

# 이젝터를 이용한 다관식 열교환기 파울링 자동제거장치의 구동특성에 관한 실험적 연구

## An Experimental Study of Operating Characteristics on Fouling Auto Removal Apparatus of Multi Pass Type Heat Exchanger using Ejector

김재돌  
J. D. Kim

(접수일 : 2009년 8월 3일, 수정일 : 2009년 10월 7일, 채택확정 : 2009년 10월 19일)

**Key Words** : Automatic Tube Cleaning Apparatus(전열관 자동세정장치), Cleaning Ball(세정 볼), Ejector(이젝터), Fouling(오염), Heat Transfer(열전달), Multi Pass Type Heat Exchanger(다관식 열교환기)

**Abstract** : The experiment was performed to check operating characteristics of fouling auto removal apparatus for multi pass type heat exchanger using ejector. The results showed as following. The ejector suction flow rate increased with the head of operating pump of ejector. Proper suction flow rate showed 7.2~10.2m<sup>3</sup>/h for ball collection in case of pump head 35~50m. The head of ejector outlet pipe is below 4.1m in case of 40m, the head of operating pump of ejector to confirm ejector suction flow rate 8.4m<sup>3</sup>/h. Lattice space of ball separator is allowed 6~10.3mm in ranges of ball diameter are 15~25mm and when mass flow of cooling water is 3.0m/sec. Average of passing time of balls is 1.2~2.8sec depend on the velocity of flow and the size of balls.

### 기호설명

- A : 냉각관의 전열면적 [m<sup>2</sup>]
- U : 총괄열전달계수 [W/m<sup>2</sup>·K]
- ΔT<sub>m</sub> : 평균온도차 [K]
- Q : 열교환량 [W]
- h<sub>i</sub>, h<sub>o</sub> : 관 내·외측 열전달계수 [W/m<sup>2</sup>·K]
- R<sub>f</sub> : 열저항 [m<sup>2</sup>·K/W]
- x : 두께 [m]
- k : 열전도율 [W/m·K]

### 1. 서론

#### 1.1 연구배경 및 목적

각종 산업용이나 건물 공조용 등에서 에너지 사용량을 가장 크게 좌우하는 것은 열교환기의 전열 효율이며, 이는 열교환기의 전열관 오염과 직결되고 있다.

열교환기에는 장치의 운전이나 공정상에서 고온

의 열이 발생되며, 이들의 안정적 운전을 위해 외부로부터 냉각수가 공급되는데, 냉각수는 대부분 건물 외부에 설치되어 있는 냉각탑(cooling tower)에서 대기와 열교환 후, 냉각되어 열교환기로 공급된다. 그러나 이 때, 대기 중의 미생물이나 먼지 등이 냉각수로 유입되어 이들이 열교환기 튜브 내면에 쌓이게 되면 일종의 퇴적층 즉 오염(fouling)을 형성한다. 이렇게 형성된 오염층은 열전달(heat transfer) 과정에서 일종의 열저항(thermal resistance)으로 작용하여 장치의 냉각성능 저하의 원인이 된다. 그 결과 장치의 효율이 저하되어 동일한 냉각능력을 발휘하기 위해서는 더 많은 에너지를 사용해야 한다.

지금까지는 이와 같은 문제점을 해결하기 위해 Fig. 1의 (a)와 같이 매 2~3년에 한번씩 열교환기의 커버를 열고 브러시(brush)나 분사 노즐(nozzle)에 의해 기계적으로 튜브를 세정 하거나 화학약품을 이용하는 방법에 의존하였다<sup>1,2)</sup>. 그러나 이와 같은 방법들은 튜브 세정 후 시간이 경과하면 (b)와 같이 오염이 점차 증가되어 전열성능이 또 저하된다. 그리고 튜브 세정시에는 냉각장치의 정지로 작업을 중단해야 하고, 화학약품에 의한 방법은 작업

김재돌(책임저자) : 동명대학교 공과대학 냉동공조공학과  
E-mail : kjd@tu.ac.kr, Tel : 051-629-1682

후나 장치가동 중 냉각탑 등에서 화학약품 성분이 비산되어 대기나 수질 등으로 방출되어 환경오염의 원인이 되고 있다.

