

## 스크류 로터 치형의 성능해석에 관한 연구

최 상 훈, \* 김 동 현\*\*

### A study on performance analysis of screw rotor profiles

Sang-Hoon Choi, \* Dong-Hyun Kim\*\*

#### ABSTRACT

To design high-effective profile in screw rotor profile using in screw compressor, we design the symmetric type changing the number of lobes and the non-symmetric type changing the neighbourhood of the top point of lobe.

Then, we calculated the performance value of profile according to the scale of these non-symmetric's wrap angle.

We had the results as follows.

1. About the non-symmetric case, the larger a wrap angle is the shorter seal line is and the smaller blow hole is, thus we know what the large wrap angle profile is better than the small one.

2. We know what the non-symmetric profile is better than the symmetric profile in the result of the compare of seal line's length, blow hole's area, volume curve.

3. About the non-symmetric case, the deformation of the neighbourhood of lobe's top point of the rotor profile has a large effect upon the increase of performance because the length of seal line became short and the area of blow hole is small.

**Key Words** : wrap angle(권선각), blow hole(누설 삼각형), length of seal line(실라인의 길이), volume curve(용적곡선), screw compress(스크류 압축기), rotor profile(로터 치형)

#### Nomenclature

$x, y$  : rectangular coordinates of rotor A

$u, v$  : rectangular coordinates of rotor B

$O$  : center of  $x, y$  coordinates

$O'$  : center of  $u, v$  coordinates

$R_A$  : pitch radius of rotor A(mm)

$R_B$  : pitch radius of rotor B(mm)

$r$  : radius of lobe(mm)

$S$  : center to center distance between rotor

\* 건국대학교 기계설계학과

\*\* 원광대학교 기계공학과

axes(mm)

$l$  : rotor length(mm)

$D$  : outer diameter of rotor

$Z$  : number of teeth

$Z_F$  : number of female rotor lobes

$Z_M$  : number of male rotor lobes

M, F : male rotor, female rotor

$\psi_M$  : wrap angle of male rotor(deg)

$V_{th}$  : volume per revolution of theoretical intake gas

$V_b$  : volume per tooth of theoretical intake gas

$n$  : revolutions per minute of rotor

$P$  : pressure of gas

$b$  : maximum half width of lobe

$h$  : minimum distance from lobe tip to pitch circle

$M_x, M_y$  : geometrical moment of projected surface area on the x- and y- planes

## 1. 서 론

스크류 압축기(screw compressor)는 진동이 적고, 소형이면서 고효율을 유지하기가 용이하다는 특징을 가지고 있으며, 왕복압축기와 같은 크랭크(crank)가 없는 이상적인 압축기 형태로서, 원통형 밀폐용기 내에 압, 수로터가 서로 반대 방향으로 맞물려 회전하면서, 로터 홈과 케이싱 사이에 생기는 공간의 용적이 로터의 회전에 의해서 유체를 흡입, 압축, 배출하는 압축기이다.

스크류 압축기의 원리는 1878년 독일의 Krigar에 의해 발명되었으나 기술 미비로 인하여 실용화되지 못하다가 1934년 스웨덴의 A. Lysoholm<sup>[1-2]</sup>에 의해 공기압축기가 개발된 이후 스웨덴의 SRM(Svenska Rotor Maskiner)사에 의하여 꾸준히 개발되었으며, 1950년 후반 이후 스크류 압축기는 산업적인 이용에 실질적으로 응용되어 무급유식 가스압축기 생산에서 오일 분사를 이용한 급유식 스크류 압축기가 공기용으로 사용되었고, 압축기용 전동기를 2극으로 직결<sup>[3]</sup>시켜 성능을 향상시켰다. 1960년대에 들어서면서 로터 끝단 및 로터와 케이싱간의 극간을 적게해줌으로서 타이밍기어<sup>[4]</sup>를 제거할 수 있었다. 이후 계속적인 발전을 해왔으며, 1966년경부터는 냉동용으로도 사용되게 되어오고 있

으며 최근에는 그 응용분야가 점점 확대되어 가고 있다.

스크류 로터의 제작에는 이 형상에 상응하는 고가의 특수공구가 가공에서 필요함으로, 기하학적 변수를 변화시킨 로터를 제작하기가 어렵다는 제약을 가지고 있다. 또한, 로터에서 용적곡선 하나를 구하기에도 매우 복잡한 과정이 요구되며, 내부 누설 통로가 복잡한 것이 해석을 어렵게 하고 있다.

