

KAERI/TR-611/95

Vortex Valve 개념 검토 및 작동특성 분석

The Analysis of Actuating Mechanism and Review of Concepts for the Vortex Valve

1995. 12
KAERI

한국원자력연구소

Korea Atomic Energy Research Institute

제 출 문

한국원자력연구소장 귀하

본 보고서를 차세대원자로기술개발 과제의 "Vortex Valve 개념 검토 및 작동특성 분석"에 대한 기술보고서로 제출합니다.

1995년 12월 29일

연구 기관 명 : 한국원자력연구소

과 제 책 임 자 : 박 종 균

연 구 원

주 저 자 : 심윤섭

공 동 저 자 : 정세원, 이기영, 이 준, 김영인

책임 감수 위원 : 김 동 훈

감 수 위 원 : 장 문 희

요 약 문

차세대원전의 안전주입탱크의 냉각수 이용의 효율성을 증진시키기 위한 피동기능 장치인 fluidic device 의 기본특성을 이해하기 위하여 기존의 vortex valve 기본개념을 이해하고 작동특성을 분석하여 다음과 같은 결과를 얻었다.

- o SIT 밸브 작동경계 조건이 되는 병렬수관의 수위거동 해석을 위한 예비방법론 개발
- o Vortex valve 작동특성 분석을 위한 예비방법론 개발
- o 개발된 예비방법론을 이용하여 병렬수관의 수위거동 및 밸브 작동특성 분석
- o 해석방법론 개발 방향설정

Summary

To understand the basic features of the passive fluidic device, which is increasing available core cooling water from the safety injection tanks in the KNGR, review of the existing vortex valves concepts and analysis of the actuating mechanism of them have been performed and the results are as following:

- o Preliminary methodology development for parallel two water columns behavior, which is similar to the SIT valve actuation condition
- o Preliminary methodology development for the vortex valve actuation features
- o Analysis of the parallel water columns behavior and vortex valve actuation features using the results of above activities
- o Further works to be done in the analytical methodology

목 차

요 약 문	1
Summary	2
제 1 장 서 론	4
제 2 장 본 론	5
제1절 Vortex Valve 기본개념	5
제2절 Vortex Valve 기본특성분석	6
가. 병렬 수관 수위 특성	6
1) 물리적 특성	6
2) 예비해석 모형개발	7
3) 분석결과	9
나. Vortex Valve 특성	10
1) 물리적 특성	11
2) 예비해석 모형개발	11
3) 분석결과	13
제3절 해석방법론 개발 방향설정	17
제 3 장 결 론	18
참고문헌	18

그림목차

Fig. 1 Structure of Conventional Vortex Valve	19
Fig. 2 Concept of Flow Control by Vortex Valve	20
Fig. 3 Propose of Flow Control Facility for KNGR SIT	21
Fig. 4 Functional Diagram of Flow Control Facility for KNGR SIT	22
Fig. 5 Level Profile versus Time ($K_m=2, K_c=2$)	23
Fig. 6 Level Profile versus Time ($K_m=0.2, K_c=0.2$)	24
Fig. 7 Pressure Distribution and Component in Vortex Valve ($V_n=15\text{ m/s}, V_s=5\text{ m/s}, m_e=154.4\text{ kg/s}, n=2.0$)	25
Fig. 8 Pressure Distribution and Component in Vortex Valve ($V_n=5\text{ m/s}, V_s=15\text{ m/s}, m_e=154.4\text{ kg/s}, n=2.0$)	26
Fig. 9 Variation of Trajectory Length according to Injection Velocities ($m_e=154.4\text{ kg/s}, n=2.0$)	27
Fig. 10 Pressure Distribution and Component ($V_n=15\text{ m/s}, V_s=5\text{ m/s}, m_e=154.4\text{ kg/s}, n=1.5$)	28
Fig. 11 Pressure Distribution and Component ($V_n=5\text{ m/s}, V_s=15\text{ m/s}, m_e=154.4\text{ kg/s}, n=1.5$)	29
Fig. 12 Effect of Port Stagnation Pressure on Flowrate ($V_s=0\text{ m/s}$)	30
Fig. 13 Effect of Port Stagnation Pressure on Flowrate ($V_s=10\text{ m/s}$)	31
Fig. 14 Effect of Port Stagnation Pressure on Flowrate (<i>Velocity of Control Port</i> = 0 m/s)	32
Fig. 15 Effect of Port Stagnation Pressure on Flowrate (<i>Velocity of Control Port</i> = 5 m/s)	33
Fig. 16 Effect of Port Stagnation Pressure on Flowrate (<i>Velocity of Control Port</i> = 10 m/s)	34

제 1 장 서 론

Fluidic device는 차세대 원전의 안전주입탱크의 냉각수 이용의 효율성을 증진시키기 위한 새로운 개념의 장치로서 이러한 장치의 성공적인 도입으로서 안전주입탱크 크기의 최적화 및 발전소 비상발전기 기동시간 요건 완화등을 이룰수 있는 개념이다.

또한 이 설계 개념은 와류가 유체의 압력장에 미치는 영향을 이용하는 운전자나 외부 장치의 개입없이 자동적으로 유량을 제어하는 피동기능의 장치로서 설계 개념인데 이러한 개념의 장치는 원자력 발전소에서 아직까지 구현되지 않은 신개념이므로 이러한 장치의 특성에 대한 연구가 필요하다.

와류를 이용하여 유량을 제어하는 fluidic device로서의 Vortex Valve는 일반 산업계에서는 석유화학분야에서 사용이 되고있고 또 원자력 분야에서는 방사성 물질 조작용의Glove box의 누설 대비장치등으로서 사용되고 있으며 그림 1[1]과 같은 형태를 취하고 있으나 차세대 원전에 요구되는 기능을 수행하기 위하여는 기존의 Vortex Valve와는 형태가 다른 Valve의 개발이 요구된다.

이러한 필요성에 따라 본 연구기간에는 Vortex Valve 및 상호결합된 서로 다른크기의 물기둥의 거동에 대한 일차원 분석 모형을 개발하고 분석모형을 통하여 Vortex Valve의 기본특성을 분석하였다.

제 2 장 본 론

제1절 Vortex Valve 기본개념

Vortex Valve에는 유로구멍(port)이 세개 존재하게 되는데 각 주유입구, 제어유입구, 그리고 출구의 기능을 수행한다. 주유입구와 제어유입구의 밸브설치는 밸브의 반경방향에 대한 각도가 상호 다르게 이루어지는데 한개는 반경방향, 다른하나는 반경방향과 일정 각도를 갖고서 설치하게 되며 일정각도를 갖는 유입구에 의하여 Valve 내의 유동장에 와류가 형성되게 되며 형성되는 와류의 강도에 따라 Valve내의 압력장에 큰 변화가생겨 결국은 Valve를 통한 유량이 변하게 되는데 이러한 기구에 대한 요약설명이 그림 2[1]에 제시되어 있다. 즉 와류강도를 조절하면 Valve를 통한 유량이 제어되게 되는 것이다.

차세대 원전의 Vortex Valve에 대한 정성적 요건은 SIT 작동초기에는 방출 유량을 현재보다 작게하고 SIT 작동후반기에는 유량을 지금보다 크게하되 이러한 조절이 계통상태에 따라 자연스럽게 이루어져야 한다는 것이다.

이러한 작동요건의 구현방안으로서 차세대 원전의 피동기능 개발성에 대하여 수행된 국제공동연구에서 제시된 안은 그림 3과 같은 것[1]인데 SIT내에 Valve를 설치하고 이 Valve의 주입구중 한 개는 별도의 관을 SIT내에 설치하여 이 관내의 수위가 SIT의 수위와는 별개로 변화되게하여 Valve 내의 와류강도가 자동제어되어 궁극적으로 SIT 유량을 자동제어하자는 개념이다.

제2절 Vortex Valve 기본특성분석

앞 항에서 기술한 개념의 차세대 원전 Valve의 특성을 이해하기 위하여 두가지 주제에 대한 이해가 필요하다. 하나는 병렬이면서 유로면적이 서로 다른 수관(Water column)이 서로 연결됐을 경우의 거동특성이며 또 하나는 Valve내의 Vortex 영향특성이다.

