

## 보텍스튜브 성능향상을 위한 유입노즐 조건에 관한 연구

최훈기\*<sup>#</sup>, 유근종\*, 임윤승\*

\*국립창원대학교 기계공학부

### Inflow Nozzle Conditions for Improving Vortex Tube Performance

Hoon-Ki Choi\*<sup>#</sup>, Geun-Jong Yoo\*, Yun-Seung Lim\*

\*School of Mechanical Engineering, Changwon National University.

(Received 2 February 2018; received in revised form 1 March 2018; accepted 13 March 2018)

#### ABSTRACT

A vortex tube is a simple energy separating device that splits a compressed air stream into a cold and hot stream without any external energy supply or chemical reactions. The efforts of many researchers and designers have been focused on improvement of vortex tube efficiency by changing the parameters affecting vortex tube operation. The effective parameters are nozzle specifications and inflow pressure conditions. Effects of different nozzle cross-sectional area and number of nozzles are evaluated by computational fluid dynamics (CFD) analysis. In this study, CFD analysis of 3-D steady state and turbulent flow through a vortex tube was performed. We investigated the cold air mass flow rate, the cold air temperature, and the cold air heat transfer rate behavior of a vortex tube by utilizing seven straight nozzles and four inflow pressure conditions.

**Key Words** : Vortex Tube(보텍스튜브), Inflow Nozzle(유입노즐), Cold Air Mass Flow Rate(냉풍질량유량), Cold Air Temperature(냉풍온도), Cold Air Heat Transfer Rate(냉풍열전달율)

#### 1. 서 론

절삭가공에서 최적의 가공조건<sup>[1]</sup>은 절삭성능에 큰 영향을 끼치게 된다. 절삭가공에서 칩의 원활한 배출, 공작물 또는 공구의 냉각, 공구와 칩 사이의 윤활, 가공된 공작물의 표면 거칠기의 확보를 위하여 절삭유를 일반적으로 사용한다. 이러한 절삭유는 성능향상을 위하여 염소, 황, 인등 유독물질이 첨가제로 포함되어 있어 환경적인 문제뿐만 아니라 절삭유와 설비유지관리에 필요한 절삭유

관련 비용이 많이 소요되고 있는 실정이다. 따라서 최근 절삭가공 작업현장에서 절삭유 폐기처리 비용의 증가와 작업환경 악화<sup>[2]</sup>로 인하여 절삭유를 이용하지 않는 건식가공이나 미량의 절삭유를 분무상태로 공급하는 세미 건식가공이 주목을 받고 있다. 순수 냉풍만으로 가공의 윤활과 냉각작용을 동시에 추구하는 건식가공은 아직 가공지점의 윤활성 저하, 칩의 배출저하 및 냉각성능 저하로 인한 공구수명 문제가 많이 나타나 적용하는데 한계가 있다. 냉각공기와 압축공기에 미량의 윤활유를 동시에 공급하는 세미 건식가공방법은 건식가공보다 윤활작용 및 냉각성능을 보다 개선할 수 있는 방법이다. 이러한 세미 건식가공은 일반적인

# Corresponding Author :hkchoi@changwon.ac.kr

Tel: +82-55-213-3628, Fax: +82-55-263-5221

Copyright © The Korean Society of Manufacturing Process Engineers. This is an Open-Access article distributed under the terms of the Creative Commons Attribution-Noncommercial 3.0 License (CC BY-NC 3.0 <http://creativecommons.org/licenses/by-nc/3.0/>) which permits unrestricted non-commercial use, distribution, and reproduction in any medium, provided the original work is properly cited.

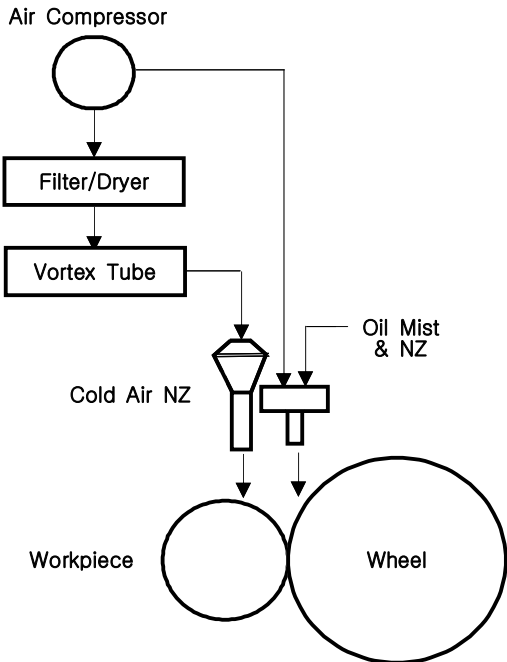


Fig. 1 Flow diagram of cooling system for semi-dry grinding

절삭보다는 훨씬 적은 소량의 윤활유로 냉각 및 윤활성능을 확보할 수 있으므로 보다 친환경적인 가공<sup>[3]</sup>을 실현할 수 있는 장점을 가진다. Fig. 1은 세미 건식연삭 가공시스템을 나타낸 그림이다. 공장의 압축기로 압축한 후 불순물을 제거하고 건조시킨 공기는 냉풍 발생장치와 오일 미스트 발생장치에 공급된다. 냉풍발생장치는 중, 소량인 경우 보텍스튜브(Vortex Tube)를 사용할 수 있다.