스크류 압축기와 같이 복잡한 계의 해석에는 컴퓨터를 이용한 시뮬레이션이 적당한 방법중의 하나이다. 스크류 압축기의 성능에 중요한 영향을 미치는 스크류 로터의 치형은 1960년대 이후 계속 개량되어오고 있으나 종래에는 경험과 정성적인 고찰에 기초하여 개량되었을 뿐, 로터의 형상이 성능에 미치는 영향을 이론적으로 해석한 보고는 접한 바가 없었다. Wichert<sup>[5]</sup>는 스크류 압축기의 성능향상을 도모하였지만, 이 방법으로는 로터 치형의 세부 변수가 성능에 미치는 영향을 해석하기가 어려웠다.

최근 국내에서 대칭형과 비대칭형 스크류 로터의 특성값에 대하여 연구되었지만, 치수의 수를 변화시켜 설계한 대칭치형과 비대칭치형의 비교는 없었다.

따라서, 본 연구의 목적은 로터의 치형의 기하학적 성질 및 제한사항을 고려하여 로브(lobe)의 수를 변화시킨 대칭치형과 로브정점 부근을 변화시킨 비대칭 치형을 설계하고 기존의 치형과의 성능값(실라인, 누설 삼각형, 용적곡선, 흡입 및 토출면적)을 비교, 검토함으로써 효율향상을 시도하였다.

## 2. 스크류치형의 이론해석

### 2.1 스크류치형의 수학적 성질

스크류 치형은 스크류 압축기 성능에 중요한 영향을 미치는 요소이다. 스크류 치형 위에 임의의 함수를 결정하여, 로터가 회전하는 경우의 포락선을 계산해야 하므로 포락선의 계산방법 및 치형의 수학적 성질을 유도한다.

Fig.1에서 두개의 로터가 있을 때, 하나는 로터(A), 다른 하나를 로터(B)라고 하자. 로터(B)위에 임의의 치형함수  $f$ 를 정의하고 로터(A)와 로터(B)를 회전시킨다. 이때, 맞물려 회전하는 상대편 로터(A)의 치형 형상은 함수  $f$ 의 포락선으로 결정된다.

일반적으로 곡선군  $f(x, y, \varphi) = 0$ 의 포락선은 식(1)

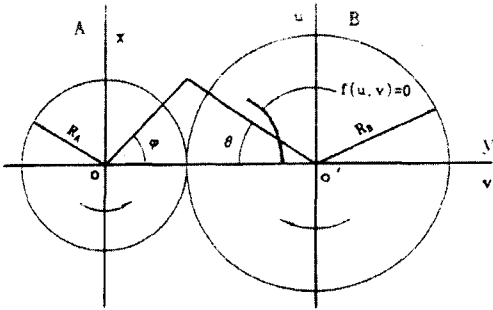


Fig. 1 Coordinate of screw rotor

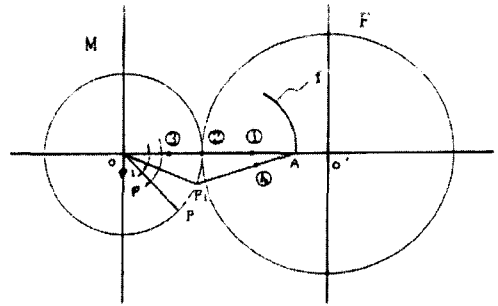


Fig. 2 Creation range of function f

의 연립방정식의 해로 표시된다.

$$\begin{aligned} f(x, y, \varphi) &= 0 \\ \frac{\partial}{\partial \varphi} f(x, y, \varphi) &= 0 \end{aligned} \quad (1)$$

Fig. 1에서 x-y 좌표와 u-v 좌표의 관계는 식(2)와 같다.

$$\begin{aligned} \left[ \theta = \frac{R_A + R_B}{R_B} \varphi \right] \\ \begin{bmatrix} x \\ y \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos \theta & -\sin \theta \\ \sin \theta & \cos \theta \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u \\ v \end{bmatrix} + (R_A + R_B) \begin{bmatrix} \cos \varphi \\ \sin \varphi \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (2)$$

식(2)를 u-v 좌표로 변환하면

$$\begin{bmatrix} u \\ v \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos \theta & \sin \theta \\ -\sin \theta & \cos \theta \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x - (R_A + R_B) \cos \varphi \\ y - (R_A + R_B) \sin \varphi \end{bmatrix} \quad (3)$$

이다.

