

차량용 냉매 압축기의 성능 해석 프로그램 개발 및 대체 냉매 R1234yf에 관한 연구

이 태진[†], 김기범, 이승원, 이건호*

두원 기술연구소, *두원공과대학 건축설비과

Development of Performance Analysis Program and the Study of Substitution Refrigerant R1234yf for Vehicle Refrigerant Compressor

Tae Jin Lee[†], Ki Beom Kim, Seung Won Lee, Geon Ho Lee*

Technical research center, Doowon, Kyonggi-do 456-718, Korea

*Department of Architecture Engineering, Doowon Technical college, Kyonggi-do 456-718, Korea

(Received August 11, 2011; revision received September 23, 2011)

ABSTRACT: The compressor's efficiency affects on the fuel consumption of the vehicle because the compressors for car air-conditioning system are operated by engine-driven. Especially, the refrigerant is being changed recently from R134a to substitution refrigerant to protect environment pollution that people concerned about. However, that leads to lower efficiency of the car air-conditioning system and worse fuel consumption of the vehicle. Thus, this paper is focused on the methods for improvement of the compressor's efficiency that affects on the fuel consumption of the vehicle by numerical analysis for compressor's performance and the measurement of cylinder volume and pressure when the compressor is being operated.

Key words: Compressor(압축기), Performance(성능), Simulation(압축기 이론 해석), Substitution refrigerant(대체 냉매), R1234yf

기호설명

A	: 면적 [m^2]
A_o	: 벨브 포트 단면적 [m^2]
A_e	: 유효 유로 면적 [m^2]
A_y	: 벨브 들틀림량에 따른 외주면 면적 [m^2]
b	: 실린더 사이드 간극 [m]
C_v	: 유량 계수 [-]
D_p	: 피스톤 직경 [m]
k	: 폴리트로피 지수 [-]

m	: 질량 [kg]
P	: 압력 [N/m^2]
PCD	: 실린더 중심점에 의한 원호 직경 [m]
R	: 기체 상수 [$kg\cdot m/kgK$]
T	: 절대 온도 [K]
t	: 시간 [sec]
V	: 실린더 체적 [m^3]
V_{cle}	: 간극 체적 [m^3]
y	: 벨브 변위 [m]

그리스 문자

[†] Corresponding author

Tel.: +82-31-670-7096; fax: +82-31-670-7352

E-mail address: tjlee@doowonhi.com

β : 사판의 경사각 [deg]

θ : 축의 회전 각도 [deg]

$$\begin{aligned}\xi &: \text{댐핑 계수 } [-] \\ \omega &: \text{고유 진동수 } [\text{rad/sec}]\end{aligned}$$

하첨자

$$\begin{aligned}u &: \text{오리피스 유동의 상류측} \\ d &: \text{오리피스 유동의 하류측}\end{aligned}$$

1. 서 론

현재 차량의 냉방시스템에 사용되고 있는 사판식 압축기는 경사진 사판의 회전에 의해 피스톤이 왕복 운동하는 피스톤식 왕복동 압축기로 사판의 경사각이 고정되어 있는 고정식 압축기와 사판의 경사각이 변화하여 용량을 제어하는 가변 사판식 압축기가 대표적이다. 1990년대에는 고정식 압축기가 많이 사용되었고, 2000년도 이후로 용량제어가 용이한 가변 사판식 압축기의 적용 실적이 증가하고 있는 추세이다. Fig. 1은 가변 사판식 압축기의 단면을 보여 주고 있으며, 관련 연구로는 일본 텐소에서 가변 사판식 압축기의 개발을 위한 사판구조에 대한 분석 및 중공 피스톤 적용에 대한 연구,⁽¹⁾ 텔파이에서는 가변 구조의 안정성 및 NVH에 대한 연구,⁽²⁾ 칼소닉에서는 가변 압축기 적용에 따른 소요 동력 저감 효과에 대한 연구⁽³⁾가 진행되었고, 국내 연구 현황으로는 제어 밸브에 의한 가변 사판식 압축기의 제어 원리에 대한 연구^(4, 5) 및 압축기 성능 해석에 대한 연구⁽⁶⁾가 두원에서 진행되고 있다.