이러한 보텍스튜브는 압축된 가스를 챔버 내부로 유입시키면 어떠한 움직임도 없고 튜브내부에서 화학반응도 없이 입구로 유입되는 가스보다 저온의 공기를 얻을 수 있는 디바이스이다. 상온의 공기를 압축하여 보텍스튜브에 유입시키면 온풍과 냉풍으로 분리되어진다. 보텍스튜브를 거쳐 나온 냉풍은 -25℃ 까지 냉각되어 노즐을 통해 공작물과 스톨사이의 연삭점에 공급되어진다.

오일 미스트 발생장치에서는 압축공기와 식물유를 혼합하여 오일 미스트로 변화시킨 후 연삭 가공점에 분사한다.

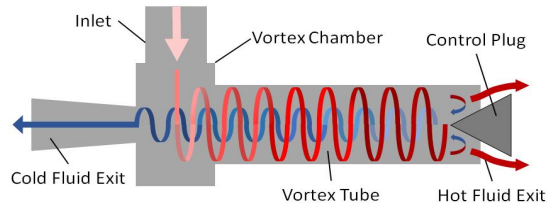


Fig. 2 Schematic of the counter-flow vortex tube

냉풍발생장치인 보텍스튜브의 기본적인 형상은 Fig. 2와 같다. 고압, 고속의 유체가 접선방향으로 유입되는 입구부, 강화와류가 형성되는 볼텍스챔버, 볼텍스관 그리고 중심관의 끝단부 내부에 조절플러그를 설치하여 중심관과 조절플러그사이 통로를 통하여 고온공기 및 저온공기가 유출되는 출구로 크게 나누어진다.

보텍스튜브에 공급되는 공기는 수분과 이물질을 제거한 후 압축기에 유입시켜 압축한 다음 고압의 공기를 보텍스챔버 내부로 보내면 에너지 분리(Energy Separation) 현상에 의하여 냉풍과 온풍으로 나누어진다. 온풍은 다른 용도로 사용하거나 대기중에 방출시키고, 냉풍은 가공작업에 직접분사하거나 윤활유와 혼합하여 미스트상태로 분사하게 되면 공작물과 Tool이 냉각되어 마찰열로 인해 발생하는 오차를 최소화할 수 있다. 이때 보텍스튜브의 기하학적 형상, 입구와 출구조건은 냉풍의 온도 및 냉각열량에 큰 영향을 끼치게 된다. 고온튜브의 길이, 직경, 저온튜브의 직경 그리고 유입노즐의 개수와 형상은 기하학적으로 중요한 인자이고, 유입 및 유출 압력과 유량 조건은 대표적인 경계조건이 된다.

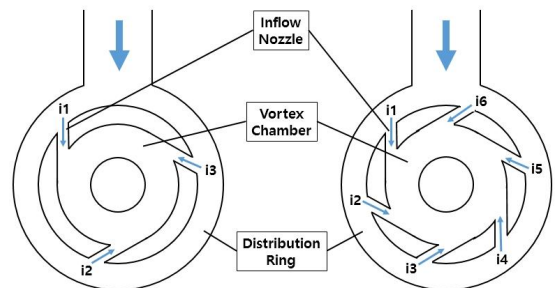


Fig. 3 Configuration of the tangential inflow nozzle system(3-, 6-nozzles)

보텍스튜브 내부에서 고온과 저온의 2-유동 생성현상은 1933년 Georges J. Ranque에 의하여 밝혀졌다. Ranque의 발견이후 에너지 분리현상에 대한 열역학적 연구와 복잡한 유동패턴 규명, 최적의 기하학적 형상도출 및 다양한 입출구 조건 등 수많은 관련변수들에 대하여 이론적 또는 실험적인 연구가 수행되어지고 있다. Marshall<sup>[4]</sup>은 열역학적인 방법으로, Fulton<sup>[5]</sup>은 각운동량보존법칙을 이용하여 에너지 분리를 규명하였다. Alimov<sup>[6]</sup>, Ahlborn등<sup>[7]</sup> 및 Kurosaka<sup>[8]</sup>는 마찰로 인한 에너지 분리를 설명하였다. Xue<sup>[9]</sup>는 기하학적 형상변화의 영향을, Westley<sup>[10]</sup>는 튜브단면적 영향에 관한 해석을 수행하였다. Ting-Quan등<sup>[11]</sup>은 실험을 통하여 에너지 분리현상을, Promvongce등<sup>[12]</sup>은 저온부 오리피스 단면적이 증가하면 저온온도가 높아짐을 규명했다. Marquesa등<sup>[13]</sup> 및 Gadhve등<sup>[14]</sup>은 보텍스 유입압력조건, 입구형상, 직경등 기하학적인 조건 변화에 의한 유동특성을 연구하였다.

