

## 고압가스 냉각시스템의 특성 연구

김한석\* · 안국영\*\* · 이상민\* · 장병록\*\*\*

### A Study on Quenching Characteristics of a High Pressure Gas Quenching System

Han-Seok Kim\* · Kook-Young Ann\*\* · Sang-Min Lee\* · Byung-Lock Chang\*\*\*

#### ABSTRACT

An Experimental study on the characteristics of high pressure gas quenching system was carried out in the present study. The characteristics of gas quenching system have been studied with high pressure gas chamber and specimen for various gas pressure and velocity which are the design parameter of quenching system. The quenching gas was used compressed air which properties are very similar with Nitrogen gas usually used in industrial gas quenching system. The result shows that the quenching rate of mid surface of specimen is lower than each ends of them which are close to low temperature quenching surface. And to increases the quenching intensity, the increment of quenching gas pressure is more efficient than the increment of quenching gas velocity at the point of reducing the circulation fan power.

Key words : High pressure gas quenching system (고압가스냉각장치), Gas quenching(가스냉각), Quenching intensity(냉각강도), Design parameter(설계변수)

---

\* 환경기계기술연구부 선임연구원

\*\* 환경기계기술연구부 책임연구원

\*\*\* (주)SAC 기술연구소 소장

## 1. 서론

각종 기계부품이나 공구들의 제작에 있어 열처리를 통한 경화는 필수적으로 공정이 되고 있다. 대표적인 표면강화 처리방법인 침탄처리인 경우 침탄 과정 후 가열된 피처리물을 서냉시키면 침탄층에 펄라이트조직이 형성되지만 급냉시킬 경우 마르텐사이트와 페라이트로 경화된 조직을 얻을 수 있으므로 열처리 과정 중 냉각은 강도에 직접적인 영향을 미치는 과정으로 알려져 있다.

종래의 냉각방식은 주로 냉각용 오일 챔버에 냉각시험편을 침강시키는 방법이 주로 이용되고 있다. 그러나 오일을 냉각 매질로 이용하는 경우 국부적인 증발과 유동성 저하로 가공물 표면의 냉각이 균일하지 않게 되며, 냉각시 발생하는 Oil mist의 발생에 의한 대기환경 악화와 가공물 표면에 잔존하는 오일 세척을 위한 공정으로 요구될 뿐만 아니라 냉각에 사용된 폐오일의 처리 등은 환경오염의 원인이 된다<sup>[1]</sup>.

최근에 유냉을 고압가스로 대체하는 기술이 개발되고 있다. 상압의 가스를 냉각용으로 오일 대신에 이용하는 경우 비열이 오일에 비하여 작고 기화열을 이용할 수 없어 냉각효과가 낮기 때문에 높은 냉각 효과를 얻기 위하여 고압 및 고속의 가스를 순환시켜 사용한다<sup>[2], [3], [4]</sup>. 이러한 가스 냉각은 오일 에 비하여 연속 공정이 비교적 유리하며 세척 등의 후처리 공정이 생략되는 장점이 있다.

유냉을 고압가스에 의한 냉각기술로 대체하는 기술을 개발하기 위해서는 냉각시험편의 균일 냉각과 냉각효과를 높일 수 있는 연구가 필요하며 이를 위해서는 냉각실 내의 냉각가스의 유동과 전열해석기술들이 접목되어야 한다<sup>[5], [6]</sup>. 그리고 고압의 가스를 냉각용으로 이용하는 경우 순환팬의 많은 동력이 필요할 뿐만 아니라 냉각시스템의 내압설계가 필요하기 때문에 적정 운전 조건의 도출이 필요하다.

본 연구에서는 고압가스 냉각시스템의 설계인자를 도출하기 위하여 실험용 냉각시스템을 구성하였고 냉각가스의 압력, 유속 등이 냉각시험편의 냉각속도에 미치는 영향을 정량화하고 순환팬의 동력을 예측하고자 하였다.

