

사이클론 방식 유분리기의 출구 튜브 설계

Design of the Outlet-Port Tube of a Cyclone-Type Oil Separator for a Compressor

장성일(Seongil Jang)¹, 안 준(Joon Ahn)^{2*}

¹국민대학교 대학원 기계공학과, ²국민대학교 기계시스템 공학부

¹Department of Mechanical Engineering, kookmin University, Seoul, 136-702, Korea

²School of Mechanical Systems Engineering, kookmin University, Seoul, 136-702, Korea

(Received May 19, 2015; revision received June 12, 2015; Accepted: June 17, 2015)

Abstract A series of numerical simulations have been carried out to study the performances of cyclone-type oil separators, which are designed for refrigeration-system compressors. The corresponding working fluid is R22, which is a typical refrigerant, whereby a mineral-oil droplet is supplied (Ed-highlight-My interpretation). The outlet-tube length in relation to the total chamber volume is considered a design parameter. Depending on the tube length, the separation efficiency varies from 98.7% to 99.3%, while the predicted pressure drop is between 5.1 kPa and 6.4 kPa. Considering both the pressure drop and separation efficiency, the length of the outlet-port tube of the separator is 152 mm.

Key words Oil separator(유분리기), Cyclone(사이클론), Separation efficiency(분리효율), Pressure drop(압력강하)

* Corresponding author, E-mail: jahn@kookmin.ac.kr

기호설명

C_D	: 항력 계수
d	: 입자 크기 [m]
\bar{d}	: 입자 평균 크기 [m]
F_x	: 단위 입자질량당 힘 [N/kg]
g_x	: 중력 가속도 [m/s ²]
n	: 확산 모수
Re	: 레이놀즈수
u	: 유체의 속도 [m/s]
u_p	: 입자의 속도 [m/s]
Y_d	: 직경이 d 보다 큰 입자의 질량분율

그리스 문자

ρ	: 유체의 밀도 [kg/m ³]
ρ_p	: 입자 밀도 [kg/m ³]
μ	: 점도 [kg/m · s]

1. 서 론

최근 초고층 빌딩이나 대형마트 같이 대형 냉동기로 냉방을 하는 건물이 증가하고 있다.⁽¹⁾ 이와 같은 냉동기들은 냉방 배관의 길이가 길고 높은 지점까지 냉매가 순환해야 한다. 고낙차 장배관이 되면 순환 과정에서

배관 벽면에 부착되는 윤활유의 양이 증가하면서, 압축기의 윤활유 손실을 유발하게 된다. 또한 윤활유가 냉매와 같이 순환하는 길이와 낙차가 커지면서 윤활유가 냉매와 함께 순환하면서 발생하는 에너지 손실도 증가한다. 특히 대형 냉동기의 경우 기존의 왕복동식 압축기 대신 효율이 높고, 소음과 진동이 적은 회전압축기(Rotary compressor)를 많이 채택하고 있다. 회전 압축기는 윤활유가 부족할 경우 왕복동식 압축기보다 파손 위험이 크다.⁽²⁾

이와 같은 위험을 예방하기 위해 압축기에서 토출되는 냉매 혼합물에서 윤활유를 분리하는 유분리기를 설치한다.⁽³⁾ 그러나 유분리기 설치하면 추가적인 압력강하가 발생하므로 윤활유를 분리해서 얻은 에너지 절감분을 상쇄시키게 된다. 따라서 에너지 절감효과를 극대화하기 위해서는 분리 효율은 높으면서도 압력강하를 줄인 유분리기를 설계해야 한다.

유분리기는 냉매에서 윤활유를 분리하는 일종의 거름 장치로서, 주로 다공체 방식이나 사이클론 방식 유분리기가 사용된다. 사이클론 방식 유분리기의 경우, 내부의 나선형 유로가 사이클론 유동을 발생시켜서, 원심력으로 냉매와 함께 순환하는 오일 입자를 유분리기 벽면에 충돌시켜서 포집해서, 오일을 분리해 내는 방식이다. 다공체 방식은 유분리기 내부에 철망같은 다공성 매체가 들어있다. 다공성 매체를 냉매가 통과하면

