

〈논문〉 SAE NO. 2000-03-0031

## 스크류 슈퍼차저의 설계 및 성능해석 Design and Performance Analysis of Screw Supercharger

박동규\*, 이관수\*\*, 오박균\*\*\*  
Dongkyu Park, Kwan-Soo Lee, Park-Kyoun Oh

### ABSTRACT

This study aims at the optimal design of the screw rotor, its performance analysis, and development of a small screw supercharger which has a low noise compared with the root type supercharger. The basic theoretical equations and the basic design of the screw supercharger have been established. The optimal design of the screw rotor's shape has been also performed theoretically. Also, the performance analysis technique of the designed screw rotor has been developed.

주요기술용어 : Screw Supercharger(스크류 과급기), Volumetric Efficiency(체적효율), Adiabatic Efficiency(단열효율), Male Rotor(숫로타), Female Rotor(암로타), Rotor Profile(로타치형), Volume Curve(체적곡선)

### Nomenclature

$A$  : Cell area, mm<sup>2</sup>  
 $A_{blow}$  : Blow hole area, mm<sup>2</sup>  
 $C_{wr}$  : Overlap constant  
 $k$  : Gas constant  
 $L$  : Length of rotor, mm  
 $M$  : Mass of air, kg  
 $N$  : Number of lobe  
 $P$  : Pressure of air, kN/m<sup>2</sup>  
 $P_i$  : Built-in pressure ratio

$R_{mo}$  : Outside diameter of male rotor, mm  
 $T$  : Temperature of air, K  
 $V$  : Volume, mm<sup>3</sup>  
 $V_i$  : Built-in volume ratio  
 $\alpha_v$  : Angle at the end of compression, deg  
 $\beta$  : Opening angle of outlet port, deg  
 $\eta$  : Efficiency  
 $\phi$  : Rotating angle, deg  
Wrap angle, deg

### Subscripts

$a$  : Actual  
 $ad$  : Adiabatic  
 $d$  : Discharge

\* 회원, 자동차부품연구원 열유체실  
\*\* 회원, 한양대학교 기계공학부  
\*\*\* 회원, 호서대학교 제4공학부 기계공학전공

- f* : Female rotor
- i* : In, Indication
- m* : Male rotor
- o* : Out
- s* : Suction
- th* : Theoretical
- v* : Volumetric

### 1. 서론

최근 대도시 환경문제 등으로 인하여 자동차의 배기가스와 연비규제가 강화되면서 희박연소와 고과급 엔진 등에 많은 관심이 집중되고 있다. 고과급 엔진의 일종인 밀러 사이클 엔진은 고출력·저연비를 동시에 실현시킬 수 있는 엔진으로, 흡입 공기량을 늘리기 위해 보다 높은 흡기압력이 필요하므로 응답성이 좋은 과급기의 개발이 무엇보다 시급한 문제라 할 수 있다. 스크류 과급기는 지금까지 개발된 과급기 중에서 가장 효율이 좋고 과급압이 높아 밀러 사이클 엔진용 과급기로 적합하므로<sup>1,2)</sup> 이에 대한 연구가 필요하다. 스크류 과급기에 대한 기존 연구로는 타 과급기와의 비교연구<sup>1)</sup>와 로타 치형 및 누설에 대한 연구<sup>2,3)</sup> 등이 수행되었다.

본 연구에서는 스크류 과급기의 기초연구로, 스크류 로타치형에 대한 이론해석과 스크류 수퍼차저에 대한 성능해석을 수행하였다. 또한 1,500 cc급에 적합한 과급기를 제작하여 성능시험을 수행하였으며, 그 결과를 이론 해석치와 비교·분석함으로써 설정된 과급 모델링의 유효성도 검증하였다.

### 2. 스크류 로타치형의 이론해석

#### 2.1 로타치형의 접촉점 및 에볼류트

로타 치형들은 여러 종류의 함수들을 포함하고 있다. 그들의 대부분은 원호, 곡선, 그리고 그들의 창성 함수(generating function)들이다. 여기에서 로타 치형에 적용되어질 수 있는 접촉점 및 에볼류트(evolute)를 유도한다.<sup>4)</sup>

일반적으로 곡선군  $f(x, y, \phi) = 0$ 의 창성 함수는 다음식의 해로 표시된다.

$$f(x, y, \phi) = 0 \tag{1}$$

$$\frac{\partial}{\partial \phi} f(x, y, \phi) = 0$$

Fig. 1에서 로타 B는 로타 A의 주위로 회전한다. x-y 좌표는 로타 A에 고정되어 있고, u-v 좌표는 로타 B에 고정되어 있다. 로타 B가 로타 A의 주위로  $\phi$  회전했을 때 로타 B는 x-y 평면에  $\theta (= \frac{R_A + R_B}{R_B} \phi)$  만큼 회전한다. 그러므로 x-y, u-v 좌표의 이동 방정식은 다음과 같다.