절삭가공에 적용되고 있는 보텍스튜브의 유입노즐(Inflow Nozzle)은 보텍스 챔버내부에서 균일한 크기의 강한 선회류가 생성되도록 설계되어야 한다. 이를 위하여 접선방향으로 유입구를 선정하거나 스파이럴 형상으로 공기를 유입시키는 방법을 많이 사용한다. 스파이럴 형상은 노즐의 제작이 어려운 단점이 많아 실제로 적용하고 있는 시스템에서는 Fig. 3과 같이 접선형의 유입노즐이 많이 사용되고 있다. 유입노즐은 공기 유입단면적 및 개수에 따라 성능뿐만 아니라 노즐제작 시 비용에 영향을 끼치게 된다. 하지만 이에 대한 구체적인 연구는 수행되어지지 않은 실정이다. 뿐만 아니라 유입공기의 압력의 크기도 보텍스튜브의 성능에 많은 영향을 끼치게 된다. 따라서 본 연구에서는 접선형 공기유입 노즐의 조건(단면적, 수) 및 유입공기의 압력크기에 대한 보텍스튜브의 성능변화를 연구하려 한다.

## 2. 전산해석 방법

### 2.1 형상정보 및 지배방정식

본 연구의 수치해석 대상의 보텍스튜브는 적용

한 전산해석 모델의 타당성을 입증하기 위하여 Skey<sup>[15]</sup>등이 수행한 보텍스 튜브를 선정하여 본 연구와 그들이 수행한 실험결과를 비교하여 본 연구의 전산해석 모델의 타당성을 검증하였다. 구체적인 유입노즐 형상은 Fig. 3에 제시하였다.

본 연구에서는 보텍스튜브 유입노즐의 조건(개수와 단면적) 및 유입압력이 유동특성에 미치는 영향을 고찰하는 것이 목적이다. 유입노즐 단면적과 개수는 실제 보텍스튜브 유입노즐시스템을 제작하는데 비용문제로 대두되고 유입압력은 압축기의 운전조건에 필요하므로 아주 중요한 부분이다. Table 1은 본 연구에서의 유입노즐을 제외한 보텍스튜브의 모든 형상정보를 나타낸 표이다. 유입노즐 단면적 영향을 규명하기 위하여 보텍스튜브의 기본형상은 Table 1과 같지만 유입노즐 높이(H)를 Table 2와 같이 변화시키며 총단면적( $A_t$ )을 일정하게( $A_t = 8.21mm^2$ )한 조건( $A_1 > A_2 > \dots > A_8$ )인 경우를 'AR1'으로 지칭한다. 그리고 유입노즐 1개의 단면적이 동일한 조건( $A_1 = A_2 = \dots = A_8$ )에서 Table 3과 같이 유입노즐개수를 2, 3, 4, 5, 6, 7 및 8개로 증가시키는 조건을 'AR2'로 지칭한다.

지금까지 수행된 대부분의 전산해석은 격자수를 줄이기 위하여 분배링을 적용하지 않고 유입노즐 내부만을 해석영역으로 설정<sup>[7]</sup>하고 있다. 하지만 본 연구에서는 Fig. 3과 같은 실제로 사용되고 있는 분배링이 있는 유입노즐을 해석영역으로 설정하여 보다 해석의 정확도를 높였다. 구체적인 형상에 대한 형상정보는 Fig. 4에 나타내었다.

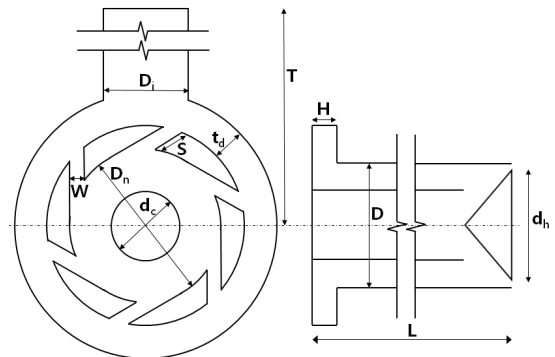


Fig. 4 Illustration of the vortex tube geometry

**Table 1 Geometry summary of the vortex tube.**

Parameter	Value
- Working tube length (L) (mm)	-106
- Nozzle height (H) (mm)	-0.97
- Nozzle width(W) (mm)	-1.41
- Cold exit diameter (d <sub>c</sub> ) (mm)	-6.2
- Hot exit diameter (d <sub>h</sub> ) (mm)	-10
- Working tube I.D (D) (cm)	-1.1
- Inflow pipe diameter(D <sub>i</sub> ) (mm)	-8
- Distribution ring gap(t <sub>d</sub> ) (mm)	-3
- Nozzle length(S) (mm)	-3.07
- Inflow nozzle length(T) (mm)	-31