로터 B에 임의의 치형함수를  $f(u, v)=0$ 라 하면, 함수 f는 식(3)에 의해  $f(x, y, \varphi)$ 로 표시할 수 있다. 식(1)과 식(2)에 의해 u-v 좌표로 변환하면

$$\begin{aligned} f(u, v) &= 0 \\ \left[ \frac{\partial f}{\partial v}, \frac{\partial f}{\partial u} \right] \begin{bmatrix} u + R_B \cos \frac{R_A}{R_B} \varphi \\ -v + R_B \sin \frac{R_A}{R_B} \varphi \end{bmatrix} &= 0 \end{aligned} \quad (4)$$

가 된다.

식(4)의 연립방정식의 해가 포락선이다. 식(4)의 연립방정식의 해를 식(2)에 대입하면 로터 B위의 임의의 치형함수 f에 대응하는 로터 A의 치형이 구해진다.

## 2.2 스크류 치형함수의 제한사항

스크류치형의 치형 함수는 임의의 원, 점, 타원, 직선의 조합으로 구성되어 있으며 치형 함수를 구함에 있어서 다음과 같이 선택 범위가 한정되어 있다.

### 2.2.1 수로터상의 함수 제한사항

Fig. 2는 함수 f에서 수로터(M)가 시계반대 방향으로  $\varphi$ 만큼 회전하는 경우 수로터상의 실점은 점 P와 원의 중심을 연결한 선과 치형함수 f의 교점이 생긴다. 원의 중심이 ①인 경우는 치형함수 f와 교점이 존재하고, 원의 중심이 ②인 경우에는  $\varphi=0$ 일 때 점 ②와 점 P가 일치하므로 두 점을 연결하는 선은 모든 방향에서 그려진다. 하지만, 중심이 점 ③인 경우는 교점이 존재하지 않는다. 따라서, 점 ③의 축폐선을 가진 함수는 치형함수로 사용하지 않는다. 중심이 ④인 경우에는 점 A와 ④를 연결한 선과 수로터 피치원의 교점을  $P_1$ 이라고 하면,  $\varphi \leq \varphi_1$ 의 경우는 점 P에서 접선이 존재하지만,  $\varphi > \varphi_1$ 의 경우는 P에서 접선이 존재하지 않는다. 따라서,  $\varphi > \varphi_1$ 의 범위에서는 치형함수로 사용하지 않고, 함수 f는  $\varphi(0 \sim \varphi_1)$ 의 범위에서 치형함수로서 사용한다.

### 2.2.2 암로터상의 함수 제한사항

Fig. 3은 함수 f와 g의 기울기가 다른 경우에서의 치형함수의 제한사항을 고려하면, 함수 f와 g의 접점을 A라고 하자. 점 A에서 함수 f와의 법선과 암로터 피치원의 교점을  $P_1$ 이라고 하면,  $\angle OO'P_1 = \varphi_1$ 이다. 또, 점 A에서 함수 g의 법선과 암로터 피치원의 교점을  $P_2$ 라고 하면,  $\angle OO'P_2 = \varphi_2$ 이다. 암로터 회전각이  $-\varphi_1 \leq \varphi \leq \varphi_2$ 에서는 점 A의 점착성이 된다.

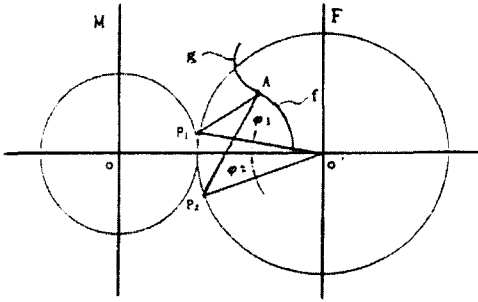


Fig. 3 Creation range tooth profile function at the case of different contact point

### 3. 스크류치형 설계

#### 3.1 스크류치형 설계

수로터 로브(lobe) 정점 부근에 대해서 선택된 치형 곡선은 로터의 회전으로 치형곡선을 따라 연속적으로 움직이는 생성점에 의해 압로터의 치형이 생성된다.

위의 제한사항을 근거로 5종류의 치형을 설계하였다. 설계된 6종류의 제원은 Table 1과 같다.

Fig.4는 설계된 로터의 축직각 단면을 나타낸 것이고, A46, B56, C57, D67은 원과 직선을 사용하여 설계한 대칭치형이고, BB56은 원, 점, 직선, 타원을 사용하여 설계한 비대칭치형이다. 이 중에서 BC56은 BB56의 로브정점을 변화시켜 설계한 비대칭치형이다.

