

고레이놀즈수 유동 장치에서 Y형 이음의 유동 특성

박 정 근,^{*1} 박 종 호,² 박 용 철³

¹SDD (주) 설계기술본부

²충남대학교 기계공학과

³창연기계기술

A FLOW CHARACTERISTICS FOR Y-CONNECTION IN HIGH-REYNOLDS-NUMBER FLOW SYSTEM

Jung Gun Park,^{*1} Jong Ho Park² and Young Chul Park³

¹Div. of Design and Technology, SDD Co., Ltd.

²Dept. of Mechanical Eng. Chungnam Nat'l Univ.

³Chang-Yeun Mechanical Technology

In nuclear power plant, the reactor cooling system has maintained high-Reynolds-number flow above $1E+07$ to cool a heat generated by the reactor. To minimize uncertainty for flow calibration, it is necessary to simulate the high Reynolds' number flow. Y-connection is selected to connect four (4) parallel high flow circulation pumps for maintaining the high flow rate. This paper describes the characteristics for Y-connection by computer flow simulation. It was confirmed through the results that the pressure loss of the Y-connection was lower than that of T-connection. Also as the connection angle of Y-connection was small, as the pressure loss was low.

Key Words : 원자력발전소(Nuclear Power Plant), 고레이놀즈수 유동(High-Reynolds-Number Flow), 유동 특성(Flow Characteristics), Y형 이음(Y-Connection)

1. 서 론

원자로의 출력을 증강시키는 방법 중에는 급수유량계의 정확도를 개선함(measurement uncertainty recapture method)으로서 열출력을 1.0~1.7% 증가시킬 수 있다. 이러한 방식은 1990년대 이후 미국에서 다수의 원자력 발전소에서 수행한 사실이 보고되고 있다[1]. 고레이놀즈수 유동에 사용하는 유량계는 저레이놀즈수 유동에서 교정하여 보증계수를 고려함으로써 불확실도가 증가한다. 이를 실제 유량으로 교정하는 경우 불확실도를 낮출 수 있어 추가 변경 없이 실제적으로 원자로 출력을 증가시킬 수 있다[1].

이를 위해 고레이놀즈수 유동의 유량을 교정하기 위한 시설이 개발되고 있다. 원자력 발전소의 노심냉각계통은 $1E+07$

이상의 고레이놀즈수 유동(high Reynolds number flow)으로 운전하고 있다. 이 유로 상에 설치되는 유량계를 검증하기 위해 실제 유량을 모의하기 위한 유동모의장치(flow simulation facility) 개발을 준비하고 있다[2].

고레이놀즈수 유동을 모의하기 위해서는 대구경 고유속이 필요하며 이를 모의하기 위해 펌프를 병렬로 설치하게 된다. 병렬로 설치된 각 펌프의 토출관을 한 개의 공통 토출관으로 묶기 위해 가장 많이 사용하는 방법이 T형 이음관(T-type connector)이다. 이때 유동은 T형 이음관의 가지관 쪽으로 고 유속이 형성되므로 압력손실이 커져 시설 유지비가 증가한다. 이를 개선하기 위한 방안으로 Y형 이음관(Y-type connector)을 검토하였다.

본 논문은 전산유체해석 기법으로 Y형 이음관과 T형 이음관의 유동특성을 모의하여 압력손실 및 유동의 안정성 및 Y형 이음관의 사잇각(접속각도)에 따른 유속과 압력분포를 모의하였다. 해석결과를 바탕으로 Y형 이음관의 최적한 형상을 구하였다. 이를 바탕으로 유동모의장치를 구성하고 계통의 유동특성을 확인하기 위해 유동해석을 하였다.

Received: June 26, 2012, Revised: June 4, 2013,

Accepted: June 5, 2013.