**Table 2 Geometry summary of AR1**

Parameter	Value
- Nozzle height (H) (mm)	-0.73/0.83/0.97/ 1.16/1.46/1.94/ 2.91
- Inflow nozzle total area(A <sub>i</sub> )(mm <sup>2</sup> )	- 8.21

**Table 3 Geometry summary of AR2**

Parameter	Value
-Inflow nozzle total area(A <sub>i</sub> )(mm <sup>2</sup> )	-10.94/9.57/8.21/ (A <sub>1</sub> = A <sub>2</sub> = .. = A <sub>8</sub> , A <sub>i</sub> = ∑ <sub>1</sub> <sup>N</sup> A <sub>i</sub> )
	6.84/5.47/4.10/2.74

**Table 4 Boundary conditions**

Location	Boundary Conditions
- Inflow pressure (P <sub>i</sub> )	- 4.8bar
- Inflow temperature (T <sub>i</sub> )	- 294.2 K
- Cold/Hot exit pressure	- atmospheric pressure
- Walls	- No slip & adiabatic

보텍스튜브의 내부 유체유동 특성을 구하기 위한 지배방정식인 질량보존식, 운동량보존식 및 에너지보존식은 다음과 같다.

질량보존식

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho U_i) = 0 \quad (1)$$

운동량보존식

$$\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho U_i U_j) = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} - \frac{\partial}{\partial x_j}(\overline{\rho u_i u_j}) \quad (2)$$

에너지보존식

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho U_i (h + \frac{1}{2} U_i U_j)) = -\frac{\partial}{\partial x_j} \left( k_{eff} \frac{\partial T}{\partial x_j} + U_i (\tau_{ij})_{eff} \right) \quad (3)$$

여기서, U, P, T는 속도, 압력, 온도성분을 나타낸다. 보텍스튜브 고온출구 직경기준으로 Reynolds 수가 10299이상의 값이므로 난류유동 영역이다. Secchiaroli 등<sup>[16]</sup>은 보텍스튜브의 유동특성에 관한 해석에 Standard k-ε 난류모델을 적용하여 정확성을 입증하였으며, 본 연구도 동일한 난류모델을 사용하였다.

유체 유동의 지배방정식은 SIMPLE 기법을 이용하여 해석하였으며, 전산해석 전용 소프트웨어인 ANSYS FLUENT 18.1V<sup>[17]</sup>를 이용하여 계산하였다.

## 2.2 경계조건

지배방정식(1)-(3)은 비선형 편미분방정식이므로 적합한 경계조건의 설정이 중요하다. 보텍스튜브의 입구단면에서는 압축기로부터 가압된 공기의 일정한 압력과 온도조건을 주었다. 아울러 냉풍의 출구와 온풍의 출구에서는 대기압조건을 부여하였다. 모든 벽면의 속도조건은 no-slip조건을 주었으며 온도조건은 단열조건을 주었다. 유입노즐 개수 및 단면적 변화의 해석에 대한 구체적인 경계조건은 Table 4와 같다.

아울러 유입압력(P<sub>i</sub>)이 성능에 미치는 영향을 규명하기 위하여 P<sub>i</sub> = 3, 4, 5, 6bar의 유입압력에서 해석을 수행하여 성능을 비교하였다.

## 2.3 격자계 및 코드검증

수치해석을 위한 격자는 ANSYS FLUENT에 사용되는 Meshing tool을 이용하였으며, 격자수는 610

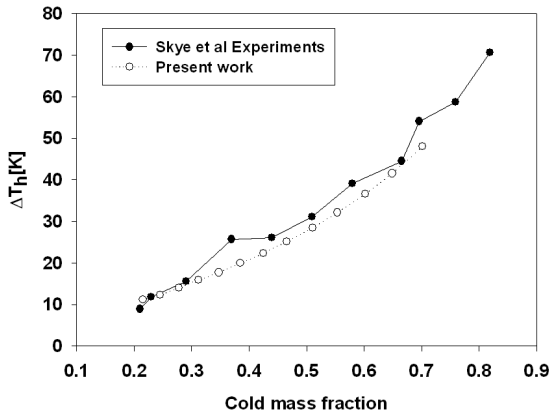


Fig. 5 Validation of the present work

여만 개로 구성하였다. 각각의 지배방정식들에 대한 수렴여부는 초기 계산에 대한 평균오차를 기준으로 매 반복계산에서 발생하는 오차의 크기를 비교하여  $1 \times 10^{-4}$  미만이 되도록 하였다.

전산해석의 타당성을 검증하기 위하여 유입노즐이 6개인 경우에 대하여 Skey<sup>[13]</sup> 등의 실험결과와 전산해석간의 온도차를 함께 비교하였다. Fig. 5와 같이 본 전산해석을 통해 도출된 출구온도차는 Skey<sup>[13]</sup> 등의 실험결과와 비교하면 온도의 크기와 경향이 잘 일치함을 볼 수 있다. 따라서 본 연구에서 적용한 수치적 모델은 타당하다고 판단된다.