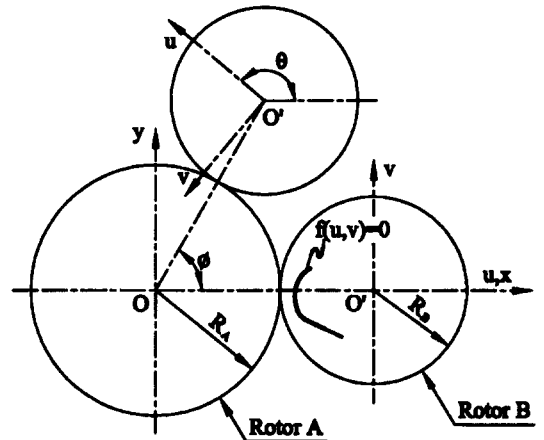


Fig. 1 Screw rotor's coordinate system

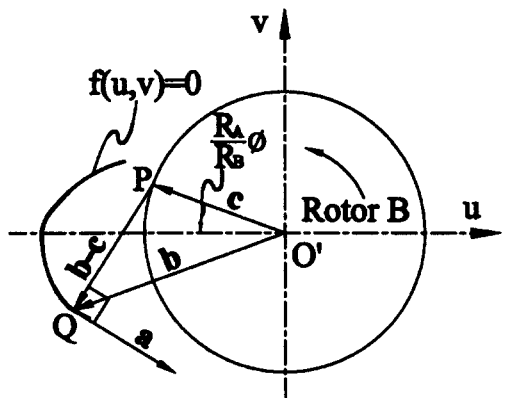


Fig. 2 Relationship between vectors

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

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

이 방정식들을 사용하여 식 (1)을 나타내면 다음과 같다.

$$f(u, v) = 0 \tag{2}$$

$$\begin{bmatrix} -\frac{\partial f}{\partial v} & \frac{\partial f}{\partial u} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u + R_B \cos(\frac{R_A}{R_B} \phi) \\ v - R_B \sin(\frac{R_A}{R_B} \phi) \end{bmatrix} = 0$$

a, b, c 는 다음과 같이 정의한다.

$$\mathbf{a} = \left( -\frac{\partial f}{\partial v}, \frac{\partial f}{\partial u} \right)$$

$$\mathbf{b} = (u, v) \tag{3}$$

$$\mathbf{c} = \left( -R_B \cos(\frac{R_A}{R_B} \phi), R_B \sin(\frac{R_A}{R_B} \phi) \right)$$

식 (3)을 식 (2)의 두번째 식에 대입하면

$$\mathbf{a} \cdot (\mathbf{b} - \mathbf{c}) = 0 \tag{4}$$

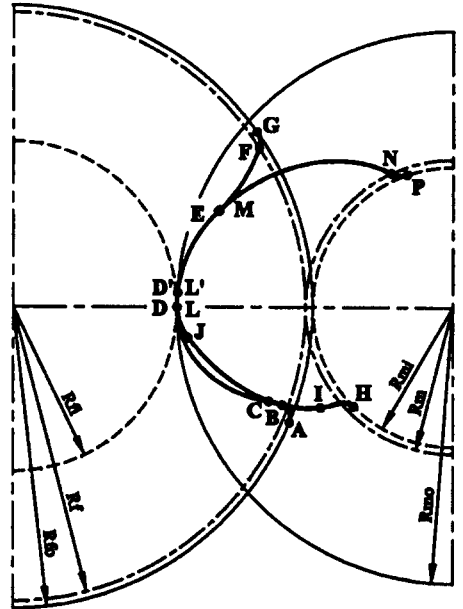
이므로 **a** 가 (**b - c**)에 수직한다.

Fig.2는 벡터 **a, b, c** 사이의 관계의 예를 보여 준다. Fig.2에서 **a** 는 Q점에서 함수 *f*의 접선 벡터이며  $\overline{PQ}$ 는 (**b - c**)와 같다. Q점은 식 (4)를 만족시키며 로타 B가  $\frac{R_A}{R_B} \phi$  회전하였을 때, 로타 A와 B의 로타 B상의 접촉점(contact point)이 된다. 이러한 관계로부터 접촉점의 궤적과 임의의 함수의 창성 곡선은 복잡한 계산을 하지 않고 결정할 수 있다.