## 2. 실험장치 구성 및 실험 방법

### 2.1 실험장치 구성

실험용 냉각시스템은 Table 1.의 기본설계인자를 기준으로 Fig.1과 같이 구성하였다. 냉각시스템의 중심부에 가열된 시험편을 장입하는 냉각실이 설치되어 있으며 하부에서 냉각용 순환가스가 공급되어 상부로 배출되고, 승온된 순환 냉각용 가스는 수냉용 열교환기를 거쳐 냉각되어 순환팬을 거쳐 다시 시험편으로 공급되는 구조로 되어 있다.

냉각가스의 유속 변화에 대한 냉각특성과 이에 따른 소비전력을 예상하기 위하여 순환팬용 전동기에 속도 조절용 Inverter와 전력계를 설치하였다.

냉각에 이용되어 승온된 순환가스의 열을 냉각시스템 외부로 방출시키는 열교환기는 effectiveness 0.5로 설계하였으며 냉각수 출구에 T-type 열전대를 설치하여 공급되는 냉각가스의 온도변화를 예상하는데 이용하였다.

냉각에 이용된 고압 공기는 공기압축기를 통하여 서비스 탱크에 공급되며 서비스 탱크에 충전된 고압의 공기는 냉각시스템 배관에 설치되어 있는 두 곳의 밸브를 통하여 동시에 공급되는 구조를 취하였으며 냉각가스의 충전시간은 10bar 기준 1초 이내로 설계하였다. 그리고 고압탱크 출구에 압력 조절기를 설치하여 냉각실의 공급가스 압력을 용이하게 조절할 수 있게 하였다.

냉각시스템 각 위치에서의 냉각가스 온도분포

를 측정하기 위해서 냉각실의 출/입구와 팬 후류부 등에 T-Type 열전대를 설치하였다.

냉각시험편은 Fig.2와 같이 8개의 SUS 304로 제작되었으며 냉각시험편 길이 방향 및 길이 방향 각 위치에 Fig.3과 같이 K-type 열전대를 설치하여 각 실험조건에서의 냉각특성을 예상할 수 있게 하였다. 냉각시험편은 트레이 바닥에 볼트로 고정되는 구조를 취하고 있으며 냉각가스의 유동을 측 방향으로 하기 위하여 냉각시험편과 동일 재질의 두께 0.1mm의 박판을 tray 주변에 설치하였다.

냉각실험을 위한 냉각시험편의 초기 가열용 가열로는 내부에 K-type 열전대가 설치되어 있어 온도 측정과 조절이 가능하도록 구성하였다. 실험에 이용된 가열로는 950℃까지 승온이 가능하도록 제작된 열선과 내열재로 설계되었다.

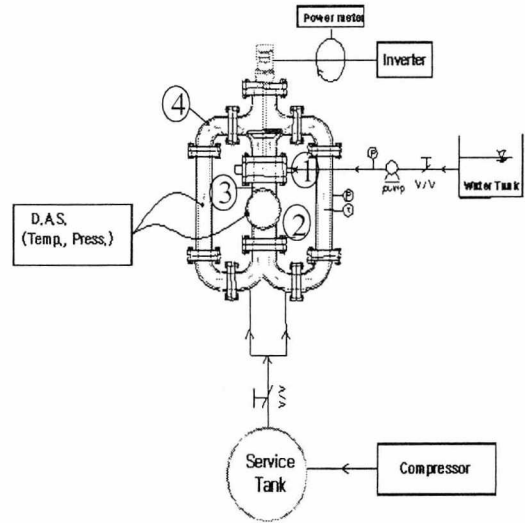


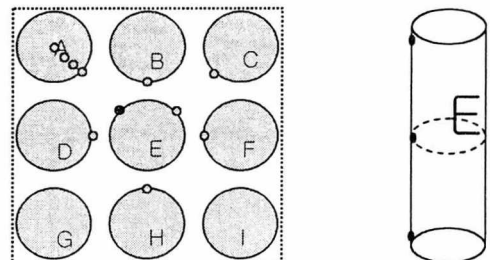
Fig 1. Experimental apparatus

Table 1. Designs of high Pressure gas quenching system

초기 공급조건	온도	°C	25
	냉각물 초기온도	°C	850
	공급관 유속	m/s ec	20
냉각물	배관 내경	m	0.2
	총 질량	kg	10
	개수	ea	9
	길이	m	0.135
열교환기	직경	m	0.036
	Effectiveness		0.5
	물 공급량	kg/s ec	2.5