최근에는 이와 같은 단점을 보완하기 위하여 Fig. 2와 같이 장치가 운전되고 있는 중에 열교환기 전 열관 내에 세정체인 스펀지 볼(sponge ball)을 주기적으로 순환시켜 전열관 내벽에 생성된 오염물질을 제거하여 전열관 내를 항상 깨끗한 상태로 유지시켜 전열성능의 향상과 전열관 부식을 억제할 수 있는 전열관 자동세정장치(Condenser Anti Fouling System ; CAF)에 관한 연구가 이루어지고 있다<sup>3)</sup>.

따라서, 본 연구는 전열관 자동세정장치의 핵심 요소기인 볼 투입 및 회수용 이젝터, 이젝터 구동용 펌프, 볼 분리기의 격자 간격, 볼 회수기에서의 유속 및 세정 볼의 크기에 따른 통과 시간 등에 대한 실험적 연구를 수행하여 새로운 자동세정장치 개발에 관한 설계 자료를 확보하고자 하였다.

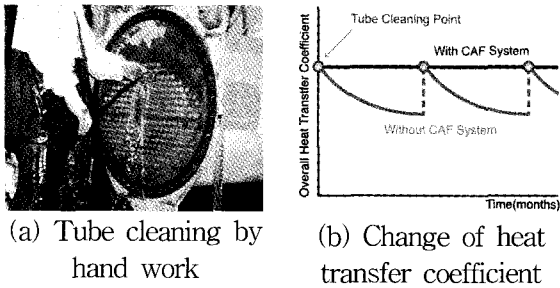


Fig. 1 The change of heat transfer coefficient over time and method of tube cleaning

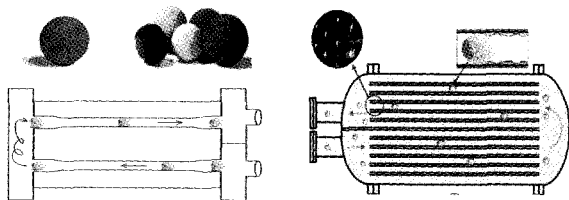


Fig. 2 Schematic diagram of fouling auto removal apparatus

### 1.2 열교환기 전열이론

Fig. 3에서와 같이 다관식 열교환기에서 열은 튜브 바깥쪽의 냉각 대상물에서부터 튜브 벽면과 오염층을 거쳐 튜브 안쪽을 흐르는 냉각매체인 냉각수로 전달되며, 각 층 사이에는 온도구배가 있다. 이때, 튜브 내외의 냉각 대상물과 냉각매체 사이의 열교환량  $Q$ 는 다음과 같다.

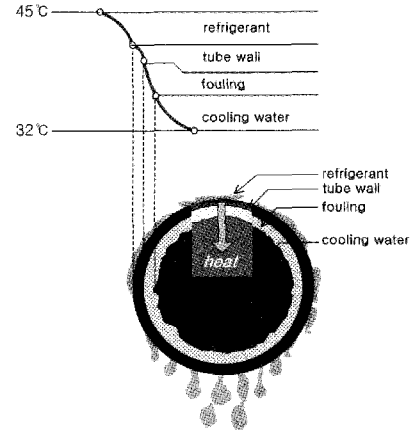


Fig. 3 Diagram of heat transfer

$$Q = U A \Delta T_m \quad (1)$$

여기서,  $A$ 는 냉각관의 전열면적,  $U$ 는 총괄열전달 계수,  $\Delta T_m$ 은 냉각대상물과 냉각매체의 평균온도차를 나타낸다<sup>4,5)</sup>.

식(1)에서  $A$ 와  $\Delta T_m$ 은 일반적으로 설계과정에서 이미 결정되어 있으므로, 결국 열교환량은 총괄열전달 계수(overall heat transfer coefficient)  $U$ 에 의해 좌우된다. 즉, 열교환기의 성능은 총괄열전달 계수를 얼마나 크게 할 수 있는가에 달려 있다고 할 수 있으며, 이는 다음의 식(2)에 의해서 구할 수 있다.