### 2.2 채택된 기본치형

승용차용 과급기는 승용차의 엔진룸에 장착되어야 하기 때문에 과급기의 크기가 큰 문제가 된다. 즉 작은 크기로 원하는 토출량을 공급해야 한다. 이를 만족하기 위하여 면적사용지수가 큰

로타를 선정하여야 한다. 본 연구에서는 면적사용지수가 큰 3+6조를 선정하였다.<sup>1,2)</sup>



Male rotor	Female rotor
A-B : Circular arc	H-I : Generated by A-B
B-C : Circular arc	I-J : Generated by B-C
C-D : Generated by J-L	J-L : 3rd order function
D-D' : Circular arc	L-L' : Generated by D-D'
D'-E : Circular arc	L'-M : Generated by D'-E
E-F : Circular arc	M-N : Generated by E-F
F-G : Circular arc	N-P : Generated by F-G

Fig. 3 Rotor profile

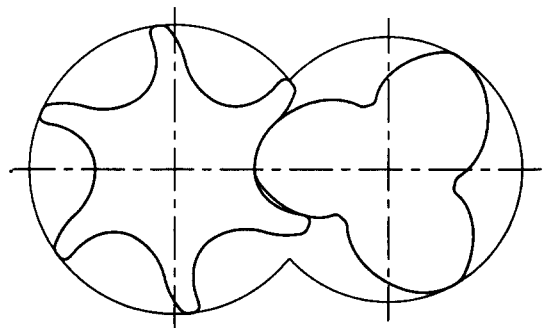


Fig. 4 Rotor geometry

로타의 외부지름은 기본설계에 의해 선정되었으며 랩각(wrap angle)은 큰 것이 고속회전에 유리하므로 300°를 기준으로 하여 270°, 330°를 선정하였다. 선정된 치형곡선은 Fig. 3과 같으며 슛로타와 암로타의 조합은 Fig. 4에 도시하였다.

### 3. 스크류 슈퍼차저의 성능해석

#### 3.1 로타의 기하학적 해석

성능해석을 위하여 앞에서 채택한 로타쌍에 대하여 랩각의 변화에 따른 기하학적 해석을 수행하였다.

##### 3.1.1 밀폐면적 (Cell area)

로타의 밀폐면적은 Fig. 5의 빗금친 부분과 같이 두 로타의 치형과 하우징 보어(housing bore)에 의해 둘러싸인 영역으로 압축공기의 배출량을 산출하는데 기본이 된다. 슛로타가

$0 \leq \phi \leq \phi_{area}$  ( $\phi_{area} = 360^\circ + \frac{360^\circ}{N_m}$ )의 영역에서

변화할 때 밀폐면적의 변화곡선은 Fig. 6과 같다. 본 연구에서는 밀폐면적을 몇 개의 조각으로 분리한 후 각각의 면적을 구하는 방법을 사용하였다. 빗금친 부분의 면적은 다음과 같다.

$$\begin{aligned}
 A = & \triangle O_r X O_m + \triangle X O_r G + \triangle X O_r L - \triangle G O_r F \\
 & - \triangle F O_r E - \triangle E O_r D' - \triangle D' O_r D - \triangle D O_r C \\
 & + \triangle C C' - \triangle C O_r A - \triangle A O_r A' - \triangle A' O_r R \\
 & - \triangle O_r R O_m - \triangle R O_m H - \triangle H O_m H - \triangle H O_m I \\
 & - \triangle I O_m J - \triangle J O_m L
 \end{aligned}$$