## 2.2 실험 방법

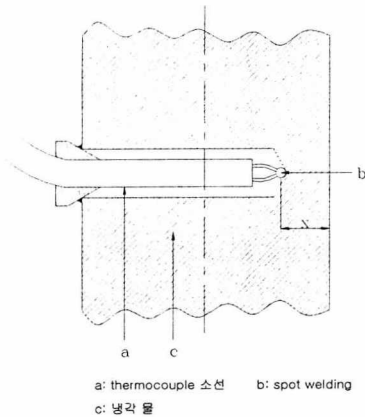
냉각실에 공급되는 냉각가스의 유속분포를 예상하기 위하여 냉각실 입구의 배관에 설치된 Pitot-tube를 이용하여 순환팬의 RPM에 대한 배관내 순환가스의 속도분포를 측정하였으며 반경방향의 면적을 고려하여 평균유속을 예상하였다.



Middle

Ends

(a) Specimen and Establishment of Thermocouple



(b) Establishment technique of K-type Thermocouple

Fig 2. Specimen and establishment of Thermocouple

냉각시험편의 초기가열은 가열로에서 이루어지고 냉각시험편을 가열로에서 냉각시스템으로 장입되어 냉각이 이루어지는 구조로 시스템이 구성되어 있으며 냉각과정은 비정상상태이기 때문에 실험시 이에 대한 고려가 필요하다. 예비운전을 통하여 냉각물을 가열로부터 냉각챔버에 장입 후 12개의 볼트로 구성되어 있는 냉각문의 차폐와 냉각가스의 충전, 그리고 순환팬의 정상 구동까지를 1분이 걸리는 것으로 예상하였으며 이 경우 950℃까지 균일하게 가열된 냉각물이 대기(20℃) 중에 노출 후 850℃까지 자연 냉각되는 것을 예비실험을 통하여 확인하였다. 따라서 모든 냉각실험은 냉각시험편을 가열로에서 950℃까지 가열 후 냉각시스템에 냉각시험편의 설치 및 냉각실 문의 차폐작업, 고압가스의 공급과 순환팬의 가동까지 1분 동안에 행하여 자연 냉각시간의 차이에 의한 실험의 오차를 최소화하여 하였다.

가열로의 설정온도는 열전대의 손상 등을 고려하여 1,000℃까지 설정하지 않고 950℃로 하였으며 냉각시험편의 각 지점에 설치된 열전대로부터 온도의 편차가 5℃미만일 때까지 균일하게

가열하여 냉각실에 냉각시험편을 장입하였다.

냉각매체로 이용되는 공기는 압축기에 의하여 탱크에 충전되어 압력 조정기를 통하여 냉각시스템에 공급되도록 각 실험 전에 압력을 설정하였으며 냉각시스템에 설치된 2개의 볼밸브를 통하여 순환팬의 가동과 동시에 공급되도록 하였다.

냉각실에 공급되는 냉각용 순환가스의 온도는 본 실험 조건에서 온도가 60℃미만으로 유지되었고 냉각물의 초기온도인 850℃에 비하여 아주 낮기 때문에 공급되는 순환가스의 온도변화에 대한 냉각물의 냉각특성 영향은 무시하였다.

냉각시험편의 각 위치에 설치된 K-type 열전대와 배관내 설치된 T-type 열전대로부터의 온도 신호는 2 sec 마다 기록하였으며 냉각시험편의 온도가 150℃까지 냉각될 때까지 계측을 계속하였고 샘플 중간 표면에 설치되어 있는 각 열전대의 평균온도와 Vessel function의 해로부터 열전달 계수  $h$ 를 예상하여 이용하였다.

냉각실험은 Table2와 같이 직경 0.035m의 냉각시험편을 이용하여 압력 및 냉각가스의 유속을 변수로 하여 수행하였다.

