

## 클로펌프 회전자 설계에 대한 고찰

인 상 렬

한국원자력연구소  
(1999년 2월 24일 접수)

### Consideration on the rotor design of a claw pump

S. R. IN

Korea Atomic Energy Research Institute  
(Received February 24, 1999)

**요 약** - 유회전 펌프를 사용하는 데 따르는 여러 가지 문제점들을 해결하기 위해 개발된 건식 펌프 중 클로펌프는 비교적 높은 압축비와 배기속도를 유지할 수 있고 큰 압력차에서도 적은 발열로 작동이 가능하므로 단독으로 또는 루츠펌프와 조합하여 널리 사용되고 있다. 클로펌프의 높은 압축비는 회전자의 독특한 모양에서 나오는 압축성능과 특유의 자동밸브 기능에 근거하고 있다. 회전자의 형상은 기본적으로 날개가 달려 있는 두 회전체가 맞물려서 돌아갈 수 있도록 설계되지만 구체적인 제원은 펌프의 배기속도, 압축비, 회전 동력과 필요한 축의 굵기 등에 의해서 결정된다. 이 논문에서는 클로펌프 회전자의 형상을 설계하는 과정을 설명하고 회전자의 형상이 펌프의 배기성능에 미치는 영향을 분석한다.

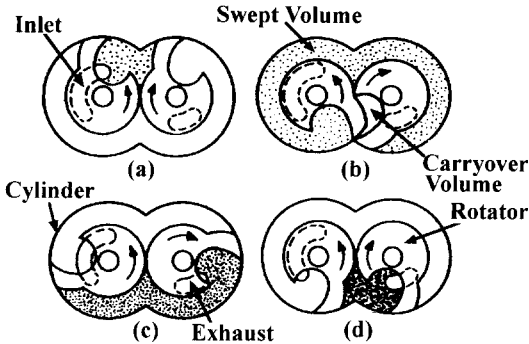
**Abstract** - The claw pump, one of oil-less dry pumps developed to solve problems found in vacuum systems pumped by oil-sealed rotary pumps, has been widely used separately or as a part of compound structure with a roots pump. The claw pump has some merits such as a high pumping speed, a high compression ratio, and relatively little heat generation. The high compression ratio of the claw pump is based on efficient sweeping action of the special type rotor and an intrinsic self-valving mechanism. The contour of the rotor with a claw-type blade is designed basically to make two rotors revolve smoothly without touching with each other, and related dimensions are determined by required pumping speed, compression ratio, power demand and diameter of the rotor axis. In this paper the procedure of designing the rotor of the claw pump is described and factors influencing the pump performance are analyzed.

### 1. 서 론

낮은 진공도 영역의 주 펌프로 폭 넓게 사용되고 있는 유회전펌프는 기밀을 유지하기 위해 기름을 사용하므로 유증기의 역류에 의한 오염을 일으키고 또한 공정 기체와 반응하여 기름의 성능이 저하되는 것을 피할 수 없다. 이런 문제를 해결하기 위해 기존의 루츠펌프 (roots pump)와 탄소날개 회전펌프(carbon vane rotary pump) 외에 1980년대에 개발된 피스톤펌프(piston pump), 나사식 펌프(screw pump), 나선식 회전펌프(scroll pump), 클로펌프(claw pump), 격막형 펌프(diaphragm pump), 분자 드래그펌프(molecular drag pump) 등 많은 건식 펌프(dry

pump)[1, 2]들이 유회전펌프를 대체하고 있다.

