

〈論 文〉

대칭형스크류로터의 커터설계와 진동특성에 관한 연구

Design of Cutter Profile and the Characteristics of Vibration for Symmetric Screw Rotor

최 상 훈*

Choi, Sang-Hoon

(1994년 4월 17일 접수; 1995년 5월 17일 심사완료)

Key Words : Symmetric Screw Rotor(대칭형 스크류 로터), 4-6 Profile(4-6치형), 5-6 Profile(5-6치형), Male Rotor(수로터), Female Rotor(암로터), Cutter Profile(커터치형), Vibration(진동), Amplitude(진폭), Wrap Angle(권선각)

ABSTRACT

We designed the cutter profile for symmetric screw rotor and did vibration experiment of screw rotor manufactured by the designed cutter profile. The results of this study are summarized as follows. (1) We designed the cutter profile of screw rotor (4-6)(5-6) by using numerical analysis program. (2) The maximum amplitude and variation of amplitude of 5-6 profile rotor are about 30~36.7% and 10~25% smaller than those of 4-6 profile rotor, respectively. (3) As the angular velocity of rotor changes from 100 to 300 rpm, the vibration of X, Y axis in driving shaft of 5-6 profile rotor is about 10~20% smaller than that of 4-6 profile rotor.

기 호 설 명

- N : 로터의 치(齒)수
- N_e : 치면의 나선각(rad)
- R_c : 커터의 피치원 반경(mm)
- R_n : 치면의 경사각을 규정하는 반경(mm)
- R_r : 로터의 피치원 반경(mm)
- S : 커터축과 로터의 중심간 거리(mm)
- t : 시간(sec)
- v_c : 커터의 수직이동 속도(mm/s)
- w_c : 커터의 각 속도(rad/s)
- w_r : 로터의 각 속도(rad/s)
- ϕ : 커터의 경사각(rad)

1. 서 론

스크류 압축기는 암·수 로터가 서로 반대 방향으로 맞물려 회전하면서 로터홈과 케이싱 사이에 생기는 공간의 용적을 연속적으로 흡입·압축하는 진동이 적고 소형이면서 고효율의 압축기이며 농·수·축산물의 냉동장치, 히트 펌프, 염화수소·헬륨·LNG 등의 가스 압축장치, 약품의 수송, 건축·토목의 유압장치 등의 여러 분야에 그 사용분야가 넓어지고 있다.

스크류 압축기는 1878년 독일의 Krigar에 의하여 원리가 정립된 후, 1934년 스웨덴의 A. Lysholm^(1,2)에 의해 공기 압축기로서 상품화되었으며, 1950년

*정회원, 건국대학교 공과대학 기계설계학과

후반부터 냉동기용으로 등장하였다. 1955년경에 로터 사이의 급유를 분사식으로 개량하고, 압축기용 전동을 2극으로 직결⁽³⁾시켜 성능을 향상시켰다. 1960년대에 들어서면서 로터 극간 및 로터와 케이싱과의 극간을 좁게 해 줌으로써 타이밍기어를 제거⁽⁴⁾할 수 있었다. 가까운 일본에서는 스웨덴의 SRM사로부터 기술을 도입하여 상품화를 시작하였다.

국내에서는 최근들어 1992년 추계 대한기계학회에 발표된 이민성⁽⁵⁾의 “대칭형 Screw치형의 기하학적 성질 및 특성값에 대한 연구”에서 대칭형 스크류치형의 특성값(실라인, 블로우홀)에 대하여 연구되었고, 1993년 춘계 정밀공학회에 발표한 오형식⁽⁶⁾의 “스크류 로터 치형의 기하학적 특성값에 관한 연구”에서 대칭형 스크류 치형과 비대칭 스크류 치형의 특성값(실라인, 블로우홀, 용적곡선)들을 비교·연구하여 더욱 효율이 좋은 치형을 설계하였다.

이와같이 스크류 로터의 치형이 설계되었으나, 치형의 가공방법, 가공을 위한 커터 설계에 관한 연구가 진행된 바 없어서 컴퓨터상으로 로터의 형태를 만들거나, 설계된 치형 함수를 갖는 로터를 제작할 수 없는 실정이다.

이런 이유로 본 연구에서는 설계된 치형 함수들에서 얻어낸 축직각 단면 좌표값을 이용하여 스크류 로터를 가공할 수 있는 커터의 치형설계 프로그램을 만들고, 시뮬레이션 가공 프로그램과 CAD의 SCRIPT, 3DFACE를 이용하여 도형화한 스크류 로터의 형상을 가지고 커터를 제작하여 아크릴을 재료로 하여 만능밀링머신으로 대칭형인 4-6과 5-6치형의 스크류 로터를 가공한 후, 정전용량형 비접촉 변위 센서를 이용하여 3축 진동을 분석하였다.