Table 2. Experimental conditions

Sample Dia.	m	0.035
Tray 길이(L)	m	0.180
Pt	m	0.047
Sample 길이(L)	m	0.143
표면간 최소거리	m	0.012
총 질량	kg	9.906
압력	bar	1, 3, 5, 7
배관 유속	m/sec	10, 20, 30

### 3. 성능실험 결과

#### 3.1 순환가스 유동실험

냉각실 챔버에 공급되는 냉각가스의 유속분포는 냉각물의 냉각속도의 불균일을 일으킬 수 있기 때문에 속도분포를 확인할 필요가 있다. Fig.3에 순환가스 평균유속에 대한 반경방향 각 위치에서의 유속분포를 나타내었다. Fig.3의 결과로부터 냉각실 가스공급 배관의 유속분포는 반경방향 각 위치에서 유속 편차가 5% 이내로 비교적 균일함을 예상할 수 있었으며 유속분포의 불균일에 대한 오차 영향은 추후 냉각특성 실험 시 무시하였다.

서론에서 언급하였듯이 냉각가스의 유속과 압력은 냉각물의 냉각속도에 영향을 미치며 이에 따라 시스템의 동력이 결정되기 때문에 적정 운전 조건의 도출이 필요하다. Fig.4에 냉각시스템내의 충전된 가스압력과 유속에 대한 순환팬의 소요동력을 나타내었다. 순환팬의 동력은 식 (1)과 같이 배관내부 유동의 손실계수와 압력 및 유속의 3승에 비례한다.

$$Power \propto f \cdot p \cdot v^3 \quad (1)$$

(Power : 순환팬의 동력,  $f$  : 손실계수,  $p$  : 압력,  $v$  : 유속)

따라서 순환팬의 동력은 Fig.4 (a) 및 (b)와 같이 순환가스의 압력에 비례하고 순환가스 유속의 3승에 대체로 비례함을 확인할 수 있다.

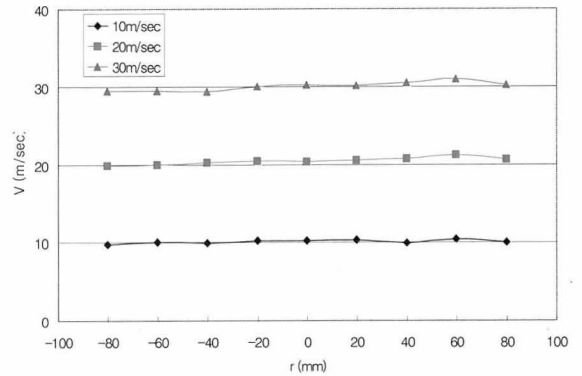
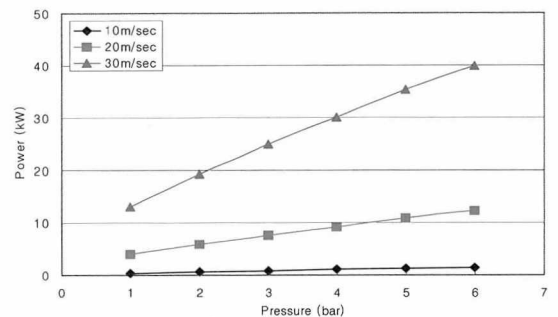
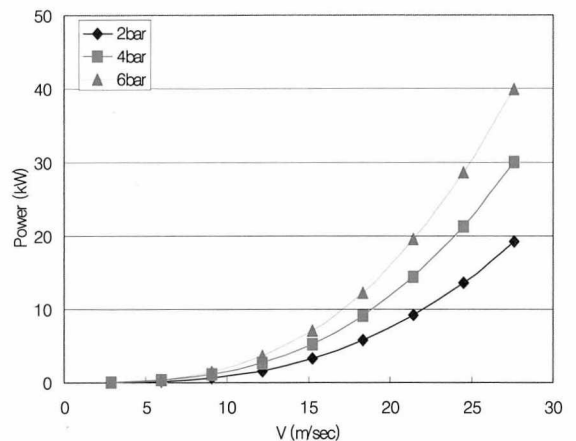


Fig 3. Velocity profile of circulation gas in duct



(a) Power of fan for circulation gas pressure



(b) Power of fan for circulation gas velocity

Fig 4. Power of gas quenching system

### 3.2 냉각실험

Fig.5는 Table 2의 실험조건 중 순환가스의 압력을 7 bar, 유속을 20 m/sec로 하는 경우 각 냉각물 중간 표면 부분의 냉각특성을 나타낸 결과이다. Fig.5의 결과로부터 Fig.2에 나타낸 냉각물 중간 표면부는 위치에 관계없이 최고 3% 이내의 온도차를 보임을 알 수 있으며 비교적 균일하게 냉각됨을 확인할 수 있다.