#### 3.2 로터 치형의 최적화를 위한 고려사항

스크류 압축기에 있어서 성능에 가장 크게 영향을 미치는 중요한 변수는 스크류 로터 치형의 형상이며 초기 대칭형 치형에서 압축효율을 높이기 위하여 비대칭 치형으로 발전 되어왔다. 설계된 6가지의 로터 중에서 치형간에 맞물림으로 형성되는 실라인, 누설삼각형, 용적곡

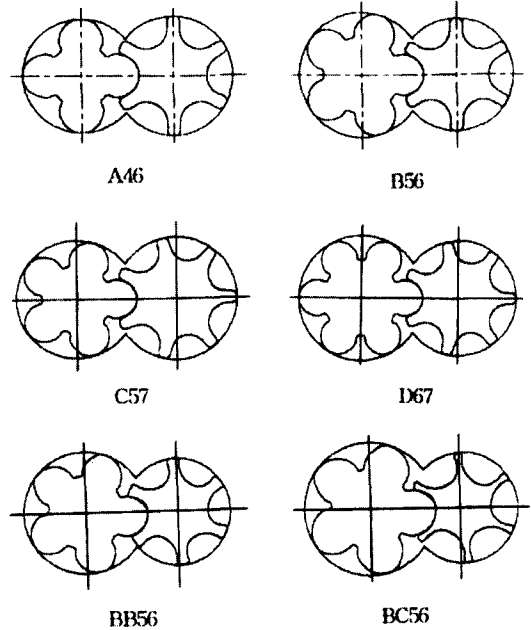


Fig. 4 Designed profile

선, 흡입 및 토출면적으로 성능값을 나타낼 수 있다. 스크류 압축기의 효율은 스크류 로터의 형상에 의한 압축가의 누설과 밀접한 관계가 있다.

##### 3.2.1 실라인(seal line)

압, 수로터의 서로 맞물리는 부분, 즉 로브 정점과 케이싱 사이 및 로터 단면과 케이싱 사이에는 흡과 흡의 경계선이 존재하는데, 이 경계선을 실라인(seal line)이라고 부른다. 이 중에서 로터간의 실라인(Interlobe sealing line)은 압수로터간의 이론적인 접촉선을 나타내고, 로브정점의 실라인(Lobe tip sealing line)은 로브정점과 케이싱과의 사이에 형성되는 선이다.

##### 3.2.2 누설삼각형(blow hole)

누설삼각형은 로터의 기하학적 형상으로 발생하는 것으로 케이싱과 수로터 및 압로터의 접촉으로 형성되는 조그마한 삼각형 형상의 면적이다.

Fig.5에서 S<sub>1</sub>과 S<sub>2</sub>는 두원호의 교점, 즉 케이싱의 두 곡선이 만나는 돌출점(cusp)을 나타내고 가운데 부채꼴 모양의 선은 두로터들 사이의 실점의 궤적을 나타내고

Table 1 sample rotor

Type	Z <sub>n</sub>	Z <sub>r</sub>	φ <sub>n</sub>	b/h
A46	4	6	300	0.946
B56	5	6	300	0.946
C57	5	7	300	0.946
D67	6	7	300	0.946
BB56	5	6	300	0.935
BC56	5	6	300	0.912

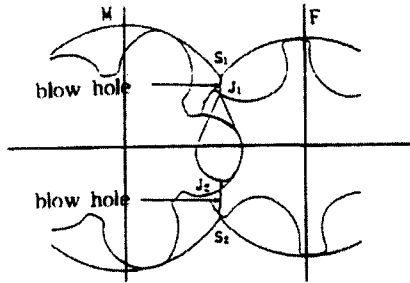


Fig. 5 Blow hole of screw rotor

있다.  $J_1$ 과  $J_2$ 는 각각  $S_1$ 과  $S_2$ 에 가장 가까운 점들이다. 누설삼각형들은  $J_1$ 과  $S_1$  그리고  $J_2$ 와  $S_2$  사이의 공간에서 형성되어진다. 압축가스는 이 누설 삼각형을 통하여 누설된다.

3.2.3 용적 곡선 (Volume curve)

용적곡선은 로터의 회전에 수반하는 흡용적의 변화를 나타낸 곡선으로 해석하기가 어렵기 때문에 일반적으로 평면에 투영한 실라인의 형상으로 부터 수치계산하여 구한다.