가. 병렬수관 수위특성

1) 물리적 특성

차세대 원전의 Vortex Valve의 유량제어는 Valve의 주주입구와 제어주입구간의 유량의 변화를 통하여 이루어지며 유량변화는 주입구에 연결된 수관의 수위변화에 의하여 이루어지므로 수위 변화의 특성은 바로 Vortex Valve 작동의 경계조건 특성이 된다.

그림 3의 Valve 및 SIT 구성을 유체역학적인 관점에서 재구성하면 그림 4와 같이된다. 즉 주유입구와 제어유입구는 서로 유로면적이 다른 수직관이 되고 이 수직관은 상부에서 동일한 기체공간을 공유하게 되며 두 유입구를 통한 유량은 Valve의 방출구를 통하여 밖으로 방출되게 된다. SIT의 작동 초기에는 수관 “가”와 수관 “나”의 수위가 같으므로 3.4점에서의 수두가 같아 유사한 속도로 물이 Valve 내로 들어가는데 수관 “나”의 면적이 작기때문에 수관 “나”의 수위는 상대적으로 수관 “가”의 수위에 비하여 더 빨리 내려가게 됨

으로 유입구 3.4에서의 속도비가 시간에 따라 달라지게 되고 달라지는 특성은 수관 “가” 와 “나”가 Valve 내의 유동장을 통하여 유체역학적으로 연계되기때문에 전반적인 특성에 의하여 결정되게 된다.

2) 예비해석 모형 개발

특성을 정성적/정량적으로 파악하기 위하여 일차원 예비해석 모형을 설정하였는데 이 모형의 지배식은 다음과 같다.

그림 4의 1점과 6점 그리고 2점과 6점을 연결하는 유선에 대하여 과도유동 Bernoulli식을 적용하면,

$$\int_1^6 \frac{\partial V}{\partial t} \cdot dS + \frac{v_6^2}{2} + \frac{p_6}{\rho} = \frac{v_1^2}{2} + \frac{p_1}{\rho} + gy_1 - k_m - k_n \quad (1)$$

$$\int_2^6 \frac{\partial V}{\partial t} \cdot dS + \frac{v_6^2}{2} + \frac{p_6}{\rho} = \frac{v_2^2}{2} + \frac{p_2}{\rho} + gy_2 - k_c - k_n \quad (2)$$

이 식에서 k_m 및 k_c 는 각각 수관 “가”와 “나”의 Valve까지의 유체적저항 그리고 k_n 은 Valve의 유체적 저항을 나타낸다.

이 식으로부터 다음식 체제가 유도된다.

$v_1 \geq 0$, $v_2 \geq 0$ 일때.

$$c_1 \frac{d^2 y_1}{dt^2} = \phi_1 + \phi_4 - k_m - k_n \quad (3)$$

$$c_2 \frac{d^2 y_2}{dt^2} = \phi_2 - \phi_4 - k_c - k_n \quad (4)$$

$v_1 < 0$, $v_2 > 0$ 일때.

$$c_2 \frac{d^2 y_2}{dt^2} - c_1 \frac{d^2 y_1}{dt^2} = \phi_2 - \phi_1 - k_c - k_m \quad (5)$$

$$c_2 \frac{d^2 y_2}{dt^2} = \phi_2 - \phi_4 - k_c - k_n \quad (6)$$

$v_1 > 0$, $v_2 < 0$ 일때.

$$c_1 \frac{d^2 y_1}{dt^2} - c_2 \frac{d^2 y_2}{dt^2} = \phi_1 - \phi_2 - k_c - k_m \quad (7)$$

$$c_1 \frac{d^2 y_1}{dt^2} = \phi_1 - \phi_4 - k_m - k_n \quad (8)$$

여기서,

$$c_1 = -(y_1 - y_{B1} + \frac{At_1}{A_m} l_m) \quad (9)$$

$$c_2 = -(y_2 - y_{B2} + \frac{At_2}{A_c} l_c) \quad (10)$$

$$k_i = \frac{1}{2} k_i v_i^2 \quad (11)$$

$$\phi_i = \frac{v_i^2}{2} + \frac{p_i}{\rho} + g y_i \quad (12)$$

3) 분석결과

개발한 모형을 적용하여 각 경우에 대한 특성을 분석하였는데 대표적인 경우의 결과는 그림 5와 6과 같다. 이들 그림 5의 경우는 일반적인 개념의 결과와 유사한 것으로서 유로면적이 작은 수관의 수위가 넓은 수관의 수위에 비하여 훨씬 더 빨리 감소하는 경향

을 보이고 있다.

병렬수관의 독특한 특성은 그림 6의 경우에 나타나는데 이 경우는 그림 5 경우에 비하여 유로의 유체적 저항이 1/10씩 감소했을 때인데 두 수관의 상호간섭 및 수조내 유체의 운동량 변화의 과도특성에 의하여 유로면적이 작은수관의 수위가 감소하다가 증가하는 변환하는 과정을 겪는 점이다.

이러한 특성은 차세대 원전의 Vortex Valve 작동 조건이 기존 Vortex Valve 작동조건과는 큰차이가 있을 수 있으며 이에 대한 고려가 차세대 원전의 Vortex Valve 개발시에 필요하다는 것을 알 수 있다.

나. Vortex Valve 특성

1) 물리적 특성

반경방향 성분만이 있는 유동장에 각속도 성분이 가미되면 유체장에 원심력이 발생하게 되고 유체가 주입구에서 방출구까지 이동하는데 움직이는 거리가 증가되고 또한 각속도 성분만큼의 유체 속력이 증가되어 Valve내 유동장의 마찰 저항이 크게 증가하게 된다. 이로 인하여 동일한 입구와 출구간의 압력차이 조건에서 유속이 감소하게 된다.

따라서 각 속도성분을 부여하는 port의 유량의 제어로 밸브방출 유량이 제어된다.

2) 예비해석 모형 개발

Vortex Valve 자체의 특성을 파악하기 위하여 일차원 예비해석 모형을 개발하다.

현상은 r -방향 운동량 방정식과 θ -방향 운동량 방정식 그리고 질량보존식에 의하여 수학적으로 기술된다.

r -방향 운동량 방정식으로부터 다음식이 유도된다.

$$\begin{aligned}
 P(r) - P_e = & \underbrace{-\frac{1}{2} \rho c_r^2 \left(\frac{1}{r^2} - \frac{1}{r_e^2} \right)}_{\oplus} + \underbrace{\frac{1}{2n} c_{\theta}^2 \rho (r^{2n} - r_e^{2n})}_{\oplus} \\
 & + \underbrace{K(r_e, r_a)}_{\oplus} + \underbrace{\frac{1}{2} \rho k e \left(\frac{c_r}{r_e} \right)^2}_{\oplus}
 \end{aligned} \tag{13}$$

여기서,

$$c_r = \frac{\dot{m}}{2\pi\rho w} \tag{14}$$

$$c_\theta = \frac{v_\theta(r)}{r^n} \quad (15)$$

$$K(r, r_0) = \int_0^{s(r)} f \frac{\rho v^2}{4w} ds \quad (16)$$

$$S(r) = - \int_{r_0}^r \left(\frac{c_\theta^2}{c_r^2} r^{2(n+1)} + 1 \right)^{\frac{1}{2}} dr \quad (17)$$

K_e, n, r_e, r_0, d_n 는 출구 nozzle의 형상손실계수, 각속도 분포모형 지수, 출구 nozzle의 반경, 제어port 중심선 반경, 출구 nozzle의 직경, 그리고 Valve의 두께를 각각 의미한다.

또한 주입구와 angular momentum equation이 적용되는 지점간의 Bernoulli 식에 의하여,

$$\frac{v_n^2}{2} + \frac{p_n}{\rho} - \frac{1}{2} k_n v_n^2 = \frac{v_a^2}{2} + \frac{p_a}{\rho} \quad (18)$$

$$\frac{v_s^2}{2} + \frac{p_s}{\rho} - \frac{1}{2} k_s v_s^2 = \frac{v_a^2}{2} + \frac{p_a}{\rho} \quad (19)$$

여기서 하첨자 s, n, ζ 는 각각 경사진 주입구, 수직주입구 그리고 angular momentum equation 적용지점의 값을 의미한다.