* Corresponding author, E-mail: jg1012@sddro.com

DOI <http://dx.doi.org/10.6112/kscfe.2013.18.2.001>

© KSCFE 2013

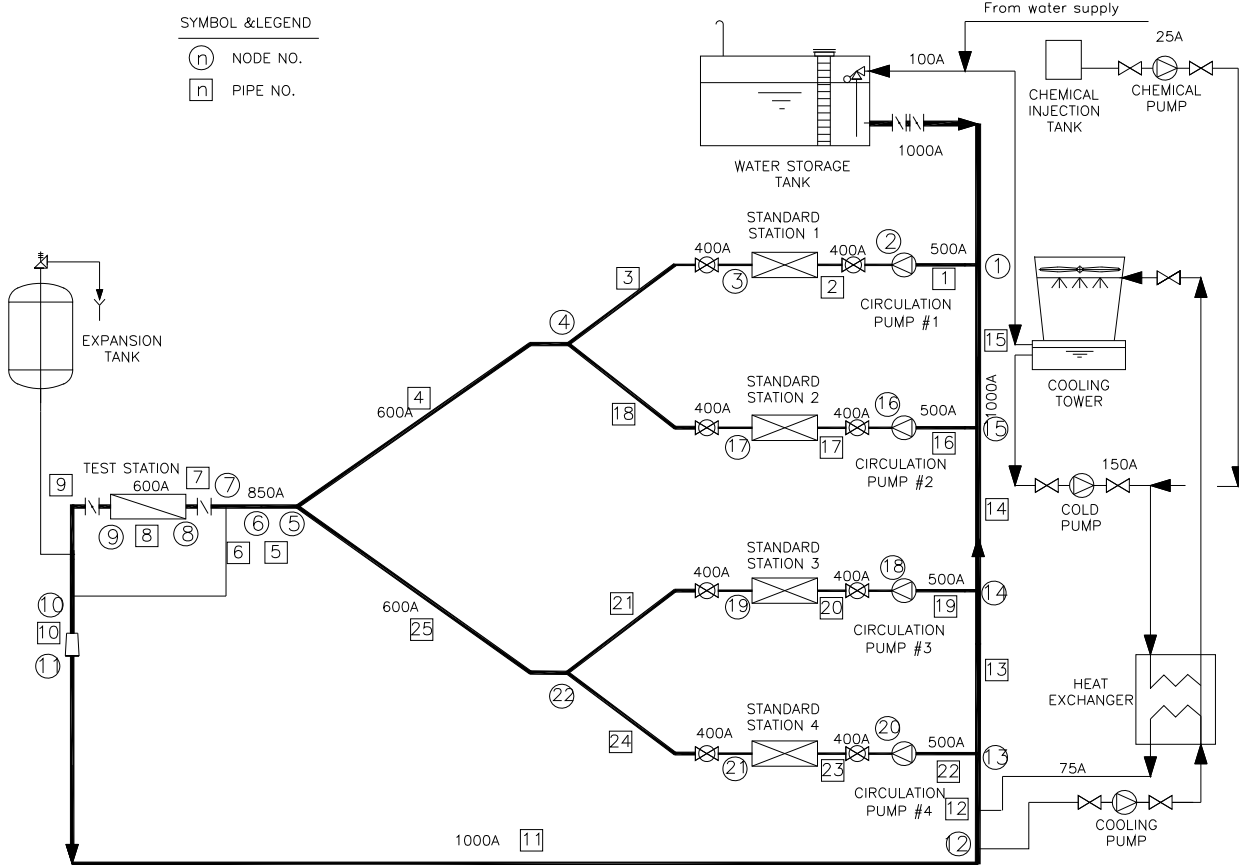


Fig. 1 Flow diagram including node no. and pipe no. for flow analysis

2. 고레이놀즈수 유동모의장치

Fig. 1은 계략적인 계통 구성을 보여 주고 있다. 유동모의 장치는 유량계 시험장치(test station), 검증장치(standard station), 수질 및 온도조절장치로 구성된다. 유량계 시험장치는 검증할 유량계를 설치하여 시험한다. 따라서 유동특성에 맞도록 고레이놀즈수 유동을 모의하기 위한 구간이다.

난류유동을 충분히 발달시키기 위해서는 약 100D(관내경의 100배)의 직선구간이 필요하다[3]. 그러나 이는 시설투자비가 상승하므로 기 보고된 자료[1]에 따라 약 60D의 직선구간을 형성하여 펌프의 맥동을 최소화하였다. 유동모의장치의 주요사양은 Table 1에 나타내었다.

이 장치는 4대의 펌프를 병렬로 구성하여 강제순환방식으로 시험유량을 공급한다. 표준유량계가 설치되어 시험대상 유량계를 실시간으로 검증할 수 있다. 그리고 표준유량계에 안정된 유량을 공급하기 위해 유량계 전단에 정류관(straightener)이 설치되어 있다.

수질 및 온도조절장치에는 화공약품 주입장치를 구성하여 부식, 스케일, 슬라임(slime), 슬러지(sludge)가 형성되지 않도록 하였다[4].

그리고 순환유체와 접하는 부분은 스테인리스강을 사용하여 부식이 생기지 않도록 하였다. 정화된 물로 관로가 채워지면 저장 탱크의 출구를 닫아 폐루프(closed loop)를 구성하고 펌프를 가동한다. 이 경우 펌프의 공급동력은 압력손실을 유지하는데 소모되므로 이 열을 이용하여 유체를 가열하도록 하였다[5]. 그리고 가열효과를 높이기 위해 배관과 기기를 보온하였다.

잔열을 제거할 수 있도록 열교환기와 냉각탑을 구성하였다. 펌프에서 발생하는 열은 순환유체를 90°C로 가열하여 레이놀즈수를 상승시킨다. 그리고 시험관을 지난 회수관에 분기

Table 1 Specification for flow simulation facility

Description	Conditions	Unit
Target Reynolds number	2.5E+07	-
Running length of test flowmeter	50D for inlet 10D for outlet	-
Total flow rate	12000	m ³ /h
Quantity of pump	4	EA
Unit flow rate	3000	m ³ /h
Design/operation temp.	100/90	°C
Design/operation press.	1/0.5	MPag