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_i} + R_f + \frac{\Delta x}{k} + \frac{1}{h_o} \quad (2)$$

여기서,  $1/U$ 은 열전달에 있어서 총 열저항을,  $h_i$ ,  $h_o$ 는 관 내·외측 열전달계수를,  $R_f$ 는 오염에 의한 열저항을 나타내며,  $\Delta x/k$ 는 전열관 두께에 의한 열저항으로 일반적으로 동관 등의 금속은 열전도율  $k$  값이 매우 크므로 다른 항에 비해 극히 작다. 그러므로 이 항을 무시하면 식(2)은 간단히 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_i} + R_f + \frac{1}{h_o} \quad (3)$$

식(3)에서  $h_i$ 와  $h_o$ 는 각각 관 내측과 외측의 열전달계수를 나타내는 것으로, 이 값은 오염에 의한 열저항  $R_f$ 와 함께 총괄열전달계수  $U$  값에 미치는 영향이 매우 크다. 그러나 이 값은 제품을 설계할 때, 이미 결정됨으로 운전현장에서 제어대상이 되지 못한다. 그러나 오염에 의한 열저항  $R_f$ 값은 운전현장에서 유지관리를 어떻게 하느냐에 따라 크게 좌우된다<sup>6,7,8)</sup>.

전열관에 오염이 생성되면 총괄열전달계수  $U$ 값이 작아져서 식(1)에서 알 수 있듯이 단위 면적 당 전달할 수 있는 열량이 적어지고, 따라서 같은 열량을 전달하기 위해서는 전열면적을 크게 해야 한다. 그러나 이미 설치되어 있는 냉동기에서와 같이 전열면적을 어떻게 변화시킬 수 없는 경우에는 전열량이 적어질 수밖에 없다. 즉 냉동장치에서 응축기의 경우 응축열을 충분히 냉각수로 배출할 수 없게 된다. 이렇게 되면 응축온도(압력)가 높아져 압축기의 소요동력이 증가하게 되고, 또 증발기에서의 냉동효과도 떨어지게 된다. 이와 같이 열교환기에서는  $U$ 값을 가능한 크게 하거나 일정하게 유지하는 것이 바람직하다.

## 2. 실험장치 및 방법

### 2.1 실험장치

본 연구에 사용된 실험장치는 Fig. 4에서와 같이 크게 실험조건 유지를 위한 냉각수 순환계통과 실험을 수행하기 위한 시험구간으로 구성되어 있다. 냉각수 순환계통은 물탱크, 냉각수 펌프, 냉각수 순환배관 및 밸브류로 구성되어 있고, 시험구간은 불분리기, 불회수기, 이젝터 구동펌프, 이젝터, 유량계, 차압계, 사이트글라스, 체크밸브 및 압력계로 구성되어 있다.

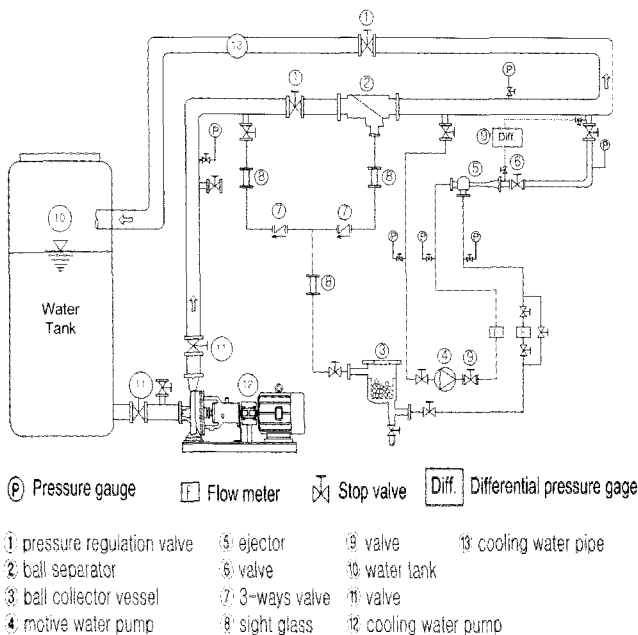


Fig. 4 Schematic diagram of experimental apparatus

시험구간은 이젝터 구동펌프와 이젝터의 조합작

용에 의해 세정불을 열교환기(압력조절밸브)입구 측으로 투입하고, 불분리기에서 다시 냉각수와 분리하여 불회수기로 회수할 수 있도록 구성되어 있으며, 불 운반 유체의 유량과 압력을 측정하기 위해 유량계와 압력계가 설치되어 있고, 불 유동을 관찰하기 위해 사이트글라스가 설치되어 있다.