Fig.6은 로터의 회전에 따른 실라인을 X축에 수직인 면위에 투영한 것이다. 로타 축의 길이를 Z축, 이것에 직각인 Y축을 정하고, 실라인의 투영도형에 따라 다음의 양을 계산한다. Table 2.는 실라인의 구성을 나타낸다.

구동 로타인 수로타의 실라인에 의해 둘러싸인 도형의 x평면에서의 z축에 대한 1차 모우멘트  $M_{x1}$ 과 y평면에서의 z축에대한 1차 모우멘트  $M_{y1}$ 은 다음과 같다.

$$M_{x1} = \int_0^l \frac{1}{2} y^2 dz$$

$$M_{y1} = \int_0^l \frac{1}{2} x^2 dz \quad (5)$$

종동 로타인 암로타 흡표면에 대해 위의 (5)식과 같은 방법으로  $M_{x2}$ 와  $M_{y2}$ 를 정의 할때 가스압력 P에 의해 구동 로타인 수로타에 작용하는 토오크(Torque) T는 다음과 같다.

$$T = P \left[ (M_{x1} + M_{y1}) + \frac{Z_M}{Z_r} (M_{x2} + M_{y2}) \right] \quad (6)$$

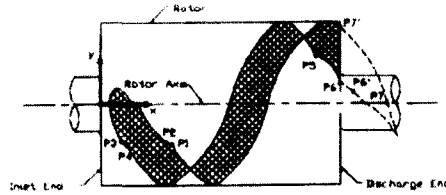


Fig. 6 Projected area of the male rotor on the X-plane

Table.2 Component of seal line

Section	Name
P1 - P2	Leading blow hole
P2 - P3	Trailing interlobe sealing line
P3 - P4	Trailing blow hole
P4 - P5	Trailing lobe tip sealing line
P5 - P6	Blow hole on expansion side
P6 - P7	Leading interlobe sealing line
P7 - P1	Leading lobe tip sealing line
P6'-p7'	Lobe end sealing line

로타가 식(6)의 토오크(Torque)를 받으면서 미소각  $d\alpha$ 만큼 회전할 때 흡용적이  $dV$ 만큼 변화 하였다고 한다면, 가상일의 원리로 부터 식(7)이 성립된다.

$$-PdV = PMd\alpha \quad (7)$$

(7)식에서, 모우멘트 M은

$$M = M_{x1} + M_{y1} + \frac{Z_M}{Z_r} (M_{x2} + M_{y2}) \quad (8)$$

이다.

식(7)로 부터

$$V = -\int M d\alpha + C \quad (9)$$

위의 (9)식에 의해 용적이 구해진다.

3.3.4 흡입 및 토출 흡의 개구면적

흡입 흡은 로터의 흡입측 단면과 접하는 케이싱상에 Fig.7과 같이 설치되어 있으므로, 흡입행정의 대부분의 기간은 흡입측 단면에서 입구를 열고 있다. 흡 방향은 로터 단면에 대하여 기울어져 있으므로 단면상의 잘린 구면적을 흡에 직각인 방향에 투영해 이것을 흡입구 면적으로 한다.

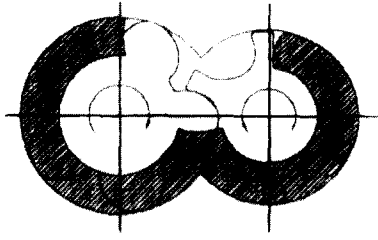


Fig. 7 Area of inlet port

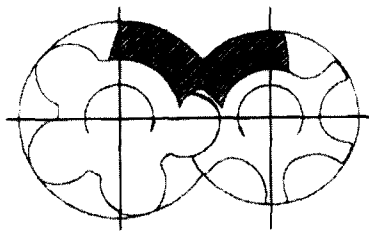


Fig. 8 Area of outlet port

토출 홈은 케이싱상에 Fig. 8과 같이 설치해 두고 로터의 단면과 접하는 부분을 Axial port, 케이싱과 접하는 부분을 Radial Port라고 한다.