2. 커터의 형상 해석

본 연구에서는 호빙머신을 이용해서 로터를 가공할 수 있는 커터를 설계한다.

먼저 스크류 로터를 가공하기 위해서는 공작물이 일정한 속도로 회전하고 있고 커터축이 공작물의 중심축과 일정각도로 기울어져 있는 상태에서 수직방향으로 일정속도로 이동해야 한다.

Fig. 1에서와 같이 공작물이 회전하고 있는 좌표계를 $X_1 \cdot Y_1 \cdot Z_1$ 으로 정하고 커터축의 이동하는 좌표계를 $X_2 \cdot Y_2 \cdot Z_2$ 로 한다. 커터가 가공경사각 ϕ 로 경사진 상태의 좌표계를 $X_3 \cdot Y_3 \cdot Z_3$ 로 하고, 커터가 회전하는 좌표계를 $X_4 \cdot Y_4 \cdot Z_4$ 로 정한다.

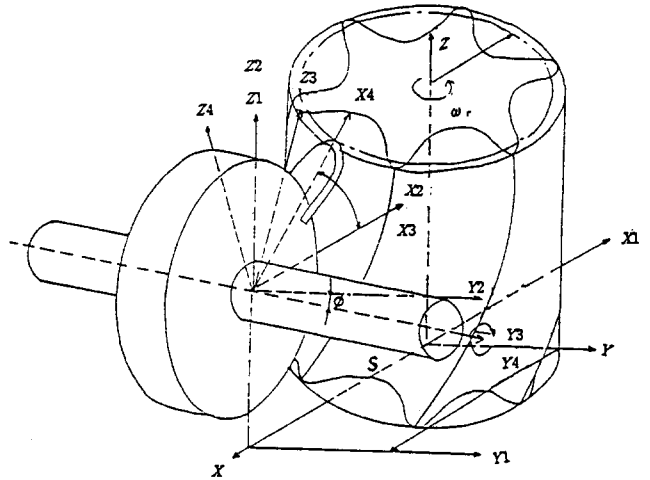


Fig. 1 Diagram of making screw rotor

2.1 커터의 회전 속도

로터를 가공할 때의 첫째 설정요건은 로터의 속도와 커터를 수직 방향으로 보내는 속도이다. 먼저 한 개의 치면을 가공한다고 가정하고 커터축의 수직 이동 속도를 v_c , 로터의 각속도를 w_r 이라고 하고 커터의 회전 속도를 w_c 라고 하면, 경사진 치면을 가공할 때 커터축이 v_c 의 속도로 이동하므로 이에 따른 커터의 회전속도를 변화시켜야 한다.

즉, 로터가 1회전하는 시간이 t 초라고 하면 로터의 원주 방향의 이동량은 $R_n \cdot \Delta w \cdot t$ 가 될 것이다. 여기서 Δw 는 로터 치면의 각속도 변화량이고, $v_c \cdot t$ 는 수직방향의 이동량이다. 따라서, N_e 의 경사각을 가진 로터의 치면을 가공할 때에는

$$\tan(N_e) = \frac{R_n \cdot \Delta w \cdot t}{v_c \cdot t} \quad (1)$$

을 만족해야만 한다. 여기서 $v_c = a \cdot w_r$ 의 관계를 갖고 있는데, 이것은 커터의 수직이동속도는 로터의 속도에 일정한 비율로 정해져야 하고

$$\Delta w = N \cdot \frac{a \cdot w_r \cdot \tan(N_e)}{R_n} \quad (2)$$

이 된다.

커터의 각속도 w_c 는 다음과 같다.

$$w_c = N \cdot w_r \cdot \left(1 + \frac{a \cdot \tan(N_e)}{R_n}\right) \quad (3)$$

호빙머신에서 가공할 때 커터는 나선형 치면을 가공하기 위해 임의의 각으로 경사져서 가공하게 된다. 따라서 Fig. 2에서와 같이 로터의 회전 속도 벡터와 커터의 속도 벡터는 치면에 수직인 성분의 벡터가

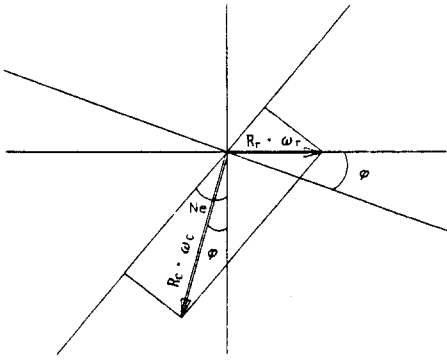


Fig. 2 The angle of inclination of the rotational axis of cutter

생기게 된다.

이 때, 커터축의 경사각 φ는

$$\phi = N_e - \sin^{-1} \left(\frac{R_o \cdot \omega_r \cdot \cos(N_e)}{R_e \cdot \omega_c} \right) \quad (4)$$

로 표시된다.