##### 3.1.2 밀폐체적 (Cell Volume)

밀폐체적은 밀폐면적곡선  $A(\phi)$ 로부터 정해진 로타의 회전각의 범위에서 길이 방향으로 적분을 시행하여 구한다.<sup>5)</sup>

$$V = \int_0^L A(\phi) dL \quad 0 \leq \phi \leq \phi_{vol} \quad (5)$$

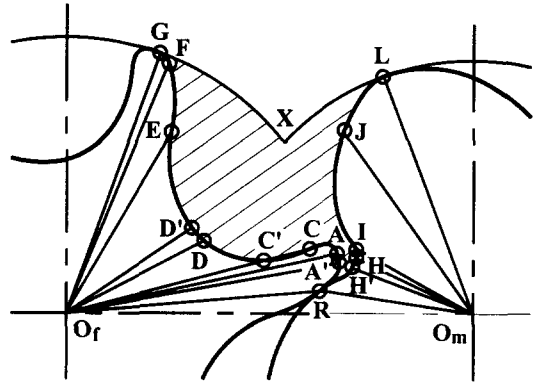


Fig. 5 Calculation method of the cell area

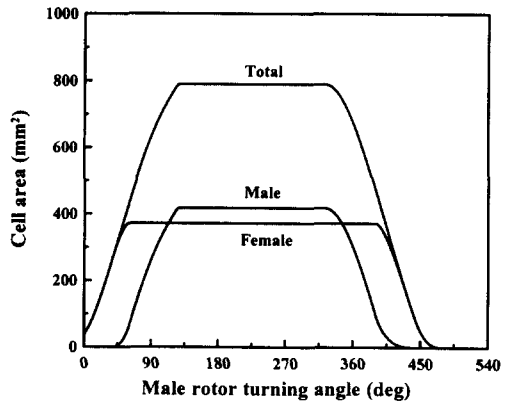


Fig. 6 The variation curve of the cell area

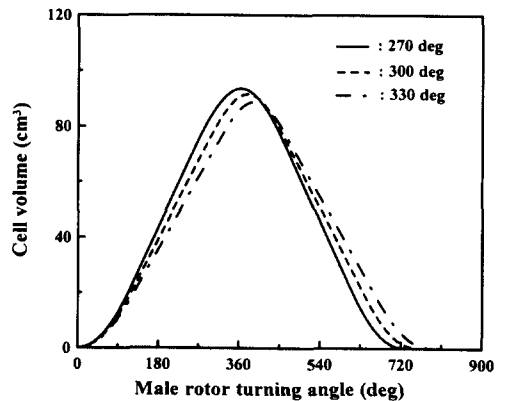


Fig. 7 The variation curve of the cell volume

$$\text{여기서 } \phi_{vol} = 360^\circ + \frac{360^\circ}{N_m} + \phi_m$$

위의 과정으로부터 구한 체적곡선은 Fig. 7과 같다. 체적곡선에서는 흡입과정에서 압축과정으로 넘어가는 밀폐체적의 최대값에 대한 좌표를 찾을 수 있기 때문에 매우 중요하다. 또한 체적곡선으로부터 오버랩 상수 ( $C_{wr}$ )와 토출단 개방 각도 등을 알 수 있다. Fig. 7에서 밀폐체적의 최대값은 램각이 가장 작은  $270^\circ$  에서 가장 크다.

### 3.1.3 접촉선 (Contact line)

접촉선은 로타들과 하우징간의 접촉선을 의미하며 접촉하는 부위에 따라 암수 로타간의 접촉선과 로타-하우징간의 접촉선으로 구분된다. 로타간의 접촉선은 과급기의 고압부와 저압부 사이의 접촉선으로 주요한 누설의 통로이다.<sup>6,7)</sup> Fig. 8은 로타간의 접촉선을 X-Y평면에 투영한 그림이다. 접촉선의 길이는 Fig. 9에 도시하였다. 로타가 회전함에 따라 로타의 선단과 하우징 보어의 접촉은 생겼다가 없어진다. Fig. 10에 스토어의 회전에 따른 접촉선의 길이를 나타냈다.

### 3.1.4 누설 삼각형 (Blow hole)

누설삼각형은 로타의 기하학적 형상으로 인하여 발생하는 것으로 Fig. 11에 나타난 바와 같이 하우징의 첨점(cusp)선과 첨점에 가장 가까운 로타간의 접촉선 사이의 공간에 형성되어 진다.<sup>6,7)</sup> 이 면적은 실제적으로 매우 복잡하기 때문에 일반적으로 근사하게 구해질 뿐이다. 본 연구에서는 곡면좌표계 상에 존재하는 실제의 누설삼각형을, 첨점선과 첨점선에서 가장 가까운 로타간의 접촉선 사이의 평면에 존재하는 삼각형으로 가정하여 다음의 근사식을 사용하여 면적을 구하였다.