식 (13)~(19) 및 모형계수에 의하여 정상상태 작동조건의 Vortex Valve 유동 특성이 기술되는데 사용한 모형 계수는 각속도 분포 특성에 대한 모형계수 n , Valve 내부 유동의 마찰 저항에 대한 계수 f 및 C_{fd} 가 사용된다.

3) 분석결과

개발한 예비해석 모형을 적용하여 Valve의 작동 특성을 조사 하였으며 결과에 대한 그림은 그림 7 - 그림 13과 같다. 먼저 그림 7 - 그림 10은 Valve내의 압력분포 및 압력변화 성분을 분석한 그림으로서 수직주입구 유속, 경사주입구 유속 그리고 각 방향속도 성분 분포 지수의 변화에 대한 영향을 보여주고 있다. 분석 경우 경사주입구 및 수직주입구의 직경 0.1m, Valve 반경이 0.5m, 두께가 0.3m 그리고 출구의 직경이 0.2m인 경우이다. 먼저 반경방향 압력분포를 수식적으로 고찰하기 위하여 식 (13)을 보면, 반경방향 압력분포는 반경방향 momentum의 변화 (\otimes 항), 원심력 영향 (\oplus 항), 마찰영향 (\oplus 항) 그리고 출구 nozzle 에서의 형상압력 손실 (\oplus 항)으로 구성됨을 알수 있다. 이 네가지 항들 중 경사 주입구로부터의 주입이 없으면 원심력 영향의 항이 0이 되어 사라지게 되며 마찰영향항인 \oplus 항도 경사 주입구 유량에 의하여 영향을 받게 된다. 수직주입구의 유속이 15m/s, 경사주입구 유속이 5m/s로서 경사

주입구대 수직주입구의 유속비가 1:3인 경우인 그림 7을 보면 가장 큰 압력 강하는 nozzle에서 발생하고 유체장 내부의 압력 변화에서는 r -방향 유속변화 및 각 속도 성분에 의한 원심력에 의한 압력변화보다도 밸브내의 유동 마찰이 더 큼을 보이고 있다. 이러한 유동 마찰의 영향은 경사주입구대 수직주입구의 유속비가 커지면 훨씬 증가하게 된다.

그림 8은 그림7과 총 유속은 동일하지만 경사주입구의 유속이 증가하고 수직주입구의 유속이 감소하여 그 비가 3:1 경우인데 경사주입구 유속의 상대적 증가로 마찰손실이 현격히 증가하여 Valve 내의 압력변화의 대부분이 마찰손실에 의하여 발생됨을 보이며 또한 이러한 영향으로 인하여 Valve의 출구와 입구간의 압력차이 역시 그림 7에 비하여 현격히 증가하게 되는 것을 보여주고 있다. 이러한 경사주입구 유속의 상대적 증가로 인한 압력손실영향 경향에 대한 구체적인 이유를 고찰하기 위하여 그림 9를 보면 이 그림은 유체알갱이 움직인 거리를 출구쪽에서 입구쪽으로 역방향으로 표시한 그림인데 경사대수직 주입구 속도비가 1:3과 3:1인 두 경우를 보여주고 있다. 두 경우 모두가 반경방향 이동거리는 동일하지만 각 속도 성분의 크기에 따라 밸브 내부를 회전하는 정도에는 큰 차이가 있음을 보인다. 즉 속도비가 3:1인 경우는 1:3인 경우에 비하여 유체 알갱이의 움직인 거리가 거의 10배 정도 증가하게 된다. 또한 양 경우 모두다 밸브 방출 유량이 동일하므로 각 속도 성분의 증가는 바로 유체의 속력을 증가시키고 이는 압력손실대상 수두를 증가시켜 유체의 압력손실에는 상충적인 효과가 나타나게 된다.

그림 10 및 그림 11은 그림 7 과 8의 경우와 경계조건은 동일하지만

각속도 성분 분포 모형계수 n 이 2.0에서 1.5로 변한 경우인데 전반적인 동향은 앞의 경우와 유사하나 구체적으로는 두 가지점에서 차이가 있다는 점에 대하여 주목할 필요가 있다. 첫째는 압력변화 폭으로서 경사주입구의 유속이 상대적으로 작을 때는 n 의 영향이 근소하지만 (그림 7 과 그림 10) 상대적으로 커지면 n 의 영향이 현저이 나타나게 (그림 8 과 그림 11) 된다는 점이다. 둘째는 밸브내의 압력분포 특성으로서 n 이 감소함에 따라 곡선이 위로 볼록해진다는 점이다. 즉 압력변화가 n 이 작은지역에서 급격히 이루어지는 경향이 있다. 이러한 영향을 주는 n 은 Valve의 특성에 따라 결정되어야 하는 요소와 복잡한 밸브내 유동을 단순화 함으로써 생기는 해석상의 불확실성 요소가 결합되어 값이 결정되는 인자인데 실제 해석에서는 실험 자료로 부터의 보정을 통하여 설정하는 것이 바람직스럽다.

그림 12 ~ 13의 경계조건은 그림 7 ~ 10과 같고 $n = 2.0$ 인 경우로 직각주입구의 압력변화에 따른 밸브 용유량의 변화 특성을 보인 것이다. 먼저 그림 12는 경사주입구의 유속이 0인 경우인데 이는 원통의 들에 반경 방향으로한 주입되는 단순경우에 해당되는 것으로서 압력증가에 따른 유량이 변하는 일반적이 경향을 재현하고 있다. 그러나 경사 port에 유속이 가해지면 Vortex Valve의 특성 나타나게 되는데 그중 두드러지는 경향이 나타나는 경우로서 경사 port유속이 10m/s인 경우의 결과를 그림 13이 보이고 있다. 이 그림에서 보면 Valve의 특정작동 조건에서는 압력증가 조건이 오히려 밸브전체의 유속을 줄이는 방향으로 나타나게 되는데 이유는 이러한 경향이 나타나는 구간은 직각주입구의 유속이 20m/s 이하인 지역으로서 직각

주입구의 유속이 감소시에는 경사주입구를 통한 각속도 성분이 커져 유체가 밸브내에서 그리게 되는 궤적의 길이가 커져 마찰저항이 커지고 이로 인하여 밸브의 출구압력이 오히려 상승하여 균형이 맞아지기 때문이다. 이 그림에서 보면 특정 압력조건에서 밸브작동 가능점으로서 서로 다른 두점이 존재하게 되는데 실제 작동시에는 어디에서 작동할것인지는 초기 조건으로부터 정상상태로 움직여가는 과정의 특성에 의하여 이루어지게 될 것으로 추산된다.

이러한 Valve 특성으로 볼때 SIT의 Vortex Valve의 직각주입구 및 경사주입구는 주유량주입구를 경사주입구, 제어주입구는 직각주입구로 설정하면 SIT Vortex Valve 기능 요건을 만족시킬수 있는 방향이 됨을 알 수 있다. 즉 별도의 좁은 유로면적을 지닌 관으로부터 물의 직각주입구로 흐르게 하면 직각주입구의 유속이 경사주입구 유속보다 더 빨리 감소하게 됨으로 어느정도 시간이 지난후에는 Vortex Valve의 고유특성인 와류성분의 증가로 인한 마찰저항 증가로 방출 유량이 감소하게 되어 방출시간이 길어져 궁극적으로는 SIT 작동 후 반부에 더 많은 유량을 공급할수 있는 가능성이 제시된다. 이러한 관점의 분석으로서 직각주입구(제어주입구)의 유속변화에 따른 경사주입구(주주입구)의 압력의 변화에 따른 Valve의 총유량 변화를 분석 하였는데 그 결과는 그림 14 ~ 그림 16과 같다. 이들 그림으로부터 제어주입구의 유속제어로 Valve의 총유량을 제어할수 있음을 알 수 있다.

제3절 해석방법론 개발 방향설정

Vortex Valve내의 유동은 유동자체가 3차원적 현상이며 또한 유동장에 강한 각속도성분과 난류가 있어서 상세한 해석적 접근이 용이하지 않은 것으로 판단됨으로 Valve 개발을 위한 해석방법론은 본 연구기간에 개발한 일차원적 해석방법론을 해석방법론의 골격으로 설정하여 다차원해석 보다는 일차원적 해석으로 접근하는 것이 현실적인 것으로 판단된다.