본 연구에서는 가변 사판식 압축기 성능 해석을 통하여 에어컨의 냉매가 현재 사용되고 있는 R134a에서 대체 냉매 R1234yf로 변경됨에 따른 압축기 성능을 예측하여 대체 냉매용 압축기의 사양을 제시하고자 하는데 목적이 있다.

2. 압축 성능해석

Fig. 2는 압축기 내부의 냉매 흐름에 대한 수치해석 모델링으로 각각의 6개 실린더에 대한 누설 및 밸브 거동을 보여 주고 있다. 식(1)은 축의 회전에 따른 실린더 체적, 식(2)는 밸브의 거동 방정식, 식(3)과 식(4)는 흡/토출 밸브의 유효 유로 면적 및 유동 방정식이며, 식(5)는 피스톤과 실린더 사이의 간극에 의한 누설 식이다. 질량 보존 법칙을 만족하는 질량평형 방정식은 식(6)이고, 에너지 보존 법칙을

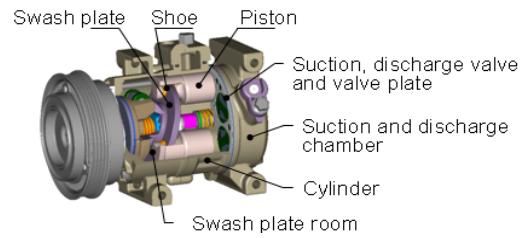


Fig. 1 Variable swash plate compressor.

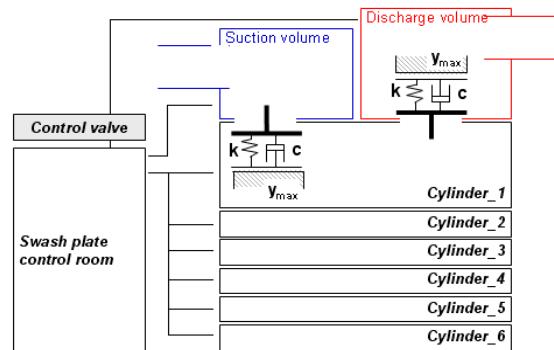


Fig. 2 Compressor analysis modeling.

만족하는 에너지 평형 방정식은 식(7)과 같이 되며, 여기서 Q 와 W 는 각각 단위시간에 겸사 체적 내로 들어오는 미소 열량과 겸사체적이 행하는 미소 일을 의미하고 δU 는 내부에너지의 미소 변화량을 dE_i 와 dE_o 는 각각 겸사체적 내로 유출입하는 시간당 에너지를 의미한다.⁽⁶⁾

$$V(\theta) = \frac{\pi D_p^2}{4} \frac{PCD}{2} \tan(\beta) [1 - \cos(\theta)] + V_{cle} \quad (1)$$

$$\ddot{y} = \frac{A \cdot \Delta P}{m} - 2\xi\omega\dot{y} - \omega^2 y \quad (2)$$

$$A_e = C_v \cdot \frac{A_0}{\sqrt{1 + (A_0/A_y)^2}} \quad (3)$$

$$\frac{dG}{dt} = A_e P_u \sqrt{\frac{2k}{(k-1)RT_u} \left[\left(\frac{Pd}{Pu} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{Pd}{Pu} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]} \quad (4)$$

$$\dot{m}_L = \sqrt{\frac{2}{f} \frac{(\pi D)^2 b^3}{R_{gas} T_u l} (P_u^2 - P_d^2)} \quad (5)$$

$$\frac{dG}{dt} = \sum \left(\frac{dG}{dt} \right)_i - \sum \left(\frac{dG}{dt} \right)_o \quad (6)$$

$$\delta Q = \delta U + \delta W - [dE_i - dE_o] \quad (7)$$

상기 방정식을 통하여 압축기에서 토출 되는 질량 유량을 구할 수 있으며, 냉방 능력은 식(8) 같이 압축기 토출 유량에 증발기 입출구의 엔탈피 차의 곱