2.2 치면의 방정식

Fig. 3에서 보여주듯이 로터의 치면은 $Z=0$ 인 면에서 $Z=R_n \cdot U / \tan(N_e)$ 인 길이까지 권선각 U 만큼 회전하여 있다. X' , Y' 를 $Z=0$ 인 면에서 로터의 축직각단면 좌표값이라고 하면 치면의 방정식은 다음과 같이 유도할 수 있다.

$Z=R_n \cdot U / \tan(N_e)$ 인 면에서는 권선각 U 만큼 회전하므로

$$\begin{aligned} X &= X' \cos(U) - Y' \sin(U) \\ Y &= Y' \cos(U) + X' \sin(U) \end{aligned} \quad (5)$$

으로 되고 권선각 $Z=R_n \cdot U / \tan(N_e)$ 이고, 또 로터가 ω_r 로 회전하고 있으므로 치면 방정식은 다음 식(6)으로 표시된다.

$$\begin{aligned} X &= X' \cdot \cos \left(\omega_r \cdot t + \frac{\tan(N_e) \cdot Z}{R_n} \right) \\ &\quad - Y' \cdot \sin \left(\omega_r \cdot t + \frac{\tan(N_e) \cdot Z}{R_n} \right) \\ Y &= X' \cdot \cos \left(\omega_r \cdot t + \frac{\tan(N_e) \cdot Z}{R_n} \right) \\ &\quad + Y' \cdot \sin \left(\omega_r \cdot t + \frac{\tan(N_e) \cdot Z}{R_n} \right) \end{aligned} \quad (6)$$

2.3 커터의 치형과 로터치면과의 교선군

Fig. 1에서 보듯이 가공할 때의 로터가 회전하고 있는 축을 $X-Y-Z$ 좌표계라 하고, 커터축이 이동하는 좌표계를 $X_1-Y_1-Z_1$ 라고 하면 이 두 좌표계를 좌

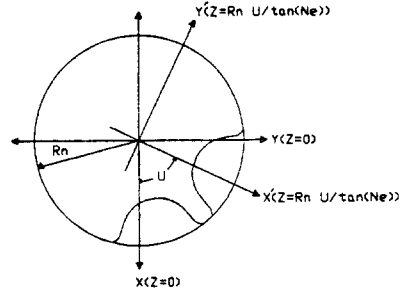


Fig. 3 The wrap angle of rotor

표변환하면

$$\begin{aligned} X &= S - X_1 \\ Y &= Y_1 \\ Z &= Z_1 \end{aligned} \quad (7)$$

으로 된다. 같은 방법으로 $X_1-Y_1-Z_1$, $X_2-Y_2-Z_2$, $X_3-Y_3-Z_3$ 의 각각의 좌표계의 관계를 치면의 좌표인 $X-Y-Z$ 좌표계와 커터의 좌표인 $X_4-Y_4-Z_4$ 좌표계 사이의 관계를 얻기 위해서 정리하면 다음 관계를 얻게 된다.

$$\begin{aligned} X &= S - X_4 \cdot \cos(\omega_c \cdot t) + \sin(\omega_c \cdot t) \\ Y &= Y_4 \cdot \cos(\phi) + Z_4 \cdot \cos(\omega_c \cdot t) \cdot \sin(\phi) \\ &\quad + X_4 \cdot \sin(\omega_c \cdot t) \cdot \sin(\phi) \\ Z &= Z_4 \cdot \cos(\omega_c \cdot t) \cdot \cos(\phi) - Y_4 \cdot \sin(\phi) \\ &\quad + X_4 \cdot \sin(\omega_c \cdot t) \cdot \cos(\phi) + a \cdot \omega_r \cdot t \end{aligned} \quad (8)$$

위의 방정식을 가공상의 로터의 치면방정식인 식(6)에 대입하면

$$\begin{aligned} X' \cdot \cos(a) - Y' \cdot \sin(a) - S + X_4 \cdot \cos(\omega_c \cdot t) \\ - Z_4 \cdot \sin(\omega_c \cdot t) &= 0 \\ X' \cdot \sin(a) + Y' \cdot \cos(a) - X_4 \cdot \cos(\omega_c \cdot t) \\ \cdot \sin(\phi) - Y_4 \cdot \cos(\phi) - Z_4 \cdot \sin(\omega_c \cdot t) &= 0 \end{aligned} \quad (9)$$

여기에서 로터 치면의 회전각 a 는

$$\begin{aligned} a &= \omega_r \cdot t + \tan(N_e) \cdot (-Y_4 \cdot \sin(\phi) + Z_4 \\ &\quad \cdot \cos(\omega_c \cdot t) \cdot \cos(\phi) + X_4 \cdot \sin(\omega_c \cdot t) \\ &\quad \cdot \cos(\phi) + a \cdot \omega_r \cdot t) / R_n \end{aligned} \quad (10)$$