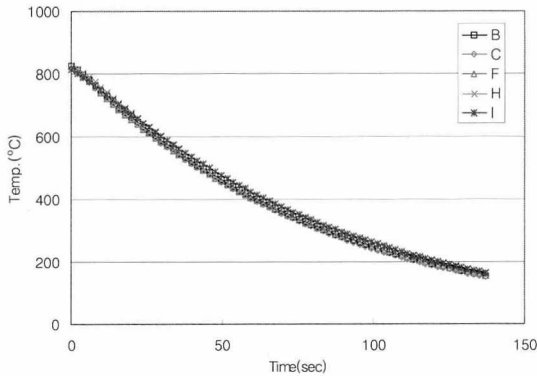


Fig 5. Quenching characteristics of various locations of the specimen (7bar, 20m/sec)

Fig.6은 Fig.5의 실험 조건과 동일한 경우 Sample A의 깊이 방향(반경방향)으로의 온도 변화를 나타내었다.

Fig.6 (a)의 결과로부터 표면부인  $r=r_0$  위치가 가장 먼저 냉각되며 심부로 갈수록 냉각이 지연됨을 알 수 있다. 냉각가스와 냉각물은 표면에서 열전달이 이루어지며 냉각물 내부는 온도 구배에 의한 전도로 열이동이 외부로 향하기 때문에 온도는 중심부가 높게 되는 것임을 예상할 수 있다. Fig.6 (b)의 냉각속도 결과로부터 냉각초기에는 표면부의 냉각속도가 심부의 냉각속도보다 높지만 시간이 경과되면 열평형이 이루어져 내부의 온도분포구배가 균일하게 되기 때문에 냉

각속도가 일정하게 되며, 또한 냉각가스의 온도와 표면의 온도차가 감소되기 때문에 냉각속도는 작아지는 것으로 판단된다.

냉각물의 축방향으로의 냉각특성을 예상하기 위하여 Fig.5의 실험 조건과 동일한 경우 Sample E의 길이 방향(축방향)으로의 온도 변화를 Fig.7에 나타내었다. Fig.7 (a)의 온도 분포 결과로부터 냉각공기가 충돌되는 하단이 가장 먼저 냉각되며 냉각가스의 충돌은 없지만 냉각면이 존재하는 상단이 두 번째로 냉각되며 중단부가 가장 냉각이 지연됨을 알 수 있다. Fig.7 (b)의 냉각속도 분포 결과로부터 냉각초기에는 Fig. (a)의 결과와 동일한 냉각속도분포를 보임을 알 수 있지만 냉각속도가 큰 부분은 시간이 경과된 후 온도가 낮아지기 때문에 냉각가스의 온도와 차이가 감소되어 냉각속도가 역전되게 된다.

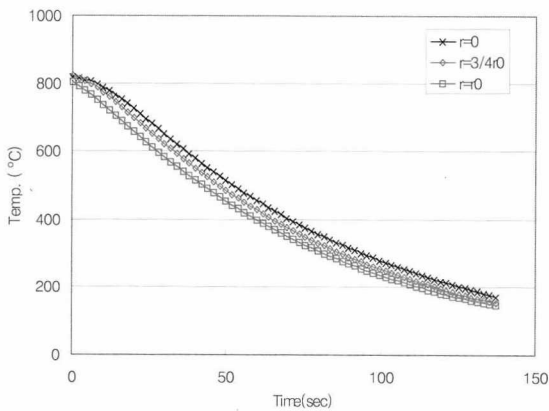
냉각가스의 압력 및 유속에 대한 열전달 특성을 예상하기 위하여 샘플 중단 위치에서의 시간에 대한 온도분포 평균값을 이용하여 예상된 열전달 계수를 Fig.8에 나타내었다. Fig.8의 결과로부터 냉각가스의 압력과 유속이 증가하면 열전달계수가 증가됨을 알 수 있다. 열전달계수  $h$ 는 밀도와 유속에 관계되는  $Re$ 수에 영향을 받기 때문으로 생각된다.