그러나 일차원 해석 방법은 복잡한 유동현상을 충실히 묘사할 수 없으므로 궁극적인 설계 방향은 실험자료로부터 확인·검증을 하여 설정하되 실험계획 수립설정 및 실험자료로부터의 상관성 도출등의 실험결과 해석의 목적에 일차원적 간이 해석방법론을 개발·사용하는 것이 적절한 것으로 판단된다.

제 3 장 결 론

차세대 원전의 SIT에 사용된 Vortex Valve의 작동성의 특성에 대한 기본적인 연구를 수행하였으며 이러한 연구를 통하여 얻은 주요한 결과는 다음과 같다.

- SIT Valve 작동경계 조건이 되는 병렬수관의 수위거동 해석을 위한 예비방법론 개발

- Vortex Valve 작동특성 분석을 위한 예비방법론 개발

- 개발된 예비방법론을 이용하여 병렬수관의 수위거동 및 Valve 작동특성 분석

- 해석방법론 개발 방향설정

참고 문헌

1. KAERI/ KOPEC/ ABB-CE/ PE & S/ SSEC/ AEA Tech., "Joint Passive Safety Evaluation Program (Final meeting)", May 30 - June 2, 1994

2. R.H. Sabersky 외 2인, Fluid Flow, Macmillan Co., 1971