또한, 회전하는 커터는 $Z_4=0$ 인 상태에서 회전하므로

$$\begin{aligned} X' \cdot \cos(a) - Y' \cdot \sin(a) - X_4 \cdot \cos(\omega_c \cdot t) &= 0 \\ X' \cdot \sin(a) + Y' \cdot \cos(a) - X_4 \cdot \cos(\omega_c \cdot t) \\ \cdot \sin(\phi) - Y_4 \cdot \cos(\phi) &= 0 \end{aligned} \quad (11)$$

위 식(11)을 연립방정식으로 풀어서 얻어진 X_4 , Y_4

가 교선군의 좌표가 된다. 다시 말하면 위의 식은 가공시 회전하는 로터의 치면좌표와 회전하고 있는 커터의 좌표가 접하는 교점들이다. 따라서, 변화하는 치면 사이에 커터가 지나가야 할 최소한의 공간이 존재하게 되고, 그것이 커터의 형상이 될 것이다. 이 연립방정식의 풀이는 Newton Method를 이용하였다.

교선군이 서로 겹쳐지게 되면 실제 가공할 때는 절삭간섭이 일어나는 것이다. 따라서, 간섭이 일어나지 않도록 커터반경을 조절하여 가공각 ϕ 를 변화시켜 절삭간섭을 피한다.

본 프로그램은 C언어로 작성되었고, 교선군이 겹쳐서 절삭간섭이 일어나지 않도록 AUTOCAD로 출력하여 확인하였다.

Fig. 4(a)는 대칭형 4-6치형, Fig. 4(b)는 대칭형

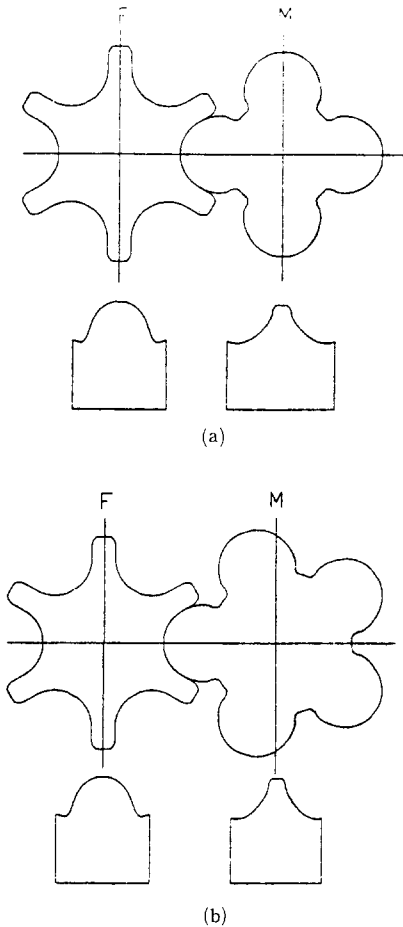


Fig. 4 (a) The tooth profile of the symmetric screw rotor(4-6) and cutter
 (b) The tooth profile of the symmetric screw rotor(5-6) and cutter

Table 1 The specification of the cutter

Tooth profile	The radius of pitch circle of cutter(mm)		Height of cutter (mm)	Width of cutter (rad/s)	Processing angle (rad)
	Male	Female			
Symmetric 4-6	Male	20	40.4	48.0	0.5014
	Female	25	45.6	42.0	0.4499
Symmetric 5-6	Male	20	40.4	40.0	0.6315
	Female	25	45.6	42.0	0.4499

Table 2 Input of simulation

Tooth profile	The radius of rotor (mm)		Velocity of rotor (rad/s)	Velocity of cutter (rad/s)	Processing angle (rad)
	Male	Female			
Symmetric 4-6	Male	45	10	40.733	0.5014
	Female	47.5	10	60.733	0.4499
Symmetric 5-6	Male	52.2	10	50.9162	0.6315
	Female	47.5	10	60.733	0.4499

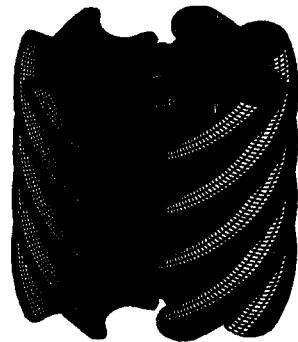


Fig. 5 Manufactured tooth profile of symmetric screw rotor(4-6)

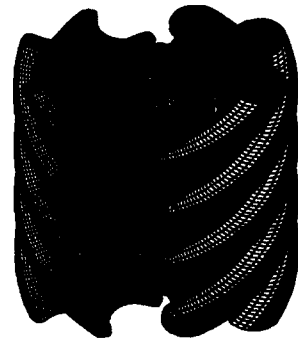


Fig. 6 Manufactured tooth profile of symmetric screw rotor(5-6)

5-6치형을 보여준다. 그리고 Table 1은 커터형상의 값들을 나타낸 것이다.

