

사판의 경사각도 변화에 따른 사판식 압축기의 성능해석

이건호*

Performance Analysis of Swash Plate Type Compressor on the Inclined Angle of Swash Plate

Lee Geon Ho*

Key Words : Swash plate (사판), Compressor (압축기), Performance analysis (성능해석), Volumetric efficiency (체적 효율), Compressor efficiency (압축기 효율), Mechanical efficiency (기계효율), Friction loss (마찰손실)

ABSTRACT

This paper describes a simulation model for estimation the performance of the swash plate type compressor for automotive air conditioning system. The model includes consideration of both the compression process and the dynamic behavior. Also, this study compares the results obtained from the performance simulation with experimental results. Further, the effects of the inclined angle of swash plate on the performance of swash plate type compressor are discussed.

1. 서론

사판식 압축기는 운전범위가 넓고, 타 압축기에 비하여 상대적으로 내구성이 우수함으로 현재 자동차용 에어컨 시스템에 가장 많이 사용되고 있다. Fig. 1은 사판식 압축기의 구조를 보여주고 있으며, 최근에는 사판식 압축기에서 사판의 각도를 자동으로 변화되어 압축기 용량변화가 가능한 가변용량형 사판식 압축기가 개발되어 있다. 이러한 고효율 고성능 압축기의 개발에 있어 시간 및 비용을 절감하기 위해서는 압축기의 성능을 이론적으로 예측할 수 있는 설계기법이 필요하다.⁽¹⁾⁽²⁾

본 연구에서는 사판식 압축기의 기하학적 해석을 행하고 이를 바탕으로 성능해석 모델링을 제안한 후, 이를 수치해석적 방법을 통해 압축기 성능을 예측할 수 있는 성능해석 프로그램을 개발하였다.

본 연구에서 제안한 성능해석 모델링에는 벨브거동 해석, 각 검사체적간의 누설량 해석 및 열전달 해석과 더불어 각 구동부위에서의 동적거동 해석을 모두 포함하고 있다. 이러한 해석들을 조합함으로써 압축효율, 기계효율 및 체적효율 등을 얻어 압축기 성능을 분석할 수 있었다. 또한, 피스톤과 실린더 사이의 틈새크기 및 슈와 사판과의 마찰계수 값들은 실험에서 얻은 결과와 시뮬레이션 결과를 비교함으로써 압축기 회전수에 대한 관계식을 도출하였고 이를 사용하여 사판의 경사각도 변화에 따른 사판식 압축기의 성능변화를 해석하였다.

2. 해석 모델링

2.1. 사판식 압축기의 압축성능 해석

2.1.1. 압축원리

사판식 압축기는 축의 회전운동을 경사진 사판과

* 두원공과대학 에너지정보과
E-mail : ghlee@doowon.ac.kr

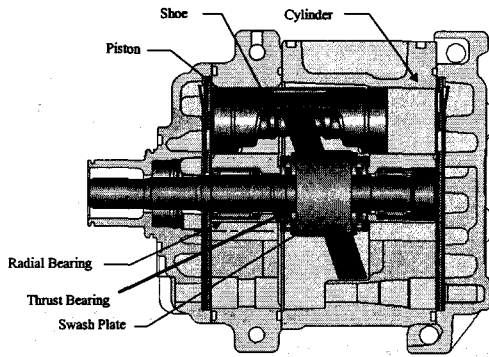


Fig. 1 Swash plate type Compressor

슈에 의해 피스톤을 왕복운동 시키면서 실린더 내로 들어온 냉매증기를 압축시키는 기기이다. 경사진 판에는 5개의 피스톤이 연결되어있고 하나의 피스톤에는 양쪽으로 실린더가 설치되어 경사진 판이 1회전하면 10개의 피스톤이 제각기 72°의 위상차를 가지면서 냉매를 흡입, 압축, 토출시킨다. Fig. 1에서 보여지는 바와 같이 냉매증기는 흡입관을 통하여 사판실로 들어오며, 사판실로 들어온 냉매증기는 양쪽에 설치된 흡입실로 분리되어 이송되고, 흡입실로 들어온 냉매증기는 흡입밸브를 통하여 10개의 실린더 내로 들어가게 된다. 사판 축이 회전하면서 피스톤이 실린더 윗면으로 움직이게 되면 실린더로 들어온 냉매증기는 압축되어 토출실 냉매의 압력보다 높아지면 토출밸브가 열리면서 냉매는 토출실로 나간다. 양쪽에 설치된 토출실로 들어온 압축된 냉매증기는 토출머플러로 이송되며, 토출머플러에서는 토출관을 통하여 냉매증기는 압축기 외부로 토출된다. Fig. 2는 이러한 냉매증기의 경로를 나타낸 것이며, 점선은 압축실에서 사판실로의 누설흐름을 의미한다.

