불확실도 및 일차냉각계통 유량감소 등을 고려하여 일차냉각계통 허용유량(Allowable flow)의 최소값이 결정된다. 유량감소는 핵연료 집합체의 팽윤(Swelling) 및 일차냉각계통 열교환기 오염(Fouling)으로 인한 압력강하 증가에 의해 발생하게 된다. 계통 허용유량범위(Allowable flow band)는 일차냉각계통 압력강하 및 펌프의 설계 불확실도 등을 고려하여 결정하게 된다. 계통 허용유량의 최대값에 유량측정 불확실도를 고려하면 최대설계유량(Maximum Design Flow, MDF)이 결정된다. 최대설계유량은 핵연료 집합체, 원자로구조물집합체 및 일차냉각계통 기기의 설계입력 값으로 사용된다. 일차냉각계통 펌프의 정격유량은 허용유량범위의 중간 값이며, 본 연구에서는 열설계유량의 109%로 결정되었다.

2.2 양정 및 성능곡선의 기울기

일차냉각계통 펌프의 정격유량이 결정되면 이를 바탕으로 일차냉각계통 압력강하 값을 계산하게 된다. 일차냉각계통을 구성하는 기기들의 압력강하 값 계산을 통해 전체 계통의 압력강하 값을 결정하게 된다. 이 값은 일차냉각계통 펌프의 정격 양정이 된다. 이때, 계통 압력강하의 불확실도는 유량범위설계의 허용유량범위에 반영되어야 한다.

계통 압력강하의 불확실도와 펌프 성능곡선의 기울기를 통해 결정되는 허용유량범위를 Fig. 4에 나타내었다. 일차냉각계통 펌프의 유량은 펌프의 성능곡선과 계통 압력강하 곡선이 만나는 지점에서 결정된다. 계통 압력강하의 불확실도가 증가하면 허용유량범위가 증가하는 것을 확인할 수 있다. 허용유량범위가 증가하면 결론적으로 최대설계유량이 증가하기 때문에 핵연료 집합체, 원자로구조물집합체 및 일차냉각계통 기기의 설계유량 값이 증가하게 된다. 또한 펌프의 설계유량도 증가하기 때문에 회전체 및 모터 등이 과도하게 설계될 우려가 있다. 계통 압력강하의 불확실도를 줄이기 위해, 계통설계 단계에서 압력강하 분포를 분석한다. 연구로 일차냉각계통에서는 핵연료 집합체와 열교환기에서의 압력강하가 전체 압력강하의 약 50% ~ 60%를 차지하기 때문에 관련 항목에 대해서는 개별 압력강하 측정시험을 통해 압력강하 특성을 파악하여 불확실도를 줄이게 된다.

한편, 허용유량범위는 펌프 성능곡선의 기울기에 의해서도 변하게 된다. 계통 압력강하 불확실도가 일정한 경우, Fig. 4에 나타낸 것과 같이 펌프 성능곡선의 기울기가 클수록 허용유량범위는 좁아지게 된다. 이를 통해 허용유량범위 및 최대설계유량을 줄일 수도 있다. 이와 같이 펌프 성능곡선의 기울기가 가파를수록 계통 허용유량범위 설계에 유리하다. 그러나 펌프 성능곡선의 기울기는 펌프 비속도 및 임펠러를 포함한 펌프 수력부 설계를 통해 결정되기 때문에, 계통 허용유량범위 설계는 펌프 수력설계 결과를 바탕으로 진행되어야 한다. 본 연구에서는 계통 유량설계 단계에서는 계통 압력강하 값의 불확실도를 최적설계 값의 $\pm 10\%$ 로 고려하였으며 허용유량범위는 열설계유량의 6%로 가정하였다. 이때에는 펌프 비속도를 고려하여 펌프 성능곡선의 기울기를 가정하였다.⁽⁵⁾

2.3 유효흡입수두 여유도(NPSH Margin)

펌프에서 발생하는 공동현상은 펌프의 성능 및 수명과 밀접한 관계를 가지고 있다. 공동현상은 펌프 내부에서 작동유체의 정압력이 증기압보다 낮아지는 지점에서 작동유체가 비등하여 기포를 형성하고, 이어서 이 기포가 압력상승으로 인해 붕괴되는 현상이다. 이와 같은 현상은 압력변화가 큰 임펠러 입구부분에서 주로 발생한다. 공동현상은 펌프의 진동 및 소음을 악화시키고 임펠러 금속표면의 침식현상을 유발하게 된다. 또한 공동현상으로 인해 펌프 작동유체의 유동