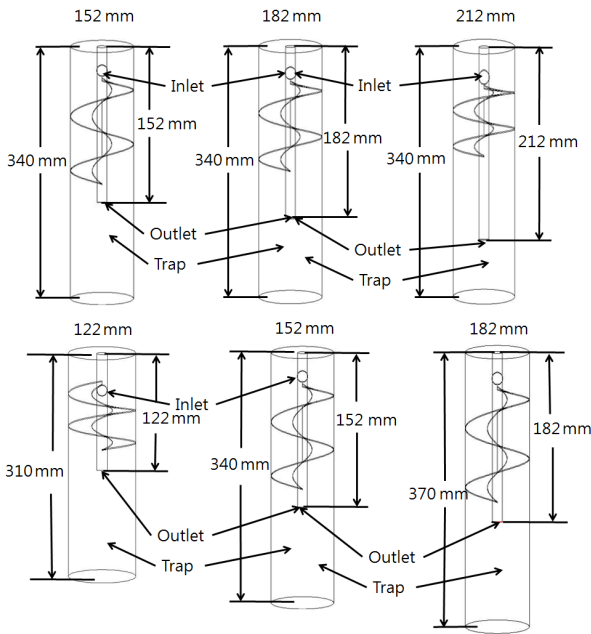


Fig. 1 Computational domain.

서, 냉매속의 오일 입자가 다공성 매체에 충돌해서 오일을 포집하는 방식이다.

본 연구에서는 수치해석을 통해 유분리기의 형상설계를 하기 위하여 인위적인 다공체 해석이 필요치 않은 사이클론 방식을 우선적으로 검토하였다. 사이클론 방식의 입자 포집 장치는 원추형 구조를 갖는 경우가 많으나 냉동기의 압축기에 사용되는 사이클론 방식 유분리기는 Fig. 1에 보인 것과 같이 원통형 몸체에 나선형 유로가 설치된 형태를 갖는다. 이와 같은 형태의 분리 장치에서 성능에 큰 영향을 주는 설계 변수로는 유분리기 몸체의 길이, 나선형 유로의 피치, 출구 튜브의 길이가 있다. 몸체의 크기가 증가하면 높은 분리효율을 기대할 수 있으나 제품의 원가, 설치 공간 등을 고려하면 최대한 체적을 축소하는 것이 유리하므로 유분리기의 설계는 분리효율, 압력강하, 체적의 최적화 문제로 정리된다.⁽⁴⁾

사이클론 방식 유분리기에 대한 연구로서 Lee et al.⁽⁵⁾은 유동 가시화 기법을 이용하여, 사이클론 방식 유분리기 내부의 Cyclone 및 선회 유동 패턴을 확인하였고 내부에 유속 분포를 측정하여 내부 유동 분포를 확인하였다. 또한 확인한 결과를, 상용 수치해석 코드인 CFX를 이용한 수치해석 결과와 비교해서, 수치해석을 유분리기 설계에 사용할 수 있다고 보고하였으나 구체적인 설계안을 제시하지는 않았다.

사이클론 방식의 입자 분리기인 경우 전형적인 원추형 구조의 경우 설계기법이 제시되고 있으나⁽⁴⁾ Fig. 1과 같은 원통형 구조의 경우 정립된 설계기법이 보고

되지 않고 있다. 원통형 구조와 가장 큰 차이점은 삼입물을 통해 나선 유로를 만들고 나선의 피치를 조절할 수 있다는 점이다. 나선 피치의 경우 수치해석을 통하여 일정 수준 이상이 되면 분리효율은 1% 차이 범위 이내의 분포를 나타내었고 압력강하를 최소화하는 피치가 존재함을 보였다.⁽⁶⁾

원추형 사이클론의 경우 출구 튜브의 길이가 분리 성능에 큰 영향을 주는 것으로 보고된 바 있어⁽⁷⁾ 본 연구에서는 다양한 길이와 출구 튜브 길이를 가진 유분리기 형상에 대해서 수치해석을 수행하였다. Fig. 1에 상부에 제시한 것과 같이 일정한 체적의 유분리기에서 출구 튜브의 길이를 변경시킨 경우, 하부에 제시한 것과 같이 튜브의 길이에 연계하여 피치 및 체적 길이를 변경한 경우에 대하여 수치해석을 수행하여 분리효율 및 압력강하 특성을 관찰하였다.

2. 설계

2.1 해석 모델 및 경계조건

계산영역은 Fig. 1에 제시한 것과 같이 윤활유의 분리가 이루어지는 유분리기의 몸체 내부로 설정하였다.