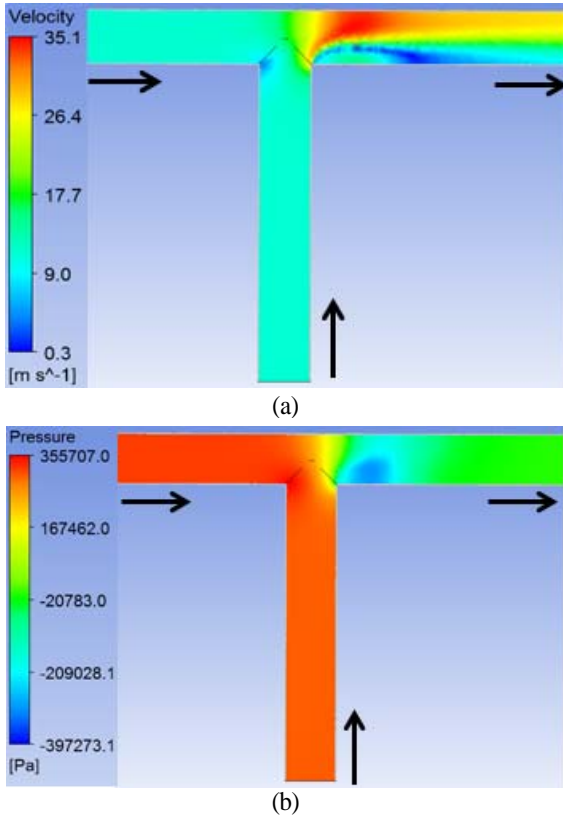


Fig. 2 (a) Velocity profile and (b) Pressure profile for T-type connection

관을 설치하여 순환유체의 일부가 열교환기를 지나게 하여 잔열을 제거함으로써 운전온도를 유지하였다.

펌프의 날개 주변에서 생기는 기화현상을 최소화하기 위해 충분한 유효흡입수두(NPSHa, net positive suction head available)가 유지되도록 펌프탱크를 높은 위치에 배치하였다. 이는 정압 수두(static pressure head)를 높여 안정된 유동을 형성하고 펌프에서 발생하는 잔여맥동 제거 및 열팽창을 흡수한다.

3. Y형 이음관의 특성

3.1 펌프의 공통 토출관의 이음방법

4대의 펌프가 병렬로 설치되어 있는 경우 각 토출관을 한 개의 공통 토출관으로 연결하는 방법은 여러 가지가 있다. 그 중에서 가장 많이 사용하는 것이 T형 이음관이다. 그러나 고 레이놀즈수 유동에서는 유속이 빠르기 때문에 압력손실이 작은 연결방식을 검토하였다.

검토방법은 상용 프로그램[6]으로 Y형 이음관과 T형 이음관을 모의하여 유동상태와 압력손실을 비교하였다. 이를 위해 요구되는 해석조건은 Table 1과 같다. 유동해석의 지배방정식

은 식 (1) 및 (2)와 같이 질량보존법칙과 운동량 보존법칙을 적용하였다[6].

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot \rho U = 0 \tag{1}$$

$$\rho \frac{DU}{Dt} = -\nabla P + [\nabla \tau] + \rho g \tag{2}$$

전체 계산격자는 약 100만개의 사면체 격자를 사용하였다. 정상상태유동에 대한 해석을 수행하였으며, 난류모델은 이음관에서의 후류를 고려하여 k- ω 난류모델을 사용하였다. 경계 조건은 입출구에서는 모든 변수들이 완전히 발달된 유동(fully developed flow)의 값을 가진다고 가정하였다. 그리고 벽면에서는 미끄럼이 없는 상태로 간주하였다. 열전달 모델은 등온 조건을 사용하였으며, 벽면엔 단열조건을 부여하였다.

3.2 압력손실 비교

Fig. 2(a)와 2(b)는 내경 300A (12인치) 관에서 두 개의 입구에서 각각 3000 m³/h의 유량으로 유입되어 한 개의 토출관으로 유출되는 경우 T형 이음관의 속도분포와 압력분포를 각각 보여 주고 있다. Fig. 2(a)에서 화살표가 그려져 있는 입구와 출구의 속도는 각각 10 m/s와 24 m/s를 상회한다. 접합점 직후 안쪽에는 박리현상을 보이고 바깥쪽에서는 관성력에 의해 쏠림현상으로 유속이 빨라짐을 알 수 있다. 접합점을 지나서도 유속분포가 불안정함을 보이고 있다. Fig. 2(b)에서는 접합점 직후에 부압을 보이다가 점차 회복됨을 보이고 있다. 접합점을 기준으로 각각 1.5D 떨어진 지점간의 차압은 약 320 kPa이다.

Fig. 3(a)와 3(b)는 Fig. 2와 동일한 유동조건에서 Y형 이음관의 사잇각을 90°, 60°, 45° 및 30°로 접합하는 경우 속도와 압력분포를 각각 보여 주고 있다. Fig. 3(a)에서 접합점 직후의 유동상태는 T형 이음관과 비교하면 훨씬 안정된 상태를 보이고 있다. 이때 접합점을 기준으로 각각 1.5D 떨어진 지점간의 차압은 Fig. 2(b)와 같이 222 kPa, 210 kPa, 206 kPa 및 203 kPa를 각각 보이고 있어 Y형 이음관의 차압은 T형 이음관의 약 70% 수준으로 감소하였다. 그리고 지시한 값에서 보여주듯이 이음각도가 작을수록 작은 차압을 보이고 있다. 사잇각이 60° 이하인 경우에는 차압이 210 kPa에서 203 kPa를 지시하고 있어 차압의 차이가 7 kPa (3.5% 편차) 이하를 지시하고 있으나 펌프 배치 및 설치 길이는 사잇각이 클수록 최소화 할 수 있으므로 사잇각을 60°로 정하였다.