### 3. 결과 및 고찰

#### 3.1 유입노즐 개수 및 단면적영향

유입노즐의 개수(N=1,2,...,8) 및 단면적이 유동특성에 미치는 영향을 규명하기 위하여 두가지 조건(AR1, AR2)에 대하여 해석을 수행하여 냉풍의 질량흐름율, 냉풍의 온도 및 냉풍의 열전달율의 크기를 비교하였다.

먼저 분배링에 장착된 유입노즐의 위치와 유입방향에 따라 각 노즐간의 질량흐름율( $\dot{m}_i$ ) 편차를 비교해 보았다. 질량흐름율은 유입공기의 단위시간당 질량으로 환산한 물리량이다. 유입노즐로 통해 유입되는 공기는 보텍스챔버에 접선방향으로 유입시켜 강한 와류가 형성되도록 하였다. 압축기로부터

유출된 고압의 공기는 보텍스튜브 노즐로 유입하기 위하여 Fig. 3과 같이 분배링을 사용하여 여러개의 유입노즐로 분배되도록 하였다. 분배링으로부터 유입된 공기는 유입노즐을 통하여 보텍스챔버 내부로 접선방향으로 분사하게 된다. 이때 유입노즐은 좌측, 우측 그리고 상부, 하부사이 비대칭이므로 각 유입노즐 사이에 질량유량의 편차가 나타난다. 그러나 지금까지의 전산해석을 통한 연구는 각 유입노즐에 공급되는 공기량은 동일한 조건으로 가정하여 해석을 수행<sup>[7]-[8]</sup>하였다. Fig. 6은 AR2의 조건에서 유입노즐 개수가 6개인 경우에 대하여 각 노즐간 유입 공기질량흐름율을 크기를 나타낸 그림이다. 유입노즐에 대하여 질량유량은 입구노즐이 6개인 경우 최대 6.5% 정도의 편차가 발생됨을 보였다. 유입노즐이 2개에서는 2.7%, 3개는 최대 3.9%, 4개는 최대 6.4%, 5개는 최대 8.0%, 7개는 최대 5.3%, 8개는 최대 7.5%의 편차를 보였다.

가공에 냉각용으로 공급되는 보텍스튜브의 냉풍은 총질량흐름율( $\dot{m}_c$ ), 최저온도( $T_c$ ) 그리고 냉각시킬 수 있는 열전달율( $\dot{Q}_c$ )이 중요한 성능요소가 된다. Fig. 7은 노즐입구 총단면적이 일정한 경우(AR1)와 유입노즐 1개의 단면적이 일정한 경우(AR2)에서 유입노즐 개수에 따른 유입공기의 총질량흐름율을 나타낸 그림이다. 유입노즐의 총 단면적이 일정한 경우인 AR1에서 유입노즐의 개수가 많아지더라도 냉풍의 질량흐름율이 최대인 노즐 개수가 8개인 경우와 최소인 2개와 비교에서 약 2%

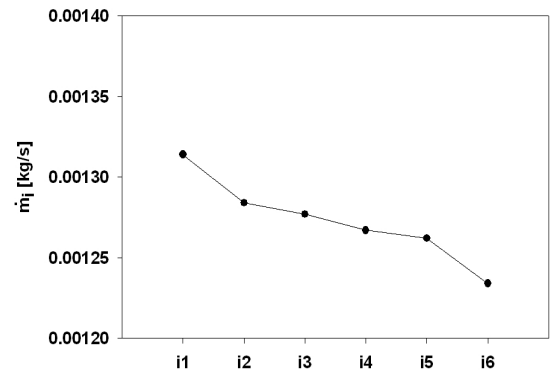


Fig. 6 Distribution of mass flow rate for each of the inflow nozzle

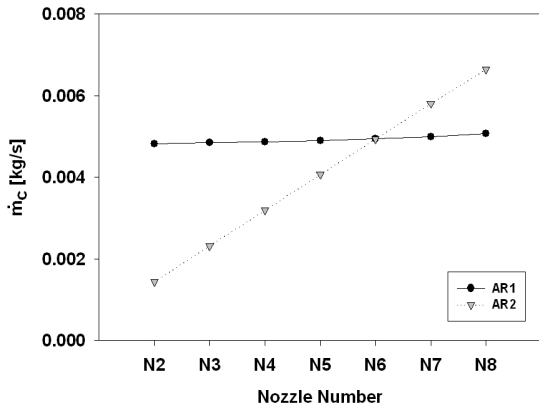


Fig. 7 Cold air mass flow rate according to number of inflow nozzles for AR1 and AR2