먼저 출구 튜브 길이의 영향을 보기 위하여 전체 길이를 340 mm로 고정하고 출구의 깊이가 152 mm, 182 mm, 212 mm인 형상에 대해서 수치해석을 수행하였다. 이때 입구와 출구의 직경은 모두 10 mm이다. 다음으로 체적 축소 가능성을 보기 위하여 출구 깊이와 체적을 연계하여 해석을 수행하였다. 즉, 출구 깊이가 122 mm인 형상은 전체 길이 310 mm, 출구 깊이가 152 mm인 형상과 212 mm인 형상은 전체 길이 340 mm, 출구의 깊이가 182 mm인 형상은 340 mm와 370 mm에 대하여 해석을 수행하였다. 벽면에 점착조건을 부과하기 위해 벽면 격자의 y^+ 가 5를 기준으로 작성하여 약 140만 개의 격자가 사용되었고 Fig. 2에 격자계를 나타내었다.

입구 경계 조건은 유량을 부과하는 것으로 설정하였다. 작동 유체인 R-22의 물성 값을 압축기 출구조건인 2000 kPa, 80°C일 때의 물성 값을 입력하였다. 냉매의 유량은 3 RT급의 냉동기를 기준으로 80 g/s으로 설정하였다. 오일입자의 유량은 일반적인 압축기의 오일순환율⁽⁸⁾을 고려하여 2.4 g/s으로 부과하였다. 입구 경계조건은 Table 1에 정리하였다. 오일 입자의 물성은 압축기의 윤활유로 많이 사용되는 팽유의 물성 값을 사용하였다. 오일 입자의 평균 크기는 유분리기 성능 측정 기준 값인 10 μm 으로 설정하였고 크기 분포는 Rosin-Rammler 분포를 가정하였다.⁽⁷⁾

벽면에서의 경계조건은 유동에 대해서는 점착조건을 적용하였고 오일 입자에 대해서는 trap 조건을 부과하였다.⁽⁷⁾ 본 연구에서는 벽면에 부착되는 입자가 재 반

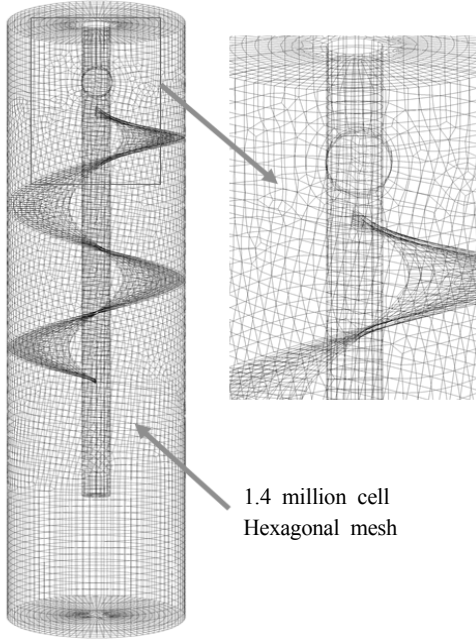


Fig. 2 Grid system.

Table 1 Inlet boundary conditions

Refrigerant flow rate	80 g/s
Oil particle flow rate	2.4 g/s
Refrigerant density	66.2 kg/m ³
Density of oil	900 kg/m ³
Oil particle mean diameter	10 ⁻⁵ m

발하는 경우는 고려하지 않았다. 출구 경계조건은 압력경계조건으로서 작동유체와 포집되지 못한 오일입자가 출구로 빠져나가는 조건으로 설정하였다.

2.2 지배 방정식 및 수치해석 기법

지배방정식은 연속 방정식 및 비압축성 Navier-Stokes 방정식을 사용하였으며(식(1)), 연속방정식과 운동량 방정식은 SIMPLE 해법으로 연결하였다.

$$\begin{aligned} \frac{\partial u_i}{\partial x_i} &= 0 \\ \frac{\partial u_i}{\partial t} + u_j \frac{\partial u_i}{\partial x_j} &= f_i - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x_i} + \nu \frac{\partial^2 u_i}{\partial x_j \partial x_j} \end{aligned} \quad (1)$$

사이클론 유동을 해석하는 경우 Reynolds Stress 난류 모델을 권장하고 있다. Reynolds Stress 난류 모델의 식은 다음과 같다. 난류 모델은 Reynolds Stress 난류 모델