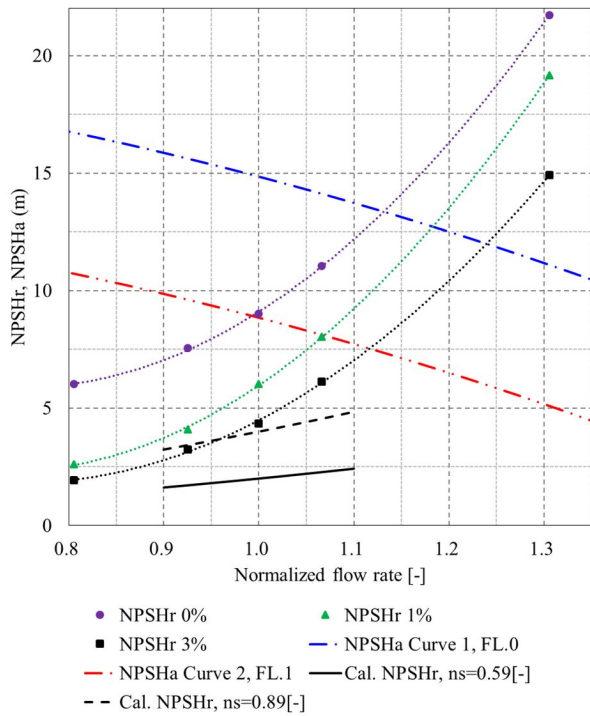


Fig. 5 NPSHa, NPSHr of the primary cooling system and pump

영역이 변화하면서 수력성능도 감소하게 된다. 펌프에서의 공동현상을 피하기 위해서는 가용 유효흡입수두(NPSHa)가 요구유효흡입수두(NPSHr)보다 충분히 큰 값을 가지도록 설계해야 된다. 이때, 가용 유효흡입수두는 계통설계를 통해 결정되는 값이고 요구유효흡입수두는 펌프설계를 통해 결정되는 값이다. 일반적으로 산업계에서는 가용 유효흡입수두 값이 요구유효흡입수두 값보다 1.3배 이상 큰 값을 가지도록 요구한다. 그러나 원자력분야 계통 및 기기설계에서는 펌프의 안정적인 작동과 임펠러 표면의 침식방지를 고려하여 가용 유효흡입수두 값이 요구유효흡입수두 값보다 2배 이상 큰 값을 가지도록 요구한다.⁽⁶⁾ 일차냉각계통 펌프 임펠러에서 공동현상으로 인해 금속성 물질이 떨어져 나오게 되면, 금속성 물질은 냉각수와 함께 이동할 수 있다. 만약 금속성 물질이 핵연료집합체를 통과하면서 방사화 되면, 계통 전체의 방사선량이 높아질 수 있다. 그렇기 때문에 일차냉각계통 펌프는 공동현상이 발생하지 않는 가용 유효흡입수두 범위에서 운전되어야 한다.

가용 유효흡입수두는 식 (1)에서와 같이 결정된다. Fig. 1의 배치 개략도에 나타난 것과 같이 펌프 입구는 원자로 수조 표면보다 아래에 위치하기 때문에, 수조 표면과 펌프 입구의 수위차는 가용 유효흡입수두를 증가시키게 된다. 일차냉각계통 펌프 전단에서의 압력강하는 대부분 핵연료 집합체에서 발생하게 된다. 핵연료 집합체에서의 압력강하 특성은 개별 압력강하 측정시험을 통해 얻어진다. 작동유체의 증기압은 일차냉각계통 정상운전 최대 온도인 50°C에서의 값을 사용하였다.

Table 1 Conceptual Design of the primary cooling system pump

Specific speed [-]	Specific diameter [-]	NPSHr	Pump Type
0.59	4.95	1.9	Centrifugal
0.89	3.55	3.3	Centrifugal
1.78	2.26	8.2	Mixed

$$NPSH_a = \frac{P_{atm}}{\rho g} + H - f_L - \frac{P_v}{\rho g} \quad (1)$$

식 (1)의 계산을 통해 얻은 일차냉각계통 유량에 따른 가용 유효흡입수두를 Fig. 5에 나타내었다. 유량이 증가할수록 핵연료 집합체를 포함한 일차냉각계통의 압력강하 값이 증가하기 때문에 가용 유효흡입수두는 감소하게 된다. 가용 유효흡입수두 곡선 1은 일차냉각계통 펌프의 설치 위치가 FL.0인 경우이고, 곡선 2는 펌프의 설치 위치가 FL.1인 경우이다. 기기실 위치 차이만큼 정수압이 증가하여 가용 유효흡입수두는 증가하게 된다.

원자로 수조 설계, 기기 배치 및 일차냉각계통 설계로부터 가용 유효흡입수두가 계산되는 반면, 요구유효흡입수두는 펌프 수력부 설계를 통해 결정된다. 펌프 기본설계 단계에서, 설계 사양에 따른 요구유효흡입수두는 흡입비속도를 통해서 예측할 수 있다. 이와 함께, 본 연구에서는 식 (2)와 같이 펌프 임펠러에서의 속도성분을 사용하여 요구유효흡입수두를 예측하였다.⁽⁷⁾ 요구유효흡입수두는 절대속도의 동압력 및 압력손실, 상대속도의 압력손실 향으로 구성되어 있다.

$$NPSH_r = \frac{(1 + \lambda_c) \frac{1}{2} c^2 + \lambda_w \frac{1}{2} u^2}{g} \quad (2)$$

식 (2)의 동강하계수는 일반적으로 임펠러의 입구형상에 영향을 받으며 형상에 따른 값이 제시되어있다. 본 연구에서는 입구 절대속도에 관계되는 동강하계수는 0.1을 사용하였으며, 입구 상대속도에 관계되는 동강하계수는 0.2를 사용하였다.^(7,8)

한편, 펌프의 요구유효흡입수두 계산에 필요한 임펠러 입구 속도성분을 계산하기 위해서는 펌프의 회전속도를 결정해야 한다. 일차냉각계통 펌프의 모터는 일반적인 교류모터를 사용할 것이기 때문에 식 (3)에서와 같이 모터 입력 전기의 주파수와 극수를 정하면 회전속도가 결정된다. 주파수는 60Hz를 사용하였으며 극수는 일반적으로 사용되는 모터에 대해서 설계 평가를 수행하였다.