고압가스에 의한 냉각은 유냉에 비하여 챔버의 내압 능력뿐만 아니라 팬의 동력도 고려해야 하기 때문에 적정 운전 조건의 도출이 필요하다. Fig.9에 Table1의 실험조건에서 순환팬의 순환팬의 동력에 대한 열전달계수를 예상한 결과를 나타내었다. Fig.9의 결과로부터 열전달계수를 증가시키기 위해서는 가스의 유속을 증가시키는 것 보다는 압력 증가 시키는 것이 순환팬의 동력절감 관점에서 유리하게 됨을 알 수 있지만 챔버의 내압특성과 안전을 고려하여 적정 조건의 도출이 필요할 것으로 사료된다.

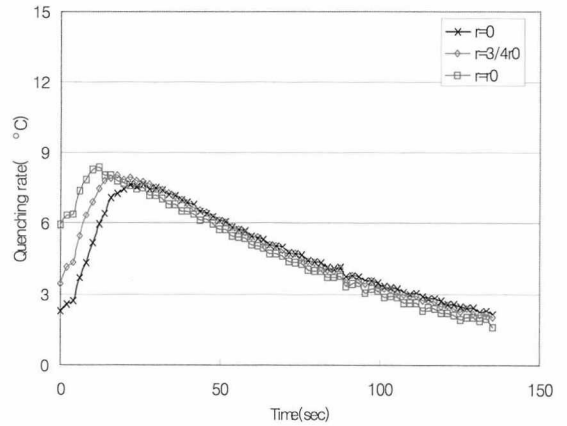
### 4. 결론

고압가스 냉각시스템의 설계인자를 도출하기 위하여 실험용 냉각시스템을 구성하였고, 냉각가스의 압력, 유속 등이 냉각시험편의 냉각속도에 미치는 영향과 이에 대한 순환팬의 동력을 예측하였다. 결과를 요약하면 다음과 같다.

1. 각 냉각물의 중간 표면의 냉각속도의 차이는 3% 이내로 비교적 적었다.
2. 냉각속도는 냉각시험편 양단이 중간에 비하여 크게 된다.
3. 순환팬의 동력은 압력에 비례하고 유속의 3승에 비례하기 때문에, 냉각속도를 증가시키기 위해서는 냉각가스의 유속을 증가시키는 것보다 압력을 증가시키는 것이 순환팬 동력 절감에 유리하다.

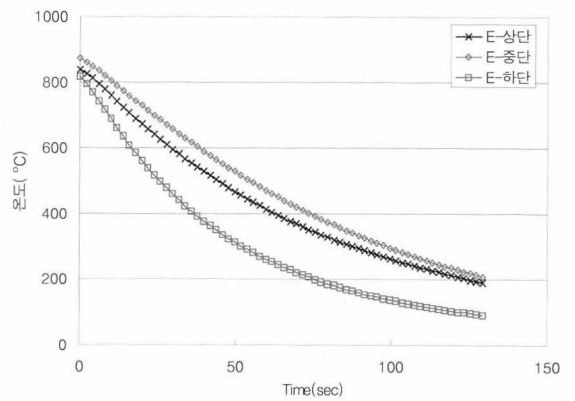


(a) Characteristics of cooling curve

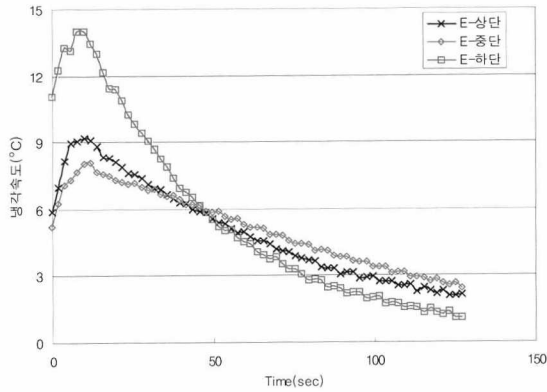


(b) Characteristics of the quenching rate

Fig 6. Quenching characteristics for various radial locations of the specimen (7bar, 20m/sec)