$$A_{blow} = \frac{1}{2} h l \tag{6}$$

여기서  $h = R_{mo} \alpha_m$

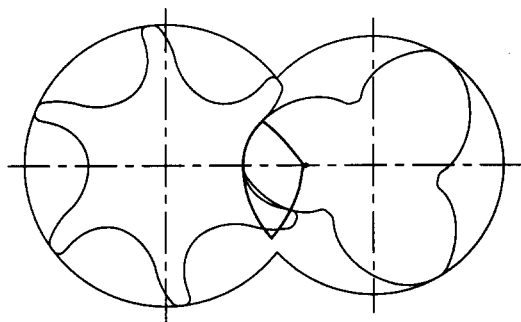


Fig. 8 Locus of the contact line between lobes

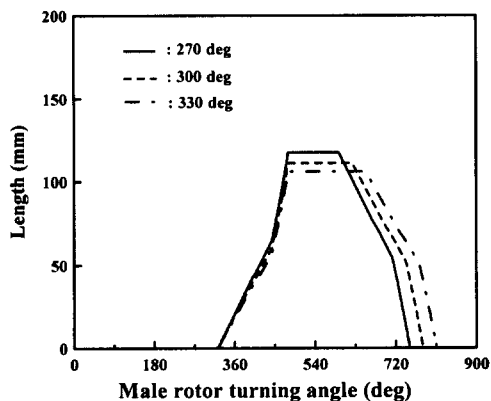


Fig.9 Length of the contact line between lobes

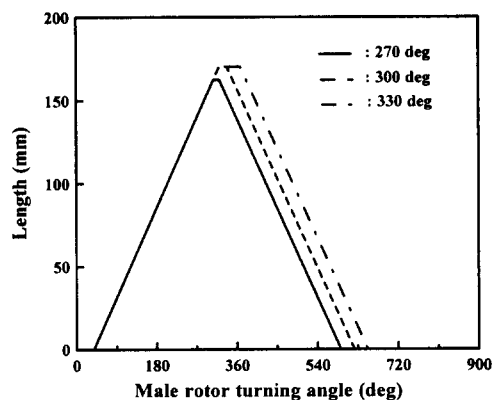


Fig. 10 Length of the contact line between male rotor and housing

$$l = L \frac{\alpha_{mc}}{\phi_m} - L \frac{\alpha_{fc} - \alpha_{fo}}{\phi_f}$$

숫로타의 회전에 따른 누설삼각형의 면적은 Fig. 12와 같다. 랩각이 증가할수록 누설삼각형의 면적은 감소한다.

### 3.1.5 토출단 (Outlet port)

토출단은 압축된 공기의 압력이 토출압력에 이르면 개방되게끔 설계한다. 즉 고유압력비를  $P_i$ 로 설정하였을 때 식 (7)로부터 압축과정 종료시의 밀폐체적  $V_{dis}$ 을 구할 수 있고 체적곡선으로부터 토출단의 숫로타축 개방각도  $\beta_m$ 을 구할 수 있다.<sup>9)</sup>

$$V_{dis} = \frac{V_{max}}{V_i} = \frac{V_{max}}{P_i^{1/k}} \quad (7)$$

$$\beta_m = \alpha_v - \phi_m \quad (8)$$

숫로타의 회전에 따른 반경방향 토출면적은 Fig. 13과 같다. 랩각이 증가할수록 토출구가 커지므로 토출면적도 증가한다.

### 3.2 과급기의 성능해석

스크류 로타내의 작동영역에서 일어나는 유동의 변화는 매우 복잡하여 이를 정확히 해석하기는 불가능하다. 따라서 스크류 로타의 성능해석을 위해서는 컴퓨터 시뮬레이션이 매우 유용하며 이를 위하여 주어진 조건에 대하여 가정이 필요하다. 과급기는 무급유식이기 때문에 작동영역 내의 상태변화를 설명하는 열역학적 방정식을 유도하기 위해서 아래와 같은 가정을 한다.<sup>10)</sup>

- 1) 작동유체는 이상 기체이다.
- 2) 작동유체의 특성치들은 임의의 순간에 작동영역 안에서 균일하다.
- 3) 로타와 하우징에 의한 열전달은 무시한다
- 4) 압축실내에서 가스의 누설상태는 등엔탈피 과정이다.