#### 4. 결과 및 고찰

##### 4. 1 실라인 길이

##### 4. 1. 1 로터간의 실라인(Interlobe seal line)

Fig. 9는 비대칭 56치형인 BB56 치형의 암로터 로

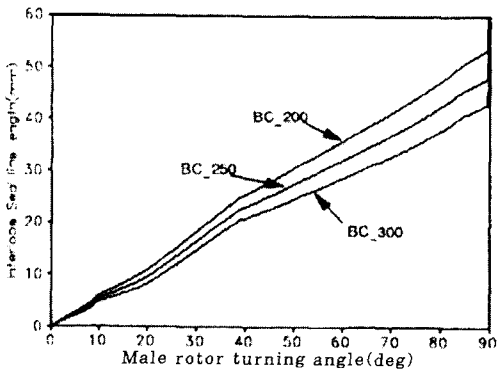


Fig. 9 Wrap angle of male rotor and interlobe seal line

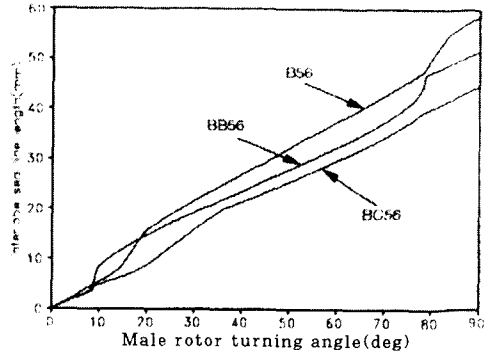


Fig. 10 Profile and interlobe seal line

브 정점 부근을 변화시켜 설계한 BC56의 로터간의 실라인의 길이를 권선각(wrap angle)에 따라 비교한 것이다. BC56의 수로터 권선각(wrap angle)이 각각 300°, 250°, 200°인 로터를 BC300, BC250, BC200으로 표시하고 실라인의 길이를 비교하면 BC 300의 암수로터의 실라인의 길이는 BC250보다 2.18mm(2.2%), BC200보다 4.78mm(4.8%) 짧다.

Fig. 10은 설계된 대칭치형과 비대칭치형의 로터간의 실라인의 길이를 비교한 것이다. BC56의 실라인의 길이는 BB56보다 7.2mm(7.22%), B56보다 11.35mm(11.4%) 짧다.

위와 같이 암로터의 로브 정점을 변화시킨 비대칭 치형의 경우 수로터의 권선각이 큰 치형이 로터간 실라인의 길이가 짧았고 비대칭 치형이 대칭 치형에 비해 암수로터간의 실라인 길이가 짧음을 알 수 있었다.

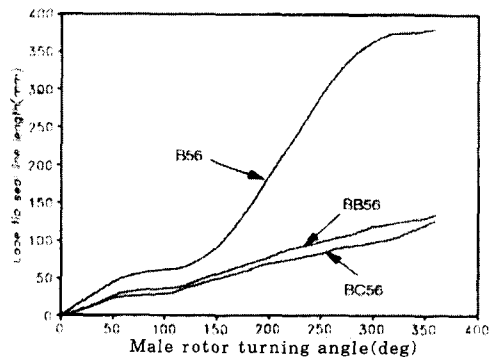


Fig. 11 Profile and lobe tip seal line

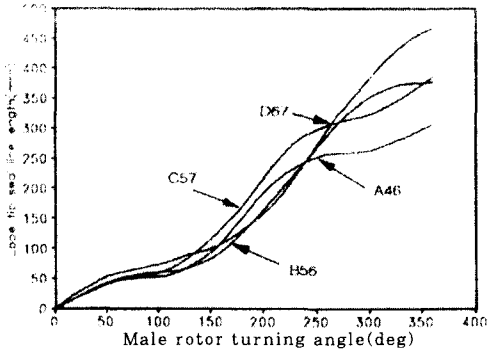


Fig. 12 Tooth number and lobe tip seal line

4.1.2 로브정점의 실라인(Lobe tip seal line)

Fig. 11은 설계된 56치형에서 대칭치형과 비대칭치형의 로브 끝단과 케이싱 사이에 발생하는 로브정점의 실라인의 길이를 비교한 것이다. BC56의 로브 정점 실라인의 길이는 BB56보다 13.8mm(3.6%), B56보다 116.5mm(30.3%) 짧다.

Fig. 12은 대칭 치형인 A46, B56, C57, D67의 로터정점의 실라인의 길이를 비교한 것이다. A46의 로브 정점 실라인의 길이는 B56보다 3.76mm(0.75%), C57보다 20.05mm(4.03%), D67보다 39.4mm(7.92%) 짧다.