Fig. 5는 실험장치의 사진을 나타낸다.

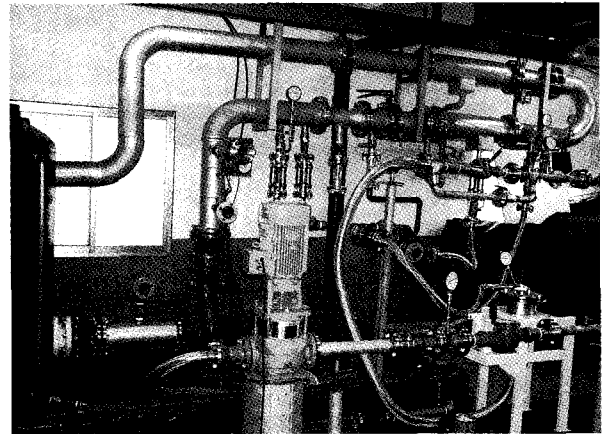


Fig. 5 Photograph of experimental apparatus

### 2.2 실험방법

열교환기 튜브 내의 오염물질 제거를 위한 불 투입 및 회수는 이젝터 구동펌프와 이젝터의 조합작용에 의해 이루어진다.

불의 투입과 회수는 Fig. 4에서 먼저 이젝터 출구에 설치된 밸브(⑥)를 닫은 상태에서 이젝터 구동펌프(④)를 운전한다. 그러면 이젝터(⑤)에서 유체의 흐름은 불회수기(③)바닥에서 위로 냉각수의 상승류가 형성되고, 이 유체흐름에 동반하여 열교환기(압력조절밸브 ①)입구측으로 불이 투입된다.

투입된 불은 냉각수 흐름을 타고 불분리기(②)로 흘러들어 오며, 이때 이젝터 출구에 있는 밸브(⑥)를 열어주면 이번에는 이젝터 본래의 역할인 흡인력이 발생하여 투입 때와는 반대로 불회수기 상부에서 하부로 냉각수의 하강류가 발생하게 되며, 이 흐름에 편승하여 불분리기에서 분리된 불이 불회수기로 회수된다.

회수된 불은 불회수기 내의 체에 의해 걸러지고 유체만 이젝터로 흡인되어 다시 냉각수 배관으로 배출된다. 이 과정에서 이젝터 구동펌프의 용량이 적정하지 않거나 이젝터 설치위치가 적정하지 않아 이젝터 출구에 수두(head)가 많이 걸리면 이젝터의 성능이 저하하여 충분한 흡인량을 확보할 수 없어 불 투입 및 회수에 필요한 불 운반 유량을 확보할

수 없게 된다.

불분리기의 격자(slot) 간격 결정에 있어서 불분리기는 Fig. 6에서와 같이 타원 격자형의 구조로 되어 있으며, 격자 간격이 불분리기의 성능과 밀접한 관계가 있다. 즉, 격자 간격이 너무 넓으면 불이 분리되지 않고, 그대로 통과함으로써 불분리기의 역할을 하지 못하게 되며, 또 간격이 너무 좁으면 불 분리의 성능은 좋으나 유체흐름에 대한 저항이 증가하여 압력손실이 많이 발생하게 된다. 그러므로 불분리기에서 불 크기(size)에 대응한 적정 격자 간격의 결정은 불분리기 설계에 있어 중요한 자료가 된다.