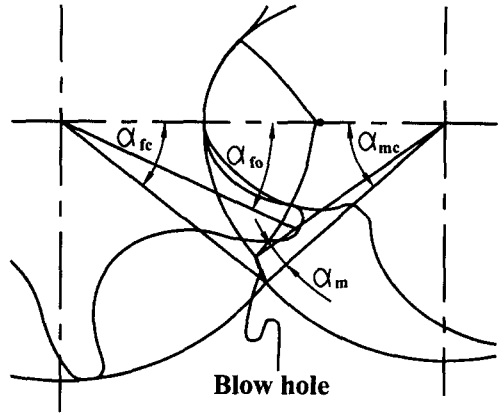


Fig. 11 Position of blow hole

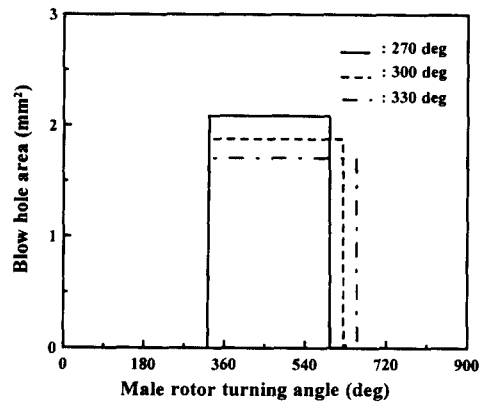


Fig. 12 The variation curve of blow hole area

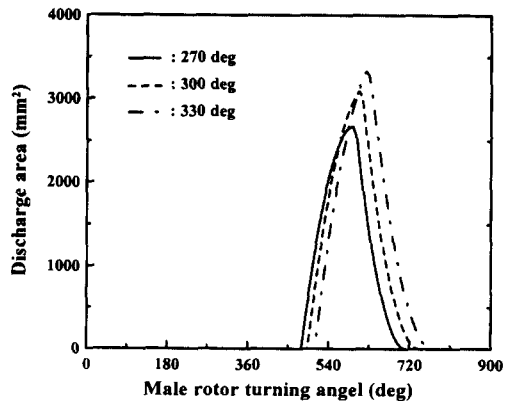


Fig. 13 The variation curve of radial discharge area

스크류 로타의 압축형태는 용적형이므로 작동 영역은 Fig. 14와 같이 피스톤과 실린더로 구성된 형태로 모델링 할 수 있다.<sup>6,8,10)</sup> 로타의 회전에 의한 밀폐체적의 변화와 내부손실에 의한 질량의 변화는 작동영역내의 온도, 압력 및 내부에너지를 변화시킨다. 앞의 가정을 이용하여 온도와 압력의 관계식을 회전각의 함수로 정리하면 다음과 같다.

$$\frac{dT}{d\phi} = -\frac{(k-1)T}{V} + \frac{dV}{d\phi} \frac{(kT_i - T)}{M} \frac{dM_i}{d\phi} - \frac{(k-1)}{M} \frac{dM_o}{d\phi} \quad (9)$$

$$\frac{dP}{d\phi} = -\frac{kP}{V} + \frac{dV}{d\phi} \frac{kPT_i}{TM} \frac{dM_i}{d\phi} - \frac{kP}{M} \frac{dM_o}{d\phi} \quad (10)$$

파급기의 성능은 체적효율과 단열효율로 나타낼 수 있다.

$$\eta_v = \frac{V_a}{V_{th}} = \frac{M_a}{M_{th}}$$

$$\eta_{ad} = \frac{L_{th}}{L_i}$$

여기서  $L_{th} = \frac{k}{k-1} P_s V_a \left( \left( \frac{P_d}{P_s} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right)$

앞에서 구한 스크로타의 회전각에 대한 밀폐체적의 변화, 접촉선의 길이변화 등을 이용하여 스크류 로타내의 온도 및 압력변화와 효율 등을 구하고자 한다. 본 연구에서는 무급유식 스크류 수퍼차저를 대상으로 하여 성능해석을 수행하였다.

### 3.2.1 계산조건

성능해석을 수행하기 위해 사용된 계산조건은 다음과 같다.

- 작동유체는 공기이다
- 흡입공기의 압력은 1기압이다
- 고유압력비  $P_i$  는 1.6이다
- 흡입공기의 온도는 20℃ 이다.