을 적용하였다.⁽⁹⁾

$$\begin{aligned} \frac{D\overline{u_i u_j}}{Dt} &= -(\overline{u_j u_k} \frac{\partial U_i}{\partial x_k} + \overline{u_i u_k} \frac{\partial u_j}{\partial x_k}) \\ &+ \frac{p}{\rho} (\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i}) + \frac{\partial}{\partial x_k} [\nu \frac{\partial u_i u_j}{\partial x_k} \\ &- \overline{u_i u_j u_k} - \frac{p}{\rho} (\delta_{jk} + \delta_{ik} u_j)] - 2\nu \frac{\partial u_i}{\partial x_k} \frac{\partial u_j}{\partial x_k} \end{aligned} \quad (2)$$

식(2)에서 우변은 차례대로 응력 생산, 압력-변형률 상관 또는 재분배, 확산 및 점성 소산 항이며 Reynolds Stress 모형에서는 압력-변형률 상관, 확산, 점성 소산 항에 고차의 상관항 등의 미지량을 모형화 한다. 본 연구에서 채택한 LRR 모형은 충분히 큰 Reynolds 수를 가정하여 식(3)과 같이 모형화 한다.⁽⁹⁾

$$\begin{aligned} \frac{D\overline{u_i u_j}}{Dt} &= P_{ij} - C_1 \frac{\epsilon}{k} (\overline{u_i u_j} - \frac{2}{3} \delta_{ij} k) \\ &+ (\phi_{ij} + \phi_{ji})_2 + (\phi_{ij} + \phi_{ji})_w \\ &+ \frac{\partial}{\partial x_k} [C_s \frac{k}{\epsilon} (\overline{u_k u_l} \frac{\partial u_i u_j}{\partial x_l} \\ &+ \overline{u_i u_l} \frac{\partial u_j u_k}{\partial x_l} + \overline{u_j u_l} \frac{\partial u_k u_i}{\partial x_l})] - \frac{2}{3} \delta_{ij} \epsilon \end{aligned} \quad (3)$$

여기서,

$$\begin{aligned} (\phi_{ij} + \phi_{ji})_2 &= -(\frac{C_2 + 8}{11})(P_{ij} - \frac{2}{3} \delta_{ij} P) \\ &- (\frac{30C_2 - 2}{55})k (\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i}) \\ &- (\frac{8C_2 - 2}{11})(D - \frac{2}{3} \delta_{ij} P) \end{aligned} \quad (4)$$

$$\begin{aligned} (\phi_{ij} + \phi_{ji})_w &= [C_1 \frac{\epsilon}{k} (\overline{u_i u_j} - \frac{2}{3} \delta_{ij} k) \\ &+ C_2 (P_{ij} - D_{ij})] \frac{k}{\epsilon x_2} \end{aligned}$$

(x_2 는 벽으로부터의 거리)

$$\begin{aligned} P_{ij} &= -\overline{u_i u_k} \frac{\partial U_j}{\partial x_k} - \overline{u_j u_k} \frac{\partial U_i}{\partial x_k} \\ D_{ij} &= -\overline{u_i u_k} \frac{\partial U_k}{\partial x_j} - \overline{u_j u_k} \frac{\partial U_k}{\partial x_j} \end{aligned} \quad (5)$$

$$P = \frac{1}{2} P_{kk}$$

$$\begin{aligned} C_1 &= 1.5, C_2 = 0.4, C'_1 = 0.5, \\ C'_2 &= 0.06, C_s = 0.11 \end{aligned}$$

오일 입자의 직경 분포 모델의 경우 Rosin-Rammler 분포를 사용하였다. Rosin-Rammler 분포는 식 (6)과 같이 표현된다.⁽⁸⁾

$$Y_d = e^{-(d/\bar{d})^n} \quad (6)$$

입자 유동은 Discrete phase model을 사용 하였다.⁽¹⁰⁾ Discrete phase model에서 Particle Force Balance는 식 (7)과 같이 표현된다.

$$\frac{du_p}{dt} = F_D(u - u_p) + \frac{g_x(\rho_p - \rho)}{\rho_p} + F_x \quad (7)$$

여기서, F_x 는 단위질량당 입자에 작용하는 힘이다. u 는 유체의 속도이고, u_p 는 입자의 속도이다. r 는 유체의 밀도, ρ_p 는 입자의 밀도, g_x 는 x 축 방향의 중력 가속도이다. 항력 F_D 는 식(8)과 같이 표현된다.

$$F_D = \frac{18\mu}{\rho_p d_p^2} \frac{C_D Re}{24} \quad (8)$$

여기서, d_p 는 입자의 직경, m 는 점도, C_D 는 항력 계수, Re 는 레이놀즈수 이다. Re 는 식(9)와 같이 정의된다.