3.3 Y형 이음관의 연결방법에 따른 압력손실

Y형 이음관에 크기가 다른 관을 설치하는 방법은 이 이음관 입구에 축소관을 설치하는 방법과 반대로 출구에 확대관

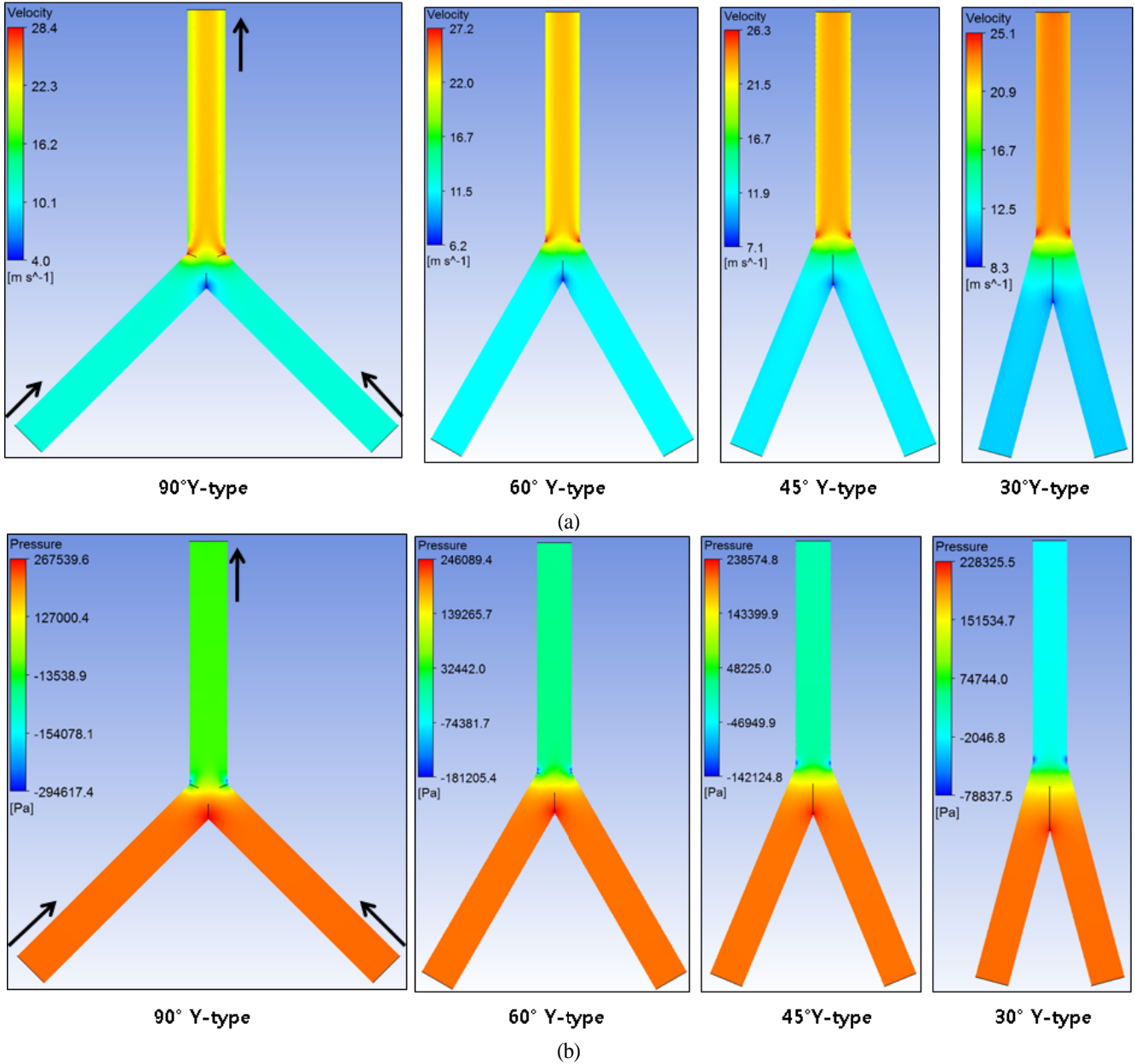


Fig. 3 (a) Velocity profile and (b) Pressure profile for Y-type connection

을 설치하는 방법이다. 이음관의 압력손실을 낮추기 위해서는 관내의 유속이 낮아야 하므로 전자의 방법을 선택하였다. 그리고 입구관을 300A로 하는 경우 유속이 10 m/s를 상회하는 고유속이므로 압력손실을 줄이기 위해 입구관을 400A (16인치)로 변경하고 유속을 약 6 m/s로 하였다. 마찬가지로 출구관의 크기는 설계유량 6000 m³/h에 대해 약 6 m/s의 유속을 가지도록 600A (24인치)로 정하였다.

이 이음방식에 대해 유동해석을 하여 그 결과를 Fig. 4(a)와 4(b)에 나타내었다. Fig. 4(a)에는 이음관 내의 속도분포를 보여주고 있다. 출구관 입구에서 속도가 약 8 m/s로 증가함을

보이나 통과하면서 약 6 m/s로 안정됨을 보이고 있다. 이때의 차압은 Fig. 4(b)에서 보여 주는 바와 같이 약 8 kPa를 지시하여 압력손실계수는 약 0.43으로 계산되었다.