2.4 시뮬레이션 가공

본 연구에서 설계된 커터의 치형이 어느 정도의 정밀도로 로터를 가공할 수 있는지 알아보기 위해 시뮬레이션 가공을 하였다. 위에서 얻어진 커터의 좌표를 회전시켜 로터 표면에서 $\pm 1 \mu\text{m}$ 의 폭안으로 커터의 좌표가 들어올 경우 로터의 표면을 절삭하였다고 가정하였다. 프로그램에서 커터의 회전은 시간 변수를 증가시켜 회전시키며, 로터 표면에서 $\pm 1 \mu\text{m}$ 의 폭안으로 들어오게 하려면 10^{-1} 초씩 증가시켜야 한다. 프로그램상의 기본 입력값은 Table 2와 같다. Fig. 5는 이렇게 해서 얻어진 대칭형 4-6치형이고 Fig. 6은 대칭형 5-6치형이다.

3. 로터의 진동실험

3.1 로터 제작

스크류 압축기에 들어가는 로터는 강도보다도 정밀도가 요구되는 것이므로 한 쌍의 암수로터가 상대 회전 운동을 할 때의 상태를 알아보기 위하여 앞에서 설계한 것을 가지고 대칭형인 4-6치형과 5-6치형인 두 쌍의 암수로터를 각각 가공하여 회전 진동을 측정하였다. 가공된 소재는 아크릴이며 로터의 제원은

Table 3 The specification of rotor(4-6 profile)

Name	Tooth Profile	Male		Female	
		4-6 Profile	5-6 Profile	4-6 Profile	5-6 Profile
Tooth profile		4	5	6	6
Material		Acryl	Acryl	Acryl	Acryl
Processing angle		51°	46.7°	41.8°	41.8°
Lead		220 mm	308 mm	333 mm	333 mm
Radius of rotor		45 mm	52.2 mm	47.4 mm	47.4 mm

Table 4 The specification of sensor

Type	HFT-75(1.905)
Measuring Distance	0~1.0 mm
Straightness	$\pm 0.2\%$
Repeatationing	$\pm 0.01\%$
Range of rpm	4000 rpm

은 Table 3과 같다.

커터에 의한 로터의 가공에서 로터의 회전축과 커터의 회전축과의 중심간의 거리를 정확하게 일치시키기 위하여 커터를 홀더에 장착할때 마이크로 미터를 이용하여 중심을 맞추었으며 로터 소재를 척과 심압대에 고정시킬 때에는 다이얼게이지를 이용하여 약 $1 \mu\text{m}$ 의 정도로 맞추었으며, 로터와 커터의 회전축 중심의 장착방법은 직접적으로 중심에 맞추기가 불가능하므로 커터의 최대경과 로터의 최대경을 다이얼게이지로 측정하여 일치시켰다. 그리고 표면거칠기에 영향을 주는 절삭회전속도, 절입량, 절삭이송속도는 실험하면서 최적의 조건을 결정하였다.

3.2 센서(Sensor)

본 실험에서 사용된 센서는 정전용량형 비접촉 변위센서로서 제원은 Table 4와 같다. 구동축의 rpm을 정확히 측정하기 위해 센서를 설치하고 로터의 치형 표면에 전류를 통하게 하기 위해 표면에 금속 테이프를 붙여서 측정하였다.

Fig. 7은 X-Y-Z축의 3축진동을 측정하기 위해 센

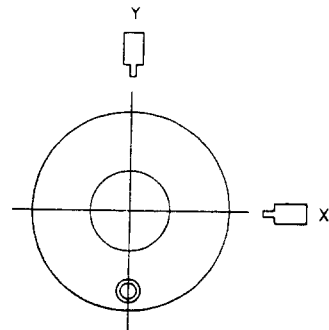


Fig. 7 Measuring position of sensor

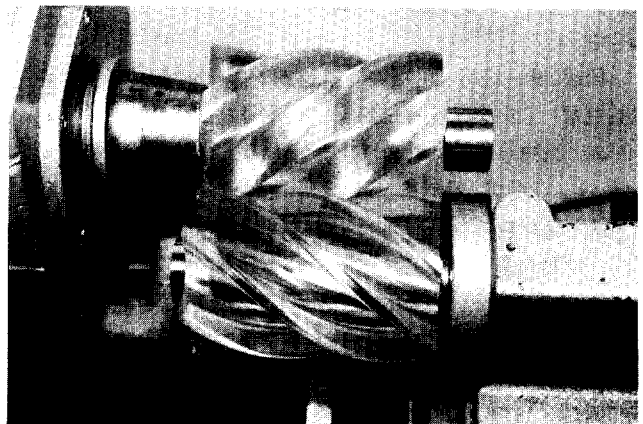


Fig. 8 Vibration equipment(photo)

서를 설치한 위치를 보여준다.