이내의 편차로 변화량이 아주 적다. 하지만 한정된 크기의 보텍스튜브에서 최대 냉풍의 질량흐름율을 얻기 위하여 총 유입단면적의 확대가 필요하다. 이를 위하여 AR2조건으로 단면적이 일정한 노즐개수를 2개에서 8개까지 증가시켜 총유입단면적을 증가시켜 보았다. 유입노즐 개수가 많아질수록 총 단면적이 비례하여 증가하며 냉풍의 질량흐름율도 노즐개수에 비례하여 증가함을 볼 수 있다. 따라서 일정한 크기의 보텍스튜브에서 생성되는 냉풍의 질량흐름율을 증가시키려면 노즐개수를 증가시키는 방법이 아니라 유입노즐의 단면적을 늘려야한 함을 보여준다. 하지만 유입노즐의 개수가 많아지면 노즐제작공정이 복잡해지고 가공비도 더 소요되므로 실제로 적용되고 있는 유입노즐개수는 2개가 가장 많고 3개, 5개, 6개도 일부 시판되고 있다.

가공냉각용 공기는 질량유량의 크기뿐만 아니라 냉풍의 온도도 중요한 인자이다. 노즐입구에서 공급되는 압축공기의 온도는  $T_i = 294K$ 로 일정한 값으로 설정하였으므로 냉풍온도( $T_c$ )가 낮으면 더 좋은 냉각성능을 발휘할 수 있다. 그 크기정도를 수식(4)과 같이 냉풍온도차( $\Delta T_c$ )로 표현한다.

$$\Delta T_c = T_i - T_c \quad (4)$$

냉풍온도차가 크다는 것은 냉풍의 온도가 더 낮아진다는 의미이다.

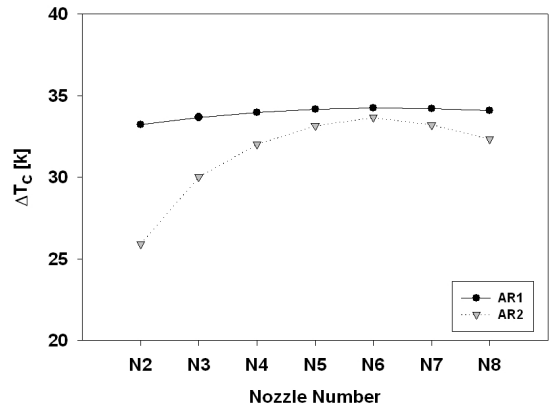


Fig. 8 Cold air temperature difference according to number of inflow nozzles for AR1 and AR2

Fig. 8은 조건 AR1과 AR2에 대한 냉풍온도차를 나타낸 그림이다. AR1인 경우 유입노즐의 개수가 많아지더라도 냉풍온도차는 최대와 최소값의 편차는  $2^\circ C$  이내로 크기가 거의 비슷한 분포를 한다. 물론 이 경우 냉풍의 온도는 노즐개수가 6개인 경우에서  $T_c = 238.5K$  ( $T_c = -35^\circ C$ )로 아주 저온의 공기가 유출된다.

AR2인 경우 Fig. 8에서 보듯이 유입노즐의 개수가 많아지면 냉풍온도차는 노즐이 2개에서 최소값을 그리고 노즐이 6개일 때 최대값을 가지게 되고 AR1조건에 비하여 편차가 크게 나타남을 볼 수 있다. 노즐개수를 증가시키면 온도차가 증가하다가 6개의 노즐에서 최대값이 된 후 오히려 감소함을 볼 수 있다. 이를 냉풍의 온도로 환산하면 노즐2개에서  $T_c = 247K$ , 노즐이 6개에서  $T_c = 238K$ 의 분포를 한다. AR2의 경우 Fig. 7에서와 같이 노즐개수에 따라 질량흐름율은 증가했지만 냉풍의 온도차는 AR1보다는 오히려 적어 냉풍의 출구온도는 더 높은 온도분포를 한다.

가공에서의 냉각능력은 냉풍의 열전달율( $\dot{Q}_c$ )로 나타낼 수 있다. 냉풍의 열전달율은 수식(5)과 같이 정의한다.

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_c C_p (T_i - T_c) = \dot{m}_c C_p \Delta T_c \quad (5)$$

여기서  $T_i$ 는 유입공기온도,  $T_c$ 는 냉풍온도,  $\dot{Q}_c$

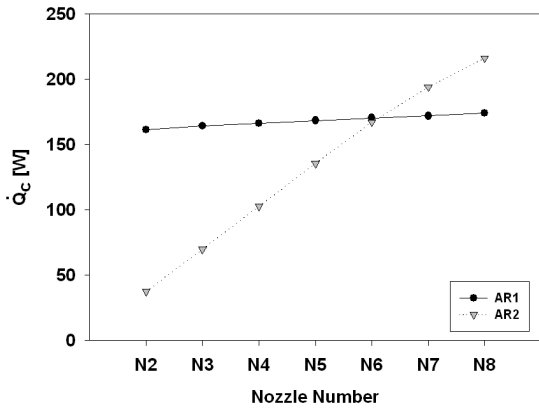


Fig. 9 Cold air heat transfer rate according to number of inflow nozzles for AR1 and AR2

는 냉풍의 열전달율,  $C_p$ 는 냉풍의 정압비열을 나타낸다.