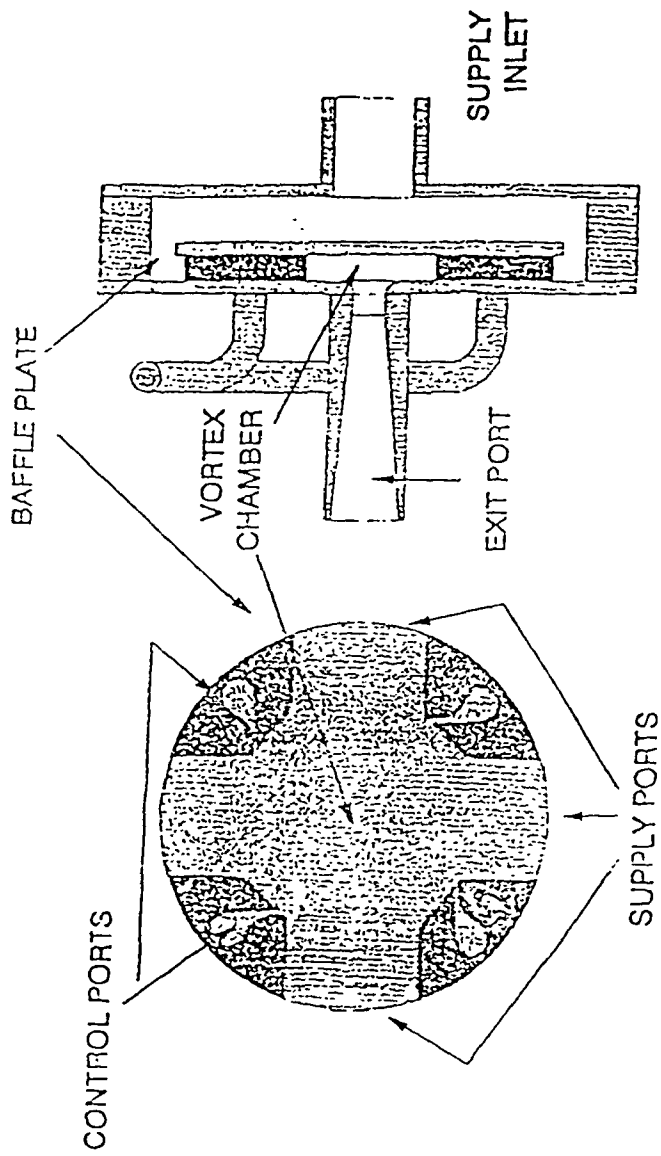


Fig.1 Structure of Conventional Vortex Valve

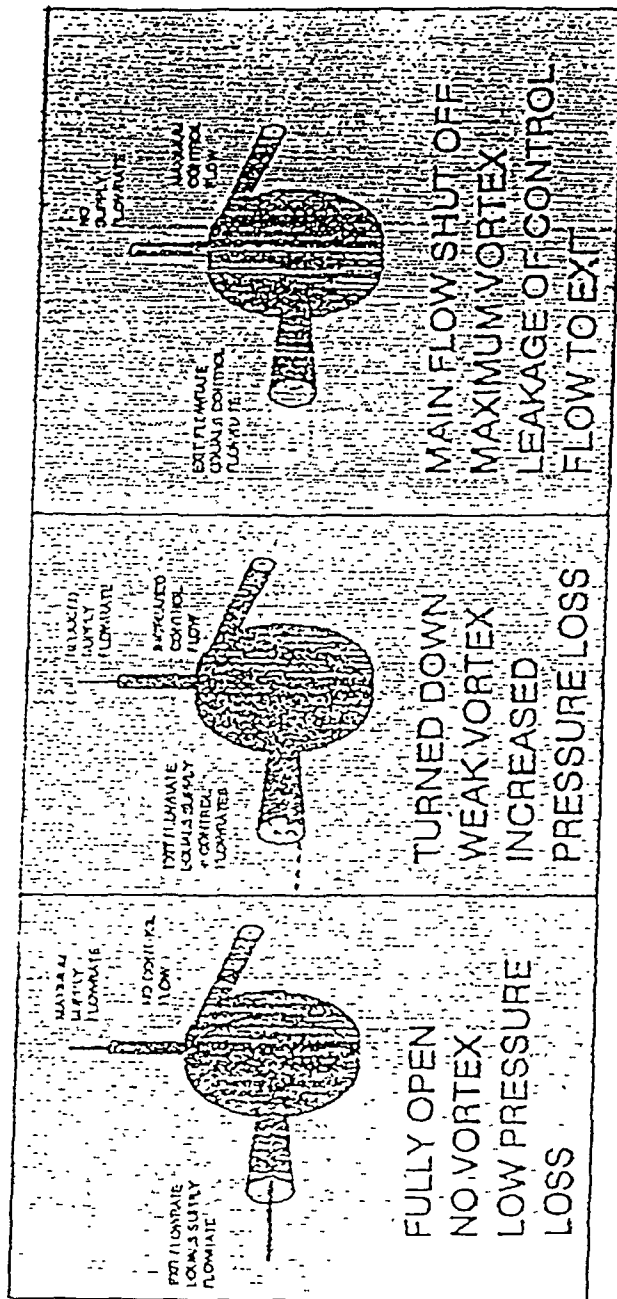


Fig. 2 Concept of Flow Control by Vortex Valve

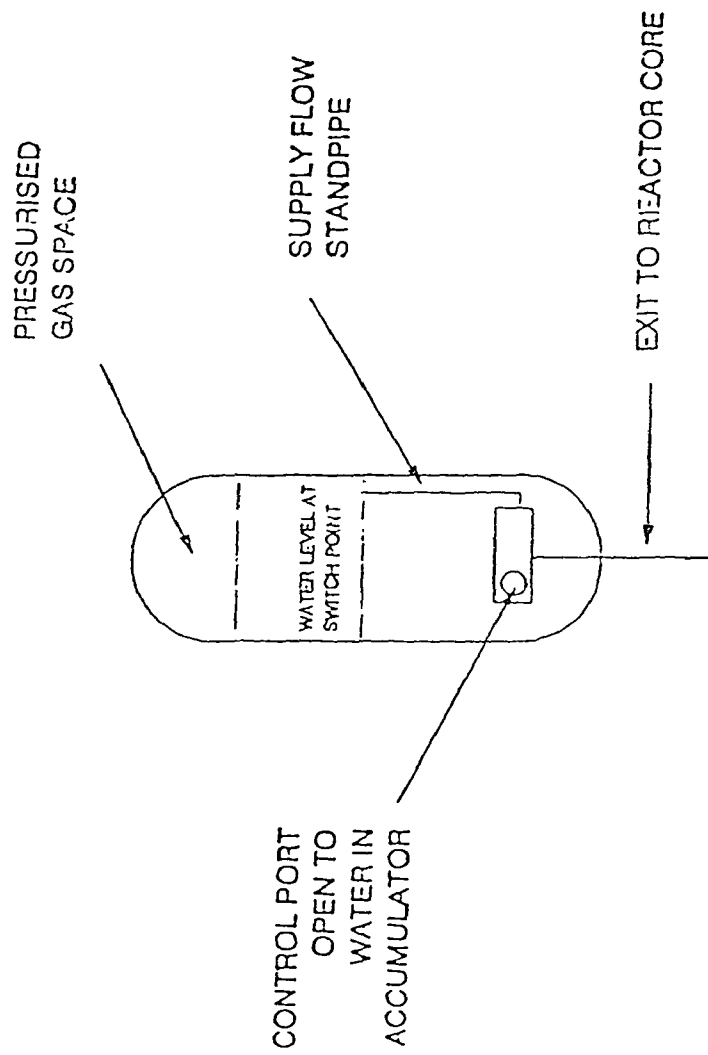


Fig.3 Propose of Flow Control Facility for KNGR SIT

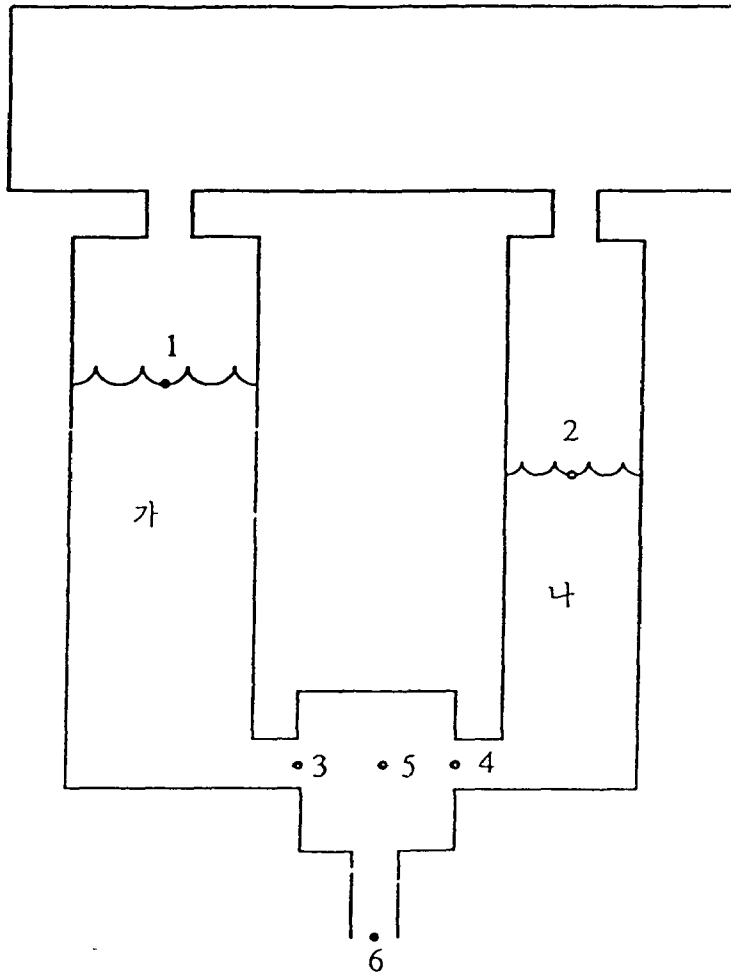


Fig.4 Functional Diagram of Flow Control Facility for KNGR SIT

원문누락

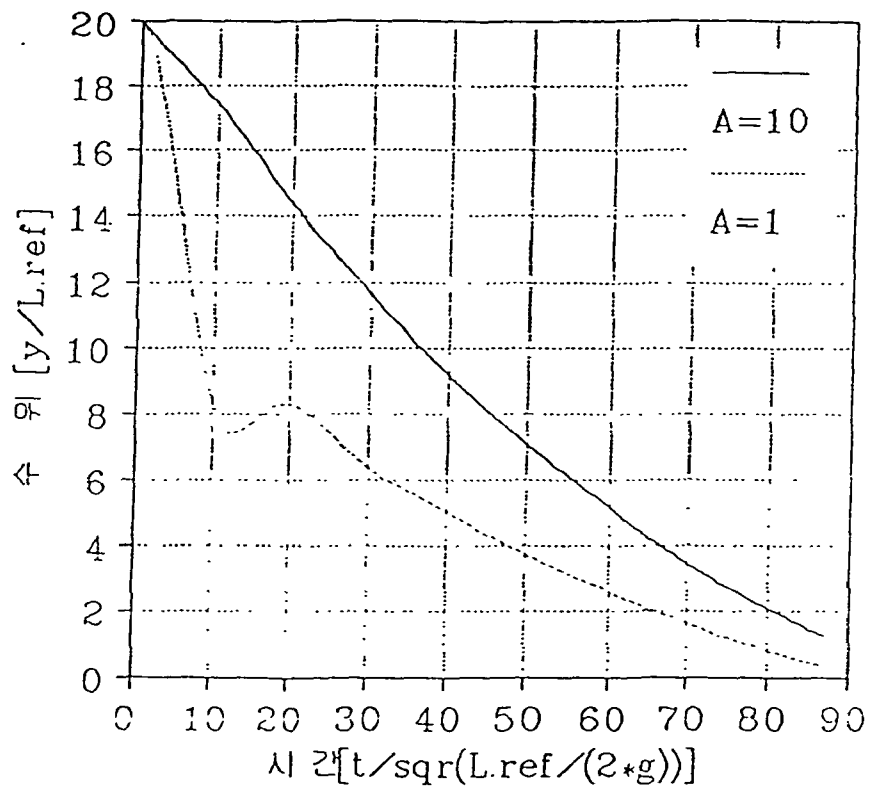


Fig.6 Level Profile versus Time ($K_m=0.2$, $K_c=0.2$)

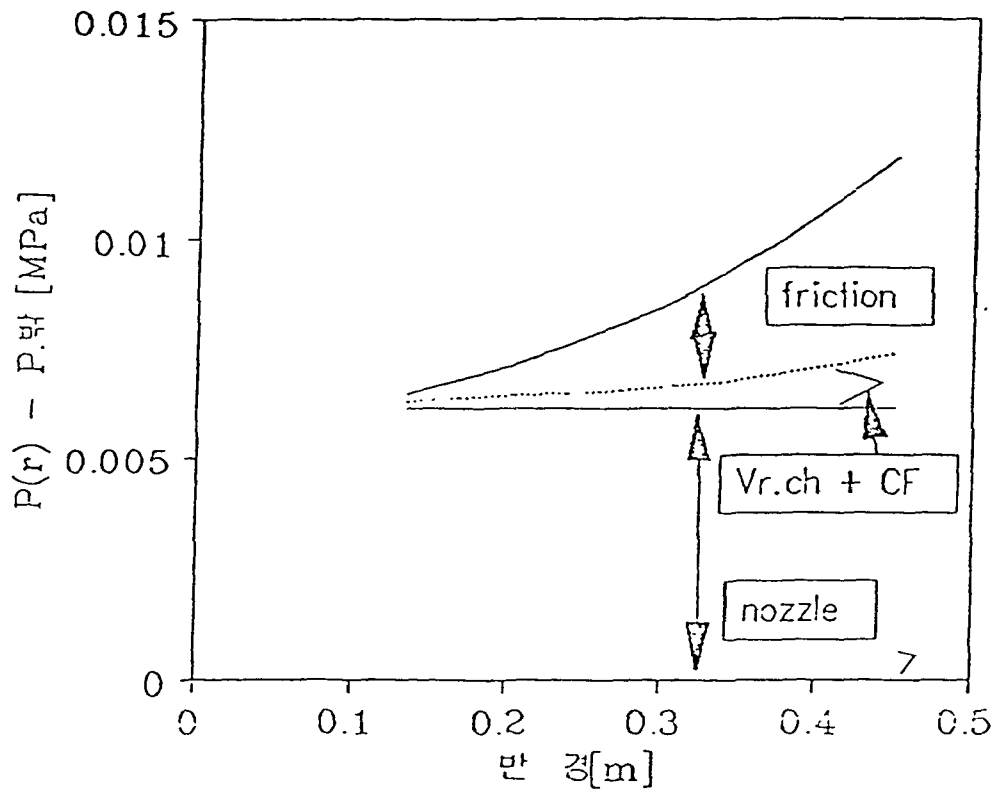


Fig.7 Pressure Distribution and Component in Vortex Valve
 ($V_n=15m/s$, $V_s=5m/s$, $m_e=154.4kg/s$, $n=2.0$)