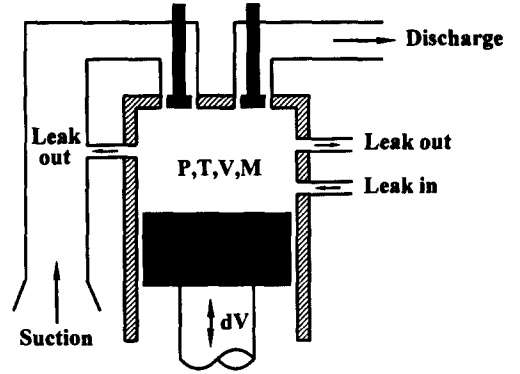


Fig. 14 Working space model

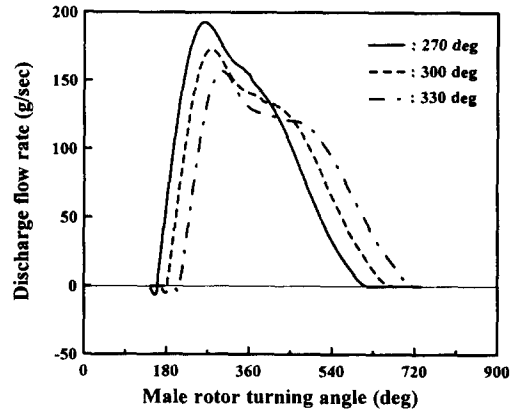


Fig. 15 Effect of the wrap angle on discharge flow rate

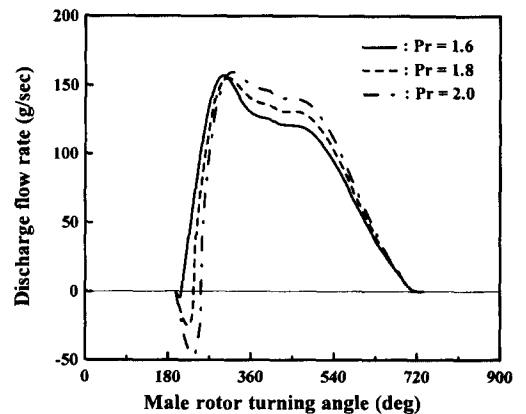


Fig. 16 Effect of the pressure ratio on discharge flow rate

- 모든 접촉부위에서의 평균틈새는 0.07mm 이다.<sup>11)</sup>

### 3.2.2 압축과정의 프로그래밍

미분방정식 (9)와 (10)은 수식의 비선형성과 복잡성으로 인하여 수학적 엄밀해는 구하지 못하고 컴퓨터를 사용한 수치적 해석만이 가능하다. 이 미분방정식의 해를 구하기 위해 6계 Runge-Fehlberg 법을 이용하였다. 흡입과정중 흡입저항계수의 값은 흡입단의 크기가 흡입저항계수를 작게하는데 알맞은 크기로 설계되었다고 가정하여 1로 고려한다. 압축과정과 토출 과정에 사용된 식(9)과 (10)에서 체적변화량  $\frac{dV}{d\phi}$  는 Fig.7의 체적곡선을 구간별 선형근사화 시켜서 구한다. 그리고 토출과정에서 토출면적은 토출구의 면적곡선으로부터 구하고 토출실의 압력은 일정하다고 가정한다.

### 3.2.3 수치계산 결과

작동압력비 1.6일 경우에 랩각에 따른 토출유량의 변화를 Fig.15에 나타내었고 Fig. 16은 랩각이 330°인 치형에 대하여 작동압력비의 변화에 따른 토출유량의 변화를 도시하였다. 랩각이 감소할수록  $V_{max}$ 가 증가하여 최대토출유량이 증가하고, 작동압력비가 높을수록 토출초기에 토출실에서 압축실로의 역류가 발생한다. Fig.17은 작동압력비 1.6인 경우에 랩각에 대한 P-V 선도를 나타낸 것이다. 흡입과정에서 압력의 강하는 압축실내의 속도증가에 의한 축방향의 압력강하에 기인하고, 랩각이 감소할수록 압축종료시의 압력이 커져 소비동력의 증가를 가져온다. 과급기의 축회전수 변화에 대한 효율과 소비동력의 변화를 Fig.18~Fig.20에 나타냈다. 누설량은 압축과정에 걸리는 시간에 비례한다. 따라서 과급기의 축회전속도가 빠를수록 압축과정에 걸리는 시간이 감소하므로 누설량이 감소하여 체적효율은 증가한다. 시험치는 압력비 1.6일 때의 값이다. 전반