2.1.2. 기하학적 해석

축의 회전각 변화에 따른 실린더내의 체적변화는 다음과 같이 구해진다.

$$V(\theta) = R \cdot \tan \alpha \cdot \cos \theta \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} + V_c \quad (1)$$

이때 R , α , θ , D 는 각각 피스톤 중심과 축 중심간의 거리, 사판의 경사각도, 축의 회전각 및 피스톤

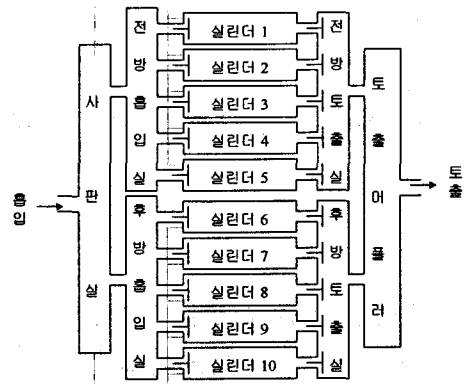


Fig. 2 Performance analysis model of swash plate compressor

직경을 의미하며, V_c 는 각극체적으로 간극틈새와 흡입밸브의 두께 및 토출구에 의해 형성되는 공간 등으로 구해지며, 피스톤 직경이 커질수록 커진다.

2.1.3. 밸브거동 해석

본 연구에는 흡입밸브 10개, 토출밸브 10개가 사용되며, 모든 밸브는 니들밸브로서 1자유도 진동모델로 해석하여 밸브변위 및 밸브계폐 속도를 구하였다. 또한 유효힘면적은 밸브 변위와의 관계식을 사용하였으며, 흡입밸브 및 토출밸브의 고유진동수는 구조해석용 상용패키지를 사용하여 구하였다. 본 연구에서는 흡입밸브 및 토출밸브의 고유진동수가 각각 308.2 Hz, 531.6 Hz이고 감쇠계수는 둘 다 0.1을 채택하였다.

2.1.4. 검사체적간의 냉매 흐름해석

Fig. 2에서 보여지는 바와 같이 냉매증기는 각 검사체적간에 연결된 통로나 밸브 및 피스톤과 실린더 사이의 틈새를 통하여 흐르게 된다.

배관통로를 통하여 흐르는 냉매흐름은 이상기체로 간주하고 노즐유동 흐름으로 냉매누설량을 계산하였다. 이때 사용된 유량계수는 흡입실에서 사판실로는 1.0, 사판실에서 흡입실로는 0.6, 토출실에서 토출머플러로는 0.6 그리고 토출머플러에서 토출관으로는 0.6을 사용하였다. 또한 흡입밸브 및 토출밸브를 지나는 냉매흐름은 일차원 노즐유동으로 가정하였으며, 이때 유량계수 및 각 밸브의 단면적은 다음과 같이 구하였다.

$$C_{sv} = \frac{0.5}{0.1} \left(\frac{y_s}{D_s} \right) + 0.2$$

$$A_{sv} = \sqrt{\frac{A_s}{1 + (A_s^2 / A_{sp}^2)}}$$

$$C_{dv} = \frac{0.5}{0.17} \left(\frac{y_d}{D_d} \right) + 0.3$$

$$A_{dv} = \sqrt{\frac{A_d}{1 + (A_d^2 / A_{dp}^2)}}$$

여기에서 하첨자 s와 v는 흡입과 토출을 의미하며, y, D, A는 각각 밸브의 변위, 밸브통로의 직경 및 단면적을 나타낸다. 또한, 피스톤과 실린더와의 틈새를 통한 냉매흐름은 얇고 긴 통로흐름이므로 평평하고 얇은 두 평면사이의 이차원 비압축성 점성유동 흐름으로 간주하여 누설량을 구하였다.