위와 같이 대칭 치형보다 비대칭 치형이 로터 끝단과 케이싱 사이에 발생하는 로브 정점 실라인 길이가 짧았고 비대칭 치형중에서도 로브 정점 부근을 변화시켜 설계한 비대칭 치형이 다른 비대칭 치형보다 로브 정점 실라인의 길이가 짧았다. 또한 대칭 치형에서 치수의

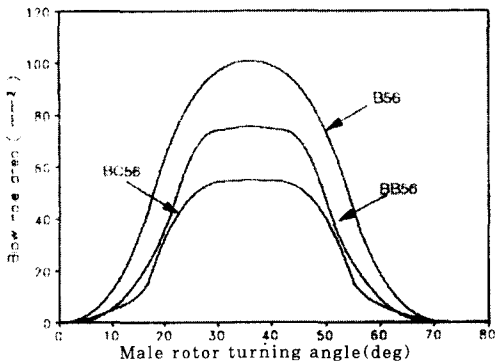


Fig. 13 Profile and blow hole

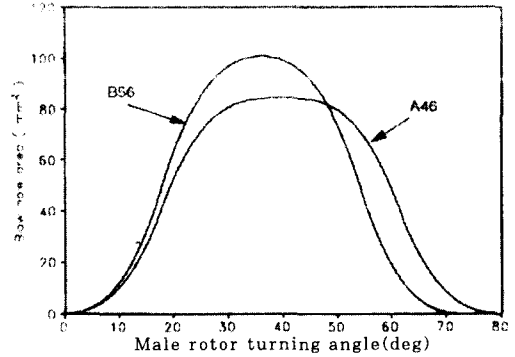


Fig. 14 Tooth number and blow hole

조합이 많은 치형보다 치수의 조합이 적은 치형이 로브 정점 실라인 길이가 짧게 나타났다.

4.2 누설 삼각형과 누설면적

Fig. 13는 설계된 56치형의 대칭치형과 비대칭치형의 누설삼각형 면적을 비교한 것이다. BC56의 누설 삼각형의 면적이 BB56보다 599.3mm<sup>2</sup>(31.74%), B56보다 1733.76mm<sup>2</sup>(91.83%) 작다.

Fig. 14는 대칭 치형인 A46과 B56의 누설삼각형 면적을 비교한 것이다. A46과 B56의 누설삼각형의 면적이 별차이 보이지 않고 있다.

위와 같이 로브 정점 부근을 변화시켜 설계한 비대칭 치형이 그렇지 않은 다른 비대칭 치형보다 누설 삼각형의 면적이 적음을 알 수 있다. 그리고 치수가 적은 A46과 B56 치형은 누설 삼각형의 면적에서 별 차이를 보이지 않았다.

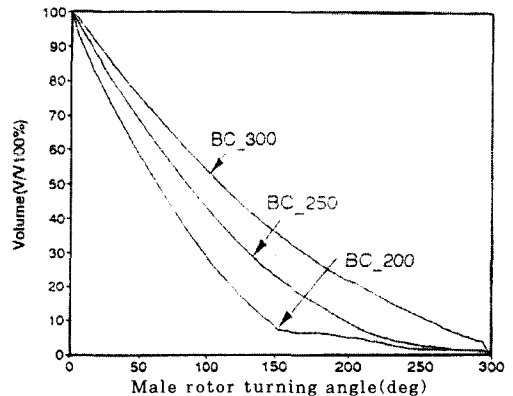


Fig. 15 Wrap angle of male rotor and volume curve

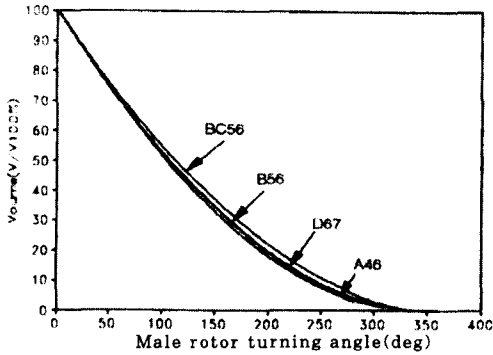


Fig. 16 profile and volume curve

#### 4.3 용적곡선

Fig.15은 로브 정점 부근을 변화시켜 설계한 BC56의 용적곡선을 수로터 권선각( $\psi_m$ )의 변화에 따라 비교한 것이다. 권선각이 큰 치형일수록 각각 용적곡선의 기울기가 완만함을 알 수 있다.

Fig.16은 비대칭 치형인 BC56과 대칭 치형인 A46, B56, C67의 용적곡선을 비교한 것이다. 수로터의 회전각을 기준으로 로브 정점 부근을 변화시켜 설계한 BC56이 용적곡선이 완만하고, 치형에 따라 값의 차이는 있으나 거의 곡선의 형태임을 알 수 있다.