3.3 진동실험기

Fig. 8과 같이 진동실험기는 DC모터를 동력원으로 해서 V벨트로 구동축에 연결되어 있다. 모터와 구동축의 벨트풀리는 3:1의 비율로 되어 있으며, 구동축에 수로터를 장착하고 피동축에 암로터를 장착했다.

선반을 이용하여 본 실험을 하기 위하여 만들어진 진동실험기는 구동축의 회전수를 모터에 연결되어진 control box의 조절다이얼로 조절하고, 센서에 측정되어진 변위는 증폭기에서 0~10 V 이내로 증폭을 한 다음 AD 컴보터를 통해 컴퓨터에서 측정 데이터를 입력받게 된다.

센서(Sensor)는 진동실험기에 부착하면 진동이 전달되므로 마그네틱베이스를 이용하여 앵글로 만들어진 틀에 부착하여 진동실험기와 센서의 직접적인 진동전달을 피했다. 또한, 진동실험기의 밑부분과 앵글의 다리부분에 방진고무를 사용하여 미세한 진동 전달을 막았다.

진동측정은 제작된 대칭형인 4-6치형과 5-6치형을 대상으로 1초당 200회의 측정으로 하였고, 측정시간은 30초로 하여 4-6치형과 5-6치형을 각각 100, 150, 200, 250, 300 rpm으로 회전시켜 측정하였다. 측정 데이터는 볼테지로 측정이 되고 10 V가 1 mm를 나타낸다.

Fig. 8에서 암로터와 수로터의 결합된 모습을 볼 수 있고 아래쪽이 수로터이고 구동축이 된다.

4. 결과 및 고찰

본 진동실험에서 사용되어진 대칭형 스크류로터 4-6치형과 5-6치형의 진동특성을 살펴보면 다음과 같다.

Figs. 9~11은 비접촉 진동센서를 이용하여 얻은 스크류 로터의 진폭으로서 진폭의 초기치는 진동센서와 스크류 로터간의 간격이 된다. 따라서 후술하게 될 각각의 회전속도에서의 진폭은 진동센서와 스크류 로터와의 간격과 실험결과에서 얻어진 진폭간의 최대차를 구한 것이다. 4-6, 5-6치형의 수로터의 X방향에서 각각 100, 200, 300 rpm일 때 진폭을 측정한 결과 100 rpm에서는 4-6치형이 0.15 mm의 진폭을 가지고 있고, 5-6치형은 약 0.10 mm의 진폭을 가지고 있다. 200 rpm에서는 4-6치형이 0.2 mm, 5-6치형이 0.12 mm의 진폭을 가지고 있다. 300 rpm

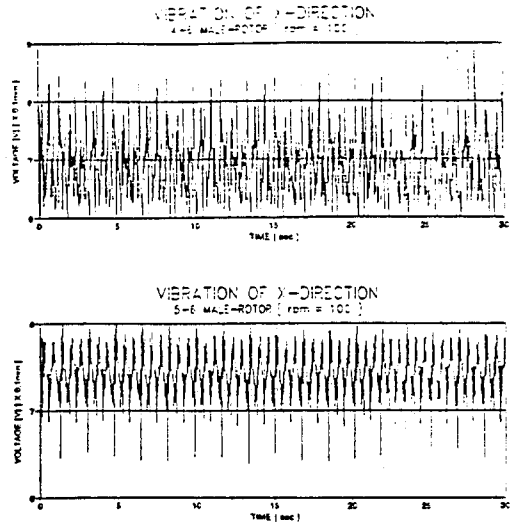


Fig. 9 Vibration(male) of X-axis(100 rpm)

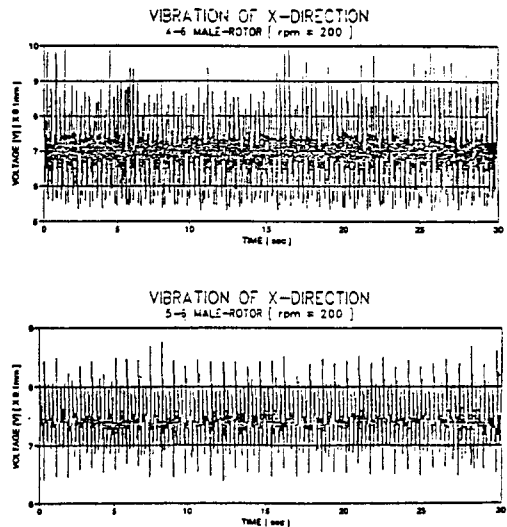


Fig. 10 Vibration(male) of X-axis(200 rpm)

에서는 4-6치형이 약 0.25 mm, 5-6치형에서는 약 0.15 mm의 진폭을 가지고 있음을 알 수 있다.