$$Re = \frac{\rho d_p |u_p - u|}{\mu} \quad (9)$$

3. 결과 및 토의

수치해석을 수행하여 얻은 각 형상의 유적선(Path-line)을 Fig. 3에 제시하였다. 모든 경우에서 나선형 유로에 사이클론 유동이 형성되는 것을 관찰할 수 있다. 나선형 유로의 피치가 50 mm이고, 출구 튜브 길이는 182 mm, 몸체 길이는 340 mm인 형상과, 65 mm이고, 출구 튜브 길이는 182 mm, 몸체 길이는 370 mm인 형상의 경우, 바닥면 부근까지 나선형 유동을 유지하며 내려와 출구 포트를 통해 빠져나가는 것을 관찰할 수 있다.

유동 형태에 따른 운환유 입자의 분리 특성을 관찰하기 위하여 입자분율을 Fig. 4에 제시하였다. 나선유로 피치 50 mm에 전체 길이가 340 mm인 유분리기의 경우, 출구 튜브 길이 152 mm(Fig. 4의 上左)와 튜브 길이 182 mm인 형상의 경우(Fig. 4의 上中)에 비해서, 출구 튜브 길이는 212 mm의 경우(Fig. 4의 上右)에 나선형 유로를 통과하는 입자가 많고, 출구 근처의 입자분율도 높게 나타났다.

그림 아래쪽에 제시한 튜브 길이와 몸체 길이를 동시에 변화시킨 경우를 보면, 피치가 35 mm이고, 출구

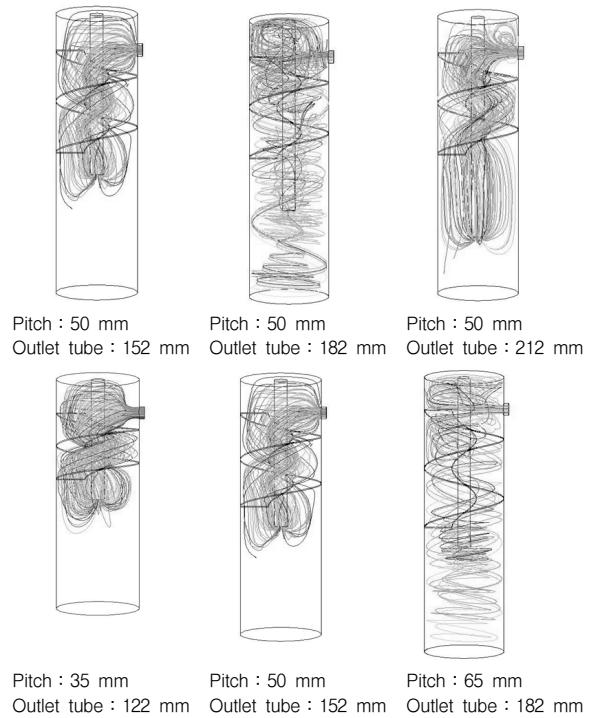


Fig. 3 Pathlines inside the oil separator.

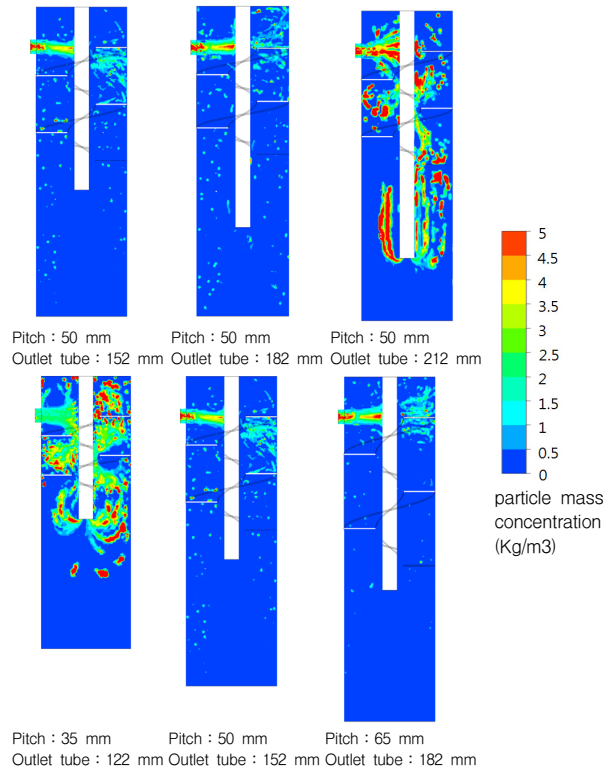


Fig. 4 Particle mass concentration inside the oil separator.