$$N = \frac{120f \left(1 - \frac{S}{100}\right)}{P_M} \quad (3)$$

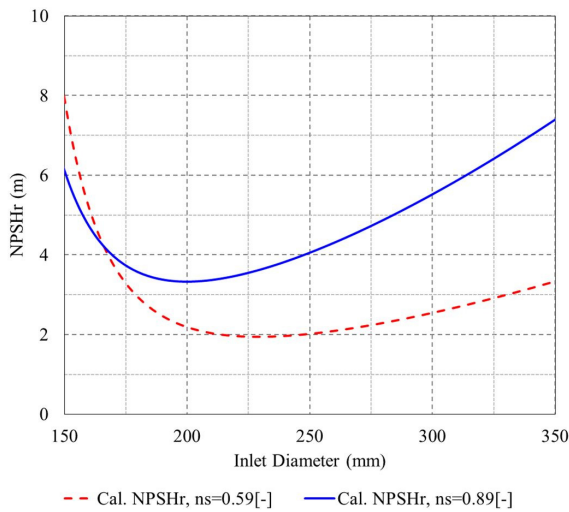


Fig. 6 NPSHr with the diameter of the pump inlet

한편, 일차냉각계통 유량설계 및 압력강하 계산을 통해 펌프의 정격 유량 및 양정이 결정되었기 때문에 펌프의 회전속도가 결정되면 펌프의 주요 설계 값은 결정되게 된다. Table 1은 설계 평가에 사용된 펌프의 비속도, 비직경, 요구유효흡입수두 및 펌프 형태를 나타낸 것이다. 표의 요구유효흡입수두는 흡입비속도를 이용하여 계산되었다. 일차냉각계통 펌프의 형태는 일차냉각계통 배치 요건 및 펌프 설계의 효율성 등을 고려하여 단단 원심형으로 결정되었기 때문에 사류형 펌프는 설계에서 고려하지 않았다. 따라서 비속도 0.89[-] 및 0.59[-]의 원심형 펌프에 대한 유효흡입수두 여유도 설계 평가를 수행하였다. 펌프 정격 유량 및 회전속도에서 입구 직경 크기에 따른 요구유효흡입수두를 식 (2)을 통해 계산하였다. 계산을 통해 얻은 펌프 비속도와 입구 직경 변화에 따른 요구유효흡입수두를 Fig. 6에 나타내었다. 펌프 비속도 0.59[-] 및 0.89[-]의 정격유량에서의 요구유효흡입수두는 각각 2 m, 4 m로 결정하였다. 이때, 비속도 0.59[-] 및 0.89[-]의 펌프의 입구 직경 설계범위는 각각 약 200~250 mm 및 170~250 mm이다.

펌프 유량에 따른 요구유효흡입수두는 Fig. 5에 나타내었다. 유량범위는 Fig. 3의 일차냉각계통의 유량범위설계를 고려하여 펌프 정격유량의 90~110%에 대해서 계산하였다. 유량변화에 따른 요구유효흡입수두는 유량의 제공에 비례한다고 가정하였다.

일차냉각계통 최대설계유량을 기준으로, 펌프 비속도가 0.89[-]인 경우에는 가용 유효흡입수두 곡선 2에 대해서는 가용 유효흡입수두가 요구유효흡입수두보다 약 1.5배 큰 값을 가지기 때문에 유효흡입수두 여유도를 만족하지 못한다. 가용 유효흡입수두 곡선 1에 대해서는 유효흡입수두 여유도를 만족한다. 반면, 펌프 비속도가 0.59[-]인 경우에는 가용 유효흡입수두 곡선 1, 2의 모든 경우에 대해서는 유효흡입수두 여유도를 만족한다.

일차냉각계통 펌프는 원자로 정상운전 시 항상 운전된다. 따라서 펌프에서의 공동현상은 발생하지 않아야 한다. 따라서 본 설계에서는 보수적인 설계를 위해 일차냉각계통의 펌프 비속도를 0.59[-]로 결정하였으며, 펌프의 설치 위치는 가용 유효흡입수두 곡선 1을 가지는 FL. 0으로 결정하였다. 그 결과, 최대설계유량을 기준으로 가용 유효흡입수두는 요구유효흡입수두의 약 8배의 여유도를 가지게 되었다.

한편, 펌프의 설치 위치를 높이기 위해 펌프 임펠러 전단에 인듀서(Inducer)를 설치하여 요구유효흡입수두를 낮출 수 있으나, 본 연구에서는 인듀서 설계는 고려하지 않았다.

2.4 관성서행 유량

원자로 정상운전 상태에서 전원상실 사고가 발생하게 되면, 펌프 모터에 공급되는 전력이 끊기게 되고 펌프는 관성서행(Coastdown)하게 된다. 일차냉각계통 유량은 원자로 정상운전 및 보호를 위한 주요한 계통 운전변수이며, 원자로 보호계통(Reactor Protection System, RPS) 변수로 지정되어 있다. 펌프가 정지된 뒤, 일차냉각계통 유량이 감소하여 원자로보호계통 설정치 이하로 내려가게 되면 원자로 보호계통에 의해 정지된다. 원자로가 정지된 뒤에도 노심에서는 붕괴열이 발생하기 때문에, 붕괴열 제거를 위해 일정시간 동안 일차냉각계통 유량은 유지되어야 한다.

일차냉각계통 관성서행 유량을 유지시키는 에너지원은 일차냉각계통 펌프 관성바퀴, 회전축 및 모터 회전자 등의 회전운동에너지와 일차냉각계통 작동유체의 선형운동에너지이다. 보수적인 일차냉각계통 관성서행 유량 계산을 위해서, 본 연구의 펌프설계 단계에서는 일차냉각계통 작동유체에 의한 선형운동에너지는 고려하지 않았다.

관성바퀴 회전운동에너지와 펌프 소요동력 사이에는 식 (4)와 같은 관계가 있다. (3), (4), (9), (10)

$$I\alpha\omega = \frac{\dot{m}gh}{\eta} \tag{4}$$

식 (4)와 펌프의 상사성을 이용해 회전운동에너지에 의한 일차냉각계통 관성서행 유량을 계산하는 순서도를 Fig. 7에 나타내었다. 펌프 관성서행 중 일차냉각계통 작동유체의 온도는 거의 변하지 않기 때문에 밀도는 일정한 값으로 고려하였다. 따라서 식 (4)와 계산순서도에서 볼 수 있듯이 펌프 수력 효율은 관성서행 유량을 결정하는 주요한 인자이다. 펌프의 상사성과 효율의 관계는 기존의 연구를 통해 제시되어 있다. 본 연구에서 사용된 펌프 회전차 크기 및 회전속도 비율이 효율에 미치는 영향은 식 (5)와 같다. (11) 펌프 관성서행 중 펌프 형상은 변하지 않기 때문에 회전속도의 영향만 고려하였다.