그리고 Fig. 5(a)와 5(b)에서는 1개의 공통 토출관의 이음에 사용한 Y형 이음관에 대한 유동해석결과를 보여주고 있다. 설계유량 12000 m³/h를 이송하기 위해 850A (34인치)의 Y형 이음관에 입구관에 600A 축소관을 부착하였다. Fig. 5(a)에서는 이음관 내의 속도분포를 보여 주고 있다. 출구관 입구에서 속도는 600A의 경우와 마찬가지로 약 8 m/s로 증가함을 보이나 입구를 통과하면서 약 6 m/s로 안정됨을 보이고 있다. Fig. 5(b)

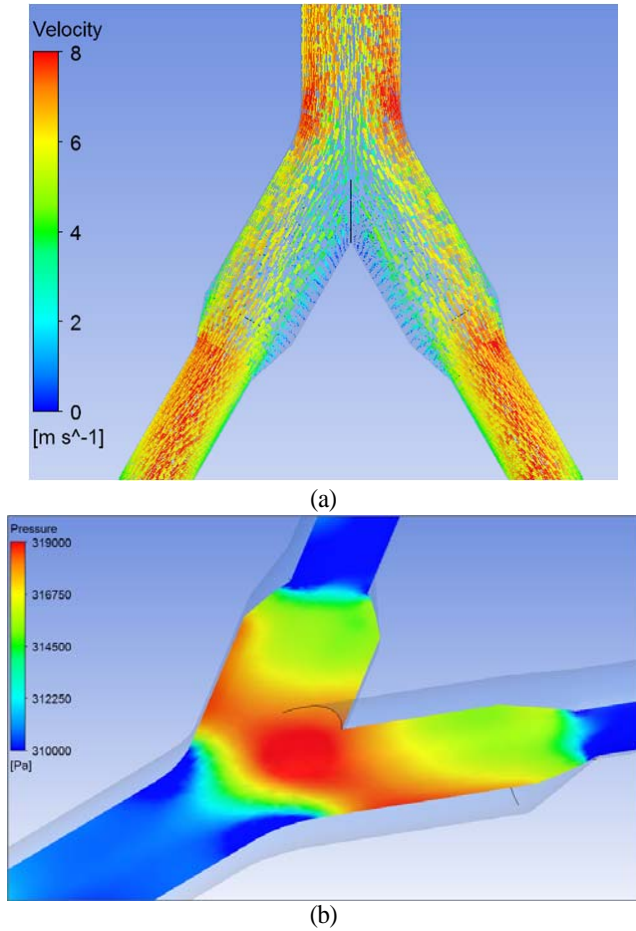


Fig. 4 (a) Velocity vector contour for 600A Y-type connection attached 600Ax400A reducer and (b) Pressure profile for 600A Y-type connection attached 600Ax400A reducer

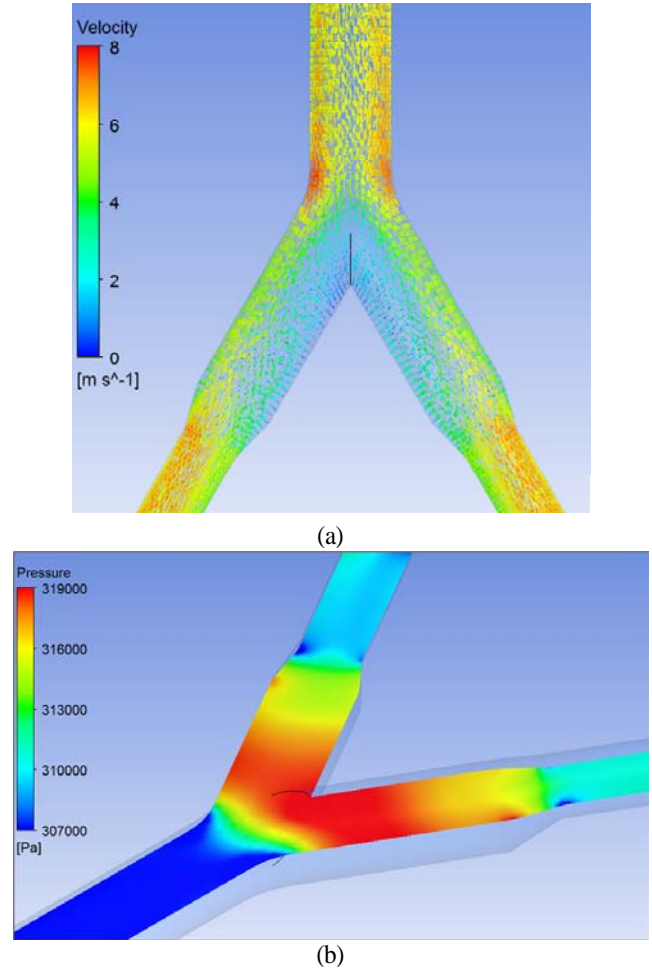


Fig. 5 (a) Velocity vector contour for 850A Y-type connection attached 850Ax600A reducer and (b) Pressure profile for 850A Y-type connection attached 850Ax600A reducer

는 이음관 내의 압력분포를 보여 주고 있다. 입출구위 압력손실은 약 12 kPa를 지시하여 압력손실계수는 약 0.65로 계산되었다.

4. 유동모의장치의 유동해석

4.1 유동해석 방법

유동모의장치의 유동특성을 확인하기 위하여 상용 프로그램[7]을 이용하여 유동해석을 하였다. 유동모의장치는 Fig. 1과 같이 고도, 관경 및 유량의 변화를 기준으로 해석점과 배관을 각각 22개와 25개로 구분하였다. 해석조건은 Table 1과 같이 운전조건과 동일하게 적용하였다. 해석방법은 초기압력을 가정하여 예상유량을 계산하고 이를 반복하여 각 해석점의 압력과 유량을 계산하였다. Fig. 1에서 보여주는 바와 같이 해석점 10은 팽창탱크가 설치되는 지점으로 탱크의 수위를 예측할 수 있으므로 해석점 10의 압력을 초기압력으로 지정하였다.