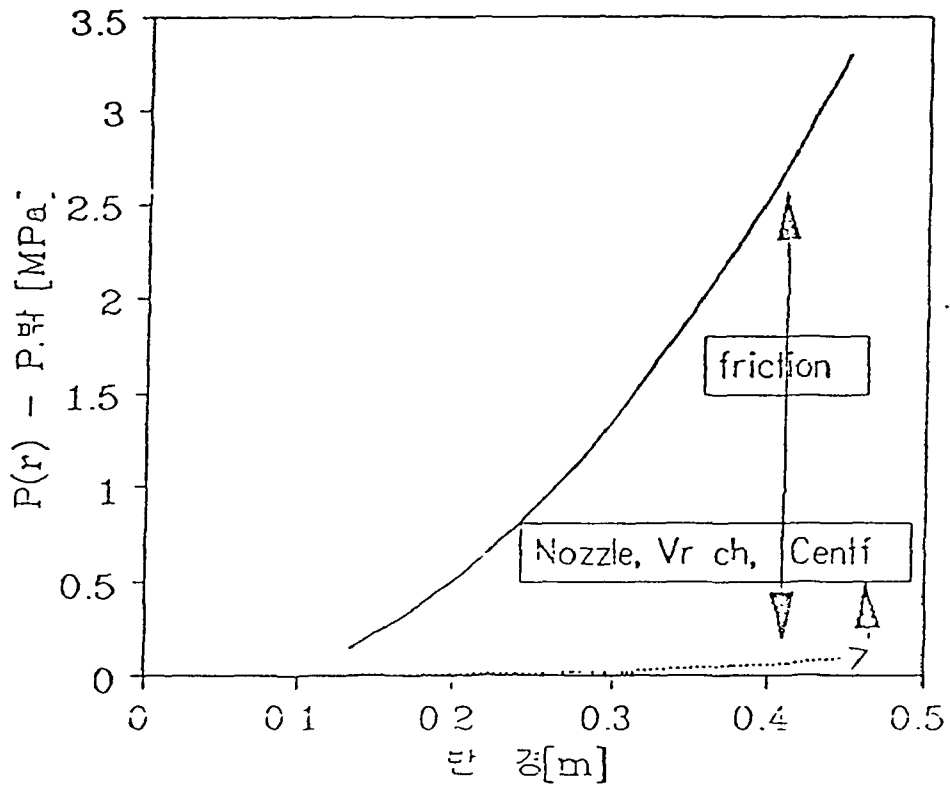


Fig. 8 Pressure Distribution and Component in Vortex Valve
 ($V_n=5\text{m/s}$, $V_s=15\text{m/s}$, $m_e=154.4\text{kg/s}$, $n=2.0$)

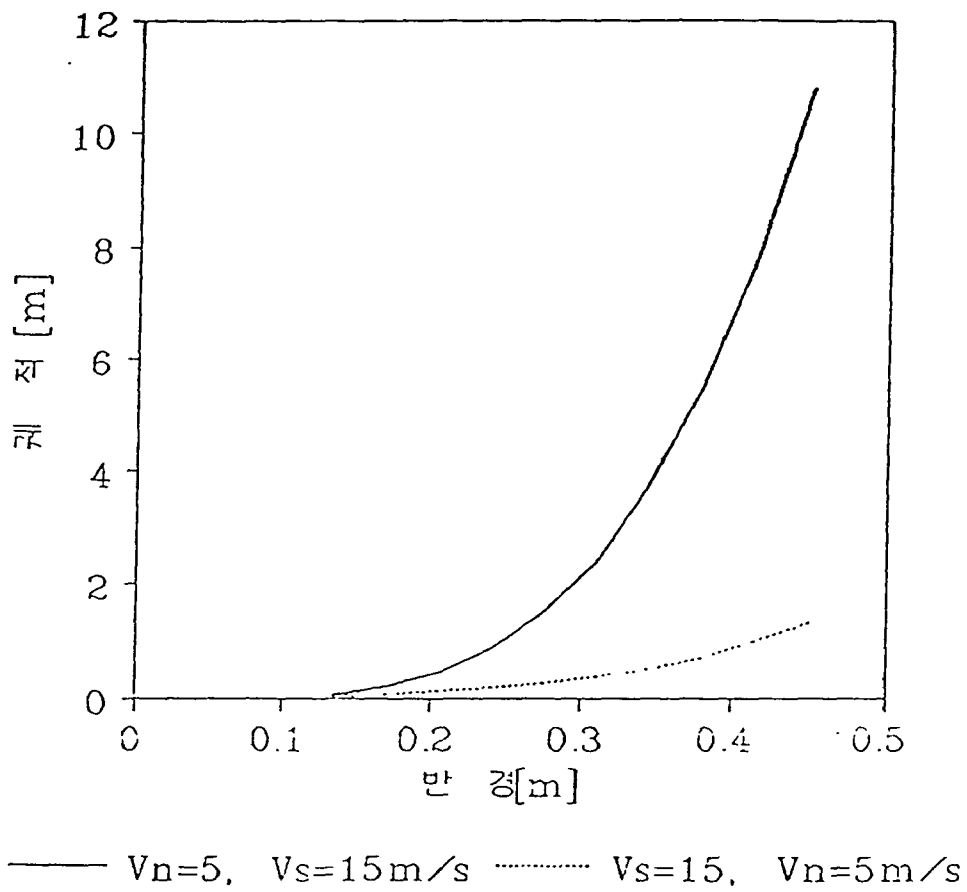


Fig.9 Variation of Trajectory Length according to Injection Velocities ($m_e=154.4\text{kg/s}, n=2.0$)

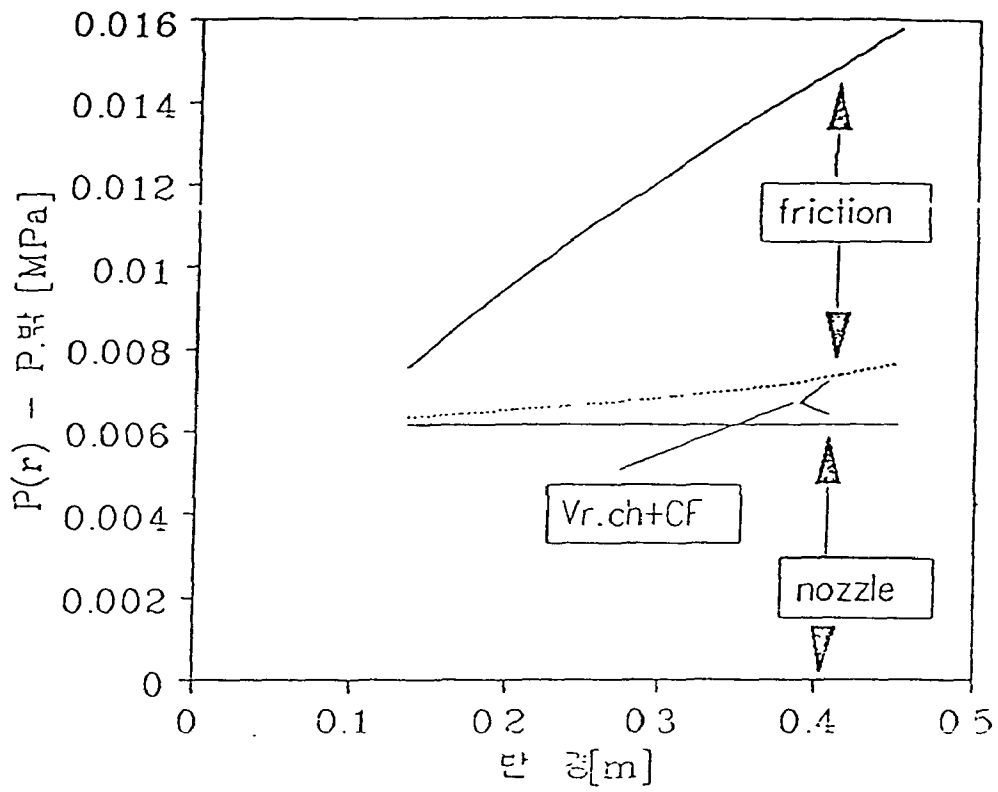


Fig.10 Pressure Distribution and Component
 ($V_n=15m/s$, $V_s=5m/s$, $m_e=154.4kg/s$, $n=1.5$)