으로 정의되며, 냉매 압축일은 식(9)와 같이 성능 해석을 통하여 계산된 압력-체적 선도의 면적이 된다. 압축기의 기계적 손실을 고려하지 않을 경우의 성적 계수 COP(Coefficient of performance)는 식(10)과 같이 냉방능력과 냉매 압축일의 비가 된다.

$$Q_c = \dot{m} \times (h_{eva-out} - h_{eva-in}) \quad (8)$$

$$P_{compression} = \int P \cdot dV \quad (9)$$

$$COP = \frac{Q_c}{P_{compression}} \quad (10)$$

3. 실린더 내부 체적-압력선도 계측

압축기에 대한 수치 해석 결과 검증 및 정확한 성능 분석을 위해 압력-체적 선도 계측은 매우 중요하다. 본 장에서는 압축기 구동 중의 체적 및 실린더내압 계측 방안에 대해 검토 하고자 한다.

3.1 실린더의 체적 계측

제 2장에서 논의된 실린더 체적에 대한 식(1)에서 압축기의 회전 속도가 일정 할 경우 사판 회전 각에 대한 체적 함수를 식(11)과 같이 시간에 대한 함수로 변환 할 수 있다.

식(11)은 초기 조건($t = 0$)에서 실린더의 체적이 최소이므로 피스톤의 상사점 위치를 계측하는 것이 중요하다. 본 연구는 피스톤의 상사점을 계측하기 위한 방안으로 Fig. 3과 같이 실린더 상측의 밸브 플레이트에 간극 센서를 장착하여 피스톤과의 거리를 계측하였고, 피스톤의 상사점은 최소 간극 신호로 확인하였다. Fig. 4는 간극센서의 신호와 간극센서의

$$V(t) = \frac{\pi D_p^2}{4} \frac{PCD}{2} \tan(\beta) [1 - \cos(2\pi f \cdot t)] + V_{de} \quad (11)$$

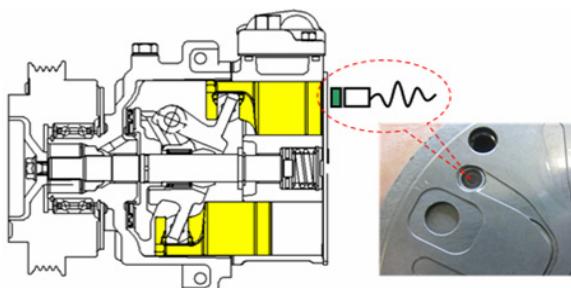


Fig. 3 Gap sensor install for measurement piston top dead center.

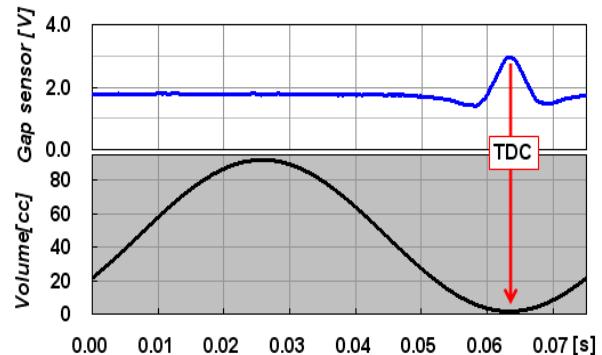


Fig. 4 Gap sensor signal and volume calculation result.

최소 간극 신호를 기준으로 한 실린더 체적의 계산 결과를 보여 준다. 간극센서의 신호는 피스톤과의 거리가 가까울수록 크게 되므로 최대 출력에서 피스톤이 상사점에 있음을 알 수 있다. 또한 상사점을 지나면서 센서에서 피스톤의 거리가 멀어 지므로 센서의 출력이 낮아지고 일정거리 이상에서는 센서의 계측 범위를 넘어가므로 일정하게 신호가 나오는 것을 확인 할 수 있다.

3.2 실린더 내부의 압력 계측

압축기 운전 중의 실린더 내압 계측을 위해서는 빠른 응답속도가 요구되므로 기존에는 동압센서를 많이 사용하였으나, 동압센서의 경우 정확한 압력 계측을 위해 기준 압이 요구되는 문제점이 있다. 본 연구에서는 Kistler 제품 4005 B 압력 센서를 사용하였는데, 센서 특징으로는 시간에 따른 기준압력 변화가 없으며, 응답속도는 100 kHz로 실린더 내압 계측에 적합하였다. 센서는 Fig. 5와 같이 실린더 상측의 밸브 플레이트에 장착하여 센서 장착에 의한 간극 체적 증가 문제도 해결 하였다.