Fig. 9는 AR1조건과 AR2조건에서 유입노즐 개수변화에 따른 냉풍의 열전달율 크기를 나타낸 그림이다. AR1조건인 경우 유입노즐개수가 증가하더라도 냉풍의 열전달율의 변화는 아주 적음을 볼 수 있다. 이는 Fig. 7과 Fig. 8에서 질량흐름율과 온도차의 변화가 거의 없었기 때문이다. AR2의 경우 노즐개수가 증가하면 열전달율도 비노즐개수에 비례하여 증가하게 된다. Fig. 9에서 온도차는 노즐이 6개일 때 가장 큰 값을 가졌지만 Fig. 8의 질량흐름율의 증가율이 더 커서 열전달율도 노즐개수가 6개인 경우 대비 8개에서 더 증가함을 볼 수 있다. 이러한 결과에서 냉각을 시킬 수 있는 능력인 열전달율은 유입노즐의 단면적을 크게 하면 훨씬 유리함을 알 수 있다.

### 3.2 압축공기 압력크기 영향

지금까지는 유입노즐의 개수와 단면적 크기가 보텍스튜브의 성능에 미치는 영향을 고찰하였는데 노즐의 입구 공기의 압축압력 크기도 중요한 운전 조건중의 하나이다. 따라서 유입공기 압력이 보텍스튜브의 성능에 미치는 영향을 해석하기 위하여 노즐의 단면적이 일정한 AR2조건에서 노즐개수를 2개와 6개에 대하여 유입압력( $P_i$ )을  $P_i = 3, 4, 5, 6 \text{ bar}$ 의 조건으로 하여 해석을 수행하였다.

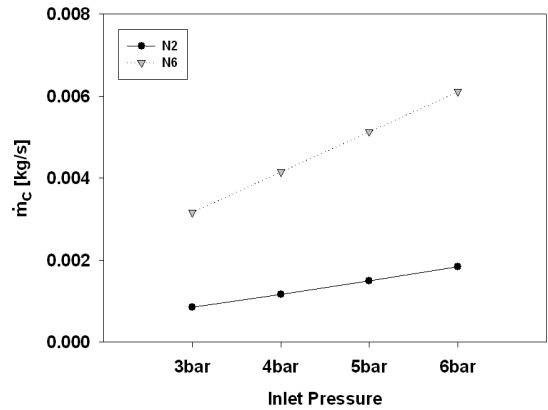


Fig. 10 Cold air mass flow rate according to 5 inflow pressure conditions

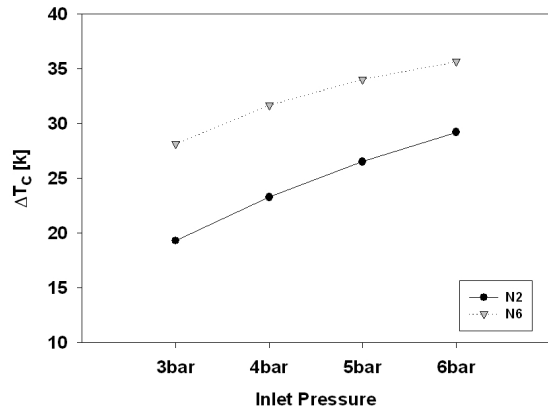


Fig. 11 Cold air temperature difference according to 5 inflow pressure conditions

Fig. 10에서 보듯이 노즐의 개수에 관계없이 유입공기의 압력이 높을수록 질량흐름율이 증가함을 알 수 있다. 다만 유입노즐 개수가 2개인 경우보다 6개이면 유입단면적이 증가하므로 질량흐름율이 많아지고 유입압력이 증가하게 됨에 따라 질량흐름율 증가폭도 훨씬 커짐을 볼 수 있다.

유입공기의 압력이 높을수록 냉풍의 온도차는 Fig. 11와 같이 증가함(냉풍의 온도가 낮아짐)을 알 수 있다. 아울러 유입노즐 개수가 2개인 경우보다 6개이면 유입단면적이 증가하므로 냉풍의 온도차가 더 커짐을 볼 수 있다.

Fig. 12는 유입압력 크기에 따른 보텍스튜브의

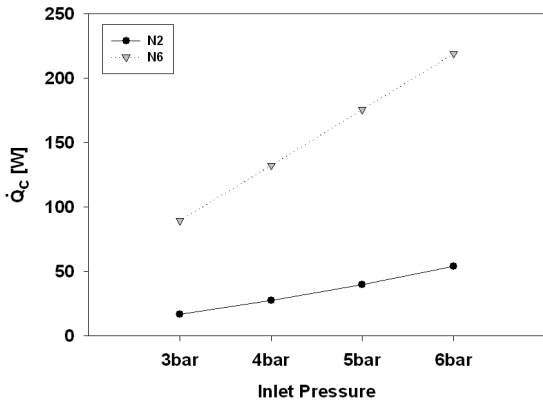


Fig. 12 Cold air heat transfer rate according to 5 inflow pressure conditions

냉각능력을 나타내는 냉풍의 열전달율 크기를 나타낸 그림이다. 유입공기의 압력이 높을수록 냉풍의 열전달율은 증가함을 알 수 있다. 아울러 유입노즐 개수가 2개인 경우보다 6개이면 유입단면적이 증가하므로 냉풍의 열전달율 증가율이 더 커짐을 볼 수 있다.