튜브 길이는 122 mm, 몸체 길이는 310 mm인 형상(Fig. 4의 下左)이 다른 형상들에 비해서 나선형 유로를 통과하는 입자가 많고, 출구 근처의 입자 분율도 높다. Fig. 3에 제시한 유적선과 비교해 보면 나선 유동이 유분리기의 바닥까지 형성되는 경우가 그렇지 않은 경우에 비해 입자 분리가 잘되는 경향을 보이는데 물리 현상을 보다 명확하게 파악하기 위하여 각 형상의 유동장으로부터 원심력을 구하여 크기와 분포를 확인하였다.

사이클론 방식 유분리기의 경우 원심력에 의해 운할유 입자가 벽면에 부착되므로, 원심력이 강할수록 분리에 유리하다. 해석을 수행한 형상에 따른 원심력을 Fig. 5에 제시하였다. 입자 분율이 높은 튜브 길이 212 mm인 경우(Fig. 4, 5의 上右)와 피치 길이 35 mm인 경우(Fig. 4, Fig. 5의 下左)에서 원심력이 약한 것을 확인할 수 있다.

압력강하 특성을 파악하기 위하여 유분리기 내부의 압력장을 관찰하였다(Fig. 6). 압력장은 계산을 수행한 모든 경우에서 유사한 형태를 나타내고 있다. 전체적으로 입구에서 출구로 가면서 압력 강하가 발생하지만 나선 유로를 통과하면서 발생하는 압력 강하는 전체 압력강하에 비해 크지 않은 것을 관찰하였다. 압력강하가 주로 출구 포트에 유입되는 과정에서 많이 발생하는 것을 관찰할 수 있다. 특히 출구 튜브가 유분리기 본체 깊숙이 설치된 출구 튜브 길이 212 mm 형상(Fig. 6의 上

右)에서 이와 같은 현상을 명확하게 볼 수 있다.

각각의 형상에서 유분리기의 분리효율을 Fig. 7에 비교하였다. 분리 효율은 전체 공급된 입자 중에 Trap된 입자의 비율로 구했다. 나선형 유로의 피치가 50 mm이고, 몸체 길이가 340 mm로 일정할 경우 출구 튜브를 152 mm보다 길게 할 경우 분리 효율이 감소하는 특성을 보였으나 차이는 0.3% 이내였다. 피치, 튜브, 체적을 연계하여 변경시킨 경우(Fig. 7 下) 체적이 증가할수록 분리효율이 증가하나 체적을 20% 증가시켜도 분리효율은 0.5% 증가하는 데 그치고 있다.

유분리기를 통과할 때 발생하는 압력강하를 Fig. 8에 제시하였다. 분리효율은 형상에 따라 1%차이 범위 이내(98.6%~99.3%)의 분포를 나타내고 있으나 압력강하는 5.1 kPa에서 6.4 kPa로 최대 약 20%의 차이를 보였다. 일반적인 입자 분리 장치에서 분리효율이 향상될 경우 압력강하가 증가하게 된다.⁽¹¹⁾ Fig. 7과 Fig. 8에 표시한 분리효율과 압력강하를 비교해 보면 유로의 피치가 35 mm인 경우와 출구 튜브 길이가 212 mm인 경우에 두 가지 측면에서 모두 불리한 특성을 보이고 그 외의 자료는 대체로 분리효율이 향상되면 압력강하가 증가하는 경향을 보이거나 분리효율의 차이는 매우 작았다. 선행 연구에서 제안된 50 mm의 피치는 튜브 출구를 변경하는 경우에서도 유효하였고 340 mm의 체적을 유지하는 경우에 182 mm의 튜브 길이가 가