클로펌프[3, 4]는 독특한 형태의 회전자를 가지고 있지만 일엽(one lobe) 루츠펌프라고 부를 수 있을 정도로 실린더의 형태와 두 회전자가 맞물려 돌아가는 배기방식이 루츠펌프와 유사하다. 그러나 클로펌프는 루츠펌프와 비교해 특히 10 mbar 이상의 높은 압력에서 큰 압축비를 가지면서 배기속도도  $10^{-2}$  mbar까지 비교적 큰 값을 유지한다. 클로펌프는 회전자와 펌프 실린더가 접촉하지 않으면서 유회전펌프와 같이 실린더 내에서 압축 작용이 일어나며 자동밸브 기능이 있어 압축기체의 역류와 재확산이 방지되어 배기효율(실제 배기속도 ÷ 이론적 배기속도)이 높고 소비전력 및 발열이 낮아 루츠펌프처



**Fig. 1.** 클로펌프의 구조와 작동원리. (a) 흡기구로 들어온 기체는 두 회전자가 1 회전하는 동안 (b) 실린더 내 배기공간(swept volume)전체로 퍼지고 회전자가 다시 1 회전하는 동안 (c), (d) 압축되어 배기구로 빠져 나간다. (b)에서 회전자 간 반달모양의 공간(carryover volume)에는 앞 단에서 압축된 후 배기되지 않은 기체가 남아 있어 결국 새로 흡입된 기체와 섞인다.

럼 배기기체를 냉각하여 재순환 시킬 필요가 없다.

클로펌프는 8자 모양의 실린더 안에 갈고리형의 날개가 달린 두 개의 원통형 회전자가 맞물려서 돌아가고 있다(Fig. 1). 회전주기의 2/3 가량은 두 회전자의 원통이 서로 닿으면서 날개가 실린더 벽을 긁지만 나머지 1/3 정도는 날개가 서로 엇갈리며 돌아간다. 따라서 한 회전 날개의 궤적과 상대편 회전자 날개 및 원통의 궤적이 서로 겹치는 부분을 깎아내지 않으면 안된다.

날개의 형상과 그에 상응하는 함몰부의 형상은 회전자 원통의 크기에 대한 날개의 길이에 따라 변한다. 한편 날개의 길이가 상대적으로 길어야 배기속도가 커지지만 함몰부도 깊어지므로 축의 굵기가 가늘어져서 날개에 걸리는 힘이 커진 것 만큼의 필요한 동력을 얻을

수 없다. 또 펌프의 압축비도 기본적으로 날개와 함몰부의 형상에 의존한다.

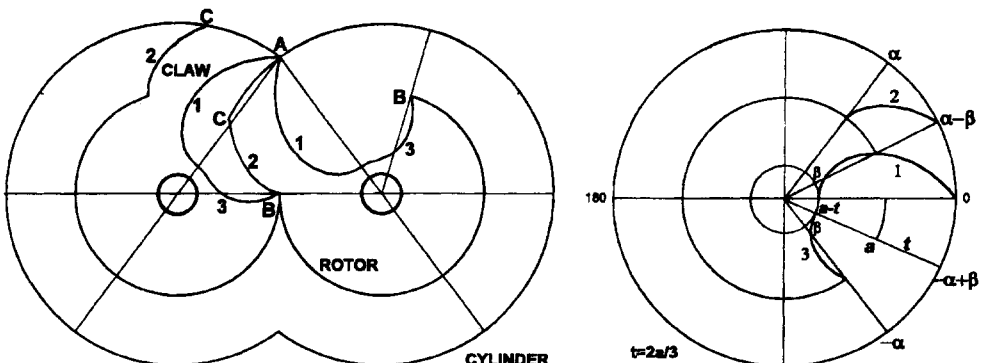
이 논문에서는 회전자의 모양을 결정하는 요소를 찾아내 형상의 생성을 수학적으로 일반화하며 회전자의 제원이 각종 펌프 성능에 미치는 영향을 분석한다.

## 2. 회전자의 형상결정

클로펌프의 회전자를 설계할 때 회전자 원통의 반경에 대한 날개의 길이를 결정하면 그에 해당하는 회전자의 모양이 하나 생성된다(Fig. 2). 회전자의 단면 모양은 날개의 양 끝점 A, C 및 함몰부의 시작점 B 등 세 개의 꼭지점과 함께 날개의 안쪽 면과 연이은 함몰부의 일부, 나머지 함몰부 반대쪽 면, 그리고 날개의 바깥 면에 해당하는 1, 2, 3 세 개의 특이곡선과  $\alpha$ ,  $\beta$  등의 각도에 의해 정해진다.  $\alpha$ 는 점 A와 점 B간(즉 함몰부의 입구)의 각도이면서 날개 전체가 차지하는 각도이기도 하다. 따라서 날개 및 함몰부 전체가 차지하는 각도는  $2\alpha$ 다. 또  $\beta$ 는 날개 바깥면이 차지하는 각도이며  $\alpha-\beta$ 는 각도로 환산한 날개의 폭이다. 그림을 보면 두 회전자가 돌아가면서 곡선 1은 점 A에 의해, 곡선 2는 점 B에 의해, 곡선 3은 점 C에 의해 결정된다.