#### 4. 결 론

보텍스튜브 유입노즐의 개수, 단면적 및 유입압력의 입구조건 변화가 성능에 미치는 영향을 전산 해석을 통하여 구하였으며 다음과 같은 결론을 얻었다.

1. 유입노즐의 총 단면적이 일정하면 개수가 많아 지더라도 냉풍의 질량유량, 온도차 및 열전달율의 변화는 거의 없었다.
2. 유입노즐 단면적이 증가하면 냉풍의 질량유량과 열전달율은 비례하여 증가한다.
3. 유입압력이 높을수록 냉풍의 질량유량, 온도차 및 열전달율이 증가한다.

#### 후 기

“이 논문은 2017-2018년도 창원대학교연구비 지원에 의하여 연구되었음.”

#### REFERENCES

1. Ahn, K. W., Jeon, E. C., Kim, T. H., "Turning Machining Optimization using Software Based on Cutting Force Model," Journal of the Korean Society of Manufacturing Process Engineers, Vol. 14, No. 5, pp. 107-112, 2015.
2. Kim, J. S., Lee, D. S., Wang, D. H., "Development of Coolant/Waste-oil Separating and Cooling System with Chip Treatment," Journal of the Korean Society of Manufacturing Process Engineers, Vol. 16, No. 3, pp. 16-23, 2017.
3. Chang, Y.S., Kim, S.T., "Evaluation of the Economic of High Speed Machining Considering Environment Effects," Clean Technology, Vol.12, pp.182-1899, 2006.
4. Marshall, J., "Effect of Operating Conditions, Physical Size and Fluid Characteristics on the Gas Separation Performance of a Linderstrom-Lang Vortex Tube," Int. J. Heat Mass Transfer, Vol.20, pp.227-231, 1977.
5. Fulton, C.D., "Ranque's Tube," J. ASRE Refrigerating Eng., Vol.58, pp.473-479, 1950.
6. Alimov, R.Z., "Flow Friction and Heat and Mass Transfer in a Swirled Flow," Journal of Engineering Physics and Thermophysics, Vol.10, No.4, pp.251-257,1966.
7. Ahlborn, B. and Groves S., "Secondary Flow in a Vortex Tube," Fluid Dynamics Research, Vol.21, pp.73-86, 1997.
8. Kurosaka, M., "Acoustic Streaming in Swirling Flow and the Ranque-Hilsch (Vortex-Tube) Effect," J. Fluid Mech., Vol.124, pp.139-172, 1982.
9. Xue Y., Arjomandi, M., and Kelso, R. "A Critical Review of Temperature Separation in a Vortex Tube," Exper. Therm. Fluid. Sci., Vol.34, pp.1367, 2010.
10. Westley, R., "Optimum Design of a Vortex Tube for Achieving Larger Temperature Drop Ratios," Cranfield College Note 30, College of



Aeronautics, 1955.

11. Ting-Quan, M., Qing-Guo, Z. H. A. O., Jian, Y., Fang, Y., Chong-Fang, M. "Experimental Investigation on Energy Separation by Vortex Tubes," In 12th International Heat Transfer Conference. Grenoble, 2002.
12. Promvonge, P., Eiamsa-ard, S., "Investigation on the Vortex Thermal Separation in a Vortex Tube Refrigerator," Science Asia, Vol.31, No.3, pp.215-23, 2005.
13. Marques, C. H., Isoldi, L. A., Santos, E. D. D., Rocha, L. A. O., "Constructal Design of a Vortex Tube for Several Inlet Stagnation Pressures," Thermal Engineering, Vol.11, pp.85-92, 2012.
14. Gadhawe, A. S., Kore, S. S. "An Experimental Study on Operating Parameter on Counter flow Vortex Tube," International Journal of Innovative Science, Engineering & Technology, Vol.2, pp.401-405, 2015.
15. Skye, H. M., Nellis, G. F., Klein, S. A. "Comparison of CFD Analysis to Empirical Data in a Commercial Vortex Tube," International Journal of Refrigeration, Vol. 29, No. 1, pp.71-80, 2006.
16. Secchiaroli, A., Ricci, R., Montelpare, S. D'Alessandro, V., "Numerical Simulation of Turbulent Flow in a Ranque-Hilsch Vortex Tube," International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol.52, pp.5496-5511, 2009.
17. Fluent, "ANSYS Fluent V.18 User Guide", USA, 2018.