2.1.5. 검사체적간의 열전달 해석

검사체적간의 열전달은 토출실과 흡입실과의 열전달, 압축실과 실린더와의 열전달, 사판실과 흡입실 사이 통로에서의 열전달 등이다. 토출실과 흡입실과의 열전달은 흡입실 공간이 상대적으로 넓기 때문에 평판위에서의 강제대류 열전달로 해석할 수 있다. 또한 압축실과 실린더와의 열전달은 실험을 통하여 얻은 Sodel의 제안식⁽³⁾을 사용하였다. 그리고 사판실과 흡입실 사이 통로에서의 열전달은 통로모양이 거의 원형이므로 원형관 내에서의 열전달로 해석하였고 이때 관 벽면온도는 회전수의 함수로 500 rpm에서는 50 °C, 3500 rpm에서는 100°C로 하여 각 회전수에 대해 내삽법으로 구하였다.

2.1.6. 압축성능 해석

본 연구에서 사용된 사판식압축기는 Fig. 2에서 보여지는 바와 같이 16개의 검사체적으로 되어 있으며, 각 검사체적에 질량보존법칙, 에너지 보존법칙 및 밸브거동에 대한 지배방정식을 적용하였다. 따라서 본 연구에 사용된 지배방정식은 밸브거동 해석을 위한 2차 미분방정식 20개와 온도미분식 및 누설량 해석을 위한 1차 미분방정식 32개가 있다. 이들 방정식들은 4차 Runge-Kutta 방법으로 회전각 0.5° 간격으로 동시에 수치해석

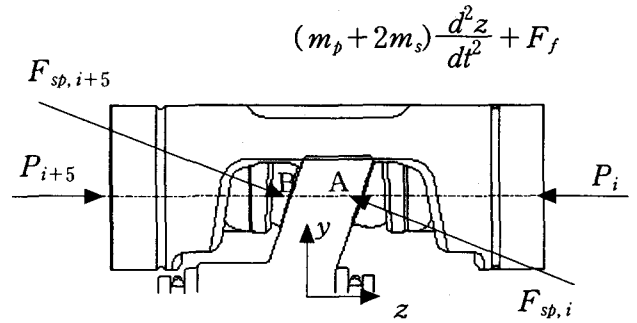


Fig. 3 Dynamic behavior model of piston

을 행하였으며, 수렴조건으로는 토출머플러의 평균온도 변화율이 0.0001 이내를 만족하도록 하였다. 또한, 본 연구에서 사용한 냉매는 R134a로서 실제 기체상태방정식을 이용하였다.

2.2. 사판식 압축기의 동적거동 해석

사판식 압축기를 구성하는 기계요소들은 압축기를 구동하는 회전축, 이 축에 압입된 고정 경사판, 이 경사판이 회전할 때 피스톤을 왕복운동 시키는 슈, 및 레이디얼 베어링 2개와 트러스트 베어링 2개 등이다. 따라서 기계적인 마찰부로는 피스톤과 실린더 사이의 마찰, 경사판과 슈 사이의 마찰, 베어링에서의 마찰 등으로 나눌 수 있다.

피스톤과 실린더 사이에서의 냉매유동은 비압축성 점성유동으로 가정하였으며, 작동유체는 냉매와 오일의 혼합물로서 유막의 두께는 전영역에서 20 μm로 일정하다고 간주하고, 냉매층의 두께는 누설량 계산에 사용된 틈새크기에 의해 결정되었다. 따라서 피스톤과 실린더 사이의 마찰손실은 실린더 표면점성력과 피스톤 속도의 곱으로 구하여진다.

경사판과 슈 사이의 마찰상태는 유체윤활 조건으로 간주하였으며 슈에서 사판에 작용하는 수직력은 Fig. 3에서 보여지는 바와 같이 피스톤에 작용하는 힘들에 의해 구해지고 피스톤의 운동방정식은 다음과 같다.

$$F_{sb,i} = \frac{(P_{i+5} - P_i)A_p - (m_p + 2m_s) \frac{d^2z}{dt^2} - F_f}{\cos \alpha}$$

이때 하첨자 p, s는 각각 피스톤과 슈를 의미하고, P, m, F_f 는 각각 실린더내의 냉매압력, 질량, 실린더와 피스톤간의 마찰력을 나타낸다. 여기에서 슈와 사판에 작용하는 마찰계수는 실험값과의 비교를 통하여 압축기 회전수의 함수로 제안하였다.