먼저 회전자 원통의 반경을  $\alpha$ , 날개의 길이를  $t$ 라 하면 실린더의 반경은  $a+t$ 가 되고 실린더의 중심 간 거리가  $a$ 이므로  $\alpha$ 는 실린더의 두 원이 맞닿아 잘라져 나가는 각도와 같다. 따라서  $\alpha$ 는

$$\alpha = \cos^{-1} \frac{a}{a+t} = \cos^{-1} \frac{1}{1+k} \tag{1}$$



**Fig. 2.** 클로펌프 회전자의 모양을 결정하는 인자들.  $a$ 는 회전자 원통의 반경,  $t$ 는 날개의 길이,  $\alpha$  및  $\alpha-\beta$ 는 각각 함몰부 입구와 날개의 폭에 해당하는 각도다. 이 그림은  $t/a=2/3$ 일 때 그린 것으로  $\alpha=2\beta$ 가 성립한다.

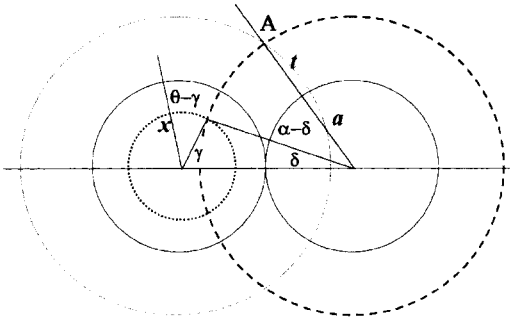


Fig. 3. 반경이  $a+t$ 인 원과 반경이  $x$ 인 원의 교점을 구하고 점 A로부터 교점까지의 각도와 같은 각도 만큼 떨어진 점을 반경  $x$ 의 원주 상에서 찾으면 각이내야 할 범위가 정해진다. 이때  $\alpha-\delta=\theta-\gamma$ 를 만족하는  $\theta$ 를 계산하면 된다.

로 계산된다. 이때  $k=t/a$ 로 날개비(blade ratio)라고 정의한다. Fig. 2와 같이 날개의 끝 A점 끼리 만난 후 회전을 계속하려고 할 때 오른쪽 날개끝은 직경이  $a+t$ 인 원을 그리면서 왼쪽 회전자의 원통 단면 안으로 침입해 들어온다. 중심에서 원통 내 어떤 지점까지의 반경을  $x$ 라 하면  $x>a-t$ 인 점은 회전 중 점 A와 만날 가능성이 있다. Fig. 3과 같이 한 쪽은 반경이  $a+t$ 인 원을 그리고 다른 쪽은 반경이  $x$ 인 원을 그렸을 때 만나는 점을 기준으로 반경  $x$ 의 원주 위에 있으면서 꼭지점 A가 교점까지 오기 위해 회전하는 각도 보다 작은 각도범위 안에 있으면 점 A와의 충돌을 피할 수 없으므로 제거해야 한다. 각 회전자의 중심에서 교차점까지의 각도를  $\gamma$ 와  $\delta$ 라 하면

$$x \sin \gamma = (a+t) \sin \delta, \quad x \cos \gamma + (a+t) \cos \delta = 2a \quad (2)$$

이 성립하므로 두 식에서  $\delta$ 를 소거하면 제거되는 범위의 각도  $\theta$ 와  $x$ 의 관계는 다음과 같이 표현된다.

$$\theta = \gamma + \alpha - \delta = \cos^{-1} \left( \frac{4 - (1+k)^2 + X^2}{4X} \right) + \cos^{-1} \left( \frac{1}{1+k} \right) - \cos^{-1} \left( \frac{4 + (1+k)^2 - X^2}{4(1+k)} \right) \quad (3)$$

이때  $X=x/a$ 이다. 이 식을 극좌표계에서 그리면 1번 곡선이 얻어진다.