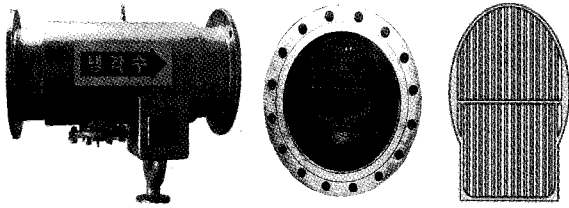


Fig. 6 Photograph of ball separator

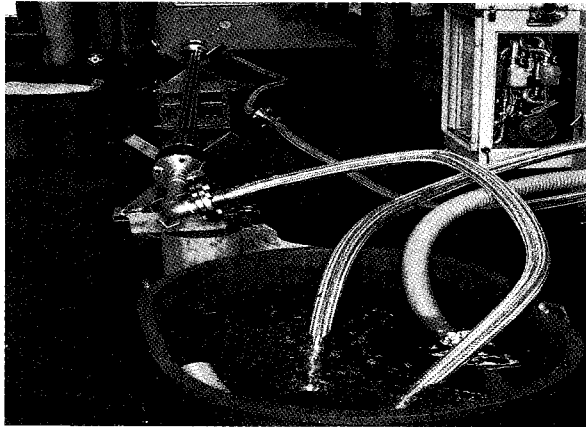


Fig. 7 Photograph of ball pass time experiment

본 실험에서는 직경 15~23mm범위에서 1mm크기로 총 9가지 세정볼에 대하여 실험을 수행하여 불이 유실(통과)되지 않으면서 불 분리가 원활하게 이루어질 수 있는 불 크기별 적정 격자 간격을 획득하였다.

불의 열교환기 통과시간은 불이 불회수기를 출발하여 다시 되돌아오는 데 걸리는 시간으로 장치운전조건 즉, 불 투입 및 회수 시간을 결정하는 데 있어 중요 요소가 된다.

불은 일반 냉각수 배관을 통과할 때는 불 직경이 배관 직경에 비해 매우 작으므로 유체 유속과 같은 속도로 흐르지만 열교환기 튜브를 통과할 때에는

튜브 직경보다 불 직경이 크므로 튜브에 꼭 끼여 통과하게 되며, 통과속도는 불 직경과 직접 관계가 있다.

Fig. 7은 불 크기에 따른 튜브 통과속도를 측정하는 실험장면을 나타낸다.

실험은 불순환 펌프로 불과 물이 혼합된 유체를 튜브군 입구 측에 공급하고, 튜브 양단에는 불 흐름을 확인할 수 있도록 사이트글라스를 설치하여 각 불 크기별 튜브 통과시간을 측정하였다.

Table 1은 본 실험에 사용된 장치들의 사양을 나타낸다.

Table 1 Specifications of the experimental equipments

Equipments	Specifications
Cooling water pump	210m <sup>3</sup> /h×20kW
Ejector motive pump	17m <sup>3</sup> /h×70M
Ejector	40A×40A×50A
Cleaning ball diameter	15~23mm(9type)
Cooling water pipe	150A

### 3. 실험결과 및 고찰

#### 3.1 이젝터 구동펌프에 따른 특성

동일 사양의 이젝터라면, 구동유체의 조건에 따라 이젝터의 성능은 달라진다. 즉, 이젝터 구동펌프의 용량이 커서 구동유량이 많으면 성능은 증가하고, 적으면 성능은 떨어진다. 그리고 적정 성능은 이젝터로 흡인되는 유체의 양(suction capacity)이 일반적으로 중대형 냉동장치의 다관식 열교환기 튜브에 적용 가능한 15~23mm 크기의 세정볼을 충분히 유인해 갈 수 있을 정도의 유량이면 된다.

Fig. 8은 이젝터 구동펌프 용량에 따른 이젝터 흡인량의 변화와 그 흡인되는 유체가 불을 수반하여 갈 수 있는 능력의 정도를 나타낸 결과이다. 그림에서와 같이 구동펌프의 양정이 증가할수록 이젝터 흡인량은 증가하며, 실험장치의 사이트글라스를 통한 불 유동 관찰에 의하면 이젝터 흡인량 7.2m<sup>3</sup>/h 이하에서는 불 회수가 미흡하였고, 10.2m<sup>3</sup>/h 이상에서는 불 회수 능력은 매우 좋았으나 유체유속이 너무 빨라 소음이 많이 발생하며, 또 체크밸브에서 수격현상이 발생하였다.