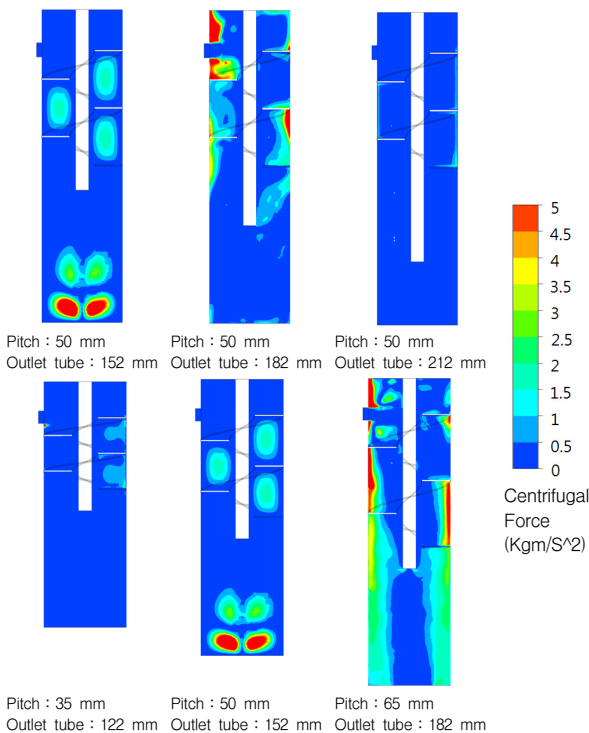


Fig. 5 Centrifugal force inside the oil separator.

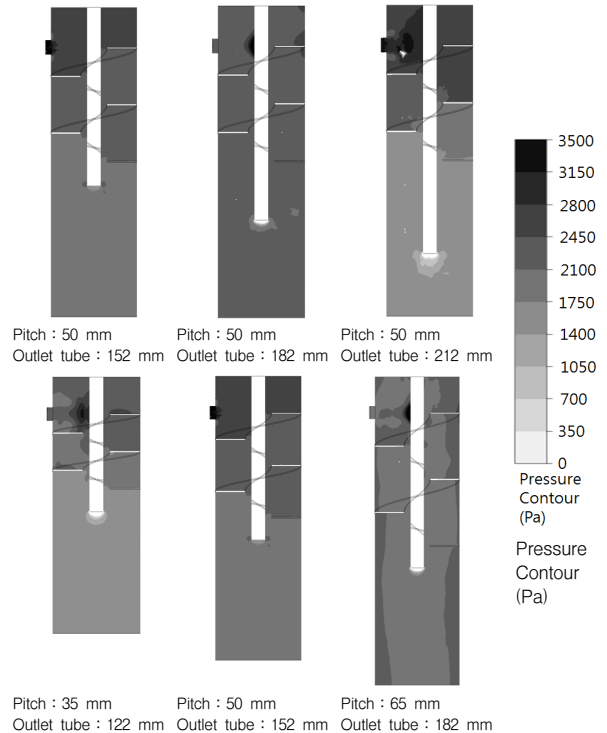


Fig. 6 Pressure(gage) fields inside the oil separator.

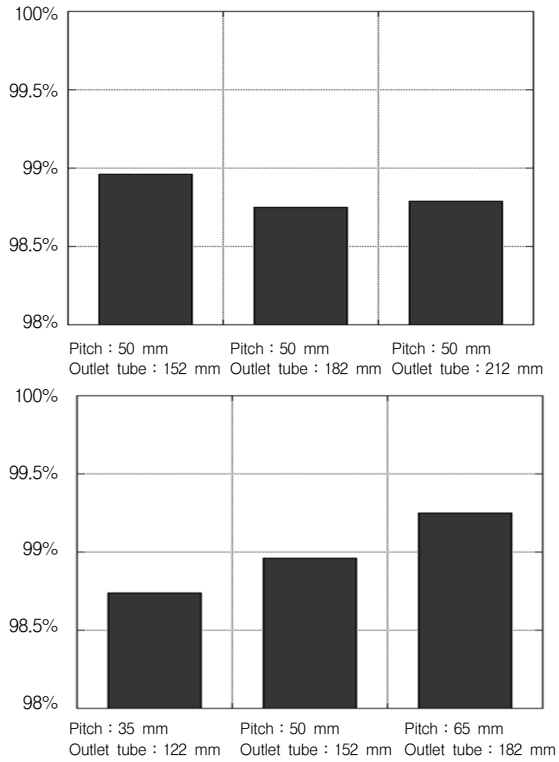


Fig. 7 Oil separation efficiency.