본 연구에서 레이디얼 베어링에는 반경방향의 하중만 지지되고 스러스트 베어링에는 축방향 하중만이 지지된다고 가정하여 베어링에 미치는 힘들을 계산하였다. 또한, 베어링에 작용하는 마찰손실은 베어링의 마찰토크와 각속도와와의 곱으로 구해지며, 베어링의 마찰토크는 작용하중에 의한 기계적 마찰토크와 윤활유에 의한 점성 마찰토크의 합으로 구하여진다. 이때 사용된 레이디얼 베어링의 하중계수와 윤활계수는 각각 0.002, 24 이고 트러스트 베어링의 경우는 각각 0.0015, 11을 적용하였다.

3. 결과 및 고찰

3.1. 해석 결과

본 연구에서는 현재 널리 사용되고 있는 150 cc 급 10기통 사판식압축기를 모델로 하였으며, 해석 시 필요한 모든 치수들은 직접 측정된 값들을 사용하였다. 운전조건으로는 자동차용 냉매압축기의 표준조건인 흡입압력 1.86 kg/cm² G, 흡입온도 10.0 °C, 토출압력 15.5 kg/cm² G, 압축기 회전수 1800 rpm을 기준으로 하였다. Fig. 4와 Fig. 5는 피스톤과 실린더의 틈새를 12 μm, 슈와 사판의 마찰계수를 0.006으로 가정한 경우에 대한 성능해석 결과이다. Fig. 4는 축의 회전각 변화에 따른 실린더 내 냉매의 질량변화를 보여주고 있다. 그림에서 보여지는 바와 같이 이론적으로 하나의 실린더에서 흡입가능한 최대질량은 2.047 g이지만 토출가스의 재팽창으로 인한 체적손실, 흡입냉매 증기의 과열도로 인한 밀도감소, 압축 및 토출 시에 실린더와 피스톤의 틈새로 빠져나가는 누설로 인한 질량감소 등으로 실제 흡입되는 질량은 매우 적으며 이들의 비가 체적효율로 정의된다. 특히 실린더와 피스톤사이의 틈

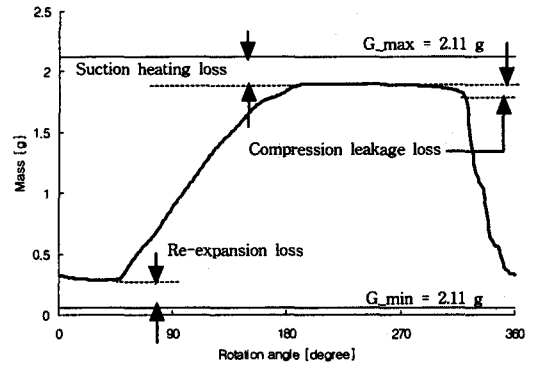


Fig. 4 Variation of mass with rotation angle

새크기는 누설량을 결정하는 주요 요인이므로 체적효율에 큰 영향을 미친다. 따라서 보다 정확한 체적효율을 얻기 위해서는 실린더와 피스톤간의 틈새에 대한 정확한 값이 필요시 된다. Fig. 5는 실린더내의 냉매압력 변화 뿐 아니라 흡입실과 토출실에서의 냉매압력 변화를 보여주고 있다. 그림에서 보는 바와 같이 실린더 내 냉매 압력은 토출과정에서 큰 폭으로 요동을 치는데 이는 토출밸브의 거동 때문으로 사료되며, 토출실에서의 압력변화는 압축실에서의 경우보다 훨씬 적음을 알 수 있다. Table 1은 성능해석 결과로서 각 마찰부위에서 발생하는 마찰손실일과 냉매유동에 의한 유동손실일을 나타낸 것으로 대부분의 마찰손실은 슈와 사판사이에서 발생됨을 알 수 있다. 따라서 보다 정확한 손실일을 예측하기 위해서는 슈와 사판사이에서의 정확한 마찰계수 값이 필요시 된다.

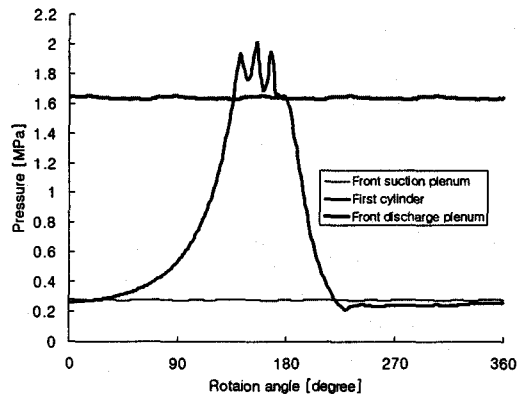


Fig. 5 Variation of Pressure with rotation angle

Table 1 Loss work distributions of this compressor.