다시 Fig. 2로 돌아가 살펴보면 왼쪽 회전자의 점 B가 돌아가는 반경 보다 오른쪽 회전자의 날개가 돌아가는 반경이 크므로 같은 각도에서 회전거리가 길어져 서로 부딪힐 가능성이 있다. Fig. 4와 같이 반경이  $a$ 인 원과 반경이  $y$ 인 원을 각각 그리면 앞에서와 같이 교차점까지의 각도  $\varepsilon$ 와  $\phi$ 는

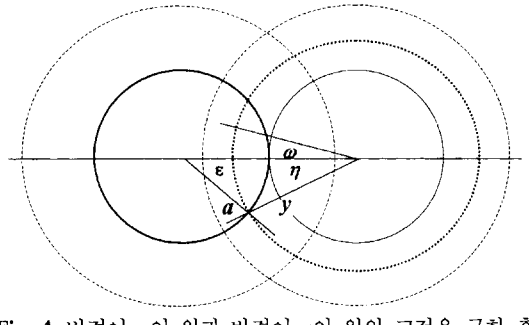


Fig. 4. 반경이  $a$ 인 원과 반경이  $y$ 인 원의 교점을 구한 후 적도면으로부터 교점까지의 각도  $\varepsilon$ 과 같은 각도 만큼 떨어진 점을 반경  $y$ 의 원주 상에서 찾는다. 즉  $\omega+\eta=\varepsilon$ 이 성립해야 한다.

$$y \sin \eta = a \sin \varepsilon, \quad y \cos \eta + a \cos \varepsilon = 2a \quad (4)$$

과 같은 식으로 나타낼 수 있다. 이 두 식에서  $\varepsilon$ 를 소거하면 각이내야 하는 각도  $\omega$ 와  $y$ 는 다음과 같은 관계를 갖는다.

$$\omega = \varepsilon - \eta = \cos^{-1} \left( \frac{5-Y^2}{4} \right) - \cos^{-1} \left( \frac{3+Y^2}{4Y} \right) \quad (5)$$

이때  $Y=y/a$ 이다. 이 식은 곡선 2를 생성한다. 날개 바깥면이 차지하는 각도  $\beta$ 는  $\omega$ 의 최대값, 즉  $Y=1+k$ 일 때의  $\omega$ 값이다.

$$\beta = \cos^{-1} \left( \frac{5-(1+k)^2}{4} \right) - \cos^{-1} \left( \frac{3+(1+k)^2}{4(1+k)} \right) \quad (6)$$

마지막으로 Fig. 2에서는 오른쪽 날개의 점 C가 회전하면서 왼쪽 회전자 원통의 일정 부분을 각이내리라는 것을 알 수 있다. Fig. 5에서 반경이  $z$ 인 원과 반경이  $a+t$ 인 원이 만나는 교점의 각도  $\zeta$ 와  $\xi$ 는 다음과 같은 관계를 갖는다.

$$z \sin \zeta = (a+t) \sin \xi, \quad z \cos \zeta + (a+t) \cos \xi = 2a \quad (7)$$

이 식에서  $\xi$ 를 소거하면 원통에서 파여져야 할 부분의 각도  $\lambda$ 는 다음 식과 같이  $z$ 의 함수로 표현된다.

$$\lambda = \zeta - \xi - \beta = \cos^{-1} \left( \frac{4 - (1+k)^2 + Z^2}{4Z} \right) - \cos^{-1} \left( \frac{4 + (1+k)^2 - Z^2}{4(1+k)} \right) - \cos^{-1} \left( \frac{5 - (1+k)^2}{4} \right) + \cos^{-1} \left( \frac{3 + (1+k)^2}{4(1+k)} \right) \quad (8)$$