계통 내의 압력손실은 배관과 기기에 의해 발생한다. 배관은 관 내벽의 표면 거칠기에 따라 마찰손실이 발생하므로 난류유동에 적합한 하젠-윌리엄 상수(Hazen-Williams coefficients)를 적용하였다. 이에 따라 스테인리스강 배관표면은 대단히 매끄러운 상태로 간주하여 마찰손실계수를 지정하였다[7].

기기의 압력손실은 유동표면의 마찰과 유동방향과 유속의 변화에 따라 발생한다. 이를 보상하기 위하여 배관 관경과 레이놀즈수를 보정한 복합 K 방식(multiple K method)[8]을 적용하였다. 관계식은 식 (3)과 같다.

$$K = \frac{K_1}{Re} + K_2 \left(1 + \frac{1}{D} \right) + K_3 \quad (3)$$

그리고 주요기기의 압력손실계수는 제작자가 제공한 자료에 따라 하젠 포아젤 관계식(Hagen-Poiseuille equation)으로 계

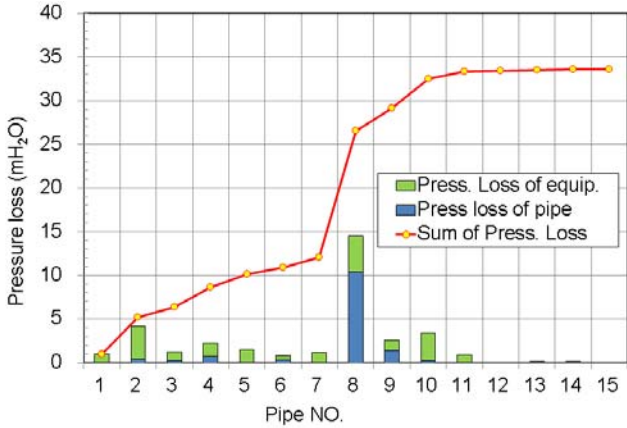


Fig. 6 System pressure loss

산)하여 Table 2에 각각 나타내었다.

펌프의 특성곡선은 참고자료[3]에 따라 식 (4)와 같이 포물선의 관계식으로 표시할 수 있다. 이 식의 상수는 포물선 식이므로 두 개의 운전점을 적용하여 구하였다.

$$\Delta P = A + B \times Q^2 \tag{4}$$

4.2 유동해석결과

4.2.1 계통압력손실

정상운전조건으로 설계유량이 계통 내에 흐르는 경우에 각 파이프의 압력손실을 계산하여 그 결과를 Fig. 6에서 보여 주고 있다. 그림에서 막대그림은 구간별 압력손실을, 실선은 압력손실의 누계를 각각 나타내고 있다. 각 배관의 압력손실누계인 계통압력손실은 약 33.4 mH₂O로 계산되었다. 이는 펌프의 정격유량을 만족하기 위한 요구양정이므로 펌프는 이 조건을 만족하여야 설계유량을 얻을 수 있다.

계통압력손실의 주요부분은 2, 3 및 8번 배관이다. 각 배관에는 표준측정장치, 유량제어용 볼밸브 및 시험관이 각각 설치되어 있다. 특히, 8번 배관은 시험구간으로서 고레이놀즈수 유동을 형성하기 위해 고유속을 유지하므로 압력손실이 과다하게 발생하고 있다. 이 손실은 전체압력손실의 약 30%를 차지하였다.

2번 배관에는 병렬로 설치된 펌프 분기관에 표준측정장치

Table 2 Pressure loss coefficient for major components

Description	Size	Press. diff. (kPa)	Press. loss coefficient (K)
Straightener	400A	3	1.4
	600A	4.3	0.2
Y-connector	600A	8	0.43
	850A	12	0.65
Reducer	850Ax600A	-	0.32
	600Ax850A	-	0.52

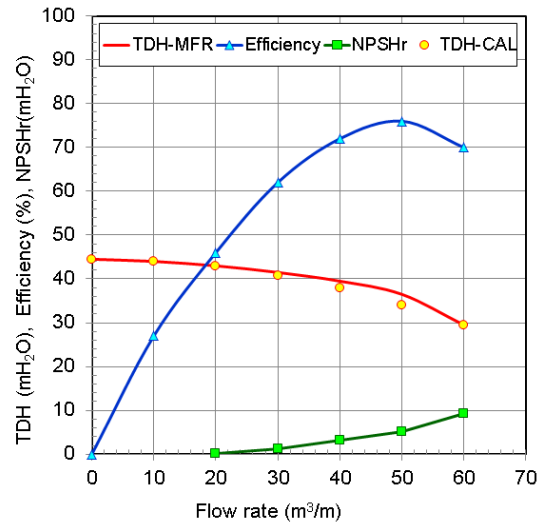


Fig. 7 Pump performance curve

가 설치되어 있다. 이 측정장치에는 짧은 구간에서 유량을 안정시키기 위해 정류관이 설치되어 있어 압력손실을 유발하고 있다. 그리고 3번 배관에서는 유량제어용 볼밸브가 설치되어 있어 압력손실을 유발하고 있다. 따라서 배관의 압력손실은 고레이놀즈수 유량을 얻기 위해 고유속으로 흐르기 때문에 과다하게 유발됨을 알 수 있다.