(a) Characteristics of cooling curve



(b) Characteristics of the quenching rate

Fig 7. The quenching characteristics for various axial positions of the specimen (7bar, 20m/sec)

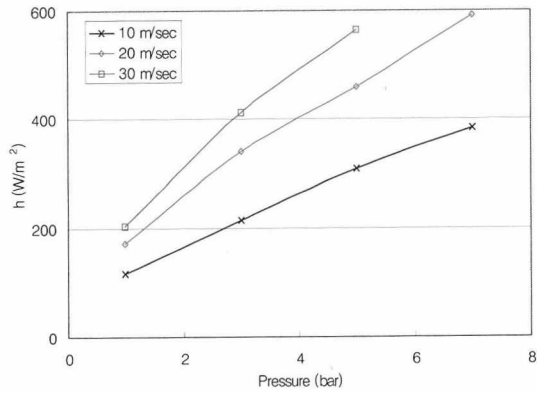
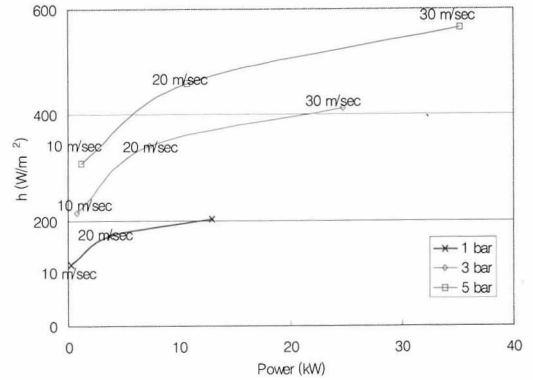
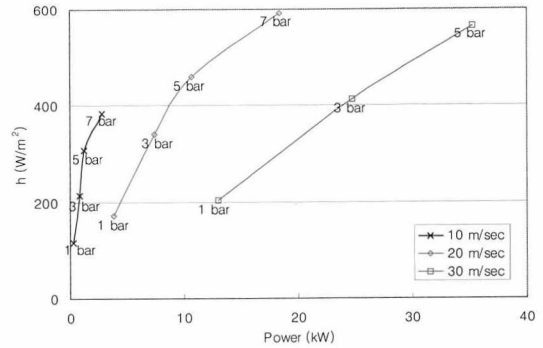


Fig 8. Estimation of heat transfer coefficient for the circulation gas pressure and velocity



(a) Effect of gas pressure and fan power on the heat transfer coefficient



(b) Effect of gas velocity and fan power on the heat transfer coefficient

Fig 9. Heat transfer coefficient characteristics for the circulation gas fan power

## 참 고 문 헌

1. F. Hoffmann, T. Lubben, and P. May, "New Development in Quenching Systems and Equipment; Current Status and Future Developments," pp. 459-465.
2. B. Liscic, T. Lubben, and F. Hoffmann, and P. Mayr, 1998, "Controllable Heat



- Extraction During Gas Quenching," *Proc. 11th Congress of the International Federation for Heat Treatment and Surface Engineering*, Vol.1, pp. 191-200.
3. W. M. Rohsenow, J. P. Hartnett, and E. N. Ganic, 1973, *Handbook of Heat Transfer Fundamentals*, 2nd Edit, pp.7.106-7.116.
  4. R. Reid, J. Prausnitz, and B. Poling, 1988, *The Properties of Gases & Liquids*, 4th Edit.
  5. V. Gnielinski, 1976, "New Equations for Heat and Mass Transfer in Turbulent Pipe Channel Flow," *Int. Chem. Eng.*, Vol.16, pp.359-368.
  6. A. Zukauskas, 1987, "Heat Transfer in Crossflow," *Advances in Heat Transfer*, Vol. 18, pp. 87-159.
  7. T. Lubben, F. Hoffmann, P. Mayr, and C. Laumen, "Gas Quenching; Influence of Diameter and Heat Transfer Coefficient on Hardness for Different Steel Grades," pp. 83-92.
  8. B. Edenhofer, J.W. Bouwmann, W. Peter, und F. Bless, "Erfahrungen und Ergebnisse beim Gasabschrecken in einer kalten Kammer mit und ohne Düsenfeld," *ZwF*