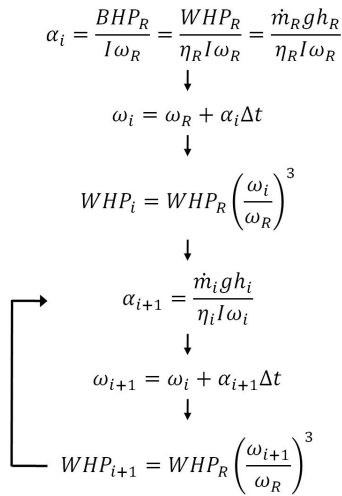


Fig. 7 Calculation diagram of the pump coastdown flow rate

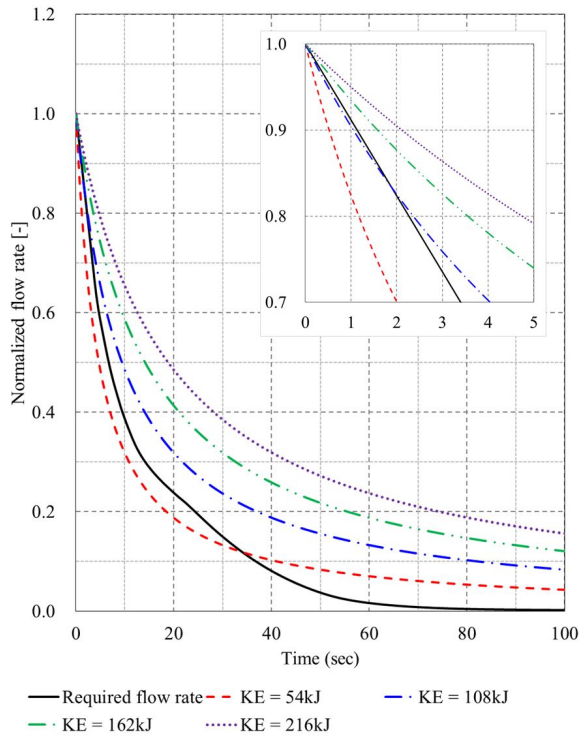


Fig. 8 Calculated coastdown flow rate of the primary cooling system

$$\eta_i = 1 - (1 - \eta_R) \left(\frac{\omega_R}{\omega_i} \right)^{0.1} \left(\frac{D_R}{D_i} \right)^{0.25}, \quad \frac{1}{15} \leq \frac{\omega_i}{\omega_R} \leq 15 \quad (5)$$

일차냉각계통 유량설계 및 압력강하, 유효흡입수두 여유도를 고려하여 일차냉각계통 펌프의 정격 유량, 양정 및 회전속도는 결정되었기 때문에, 펌프 관성서행 유량은 관성바퀴의 관성모멘트를 설계 변수로 하여 회전운동에너지를 계산하였다. 회전운동에너지 값에 따른 펌프 관성서행 유량을 Fig. 8에 나타내었다. 실선은 노심 붕괴열을 충분히 제거하기 위해 요구되는 관성서행 유량으로 노심 열수력설계 및 안

Table 2 Instrument list and accuracy

Instrument	Accuracy	Maker	Required Accuracy
Flow rate	± 0.28%	ABB	± 1.5%
Differential Pressure	± 0.2%	ABB	± 1.0%
Torque Detector	± 0.13%	ONO SOKKI	-
Speed meter	± 0.1%	TESTO	± 0.3%

전해석을 통해 얻어진다. 회전운동에너지가 54 kJ인 경우에는 설계요건을 만족하지 못한다. 회전운동에너지가 108 kJ인 경우에는 2초 이후에는 설계요건을 만족하지만 2초 이전에는 설계요건을 만족하지 못한다. 회전운동에너지가 162 kJ, 216 kJ인 경우에는 설계요건을 만족하는 것을 확인할 수 있다. 관성서행 유량을 바탕으로 펌프의 회전운동에너지는 162 kJ로 결정하였다. 관성바퀴는 실린더 형태로 설계되며 규제지침에 의해 탄소강(Carbon Steel)로 제작된다. 관성바퀴는 회전축에 열 박음(Shrinkage Fitting)으로 설치되며, 하중이 집중되는 곳이기 때문에 이를 고려한 베어링 설계가 요구된다. 관성바퀴의 건전성은 펌프 구조설계 및 일차냉각계통 펌프 관성바퀴와 관련된 규제지침을 고려한 설계를 통해 확보된다.^(12,13)

3. 일차냉각계통 펌프 시험

3.1 성능시험

펌프 성능시험은 ANSI/HI의 원심펌프 시험과 원자력분야 펌프의 주기시험 요건인 KEPIC 펌프 가동중 시험 요건 등에 따라 수행하였다.^(14~18) 시험 요건에서 요구하는 계측기 정밀도와 펌프 성능시험에 사용된 계측기 정밀도는 Table 2에 정리하였다. 시험을 통해 얻은 유량에 따른 양정, 동력, 효율 곡선을 Fig. 9에 나타내었다. 유량, 양정 및 동력은 정규화된 값을 사용하였다. 정격 운전점에서 80% 이상의 수력 효율을 가지는 것을 확인할 수 있다. 또한, 일차냉각계통의 설계유량 범위인 펌프 정격유량의 90~110%에서도 80% 이상의 수력 효율을 유지한다. 이를 통해 일차냉각계통 설계유량 범위에서 펌프가 안정적으로 운전될 수 있음을 예측할 수 있다.