결과적으로 일반 중대형 다관식 열교환기에 적용 가능한 15~23mm 크기의 세정볼을 유인할 수 있는 이젝터의 적정 흡인량은 7.2~10.2m<sup>3</sup>/h이고, 이때,

이젝터 구동펌프의 양정은 35~50m에 해당되었다. 그러나 이젝터 흡인유체의 유속과 구동펌프의 양정 및 실제장치 설계시 안전성 등을 고려할 경우 최적 흡인량은 8.4m<sup>3</sup>/h정도로 판단되었으며, 이와 같은 결과는 이젝터 구동펌프 사양결정에 중요한 설계 자료가 될 것으로 판단된다.

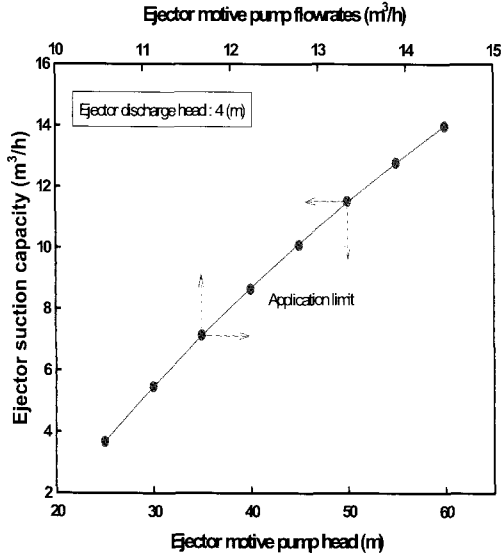


Fig. 8 Change of ejector suction capacity by head and flow rate of ejector motive pump

### 3.2 이젝터 설치위치에 따른 특성

이젝터는 설치위치 즉, 이젝터 토출배관 후단에 작용하는 수두에 따라 현저히 능력이 달라진다. 즉, 이젝터 토출배관 후단에 작용하는 수두가 크면 능력이 떨어지고, 적으면 적을수록 능력이 좋아진다.

Fig. 9는 불 운반 능력이 최적으로 판단되는 이젝터 흡인량 8.4m<sup>3</sup>/h를 확보할 수 있는 이젝터 구동펌프 유량에 따른 이젝터 토출배관 수두(ejector discharge head)를 나타낸 결과이다.

그림에서와 같이 이젝터 구동펌프 양정이 40m에서는 4.1m까지는 이젝터 토출배관 수두가 걸려도 불을 충분히 동반해 갈 수 있는 유량 8.4m<sup>3</sup>/h를 확보할 수 있다. 그러나 토출배관이 길거나 높이가 4.1m 이상이 되면 불 회수가 불가능 하였다. 이와 같은 결과는 실제 장치에서는 이젝터 설치위치를 결정하는 중요한 설계 자료가 될 것으로 판단된다.

Fig. 10은 이젝터 구동펌프 양정이 40m일 때, 이젝터 토출배관에 작용하는 수두에 따른 이젝터 흡인량의 변화를 나타낸 결과이다. 그림에서와 같이 앞의 실험에서 불을 운반해 갈 수 있는 이젝터 흡인량의 범위가 7.2~10.2m<sup>3</sup>/h정도이므로 이젝터 토출

배관에 약 7m이상의 수두가 걸리면 불 운반이 불가능하게 된다. 즉 이젝터 구동펌프 양정이 40m인 펌프를 사용할 경우 이젝터 토출배관 수두는 7m이하가 되도록 이젝터 설치위치가 결정되어야 한다.