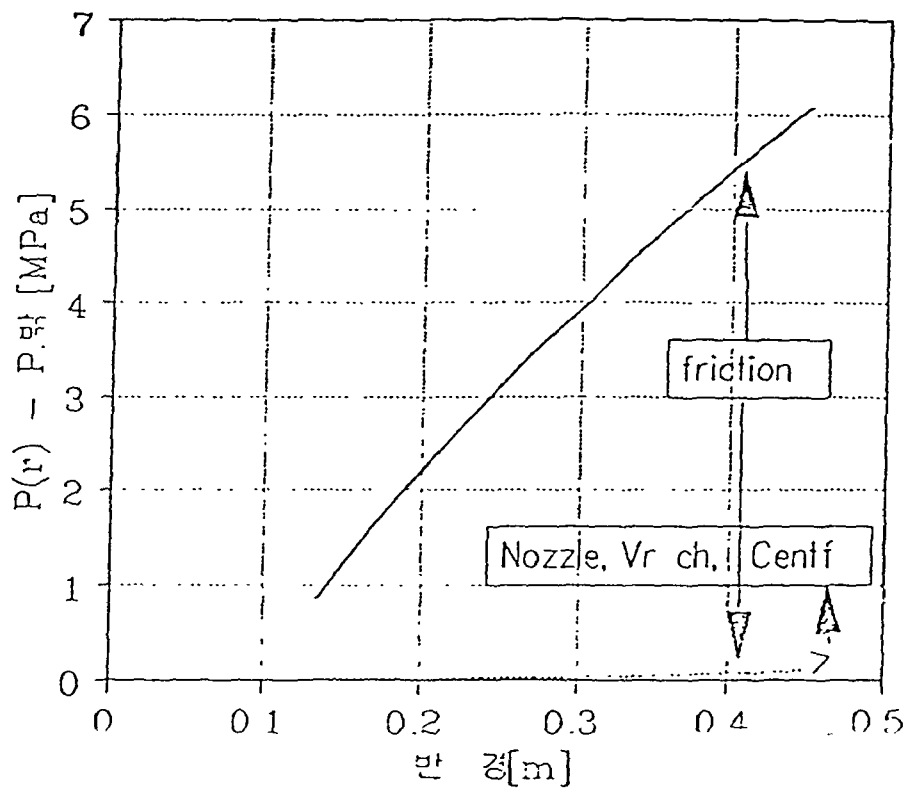


Fig. 11 Pressure Distribution and Component
 ($V_n = 5 \text{ m/s}$, $V_s = 15 \text{ m/s}$, $m_e = 154.4 \text{ kg/s}$, $n = 1.5$)

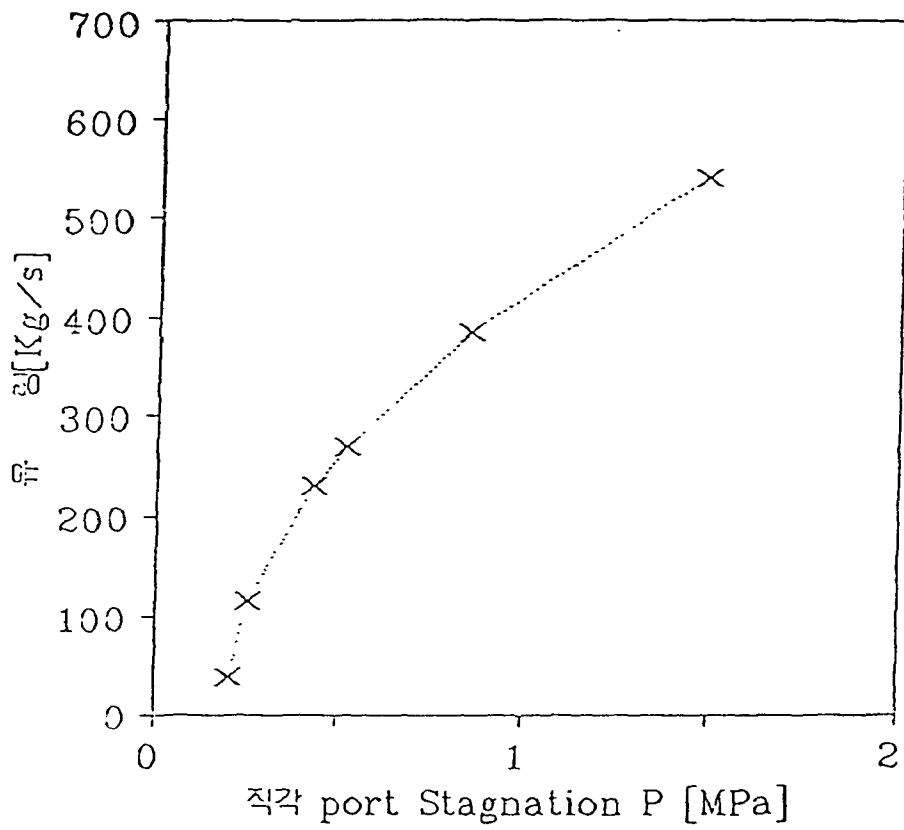


Fig.12 Effect of Port Stagnation Pressure on Flowrate ($V_s=0$ m/s)

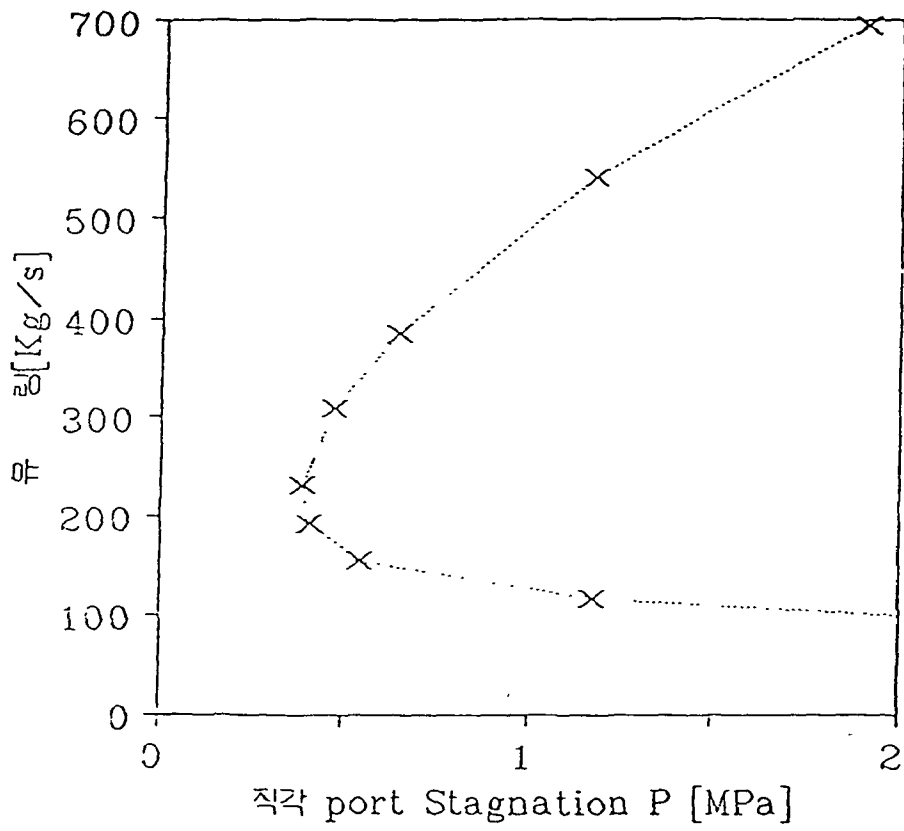


Fig.13 Effect of Port Stagnation Pressure on Flowrate ($V_s=10m/s$)