성능곡선은 일반적으로 각각의 유량에서 측정된 값의 평균 값을 이용하여 얻어지게 된다. ANSI/HI의 시험요건에서는 펌프 성능시험 시설에서 측정된 값의 변동폭(Fluctuation)에 대한 허용범위 요건을 제시하고 있다. 측정 변수의 변동폭에 대한 허용범위 요건과 성능시험 시 정격 유량에서 얻어진 측정 변수의 변동폭을 Table 3에 정리하였다. 이를 통해 펌프 성능시험 결과가 안정된 상태에서 측정된 값을 확인할 수 있다. 펌프 성능시험 동안에는 수력성능 이외에도 펌프 케이싱, 플라이휠 및 모터에서 진동, 온도를 측정하여 펌프 정상 운전 요건에서 제시한 허용범위 이내에서 펌프가 운전되는

Table 3. Fluctuation of parameters

Measurement	Suction Head	Discharge Head	Flow rate	Power
Acceptable range	± 2.0%	± 2.0%	± 2.0%	± 2.0%
Results	± 0.1%	± 0.1%	± 0.2%	± 0.2%

Table 4. Pump mechanical conditions

Instrument	Acceptable value	Results
Pump vibration	< 3.0 mm/s	1.4 mm/s
Flywheel vibration	< 3.0 mm/s	0.4 mm/s
Motor vibration	< 3.0 mm/s	1.0 mm/s
Pump bearing temperature	< 80℃	38℃
Flywheel bearing temperature	< 80℃	38℃
Motor bearing temperature	< 80℃	44℃
Sound level	< 85 dB	82.6 dB

지 확인하게 된다. 또한 펌프 주변에서의 소음 수준도 측정하게 된다. Table 4에 진동 값, 온도 및 소음 수준에 대한 허용기준 및 결과를 측정 위치에 따라 정리하였다. 측정 결과를 통해 펌프는 허용범위 이내에서 안정적으로 작동하는 것을 확인 할 수 있다. 펌프 성능시험 시설에서 측정된 진동 값, 온도, 소음 수준은 최적의 운전상태 값이라고 볼 수 있다. 관련 값은 실제 원자로 건물의 일차냉각계통에 펌프가 설치된 뒤, 현장 시운전 및 계통 성능시험 시에 일차냉각계통 펌프의 성능 기준 값(Reference values)으로 사용되게 된다.

3.2 일차냉각계통 압력강하 허용범위 및 임펠러 가공 범위

일차냉각계통의 허용유량범위는 열설계유량의 106~112% 사이로 설계되었고, 펌프의 정격유량은 열설계유량의 109%로 설계되었다. 펌프의 수력성능 시험 결과를 바탕으로 일차냉각계통 압력강하의 허용 불확실도 범위를 결정하였다. 계통 압력강하 곡선은 식 (6)과 같이 유량의 제곱에 비례한다고 가정하였다.

$$\Delta P_{sys} = \frac{1}{2} k_{sys} \rho \left(\frac{\dot{m}}{\rho A} \right)^2 \quad (6)$$

계통 압력강하 특성은 압력강하계수로 표현될 수 있다. 즉, 일차냉각계통 압력강하 불확실도 허용범위는 압력강하 상수의 설계 불확실도 범위라고 할 수 있다. 펌프 성능곡선 시험 결과를 반영한 일차냉각계통 압력강하 불확실도 허용범위는 Fig. 9와 같다. 일차냉각계통의 허용 가능한 압력강하 불확실도는 최적설계값을 기준으로 -7~7% 범위임을 확인 할 수 있다. 이는 일차냉각계통 초기 설계 시에 가정하

-10~10% 범위 보다 3%씩 감소된 값이다.

한편, 일반적으로 원심펌프는 임펠러 외곽 지름 가공을 통해서 양정을 변화시킬 수 있다. 이때, 임펠러의 가공범위는 펌프 효율, 기계적인 건전성, 모터 동력 등을 고려하여 결정되게 된다. 본 연구에서 일차냉각계통 펌프의 임펠러 가공범위는 최대 지름을 기준으로 90%까지로 설계되었다. 펌프 시험 시, 임펠러를 최대 지름에서 최소 지름까지 가공하여 성능시험을 수행하였으며 결과는 Fig. 10에 나타내었다. 임펠러의 외곽 지름을 줄이게 되면, 일반적으로 펌프 성능곡선은 양정 축을 따라 변화하게 된다. 임펠러 가공을 통해 얻어진 펌프 성능곡선의 범위는 정격 양정을 기준으로 약 110~90%이다. 이와 같은 펌프 성능곡선의 설계범위를 고려한 일차냉각계통의 허용 가능한 압력강하 불확실도는 최적설계값을 기준으로 -15~18% 범위임을 Fig. 10을 통해 확인 할 수 있다. 그러나 일차냉각계통 펌프는 최종적으로 정격양정에 맞춰 제작, 시험, 설치되기 때문에 실제 시운전 시에 임펠러 가공을 통해 변화시킬 수 있는 성능곡선의 범위는 정격 양정을 기준으로 100~90%이다. 만약, 시운전 시에 일차냉각계통 유량이 최대설계유량을 초과했을 경우 임펠러 외곽 지름을 줄여서 일차냉각계통 유량을 줄일 수 있다. 그러나 시운전 시에 일차냉각계통의 유량이 열설계유량 미만일 경우에는 최대지름을 가지는 임펠러를 제작하여 펌프에 설치해야 될 수 있다. 이를 통해 일차냉각계통 유량을 증가시킬 수 있다.

3.3 요구유효흡입수두

펌프 유량에 따른 요구유효흡입수두를 측정하기 위해서는 우선 공동현상이 발생하지 않는 충분한 유효흡입수두를 가지는 범위에서의 양정을 기준 값으로 정해야 한다. 그 뒤에 펌프 입구 압력을 떨어뜨리려 유효흡입수두를 낮추게 된다. 정격 유량의 80%, 90%, 100%, 110%, 130%에서 유효흡입수두 변화에 따른 양정 곡선을 Fig. 11에 나타내었다. 유효흡입수두가 낮아지면서 일정 지점에서부터 양정이 감소하기 시작하는 것을 볼 수 있다. 이와 같은 양정감소는 공동현상으로 인해 나타난다. ANSI/HI에서는 양정이 3% 떨어진 지점의 유효흡입수두를 요구유효흡입수두로 정의하였다. 본 연구에서는 이 값을 요구유효흡입수두 3%로 정의하였다. 양정이 3% 떨어진 지점의 임펠러에서는 공동현상이 발생하고 있기 때문에, 공동현상이 발생하지 않는 영역에서 펌프를 운전하기 위해서는 충분한 유효흡입수두 여유도가 필요하다. 또한, 펌프 공동현상이 시작되는 지점을 예측하기 위해 양정이 1% 떨어진 지점과 양정이 떨어지기 시작하는 지점의 유효흡입수두를 요구유효흡입수두 1%, 요구유효흡입수두 0%로 각각 정의하였다. 한편, 펌프 시험 기준에 따라서는 양정이 아닌 효율이 3% 떨어지는 지점을 요구유효흡입수두로 정의할 수 있지만, 본 연구에서는 양정을 기준으로 요구유효흡입수