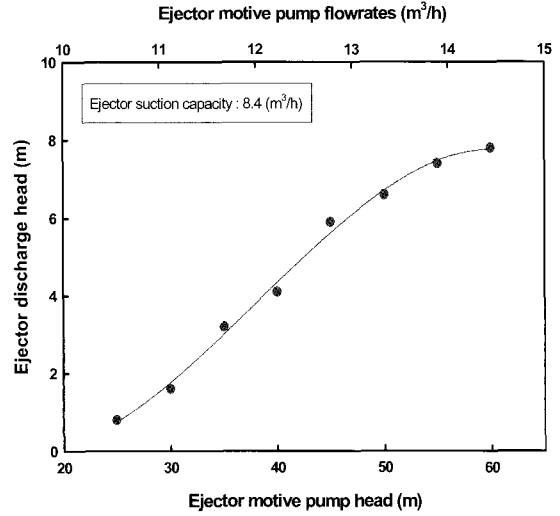


Fig. 9 Change of ejector discharge head by flow rate of ejector motive pump

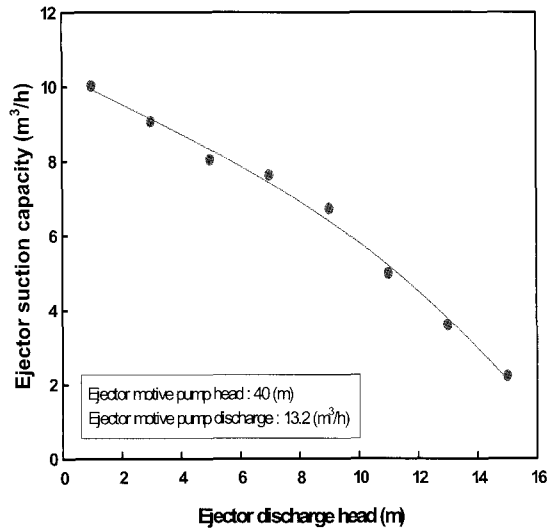


Fig. 10 Change of ejector suction capacity by discharge pipe head of ejector

### 3.3 불 분리기 체 간격

Fig. 11은 불분리기의 격자 간격 실험에 관한 결과이다. 실험은 냉각수 관경 150A, 불분리기 관경 200A, 냉각수 유속 3.0m/sec조건에서 불 직경을 15~23mm까지 1.0mm크기로 총 9가지로 실험을 수행하였다.

실험결과 일반 냉동장치의 냉각수 관내 유속 3.0m/sec범위에서 격자 간격은 불직경 15~23mm범

위의 경우, 6~10.3mm까지 허용되었다. 예를 들면, 볼 크기가 18mm인 경우 볼분리기의 적정 격자 간격은 약 7mm이다. 만약 이 간격을 크게 벗어나면 볼이 격자 사이에 끼이거나 통과해 버려 볼분리기에서 볼을 만족스럽게 분리할 수 없게 된다.

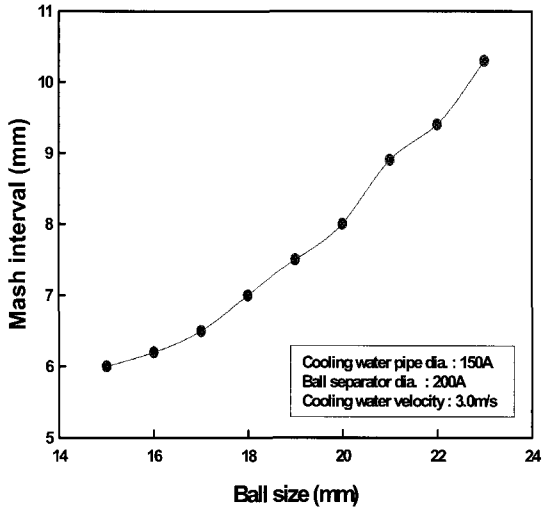


Fig. 11 Mash interval of ball separator to the ball size

이와 같은 결과는 열교환기 튜브 직경에 따라 최적의 세정효과를 낼 수 있는 볼 직경을 결정하는 기준이 되며, 볼분리기 설계에 있어 중요한 자료로 판단된다.

### 3.4 볼 통과 시간

Fig. 12는 유속 및 볼 크기에 따른 볼의 열교환기 튜브 통과시간을 나타낸 결과이다.

열교환기 튜브는 동관이고, 내경 17mm, 길이 3m로 하였으며, 유속은 2.4~3.2m/sec범위에서 실시하였다. 그림에서와 같이 유속이 일정할 경우 볼 직경이 작은 경우가 통과 시간이 짧게 나타나며, 유속 2.4m/sec의 경우 열교환기 튜브 내경 17mm에 있어서 볼 직경은 21mm가 최대이고, 22mm이상의 경우에는 관내에 끼어서 통과를 하지 못하는 것으로 나타났다. 그리고 유속 2.8m/sec에서는 볼 직경 23mm 이상은 끼이게 되고, 볼의 통과 시간은 평균 1.2~2.8sec로 유속과 볼의 크기에 따라 다소의 차이가 발생되었다.