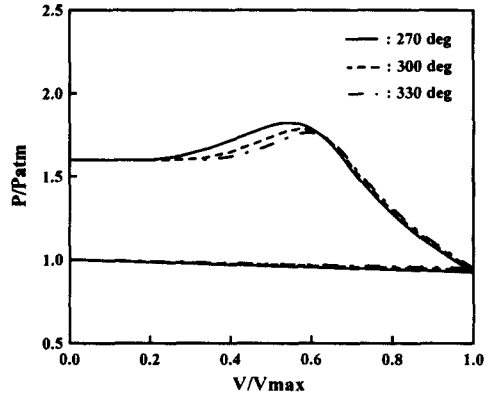


Fig. 17 Effect of the wrap angle on P-V Diagram

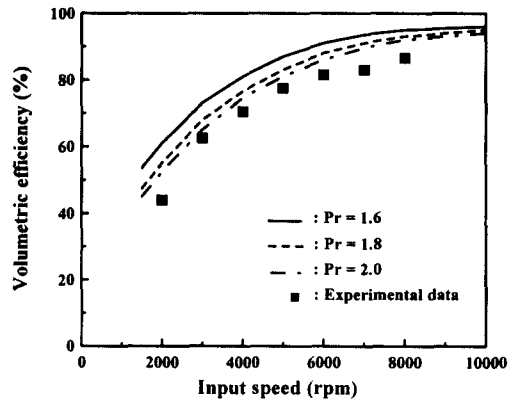


Fig. 18 Effect of rpm on volumetric efficiency

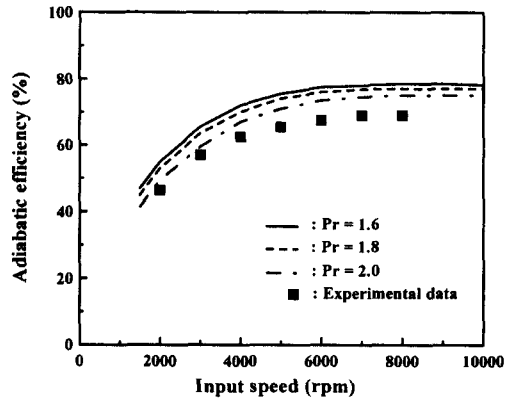


Fig. 19 Effect of rpm on adiabatic efficiency



적으로 이론 및 시험치와 잘 일치하는 것으로 보아 본연구의 모델링이 타당하다고 볼 수 있다.

#### 4. 결 론

최근 배기가스와 연비규제가 강화되면서 밀러 사이클 엔진 등 고과급 엔진의 필요성이 증대되었고, 이에 따라 고효율 과급기의 개발이 중요한 연구과제로 대두되고 있다. 본 연구는 이러한 추세에 따라 승용차용 스크류 수퍼차저의 성능해석에 관한 연구로 다음과 같은 연구결과를 도출하였다.

- 1) 스크류 로타의 설계 프로그램을 완성하여 독자적인 치형을 개발하였다.
- 2) 스크류 수퍼차저의 성능해석기술을 개발하였으며, 성능시험 결과와 비교하여 유효성을 입증하였다.
- 3) 랩각이 감소할수록 압축종료시의 압력이 커져 소비동력이 증가하였다.

#### 참 고 문 헌

- 1) H. Matsubara, et al. "Superior Charging Technology by Screw Super-charger and High Technology Turbo-charger for Automotive Use", SAE 890455, 1989.
- 2) S. Takabe, et al "Development of the High Performance Lysholm Compressor for Automotive Use", SAE940843, 1994.
- 3) J. Carre. "The Screw Type Supercharger for Engine Boosting", SAE 870705, 1987.
- 4) S. Yoshimura, "Characteristic of Rot or Profile for Screw Compressor and Development Program", R&D Kobe Steel Eng. Reports, Vol.39, No.4, 1989.
- 5) R. W. Adikins, "Basic Geometric Method in Helical Lobe Com- pressor Design", ASME. Publication 70- WA/FE-23.
- 6) M. Fujiwara, et al, "Computer Modeling for

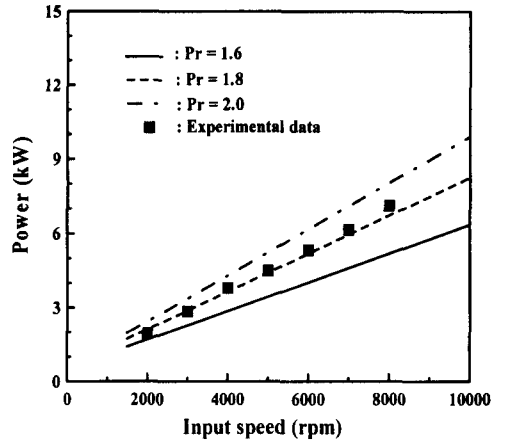


Fig. 20 Effect of rpm on power consumption

Performance Analysys of Rotary Screw Compressor", Proceeding of Inter. Comp. Eng. Conference at Purdue, 1974.

- 7) M. Fujiwara, et al, "Analysis of Screw Compressor Performance (1st Report, Calculation of Geometrical Characteristics)", Trans. JSME. B, Vol.50, No.452, 1984.
- 8) M. Fujiwara, et al, "Analysis of Screw Compressor Performance (2nd Report, Simulation Program)", Trans. JSME. B, Vol.51, No.466, 1985.
- 9) A. D. Barber. "Computer Techniques in the Design of Rotary Screw Compressors", Institute of Mechanical Engineering London Eng., 1987.
- 10) M. Fujiwara, H. Mori, and T. Suwama, "Prediction of Oil-Free Screw Compressor Performance Using Digital Computer", Proceeding of International Compressor Engineering Conference at Purdue, 1974.
- 11) T. Ito, and M. Aoki, "Small-sized Oil-Free Screw Compressor, DSP Series", Hitachi Review, Vol.36, No.3, 1987.