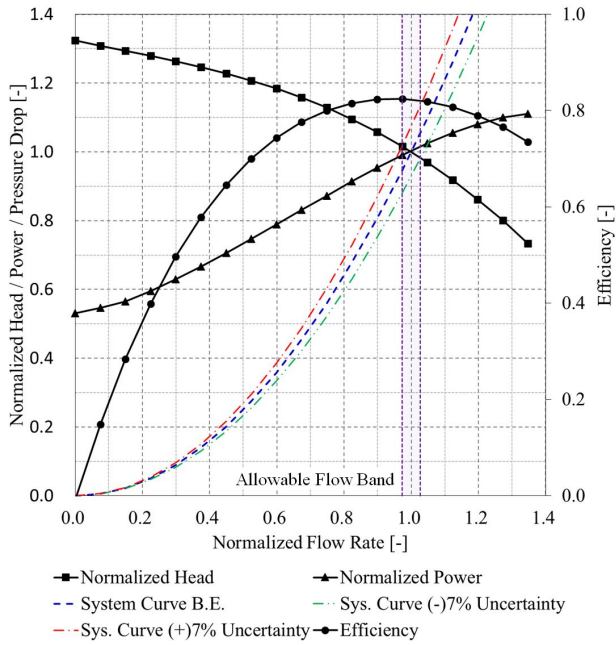


Fig. 9 Pump performance curves

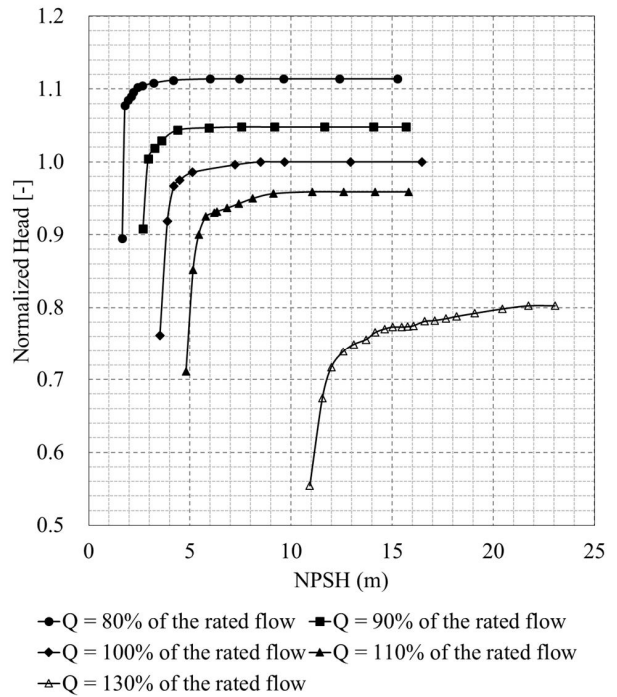


Fig. 11 Pump head with the NPSH

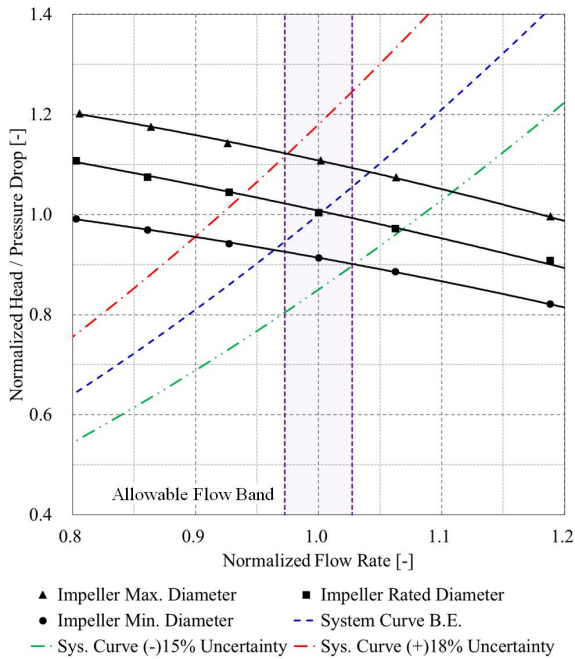


Fig. 10 Allowable uncertainties of the system resistance curve with impeller diameters

두를 결정하였다.

일차냉각계통 설계를 통해 얻은 가용 유효흡입수두와 펌프 시험을 통해 얻은 요구유효흡입수두를 Fig. 5에 유량에 따라 나타내었다. 유량이 증가할수록 가용 유효흡입수두는 감소하고 요구유효흡입수두가 증가하기 때문에, 일차냉각계통 최대설계유량을 기준으로 유효흡입수두 여유도를 평가하였다. 유효흡입수두 여유도는 일차냉각계통 최대설계유량에서 요구유효흡입수두 3%를 기준으로 약 200%이다. 또한 가

용 유효흡입수두가 요구유효흡입수두 0% 보다 높은 값을 가지고 있다. 이를 통해 일차냉각계통 펌프는 공동현상 없이 운전 될 수 있음을 예상 할 수 있다.

한편, 시험을 통해 얻은 요구유효흡입수두는 펌프 초기설계 단계에서 얻은 흡입비속도 및 계산을 통해 구한 요구유효흡입수두 보다 정격유량에서 약 2.5 m 큰 값을 가지고 있다. 만약, 펌프 시험 결과가 유효흡입수두 여유도를 만족하지 못하면 요구유효흡입수두를 낮추는 추가적인 펌프 수력부설계를 진행할 수 있다.