Loss region	Friction Coeff.	Loss work(W)
Needle bearing	0.0015	16
Thrust bearing	0.002	5.0
Piston and cylinder	model*	64.3
Shoe and swash plate	0.006	590.3
Suction process		176.7
Compression process		446.4
Discharge process		129.9
Total loss work		1428

model* : incompressible viscosity flow model

3.2. 실험결과와 시뮬레이션 결과와의 비교

시뮬레이션 결과를 검증하기 위하여 회전수 변화에 따른 사판식 압축기의 성능실험을 행하였다. 실험시 운전조건은 흡입압력 1.5 kg/cm² G, 흡입온도 5.5 °C, 토출압력 14 kg/cm² G이며, 압축기 회전수는 700, 1000, 1800, 2000, 3000, 4000 rpm으로 변화시켰다. Fig. 6은 압축기 회전수 변화에 따른 체적효율 변화를 보여준 것으로 실린더와 피스톤의 틈새크기를 증가시키면서 실험결과와 비교한 것이다. 여기에서 기준이 되는 체적효율은 압축기 회전수가 1800 rpm일 때 실험에서 얻은 값으로 Fig. 6에서는 이 체적효율비가 100을 나타내고 있다. 그림에서 보여지는 바와 같이 틈새크기가 증가할수록 체적효율이 적어짐을 알 수 있고 특히 낮은 회전수 영역에서는 보다 더 큰 차이를 나타내고 있다. 또한, 실험결과와 비교하면 압축기 회전수가 증가할수록 틈새크기가 다소 증가하는 경향을 보여주고 있다. Fig. 7은 압축기 회전수 변화에 따른 기계효율 변화를 보여준 것으로 슈와 사판의 마찰계수를 증가시키면서 실험결과와 비교한 것이다. 여기에서 기준이 되는 기계효율은 압축기 회전수가 1800 rpm일 때 실험에서 얻은 값으로 Fig. 7에서는 이 기계효율비가 100으로 나타내고 있다. 그림에서 보여지는 바와 같이 마찰계수 값이 증가할수록 기계효율은 일정한 폭으로 감소함을 알 수 있고 압축기 회전수 변화에 대해서는 큰 변화를 보이지 않고 있다. 또한 실험결과와 비교하면 압축기 회전수가 증가할수록 마찰계수 값은 계속적으로 감소함을 보이는데 이는 회전수가 증가될수록 사판

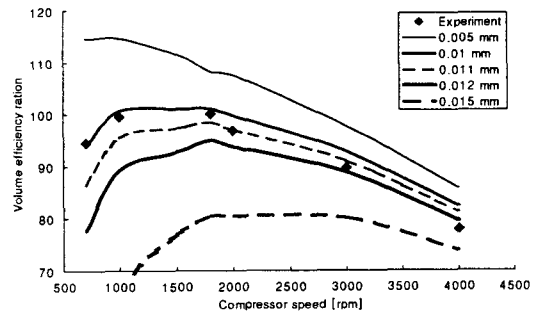


Fig. 6 Variation of volumetric efficiency with various clearance between piston and cylinder

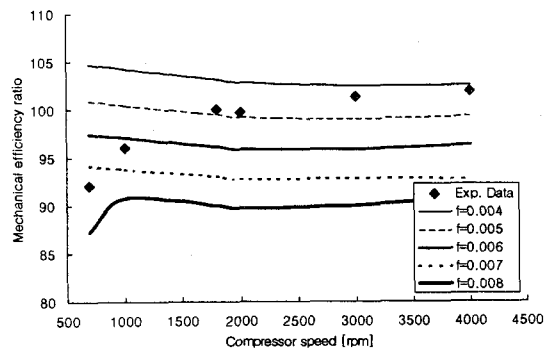


Fig. 7 Variation of mechanical efficiency with various friction factor between shoe and piston

과 슈의 접촉부위에 윤활이 더욱 잘 되기 때문으로 사료된다.