이와 같은 결과는 제어장치의 볼 순환 및 볼 회수 시간 결정을 위한 설계 자료로 활용 가능할 것이다.

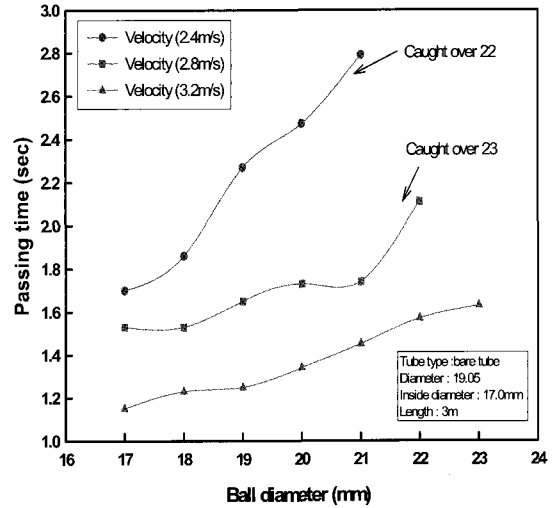


Fig. 12 Change of ball passing time in the heat exchanger by velocity and ball size

## 4. 결 론

이젝터를 이용한 다관식 열교환기 오염 자동 제거장치의 최적화를 위한 구동특성에 관한 실험적 연구를 수행한 결과 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

(1) 이젝터 구동 펌프의 양정이 증가할수록 이젝터 흡인량은 증가하였으며, 펌프양정 35~50m에서 볼 회수를 위한 이젝터의 적정 흡인량은 7.2~10.2 m<sup>3</sup>/h였다.

(2) 이젝터 구동펌프 양정 40m에서 토출배관 수 두 4.1m까지는 볼 투입과 최적 이젝터 흡인량 8.4m<sup>3</sup>/h의 확보가 가능하였으나 이보다 토출배관이 길거나 높아지면 불가능 하였다.

(3) 일반적으로 중대형 냉동기용 다관식 열교환기 전열관 튜브에 적용 가능한 볼 직경 15~23mm, 냉각수 관내 유속 3.0m/sec로 운전할 경우, 볼 분리기의 격자 간격은 6~10.3mm까지 허용되었다.

(4) 볼의 튜브 통과시간은 냉각수 유속 및 볼 크기에 따라 다소의 차이가 발생되었으며, 평균적으로 1.2~2.8sec정도로 나타나 제어장치의 볼 순환 및 회수시간 결정을 위한 설계 자료로 활용 가능할 것으로 판단되었다.

## 참고 문헌

- 김재돌, 2009, "이젝터를 이용한 다관식 열교환기 자동세정장치의 구동특성에 관한 실험적 연구", 대한기계학회, 2009년도 춘계학술대회 논문집,

pp. 328~333.

2. 김재돌, 설원실, 2009, "열교환기 파울링 자동제거장치 최적화를 위한 세정불 실험에 관한 연구", 한국동력기계공학회, 2009년도 춘계학술대회 논문집, pp. 244~249.
3. 김재돌, 설원실, 윤정인, 2004, "셀엔튜브식 열교환기 세정 자동화 기술", 냉동·공조공학, 제 23권, 제 4호, pp. 59~72.
4. GRETH, 1992, "Fouling Mechanisms", France seminar.
5. 이운표, 2001, "냉동기에서 Fouling의 영향", 냉동·공조공학, 제 20권, 제 2호, pp. 19~26.
6. Frank P. Incropera, David P. Dewitt, 1990, "Fundamentals of Heat and Mass Transfer", John Wiley and Sons.
7. Kern, D. Q. and Seaton, R. E., 1979, "A theoretical analysis of thermal surface fouling", Brit. Chem. Eng., Vol. 4, No. 5, pp. 258~262.
8. C. B. Pranchal, 1995, "Fouling Mitigation of Industrial Heat-Exchange equipment".