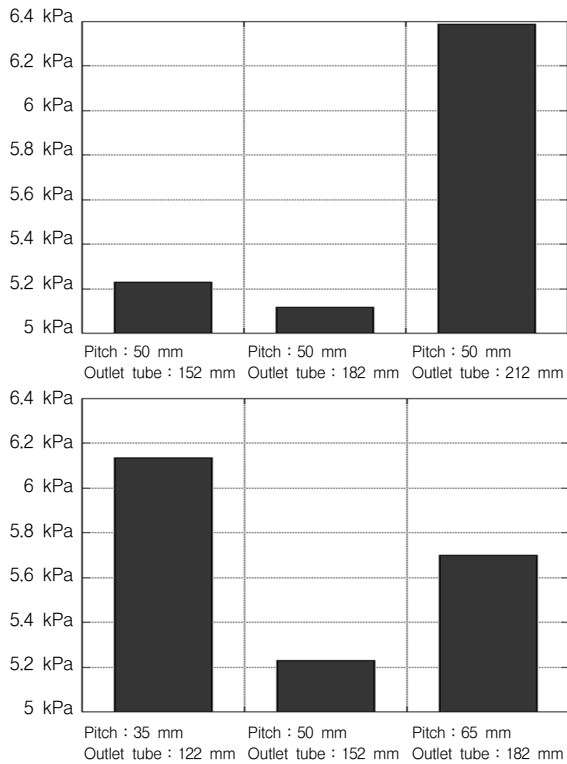


Fig. 8 Pressure drop.

장 유리한 결과를 얻었다.

4. 결 론

본 연구에서는 나선형 삽입체를 포함하는 원통형 유분리기에서 중심축에 위치한 출구 포트의 위치를 수치 해석을 통하여 설계하였다. 출구 포트의 위치에 따라 나선형 삽입체 하부에 발생하는 유동 형태가 변화하였고 원심력 분포에도 영향을 주어 분리 효율과 압력강하에 영향을 주었다.

분리효율에 비해 상대적으로 압력강하가 포트 출구 위치에 따라 민감하게 변화하였고 압력강하를 최소화 하는 최적의 튜브 깊이가 있음을 관찰하였다. 피치, 튜브길이를 연계하여 체적을 감소시킬 경우 추가적인 압력강하를 유발시키는 것을 확인하였다. 결과적으로 출구 포트 길이를 20% 증가시켜 4%의 추가적인 압력손실 저감을 얻었다.

후 기

본 연구는 2013년도 산업통상자원부의 재원으로 한국에너지기술평가원(KETEP)의 산업기술혁신사업의 일환으로 수행한 결과이며 지원에 감사드립니다(No. 2013-2010500060).

References

- Kim, S.-S. and Kim, Y., 2004, Measurement and analysis of energy consumption of HVAC equipment of a research building, *Trans. of the SAREK*, Vol. 16, No. 10, pp. 914-922.
- Biancardi, F. R., Michels, H. H., Sienel, T. H., and Pandey, D. R., 1996, Study of lubricant circulation in HVAC systems, *United Technologies Research Center DOE-CE-23810-71*, Vol. 1.
- Youbi-Idrissi, M. and Bonjour, J., 2008, The effect of oil in refrigeration : current research issues and critical review of thermodynamic aspects, *Int. Journal of Refrigeration*, Vol. 31, pp. 165-179.
- Flagan, R. C. and Seinfeld, J. H., 1988, *Fundamentals of Air Pollution Engineering*, Prentice Hall, pp. 402-411.
- Lee, D. Y., Kang, W. M., Kim, A. R., Kim, S. D., Na, S. U., and Ko, H. S., 2011, Development of design technique for oil separator by flow visualization technique, *Proceedings of KSME Fluid Eng Division Fall Annual Meeting*, pp. 2149-2154.

6. Jang, S. and, Ahn, J., 2014, Design of helix pitch of a cyclone type oil separator for a compressor, KSCFE Trans., Vol. 19, No. 4, pp. 8-13.
7. Cho, Y. S., Lee, S. W., Woo, K. S., Yoon, Y. B., Park, Y. J., Lee, D. Y., Kim, H., and Na, B., 2008, A numerical analysis of flow characteristics and oil separation performance for cyclone oil separator design, Tran. of the KSAE, Vol. 6, No. 5, pp. 22-28.
8. Fukuda, M., Yanagisawa, T., Shimasaki, M., and Ogi, Y., 2006, Real-time measurement of mixing ratio of refrigerant/refrigeration oil mixture, Int. Journal of Refrigeration, Vol. 29, pp. 1058-1065.
9. Launder, B. E., Reece, G. J. and Rodi, W., 1975, Progress in the development of a Reynolds-Stress turbulent closure, J. Fluid Mechanics, Vol. 68, No. 3, pp. 537-566.
10. Graham, D. I. and James, P. W., 1996, Turbulent dispersion of particles using eddy interaction models, Int. Journal of Multiphase Flow, Vol. 22, No. 1, pp. 157-175.
11. Rhodes, M., 1999, Introduction to Particle Technology, John Wiley and Sons, Hoboken, pp. 176-191.