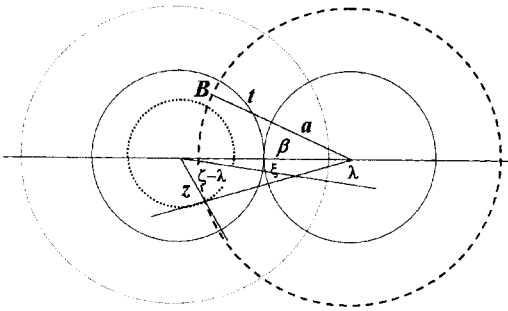


Fig. 5. 반경이  $a+t$ 인 원과 반경이  $z$ 인 원의 교점을 구하고 점 B로부터 교점까지의 각도와 같은 각도 만큼 떨어진 점을 반경  $z$ 의 원주 상에서 찾는다. 즉  $\zeta-\lambda=\beta+\xi$ 를 만족하는  $\lambda$ 를 계산하면 된다.

이때  $Z=z/a$ 이다. 이 식을 계산하면 곡선 3을 만들 수 있다. Fig. 2는 대표적인 값으로  $k=2/3$ 일 때 식 (3), (6) 및 (8)을 계산하여 그린 것이다. 이때는 특별히  $\alpha=2\beta$ 가 성립하며 날개 윗면(반경  $a+t$ 인 원), 밑면(원통에 붙어 있는 가상면), 뒷면(2번 곡선) 및 앞면(1번 곡선의 일부)이 차지하는 각도범위가 모두  $\beta$ 로 같다.  $k$ 가  $2/3$ 이 아닐 때도 날개 윗면과 밑면은  $\alpha-\beta$ 로, 뒷면과 앞면은  $\beta$ 로 같은 폭을 가진다. 또 곡선 3이 차지하는 각도도 항상  $\beta$ 이며 함몰부에서 곡선 1과 곡선 3을 제외한 부분 즉 반경이  $a-t$ 인 원의 각도는 날개폭과 같은  $\alpha-\beta$ 이다.

회전자 날개와 함몰부의 폭을 결정해 주는  $\alpha, \beta$  및  $\alpha-\beta$ 값을  $k$ 의 함수로 그리면 Fig. 6과 같다.  $k$ 가 변하면서 날개의 폭  $\alpha-\beta$ 값은 극대값을 가진다. 따라서  $k$ 가 너무 커지면 날개길이에 비해 폭이 가늘어져 기계적으로 취약해진다. 날개의 모든 부분에서 폭의 각도가 같으

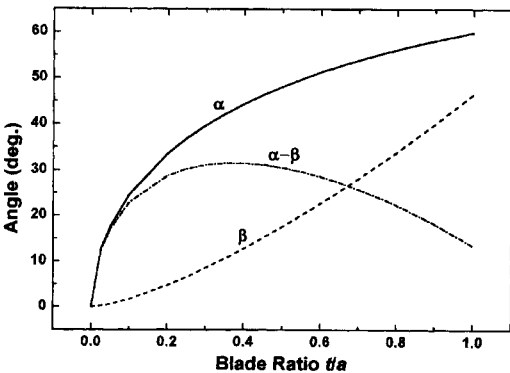


Fig. 6. 날개비  $k(t/a)$  값과 각도  $\alpha$  및  $\beta$ 의 관계.  $k$ 가 변하면서  $\alpha-\beta$ 는 극대값을 갖는다. 따라서  $k$ 가 커지면 날개길이에 비해 폭이 아주 좁아진다.

로 날개가 원통에 붙어 있는 부분의 폭이 가장 좁다는 것에 특히 유의해야 한다.