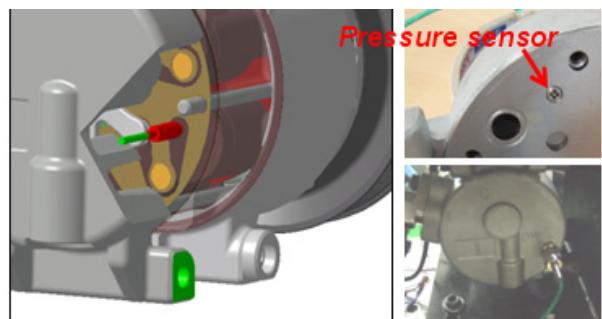


Fig. 5 Pressure sensor install for measurement of cylinder pressure.

4. 성능해석 프로그램 검증

성능 해석의 신뢰도를 검증하기 위하여 해석과 실험의 압력-체적 선도 및 성능 평가 결과를 비교하였다. 본 연구는 R134a 냉매를 사용하는 소형 6기통 사판식 압축기를 대상으로 하였으며, 평가 조건은 독일 자동차 공업 협회(VDA)의 R134a 냉매 압축기의 성능 평가조건으로 Table 1에 제시하였다. Fig. 6은 제3장에서 논의된 방법에 의해 계측된 내압과 간극센서의 신호 및 이를 통한 압력-체적 선도를 보여 주고 있다. 압력-체적 선도의 면적은 냉매 압축일(Compression work)이 되고, 토출압력 이상의 실린더 내압 발생에 의한 면적은 과압축일(Over compression work), 흡입 압력 이하의 실린더 내압에 의한 면적은 흡입 압력 손실 일(Suction pressure drop work)이다.

Fig. 7과 Fig. 8에 각각의 운전 조건에 대한 평가와 해석 결과의 압력-체적 선도를 보여주며, 압력-체적 선도에 대한 비교 결과는 Table 2에 제시하였다. 냉방 능력은 과냉각도 0 K, 과열도 10 K조건에서 해석과 평가된 결과이다. Table 2의 결과 비교에서 해석결과는 평가 결과의 경향성을 잘 예측하고 있음을 확인 할 수 있다.

Table 1 Operating condition for R134a compressor-VDA

		VDA I	VDA II
Rotation Nc	[rpm]	800	2000
Suction Ps	[bar, abs]	5.0	2.8
Discharge Pd	[bar, abs]	20.0	16.0
Super heat	[K]	10K	10K
Sub cool	[K]	5K	5K

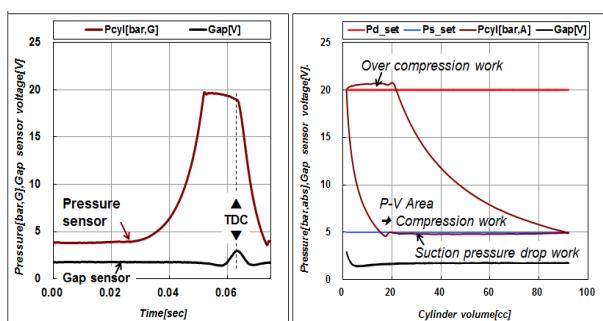


Fig. 6 Pressure-volume measurement data.

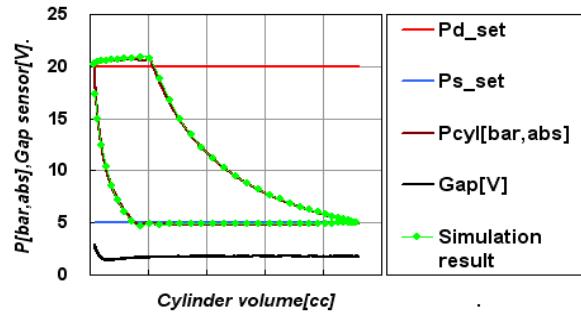


Fig. 7 Experiment and simulation result-VDA I.