3.3. 사판각 변화에 따른 성능변화

본 연구에서는 앞서 설명한 실린더와 피스톤의 틈새크기 뿐 아니라 슈와 사판간의 마찰계수 값을 압축기 회전수의 함수로 구한 후, 이를 사용하여 사판각 변화에 따른 압축기 성능해석을 행하였다.

Fig. 8은 사판각 변화에 따른 체적효율, 기계효율 및 성적계수의 변화를 보여주고 있으며, 그림에서 보여지는 바와 같이 사판각이 커질수록 체적효율은 증가하는 경향을 보이는 데 이는 사판각이 커질수록 피스톤의 행정거리가 증가되고 피스톤 직경이 적어짐으로 상대적으로 간극체적이 적

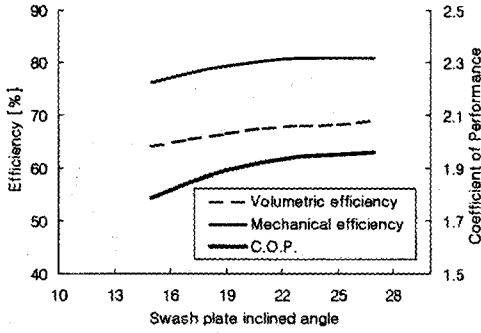


Fig. 8 Variation of efficiency and COP on the inclined angle of swash plate

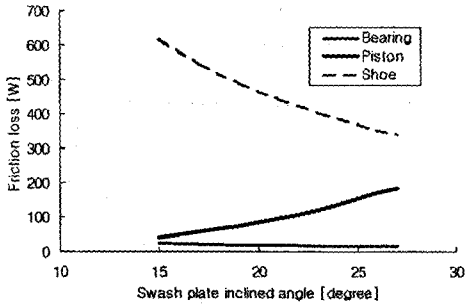


Fig. 9 Variation of friction loss on the inclined angle of swash plate

적어지기 때문으로 사료된다. 또한 사판각이 커질수록 기계효율은 약간 증가하는 경향을 보이다가 경사각 22° 이상에서는 거의 변화가 없음을 알 수 있는데 이는 Fig. 9에서 보여지는 바와 같이 경사각이 커질수록 사판과 슈의 마찰에 의한 손실일이 적어지는 반면 피스톤과 실린더사이의 마찰에 의한 손실일은 증가하고 있기 때문이며, 경사각 22° 이상에서는 두 손실 일의 증감이 거의 비슷하기 때문으로 사료된다. 또한, 사판각의

증가는 실린더 길이를 길게 하며, 이는 압축기 외형이 길어지기 때문에 차량에 압축기 부착 시 어려움이 있으므로 효율이 비슷한 경우라면 사판 각이 적을수록 좋다.

4. 결론

사판각 변화에 따른 사판식압축기의 성능변화를 예측하기 위하여 사판식 압축기 성능해석 모델링을 제안 하였으며, 실험결과와 비교하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

- 1) 실린더와 피스톤사이의 틈새크기는 압축기의 체적효율을 예측함에 있어 큰 영향을 미치며, 압축기 회전수가 증가할수록 틈새는 약간 커지는 경향이 있음을 알았다.
- 2) 슈와 사판 간의 마찰계수는 압축기의 기계효율을 예측함에 있어 큰 영향을 미치며 압축기 회전수가 증가할수록 마찰계수는 감소함을 알 수 있었다.
- 3) 사판의 경사각이 커질수록 체적효율과 기계효율은 증가하는 경향을 보이지만 경사각 22° 이상에서는 기계효율의 변화가 거의 없고 성적계수 또한 거의 비슷함을 알 수 있다. 따라서 본 연구에서는 사판의 경사각이 22° 인 경우가 가장 좋을 것으로 사료된다.

참고문헌

- (1) 김현중, 이건호, 유정열, 1997, "자동차 에어컨용 사판식압축기의 성능해석에 대한 수치해석적 연구", 공기조화냉동공학회 동계학술대회, pp. 497 - 502.
- (2) 이건호, 김현중, 김태중, 유정열, 1998, "자동차 에어컨용 사판식압축기의 효율예측을 위한 수치해석적 방법", 공기조화냉동공학회 하계학술대회, pp. 1102 - 1107.
- (3) Sodel, W., 1972, "Introduction to Computer Simulation of Positive Displacement Type Compressor", Ray W. Herrick Laboratories.