4.2.2 펌프의 성능곡선

Fig. 7은 제작자가 제공한 펌프의 예상성능곡선으로서 유량에 대해 양정, 축동력 및 효율을 보여 주고 있다. 정격유량 50 m³/m (3000 m³/h)이 흐르기 위해서는 약 33.4 mH₂O의 양정이 필요하다. 이때의 펌프의 비회전수는 양흡입인 경우 414 (m³/min, m, rpm)이고, 효율은 약 80%이다.

식 (4)에 따라 정격운전점(rated operation point)과 체절운전점(shut off operating point)으로 양정곡선식을 구하여 양정(TDH, total discharge head)을 계산하였다. 이 값(TDH-CAL)을 제작자 성능곡선(TDH-MFR)과 비교하면 Table 3과 같이 평균 상대오차는 약 2%를 보여 제작자 성능곡선과 잘 일치함을 보여 주고 있다.

Table 3 Error of calculated pump performance curve

Flow rate (m ³ /min)	THD-MFR (mH ₂ O)	THD-CAL (mH ₂ O)	Relative error (%)
0	44.5	4.45E+01	0.0E+00
10	44	4.41E+01	1.9E-01
20	43	4.28E+01	3.9E-01
30	41.5	4.08E+01	1.8E+00
40	39.5	3.78E+01	4.4E+00
50	36.5	3.41E+01	7.1E+00
60	29.5	2.95E+01	0.0E+00
Average			2.0E+00

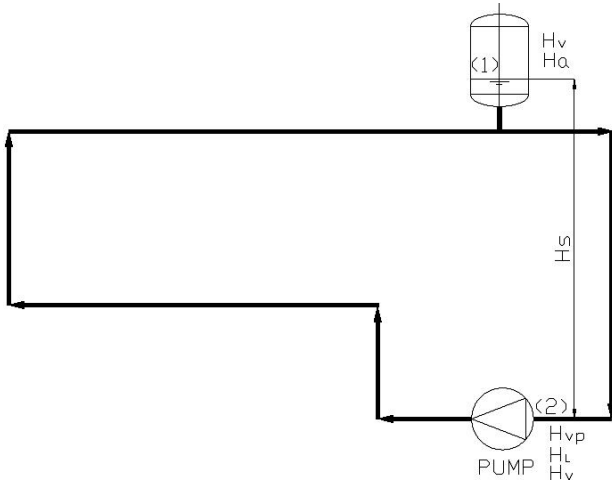


Fig. 8 Schematic diagram to review pump cavitation

4.2.3 캐비테이션

펌프가 적정유량을 공급하기 위해서는 안정된 상태로 가동되어야 한다. 운전 중에 캐비테이션이 발생하면 진동이 발생하고 유량 및 양정의 변화가 생긴다. 뿐만 아니라 심하면 점침식 등으로 회전차의 날개가 손상될 수 있다. 따라서 펌프는 캐비테이션(cavitation) 없이 안전하게 운전하는 것이 필요하다.

캐비테이션을 막기 위한 임계점을 계산하기 위해 Fig. 8과 같이 기기 배치상태를 개략적으로 나타내었다. 캐비테이션은 펌프의 회전차 중심에서의 압력이 유체의 증기압 보다 낮은 경우에 증발하여 기포가 발생하는 현상이다. 이를 막기 위해서는 펌프의 유효흡입수두가 요구흡입수두(NPSHr, net positive suction head required)보다 크도록 펌프를 설치하여야 한다⁽¹⁰⁾.

그 위치는 그림에서 펌프가 흡입하는 유체표면과 순환펌프의 회전차 중심까지의 정압흡입수두(static suction head) H_s 로 나타내었다. 따라서 수조표면 (1)과 펌프의 축중심 (2)에 대하여 캐비테이션이 생기는 경우 베르누이 방정식을 세우면 H_s 는 식 (5)와 같이 정리된다.

$$H_s = H_a - (H_{vp} + H_v + H_L + NPSHr) \quad (5)$$

순환유체의 최대운전온도가 90°C이므로 이때의 증기압수두 (H_{vp})는 7.2 m, 대기압 수두(H_a)는 10 m, 흡입관 속도손실수두(H_v)는 0.6 m, 흡입관 마찰손실수두(H_L)는 Fig. 8에서 1번 배관의 압력손실수두인 약 1.3 m이다. 펌프 제작자가 제공한 요구흡입수두는 5.2 m이므로 H_s 는 4.3 m 이상이어야 한다. 실체는 7.1 m이다. 따라서 충분한 정압흡입수두를 가지므로 유효흡입수두(8 m)는 펌프의 요구흡입수두를 만족하여 펌프는 안정되게 운전할 수 있음을 알 수 있다⁽¹⁰⁾.