4. 일차냉각계통 관성서행 유량

연구용원자로 계통성능시험 시, 일차냉각계통의 유량은 열설계유량의 111%로 측정되었다. 이 값은 일차냉각계통 배관에 설치된 벤츄리 유량계를 통해 측정하였다. 일차냉각계통 관성서행 유량도 계통성능시험 시 측정되었다. 측정 유량에는 펌프에 의한 관성서행 유량 외에도 일차냉각계통 작동 유체의 선형운동에너지에 의한 관성서행 유량도 포함되어 있기 때문에 이에 대한 영향도 평가하였다. 펌프 전원이 끊긴 후, 시간에 따른 일차냉각계통 관성서행 유량을 Fig. 12에 나타내었다. 시험을 통해 얻은 관성서행 유량이 85초 부근에서 0 kg/s로 급격히 감소한 이유는 유량 계측기 설정으로 인한 것이다. 유량 계측기는 불확실도를 고려하여 정격유량의 10% 이하에서는 0 kg/s를 출력하도록 설정하였다. 시험 결과와 식 (4) 및 펌프 관성서행 유량 계산순서를 통해 계산된 관성서행 유량을 비교했을 때, 40초 정도까지 유사한

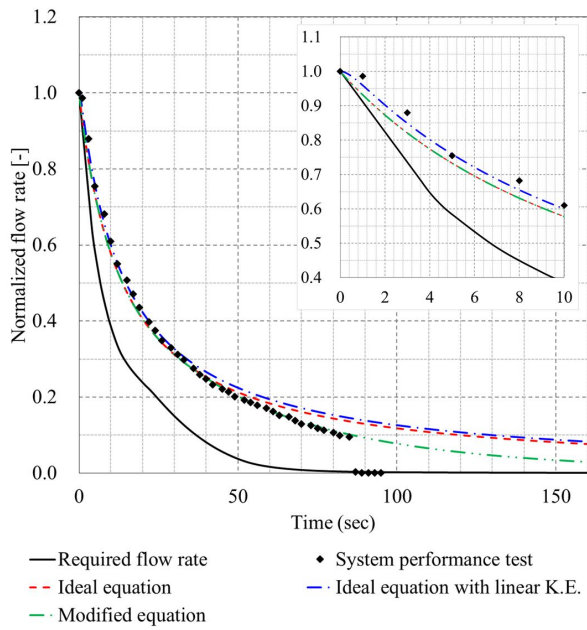


Fig. 12 Coastdown flow rate of the primary cooling system

결과를 보이고 있음을 볼 수 있다. 그러나 저유량 영역에서는 측정된 관성서행 유량이 수식 계산을 통해 얻은 결과보다 낮음을 볼 수 있다. 이와 같은 경향이 나타나는 이유는 저유량에서 일차냉각계통 압력강하가 증가하고, 펌프의 효율이 수력손실 증가로 인해 감소하기 때문이다. 일반적으로 저유량에서는 마찰계수가 커지기 때문에 압력강하가 증가하게 된다. 이와 같은 영향을 반영하기 위해 본 연구에서는 식 (7) 과 (8)에서와 같이 저유량 영역에서 펌프 효율을 보정하는 식을 제시하였다. 시험 결과를 바탕으로 정격유량의 30% 이하에서 펌프 효율을 감소시켰다.

$$\eta_i = 1 - (1 - \eta_R) \left(\frac{\omega_R}{\omega_i} \right)^{0.1}, \quad 0.3 < \frac{\omega_i}{\omega_R} \leq 1 \quad (7)$$

$$\eta_i = 1 - (1 - \eta_R) \left(\frac{\omega_R}{\omega_i} \right)^{0.1} \left(\frac{\omega_R}{\omega_i} / 0.3 \right)^{0.8}, \quad 0 \leq \frac{\omega_i}{\omega_R} \leq 0.3 \quad (8)$$

한편, 선형운동에너지와 회전운동에너지를 고려한 관성서행 유량은 식 (9)의 압력강하 상관식으로부터 구할 수 있다.⁽¹⁹⁾ 상관식으로부터 얻은 관성서행 유량은 Fig. 12에 나타내었다. Fig. 12의 관성서행 유량 초기 상태를 보면, 일차냉각계통의 선형운동에너지에 의한 관성서행 유량 증가는 정규화된 값을 기준으로 약 0.02~0.03[-] 정도이다. 이와 같이 선형운동에너지에 의한 관성서행유량 증가가 크지 않은 이유는 일차냉각계통 작동유체의 선형운동에너지가 펌프 회전체의 회전운동에너지의 약 3% 수준으로 작기 때문이다.

$$\left(\frac{L}{A} \right)_{sys} \frac{dm}{dt} + \frac{1}{2} k_{sys} \rho \left(\frac{m}{\rho A} \right)^2 - \rho gh = 0 \quad (9)$$

선형운동에너지를 고려하지 않으면 식 (9)의 관성서행 유량은 식 (4) 및 펌프 관성서행 유량 계산순서를 통해 계산된 유량과 동일하다.

시험을 통해 측정된 일차냉각계통 관성서행 유량이 노심 열수력설계 및 안전해석에서 요구하는 값을 만족하는 것을 Fig. 12를 통해 확인할 수 있다. 이를 통해 전원상실 사고 시, 노심 붕괴열이 관성서행 유량을 통해 충분히 제거될 것이라고 볼 수 있다.

한편, 저유량 영역에서의 관성서행 유량은 일차냉각계통 압력강하 변화로 인한 펌프 운전점 변화 및 펌프 수력효율 감소 등이 복합적으로 작용하기 때문에 추가적인 연구 및 검증시험이 필요하다.^(20~22)

5. 결론

일차냉각계통 펌프는 원자로 정상운전 중 핵연료를 충분히 냉각할 수 있는 유량을 제공하게 된다. 또한 전원상실 사고 시 관성서행 유량을 제공하여 원자로 정지 시 발생하는 노심 붕괴열이 제거될 수 있도록 한다. 본 연구에는 일차냉각계통 유량설계, 유효흡입수두 여유도, 관성바퀴 설계 등을 고려하여 비속도 0.59[-], 비직경 4.95[-]의 원심펌프를 설계하였다.