같은 방법으로 4-6, 5-6치형의 수로터를 Y방향에서 각각 100, 200, 300 rpm에서 진폭을 측정한 결과는 100 rpm에서는 4-6치형이 0.18 mm, 5-6치형이 약 0.17 mm의 진폭을 나타냈다. 200 rpm에서는 4-6치형이 약 0.2 mm, 5-6치형이 0.195 mm의 진폭을 나타냈다. 300 rpm에서는 4-6치형이 약 0.21 mm, 5-6치형은 약 0.2 mm의 진폭으로 진폭의 변화가 4-6, 5-6치형 모두 비슷하게 나타내었다.

같은 방법으로 4-6, 5-6치형의 수로터를 Z방향에

서 각각 100, 200, 300 rpm에서 진폭을 측정한 결과는 100 rpm에서는 4-6치형이 0.17 mm, 5-6치형은 약 0.3 mm로 나타났다. 200 rpm에서는 4-6치형이 약 0.17 mm, 5-6치형이 약 0.35 mm의 진폭을 나타냈다. 300 rpm에서는 4-6치형이 약 0.171 mm, 5-6치형은 약 0.4 mm로서 4-6치형에서는 변화가 심하지 않지만, 5-6치형에서는 진폭이 심하고 변화량이 크게 나타남을 알 수 있었다.

그리고 4-6, 5-6치형의 암로터를 X방향에서 각각 100, 200, 300 rpm에서 진폭을 측정한 것은 4-6치형의 경우 100 rpm에서 약 0.5 mm, 200 rpm에서는 약 0.5~0.55 mm, 300 rpm에서는 약 0.6 mm의 심한 진폭을 나타냈다. 5-6치형의 경우 100 rpm에서 약 0.29 mm, 200 rpm에서는 약 0.3~0.35 mm, 300 rpm에서는 약 0.38 mm의 진폭을 나타냈다.

그리고 또, 4-6, 5-6치형의 암로터를 Y방향에서 각각 100, 200, 300 rpm에서 진폭을 측정한 결과는 4-6치형의 경우 100 rpm에서 약 0.25 mm, 200 rpm에서는 약 0.27~0.3 mm, 300 rpm에서는 약 0.31 mm의 심한 진폭을 나타냈다. 5-6치형의 경우 100 rpm에서 약 0.25 mm, 200 rpm에서는 약 0.25~0.3 mm, 300 rpm에서는 약 0.28~0.3 mm의 진폭을 나타내서 4-6치형과 5-6치형이 서로 비슷하였다.

계속하여, 4-6, 5-6치형의 암로터를 Z방향에서 각각 100, 200, 300 rpm에서 진폭을 측정한 결과는

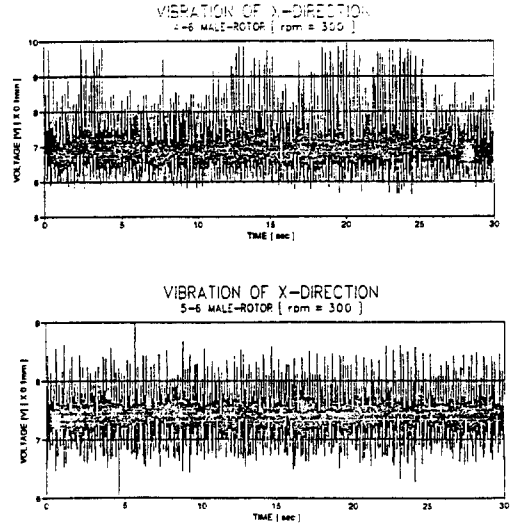


Fig. 11 Vibration(male) of X-axis(300 rpm)

4-6치형의 경우 100 rpm에서 약 0.13 mm, 200 rpm에서는 약 0.13~0.14 mm, 300 rpm에서는 약 0.15 mm의 진폭을 나타냈다. 5-6치형의 경우 100 rpm에서 약 0.12 mm, 200 rpm에서는 약 0.15~0.16 mm, 300 rpm에서는 약 0.15~0.18 mm의 진폭이 측정되어 300 rpm에서는 5-6치형의 진폭이 더 큼을 알 수 있다. 이들을 비교하여 Table 5와 Figs. 12, 13에 나타 내었다.