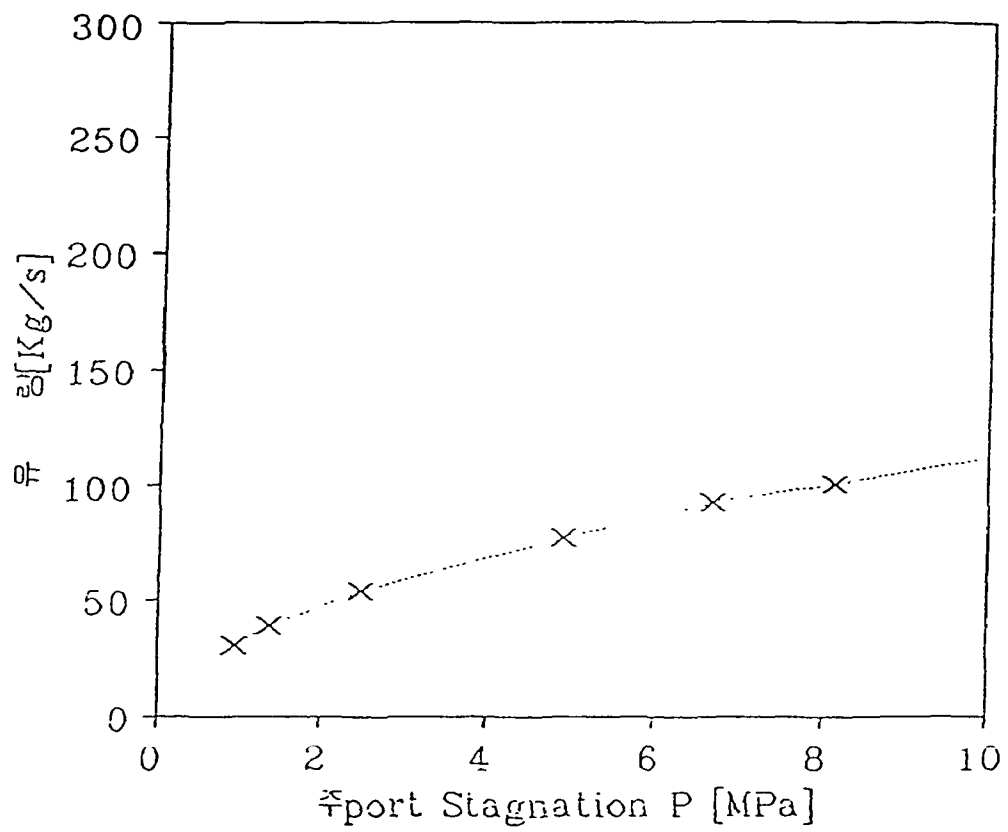


Fig.14 Effect of Port Stagnation Pressure on Flowrate
(Velocity of Control Port = 0m/s)

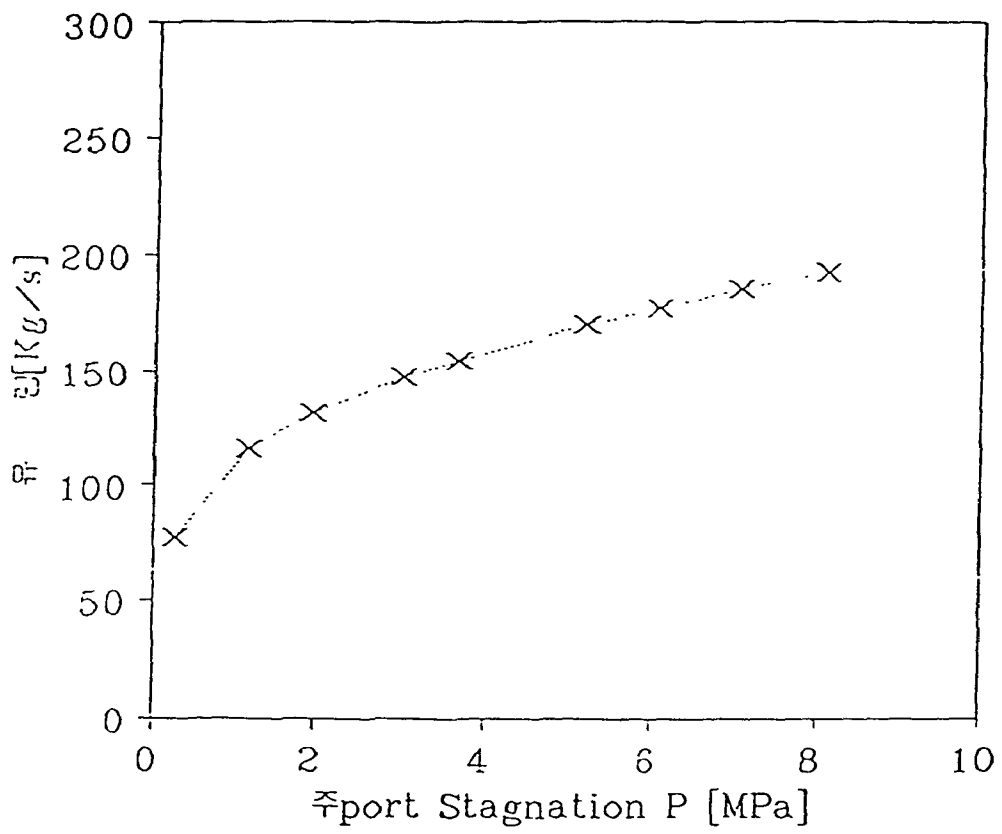


Fig.15 Effect of Port Stagnation Pressure on Flowrate
(Velocity of Control Port = 5m/s)

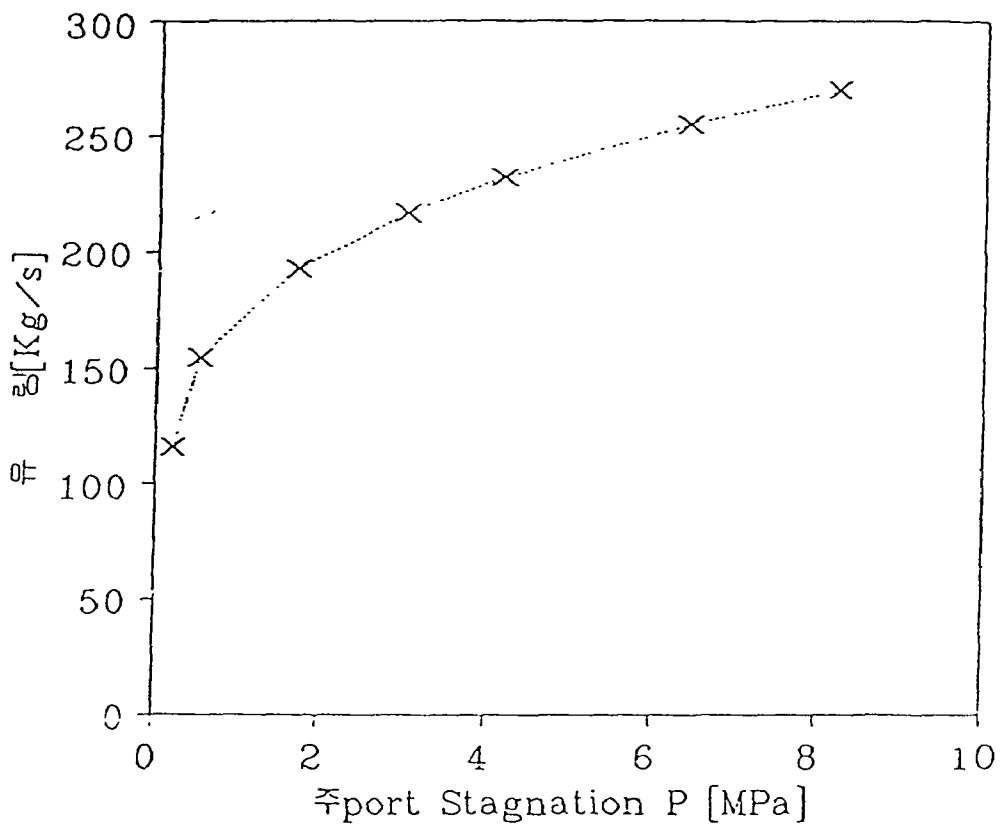


Fig.16 Effect of Port Stagnation Pressure on Flowrate
(Velocity of Control Port = 10m/s)