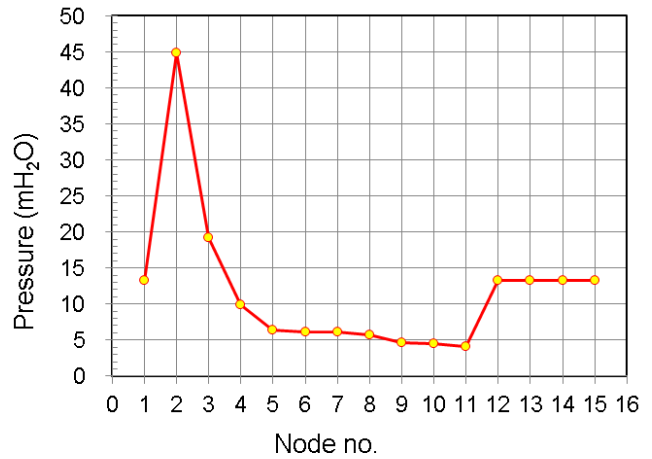


Fig. 9 System pressure for pipe number

4.2.4 계통압력분포

순환펌프가 정상적으로 운전하는 경우 각 해석점의 압력 분포를 절대압력으로 계산하여 Fig. 9에 나타내었다. 그림에서 해석점 1번에서 15번까지는 펌프가 순환유체를 가압하여 표준측정장치, 공통배관 및 시험관을 거쳐 재순환 과정을 보여주고 있다. 해석점 15-->16-->17-->4, 해석점 14-->18-->19 -->22 및 해석점 13-->20-->21-->22는 병렬로 설치된 분기관이므로 해석점 1-->2-->3-->4-->5와 동일한 압력분포를 보이므로 이 지점의 압력분포를 대표적으로 나타내었다.

해석점 1과 같이 펌프 흡입관의 압력이 사용유체의 증기압보다 큰 값이므로 캐비테이션 없이 펌프를 안전하게 운전할 수 있음을 보여 주고 있다. 해석점 1과 2의 압력 차이는 펌프 양정을 표시하는데 약 33 mH₂O를 지시하여 계통특성을 잘 모사하고 있다. 해석점 12 이후는 헤더부분으로 펌프와 같이 지하에 있어 수두압이 걸리고 있음을 보여 주고 있다. 그리고 본 시설은 순환루프이므로 해석점 15는 해석점 1과 동일한 압력을 보이고 있다.

5. 결 론

고레이놀즈수 유동을 모의하기 위해 펌프를 병렬로 설치하고 펌프의 토출관을 한 개의 공통 토출관을 구성하는 경우 Y형 이음관의 압력손실은 T형 이음관보다 작다. 이 결과를 이용하여 고레이놀즈수를 모의하기 위한 유동모의장치를 구성하였다. 그 결과 펌프양정을 낮출 수 있었고, 캐비테이션의 영향 없이 설계유량을 공급할 수 있음을 확인하였다. 이와 관련된 결론은 다음과 같다.

- (1) 4대의 펌프가 병렬로 설치되어 한 개의 공통 토출관을 형성하는 경우 Y형 이음관은 T형 이음보다 안정적인 유동

을 형성하고 압력손실은 약 70%로 낮출 수 있다.

- (2) Y형 이음관으로 공통 토출관을 구성하는 경우 사잇각이 작을수록 낮은 차압을 유발한다.
- (3) Y형 이음관 전후에서 관경을 줄여야 하는 경우에는 유속이 낮은 흡입구쪽에 설치하는 것이 압력손실을 최소화할 수 있다.
- (4) 펌프의 예상성능곡선 관계식은 평균상대오차 2% 범위에서 제작자 성능곡선과 잘 일치하였다.
- (5) 유효흡입수두(8 m)는 펌프의 요구흡입수두를 만족하므로 캐비테이션의 영향 없이 안전하게 운전할 수 있다.
- (6) 유동해석결과 해석점의 압력분포는 펌프의 가압특성을 잘 나타내고 있어 유동특성을 잘 묘사하였다.

후 기

본 연구는 교육과학기술부가 주관하는 국가 원자력 연구개발계획의 일환으로 수행되었으며 관계자 여러분께 감사드립니다.

References

- [1] 2009, Furuichi, N., Teraol, Y. and Takamoto, M., "Actual Flow Calibration of a Feedwater Flowmeter Using a High Reynolds Number Facility at NMIJ," *J of Nuclear Engineering and Design*, Vol.239(7), p.1305.
- [2] 2011, Park, Y.-C., "Technical Consulting and Computational Analysis for Ultra Sonic Flow Meter Calibration Facility Design," TR101-2011 of Chang-Yun Mechanical Technology, pp.2-3.
- [3] 2004, Potter, M.C. and Scott, E.P., *An Introduction to Thermodynamics, Fluid Mechanics and Heat Transfer*, Thomson.
- [4] 2002, Park, Y.-C., Cho, Y.-G., W, J.-S. and Kim, Y.-G., "Evaluation of Water Quality in Case of Using Pond Water as Supply Water of Secondary Cooling System in HANARO," *Proceedings of the Korean Nuclear Society Autumn Meeting*, p.113.
- [5] 2002, Cho, K.-R., *Basic of Pump Design*, Dae-Yong Co., p.17.
- [6] 2010, ANSYS WORKbench 13.0 Mechanical User's Guide, ANSYS.
- [7] 1985, Flow Network Analysis, 5.0C, *User's Manual*, Kelix Software Co..
- [8] 1981, Hooper, W.B. "The Two-K Method Predicts Head Losses in Pipe Fittings," *J of Chem. Engr. Aug. 24*. pp.97-100.
- [9] 1999, Park, Y.-C., and Park, J.-H., "Design and Test of ASME Strainer for Primary Cooling System in HANARO," *J of Fluid Machinery*, Vol.2, No.3, pp.24-29.
- [10] 1983, *Hydraulic Institute Standards for Centrifugal Rotary & Reciprocating Pumps, 14th. Edition*, Hydraulic Inst., p.105.