Table 5 Maximum amplitude of screw rotor

Tooth Profile rpm	Amplitude(4×6)[mm]						Amplitude(5×6)[mm]					
	Male			Female			Male			Female		
	X	Y	Z	X	Y	Z	X	Y	Z	X	Y	Z
100	0.15	0.18	0.17	0.5	0.25	0.13	0.10	0.17	0.3	0.29	0.25	0.12
200	0.20	0.2	0.17	0.55	0.3	0.14	0.12	0.195	0.35	0.35	0.3	0.16
300	0.25	0.21	0.171	0.6	0.31	0.15	0.15	0.2	0.4	0.38	0.3	0.18

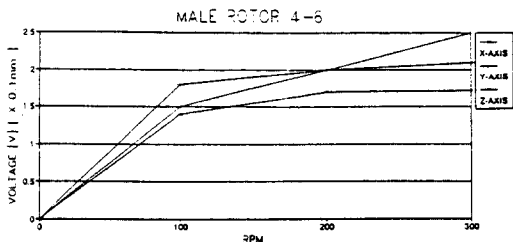


Fig. 12 Amplitude of symmetric tooth profile(4-6)

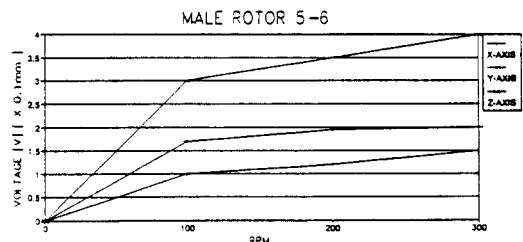


Fig. 13 Amplitude of symmetric tooth profile(5-6)

5. 결 론

대칭형인 스크류 로터 4-6치형과 5-6치형의 커터를 설계하는 프로그램을 완성하고, 이것을 이용하여 커터를 제작한 뒤에, 이 가공된 커터로 아크릴을 소재로 하여 가공한 암수 로터를 대상으로 진동실험을 한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 수치해법을 통해 커터를 설계하는 프로그램을 완성하였으며, 이것을 이용하여 대칭형 스크류 로터 4-6치형, 5-6치형을 가공할 수 있는 커터의 치형을 설계하였다.

(2) 최대 진폭은 구동축인 수로터의 경우 5-6치형이 4-6치형보다 진폭량이 약 30% 작고, 진폭의 변화는 25.83% 작게 나타났으며, Y축에서 5-6치형의 진폭량이 4-6치형보다 약 2.5%~8% 작게 나타났고, 진폭의 변화는 약 16.83% 작게 나타났다.

(3) 피동축인 암로터의 경우 5-6치형이 4-6치형보다 진폭량은 약 36.7% 정도 작고, 진폭의 변화가 10% 작게 나타났으며 Y축에서 5-6치형의 진폭량이 4-6치형보다 약 7.4% 작게 나타났고, 진폭의 변화는 약 16.83% 작게 나타났다.

후 기

본 논문은 1994년도 건국대학교 학술진흥처의 지원에 의한 연구 논문임.

참 고 문 헌

(1) Alf Lysholm, 1967, "Screw Rotor Machine," United States Patent Office, Ser. No. 547, pp. 383.
 (2) Lysholm, A., 1967, "Screw Rotor Machine," U.S. Patent, No. 3, April, pp. 314.
 (3) 咸元植, 1972, "스크류 冷凍機," Journal of the

S.A.R.E.K., Vol. 1, No. 2, pp. 46~53.
 (4) 다나카 마사노리, 1985, Japan Patent, No. 41.
 (5) 이민성, 1992, "대칭형 스크류치형의 기하학적 성질 및 특성값에 관한 연구," 대한기계학회, 11.
 (6) 오형식, 1993, "스크류 로터 치형의 기하학적 특성값의 연구," 한국정밀공학회, 11.
 (7) 한재찬, 1993, "스크류 로터를 가공하기 위한 커터의 치형설계," 한국정밀공학회, 11.
 (8) Fujiwara, M., 1984, dt al, Proc. of the 1984 International Compressor Engineering Conference at Purdue, pp. 536.
 (9) Fujirawa, M. and Kasuya, K., 1984, JSME, Vol. 50, No. 452.
 (10) Fujiwara, M., 1987, "A New Design Method for Oil-Injected Screw Compressors and Its Applications," O Hitachi Review, Vol. 36, No. 3.
 (11) Lundberg, A., 1980, Capacity Control for Partial Load Operation of Screw Compressor Unit, ASHRAE Transactions, Vol. 86, Pt1.
 (12) Lundberg, A., 1981, Design Basic-Screw Compressor, ASHRAE, Vol. 87, Pt1.
 (13) Margelis, D. L., 1978, Trans. ASME, J. Eng. Power, 100-3.
 (14) Marholis, D. L., 1978, "Analytical Modeling of Helical Screw Turbines for Performance Prediction," ASME, July, Vol. 100, pp. 482~487.
 (15) Tatushi, K., 1985, "Study on Fundamental Performance of Helical Screw Expander," JSME, Vol. 28, No. 243.
 (16) Wichert, K. E., 1961, "Characteristic of Helical, Rotary, Positive Displacement Compressor," ASME Paper, No. 61-HYD-18.
 (17) 최상훈, 윤갑영, 1986, "인벌류트-원호 합성치형의 창성에 관한 연구," 대한기계학회논문집, 제 9권, 제5호, pp. 572~578.