성능시험을 통해 얻은 펌프 성능곡선을 기준으로 일차냉각계통 압력강하 설계 허용 불확실도 범위를 -7~7%로 결정하였다. 또한 임펠러 가공범위를 통한 펌프 성능곡선 설계 범위를 확인하였다. 이를 통해 시운전 시 일차냉각계통 유량이 설계 유량범위를 벗어날 경우에 대해 대비하였다. 또한, 펌프 요구유효흡입수두 시험을 통해 유효흡입수두 여유도를 확인하였다. 일차냉각계통 설계 유량범위에서 가용 유효흡입수두가 요구유효흡입수두 3%, 0%보다 큰 값을 가짐을 보였다. 이를 통해 원자로 정상운전 시, 펌프는 공동현상 없이 안정적으로 운전 될 수 있다.

일차냉각계통 펌프의 전원이 상실 될 경우, 원자로는 정지되고 노심 붕괴열은 펌프에서 제공하는 관성서행 유량으로 제거된다. 펌프 상사법칙과 관성바퀴의 회전운동에너지를 이용하여 관성서행 유량을 계산하였으며, 노심 냉각유량을 고려하여 162 kJ의 회전운동에너지를 가지는 관성바퀴를 설계하였다. 일차냉각계통 관성서행 유량 측정을 통해, 측정 유량이 붕괴열 제거에 필요한 유량보다 큰 값을 보였다. 한편, 관성서행 유량 초기 값은 계산값과 측정값이 유사한 결과를 보이고 있다. 그러나 관성서행 유량 후반부에는 계산값이 측정값보다 큰 값을 보인다. 이는 저유량에서 계통 압력강하 값과 펌프 효율을 정확히 예측하지 못한 것이기 때문이다. 본 연구에서는, 저유량 영역에서의 관성서행 유량 계산을 위해, 저유량 영역에서의 펌프 효율 식을 제시하여 계산값의 예측 정확도를 향상시켰다.

후 기

본 논문은 과학기술정보통신부에서 시행한 연구로 공학기술 연구과제의 연구개발 성과입니다.

References

- (1) IAEA, 2001. The Applications of Research Reactor, IAEA-TECDOC-1234.
- (2) Seo, K. W., Yoon, H. G., Park, H. B., Park, K. J., Jung, K. J., Seo, S. M., Choo, Y. S., Kim, S. H. and Wu, S. I., 2017, "Commissioning Experience for Reactor and Primary Cooling System of Jordan Research and Training Reactor," 18th IGORR (International Group on Research Reactors) conference and IAEA Workshop.
- (3) Gao, H., Gao, F., Zhao, X., Chen, J. and Cao, X., 2011, "Transient Flow Analysis in Reactor Coolant Pump Systems During Flow Coastdown Period," Nuclear Engineering and Design, Vol. 241, pp. 509~514.
- (4) Farhadi, K., 2010, "Analysis of Flow Coastdown for an MTR-pool Type Research Reactor," Progress in Nuclear Energy, Vol. 2010, pp. 573~579.
- (5) Stepanoff, A. J., 1957, Centrifugal and Axial Flow Pumps, John Wiley & Sons, New York.
- (6) ANSI/HI 9.6.1, 1998, American National Standard for Centrifugal and Vertical Pumps for NPSH Margin.
- (7) Gulich, J. F., 2007, Centrifugal Pump, Springer.
- (8) Acosta, A. J., Tsujimoto, Y., Yoshida, Y., Azuma, S., and Cooper, P., 2001, "Effects of Leading Edge Sweep in the Cavitating Characteristics of Inducer Pumps," International journal of Rotating Machinery, Vol. 7, No. 6, pp. 397~404.
- (9) Yoon, H. G., Park, Y. C., Seo, K. W., Chi, D. Y., and Yoo, I. S., 2011, "Prediction Model of the HANARO Primary Cooling Pump Coastdown," Transactions of the Korean Nuclear Society Spring Meeting.
- (10) Alatrash, Y., Kang, H. O., Yoon, H. G., Seo, K. W., Chi, D. Y. and Yoon, J., 2015, "Experimental and Analytical Investigations of Primary Coolant Pump Coastdown phenomena for the Jordan Research and Training Reactor," Nuclear Engineering and Design, Vol. 286, pp. 60~66.
- (11) Stephen, L., 1965, Impeller Pump, Pergamon Press.
- (12) Regulatory Guide 1.14, 1975, Reactor Coolant Pump Flywheel Integrity, Nuclear Regulatory Commission.
- (13) NUREG-0800, 2007, Standard Review Plan for the Review of Safety Analysis Reports for Nuclear Power Plants, Nuclear Regulatory Commission.
- (14) ANSI/HI 1.6, 2000, American National Standard for Centrifugal Pump Tests.
- (15) KEPIC MOB, 2005, In-service Test of Pumps, 2005 Ed.
- (16) KEPIC MGF, 2005, Pumps-Mechanical General, 2005 Ed.
- (17) KEPIC EEB 2200, 2006, Test Procedure for Polyphase Induction Motors and Generators, 2005 Ed. With 2006 2nd Add.
- (18) NEMA MG 1, 2006, Motors and Generators, 2006 Ed.
- (19) Lewis, E. E., 1977, Nuclear Power Reactor Safety, John Wiley & Sons Inc., New York.
- (20) Oh, H. W. and Chung, M. K., 1999, "Optimum Values of Design Variables Versus Specific Speed for Centrifugal Pumps," Proceedings of the Institution of Mechanical Engineering, Vol. 213, Part A, pp. 219~226.
- (21) Daily, J. W. and Nece, R. E., 1960, "Chamber Dimension Effects on Induced Flow and Frictional Resistance of Enclosed Rotating Disks," ASME Transaction Journal of Basic Engineering, Vol. 82, pp. 217~232.
- (22) Munson, R. B., Young, D. F. and Okiishi, T. H., 2002, Fundamentals of Fluid Mechanics, John Wiley & Sons, 4th Edition.