### 3. 펌프 성능의 변화

날개비  $k(t/a)$  값은 물리적으로 0보다 크고 1보다는 작으면 되지만 필요한 동력을 얻을 수 있도록 회전축의 굵기를 어느 정도 이상 확보하려면 상한값은 1보다 훨씬 작아진다. 반면에  $k$ 가 너무 작으면 배기용적이 회전자 자신의 용적에 비해 지나치게 작아져 비효율적이다. 펌프의 동력은 대부분(>80%) 회전자가 날개 앞뒷면에 걸리는 압력차를 이기고 회전하는 데 사용된다. 이 기계 배기를 위한 동력을  $W[kW]$ , 압력차를  $\Delta P[Pa]$ , 회전자의 길이를  $L[m]$ , 회전속도를  $N[rpm]$ 이라 하면 다음 식이 성립한다.

$$W \approx 2 \times 10^{-3} \left\{ (\Delta P \times t \times L) \times \left[ a + \frac{t}{2} \right] \right\} f \times \frac{N}{60} \approx \Delta P \times S_m \quad (9)$$

이때 2를 곱한 것은 회전자가 두 개이기 때문이고  $10^{-3}$ 은 동력의 단위를 kW로 바꾸기 위해 들어 갔으며 길이의 단위는 모두 m이다.

이 식에서  $f$ 는 날개가 1 회전하면서 배기과정 동안에 움직이는 각도로써  $f \approx 2(\pi-\alpha)$ (Fig. 2참조)처럼 쓸 수 있으며  $S_m[l/s]$ 는 이론적 배기속도다. 참고로  $S_m$ 는 Fig. 1에서 배기용적(swept volume)에 회전속도를 곱한 값으로 구하는 것이 더 정확하다. 오른쪽 첫째 항 소괄호는 날개에 걸리는 힘  $F[N]$ , 중괄호는 힘이 작용하는 팔의 길이, 대괄호는 축에 걸리는 비틀림 모멘트(twisting moment)  $T[N.m]$ 다. 예를 들어 회전자의 반경이 5 cm, 폭이 100 mm, 압력차를 0.5 기압( $\sim 5 \times 10^4 Pa$ ), 회전속도를 분당 3,000 회전이라고 하면 Fig. 7과 같이  $W, F, T$  및  $S_m$ 를  $k(t/a)$ 의 함수로 그릴 수 있다.

한편 필요한 동력을 얻을 수 있는 회전축의 최소 굵기  $d$ 는 다음 식과 같이  $T$ 의 3제곱근에 비례한다.

$$d = \sqrt[3]{\frac{16T}{\pi \tau_a}} \quad (10)$$

이때  $\tau_a$ 는 회전축 재료의 허용 전단응력(allowable shear stress)이다. 만일  $\tau_a=80 MPa$ 이라 하고  $d$ 를  $k$ 의 함수로 나타내면 Fig. 8과 같다.  $k$ 가 커질수록 더 굵은 축이 필요한 반면 축이 차지할 수 있는 공간은 줄어든다. 재료

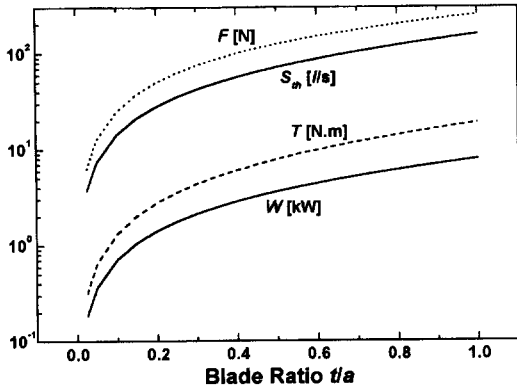


Fig. 7. 날개비  $k(=t/a)$  값과 날개에 걸리는 힘  $F$ , 회전자 축에 걸리는 비틀림 모멘트  $T$ , 이론적 배기속도  $S_t$  및 펌프 동력  $W$ 의 관계. 회전자의 직경과 폭은 모두 100 mm, 회전속도는 3,000 rpm, 흡기압과 배기압의 차이는 0.5 기압으로 가정했다.

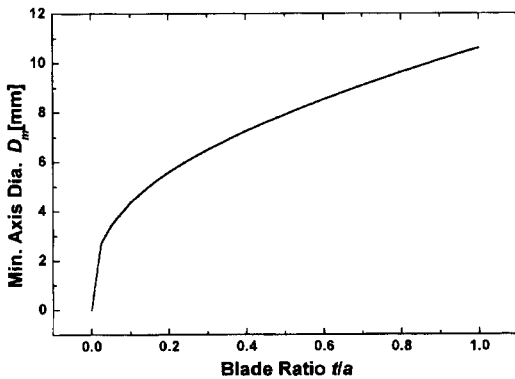


Fig. 8. 날개비  $k(=t/a)$  값과 회전자 축의 최소 직경의 관계. 재료의 허용 전단응력을 80 MPa로 가정했다.