위와 같이 권선각의 변화에 따른 용적곡선의 기울기가 완만하다는 것은 스크류 압축기의 특성상 이웃한 흡과의 압력차가 작다고 할 수 있고 그에 따라 가스의 누수손실이 적게됨을 예측할 수 있다.

#### 4.4 흡입 및 토출 흡 면적

Fig. 17는 비대칭치형과 대칭치형의 토출 흡면적을

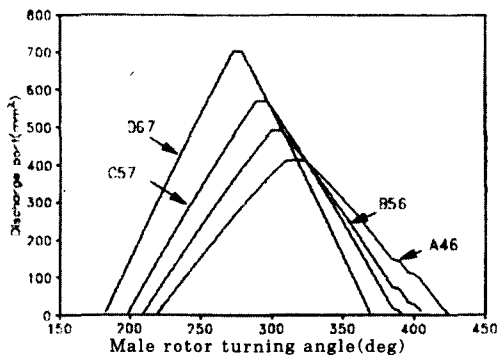


Fig. 17 Profile and inlet port

보인 것이다. BC56이 B56보다 토출 흡면적 16.56%, B56보다 28.4%, A46보다 BC56이 33.1% 큼을 알 수 있다. 또한, 대칭치형은 토출 흡 면적이 거의 같음을 알 수 있다.

#### 5. 결 론

스크류 압축기에 사용되는 스크류 로터에서 보다 우수한 로터의 치형을 얻기 위하여 대칭치형과 점, 원, 직선, 타원등으로 구성되는 비대칭 치형을 설계한 후에 설계된 대칭치형을 암·수로터의 로브(lobe)의 수를 증가시키고, 비대칭 치형에서는 암로터의 로브 정점부근의 형상을 변화시킨 각각의 새로운 치형을 설계하였다. 이들 각각의 치형들의 권선각(wrap angle)과 로브(lobe) 수의 변화에 따른 성능값을 비교, 검토한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

1. 대칭치형인 경우 로브(lobe) 수가 적을 때 성능값이 우수함을 얻었다.
2. 비대칭치형인 경우 권선각(wrap angle)이 큰 경우에 성능값이 우수하다.
3. 대칭치형보다 비대칭치형인 경우가 성능값이 우수하다.
4. 암로터의 로브(lobe) 정점부근의 형상을 변화시킨 비대칭치형인 경우의 성능값이 더욱 우수함을 얻었다.

#### 참 고 문 헌

1. Alf Lysholm, "SCREW ROTOR MACHINE", United States Patent Office, Ser.No.547, pp.383, 1967
2. Lysholm, A., "SCREW ROTOR MACHINE", U.S.Patent, No.3, pp.314, April., 1967
3. 咸元植, "스크류 冷凍機", Journal of the S.A.R.E.K., Vol.1, No.2, pp46-53, 1972
4. 다나카 마사노리, Japan Patent, No.41, 昭和 60
5. Wichert, K. E., "Characteristic of Helical, Rotary, Positive displacement Compressor", ASME Paper, No.61-HYD-18 (1961)
6. M.FUJIWARA, "A New Design Method for Oil-injected Screw Compressors and its



- Applications" Hitachi Review, Vol.36 No.3, (1987)
7. A.Lundberg Capacity Control for Partial Load Operation of Screw Compressor Unit, ASHRAE Transactions, Vol. 86, Pt1, (1980)
  8. D.L.Marholis, "Analytical Modeling of Helical screw turbines for Performance Prediction", ASME, VOL.100, pp.482-487, July, 1978
  9. Tatushi KANEKO, "Study on Fundamental Performance of Helical Screw Expander", JSME, Vol.28, No.243, 1985
  10. 김봉, "스크류압축기 냉동장치", Journal of the S. A. R. E. K., Vol.7, No.4 pp282-288, Dec., 1978
  11. 松井皓, R&D 神戸製鋼技報, Vol 33, NO.2, P.85, 1983
  12. 최상훈, 윤갑영, "인벌류트-원호 합성齒形の 創成에 관한 연구", 대한 기계학회 논문집, 제9권, 제5호, pp.572-578, 1986
  13. Mitsuru FUJIWARA, Katsuhiko KASUYA, Tetsuzo MATSUNAGA, Makoto WADANABE, "スクロ 壓縮機の性能解析", 日本機械學會論文集(B編), 50卷 452戶(昭59-4)