의 기계적 강도에 따라 다르지만  $k$ 를 2/3 정도로 할 때 안전율을 3으로 잡으면 적절한 축의 직경은 약 25 mm 가 된다.

한편 펌프의 이론적 압축비  $K$ 는 Fig. 1에서 회전자와 실린더간 배기용적(swept volume)이  $V_s$ 이고 회전자 간에 형성되는 이월용적(carryover volume)이  $V_c$ 일때  $(V_s/V_c)^2$ 으로 계산된다[3]. Fig. 9는  $V_s$ ,  $V_c$  및  $K$ 를 날개비  $k$ 의 함수로 그린 것이다. 물론 펌프의 이론적 배기속도  $S_t$ 는  $V_s$ 에 비례한다.  $k$ 가 커지면 당연히 배기용적도 커지지만 압축이 되지 않고 남는 무효공간의 부피가 오히려 더 많이 증가하므로 압축비는 현저히 감소한다. 실제 압축비는 이론적 압축비 보다 훨씬 낮기 때문에 실제로는 날개

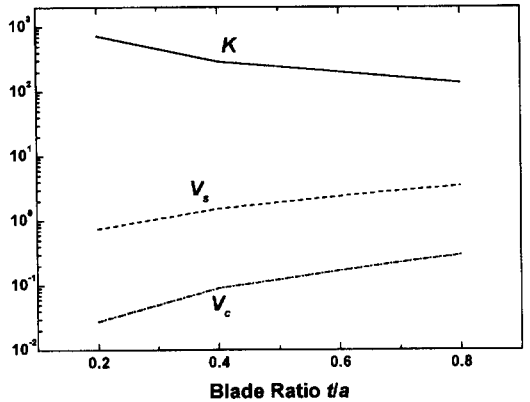


Fig. 9. 날개비  $k(=t/a)$  값과 배기용적  $V_s$ , 이월용적  $V_c$  및 압축비  $K$ 의 관계.  $V_s$ 와  $V_c$ 는 회전자 원통의 용적에 대한 비로 계산되어 있다.

비의 최적값을 이론적으로 찾는 것 보다 정밀한 가공을 통해 회전자와 실린더와의 간격을 얼마큼 줄이는가 하는 것이 더 중요할 수도 있다. 또 회전자의 회전속도를 높이면 기체 역류가 진행되는 유효시간이 줄어들어 압축비를 높일 수 있고 배기속도도 자연스럽게 증가한다. 그러나 이런 조건들이 같다면  $k$ 는 역시 0과 1 사이의 중간 정도에서 최적값을 갖는다고 말할 수 있다.

#### 4. 결 론

클로펌프의 회전자 형상이 생성되는 과정을 자세히 설명했다. 날개와 함몰부의 형상을 결정하는 중요한 기하학적 요소들을 제시하고 서로 어떻게 연관되어 있는지 기술했다. 회전자의 날개비(날개길이÷회전자 원통 직경)의 변화가 배기속도, 압축비, 펌프의 동력 등 펌프 배기성능과 필요한 축의 굵기에 미치는 영향을 분석했으며 확정적이지는 않지만 날개비 값이 2/3 정도가 되도록 회전자를 설계하는 것이 적절하다는 결론을 얻었다.

#### 참고문헌

- [1] M. H. Hablanian, *Vacuum* **41**, 1814 (1990).
- [2] A. P. Troup and N. T. M. Dennis, *J. of Vac. Sci. Technol.* **A9**, 2048 (1991).
- [3] H. Wycliffe, *J. of Vac. Sci. Technol.* **A5**, 2608 (1987).
- [4] H. P. Berges and D. Götz, *Vacuum* **38**, 701 (1988).