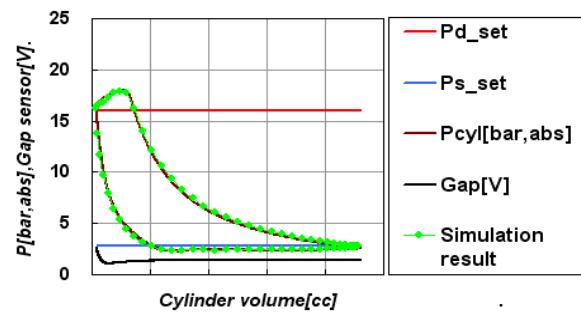


Fig. 8 Experiment and simulation result-VDA II.

Table 2 Performance result analysis

Test condition	Experiment	Simulation	
Cooling capacity	2.46	2.46	[kW]
Compression work	784	792	[W]
VDA I Over compression work	14.7	19.1	[W]
Suction pressure drop work	15.7	10.9	[W]
Cooling capacity	3.34	3.41	[kW]
Compression work	1309	1357	[W]
VDA II Over compression work	62.4	59	[W]
Suction pressure drop work	90.9	81.7	[W]

5. 대체냉매 R1234yf에 대한 분석 결과

Table 3과 Fig. 9는 R134a와 R1234yf에 대한 기본 물성 정보를 보여 주고 있는데, 지구 온난화 관련하여 GWP(Global warming potentials)가 규제됨에 따라 유럽에서는 2011년 이후는 신규 개발 차종, 2017년 이후로는 모든 차종에 대해 에어컨 냉매의 GWP를 150이하로 규제하고 있으므로 R134a 냉매의 사용은 제한되며, 이를 대체 할 수 있는 냉매로 GWP가 4인 R1234yf에 대한 연구가 진행되고 있다.

5.1 냉매 물성 특징 및 PH선도 분석

Table 4은 R134a와 R1234yf에 대한 압축기 운전 조건 및 PH 선도 분석 결과를 보여 주고 있다. R1234yf의 운전 조건은 아직 정확히 규정되어 있지 않으므로 본 연구에서는 R134a의 운전조건에 상응하는 응축온도와 증발온도를 기준으로 R1234yf의 운전 조건을 결정하였다. R134a와 R1234yf의 포화 선도가 거의 유사하므로 운전조건의 차이는 크게 발생하지 않지만, 조건 1과 조건 2에서의 압축비가 각각 R134a는

4.0과 5.7인 반면 R1234yf는 3.7과 5.1로 다소 낮아지는 경향을 보이고 있다.

냉방능력의 경우 R134a대비 R1234yf의 흡입 밀도가 높으므로 질량유량은 18%, 23% 증가하는데 반해 증발기에서의 엔탈피 차(잠열)는 31%, 33%감소하므로 인해 냉방능력은 88.6%, 91.5%로 약 10% 정도 감소함을 확인 할 수 있으며, 같은 방법으로 압축기 성적 계수(COP)의 경우 93.6%, 94.6% 수준이 된다.

5.2 R1234yf 해석 결과 분석

Fig. 10은 R134a 대비 R1234yf에 대한 PH선도 분석 및 성능 해석 프로그램을 통한 결과를 비교하여 보여 주고 있다. 800 rpm에 대한 성능 해석 결과 물성치에 의한 냉방 능력(PH 선도 분석) 저하 대비 성능 해석에 의한 냉방능력 저하율이 작게 나오는데, 이는 대체 냉매 R1234yf 적용시의 낮은 압축비에 의해 압축기의 체적 효율이 상승하기 때문이며, 압축기 효율 증가로 인해 압축기 소요 동력은 동등 수준이며, 성능 계수는 냉방 능력 증가로 인해, 개선됨을 확인 할 수 있다.

2000 rpm 운전 조건에서는 냉방능력은 동등 수준인데 반해 압축기 소요 동력 증가로 인해 압축기 성능 계수가 저하됨을 확인 할 수 있다. 이와 같은

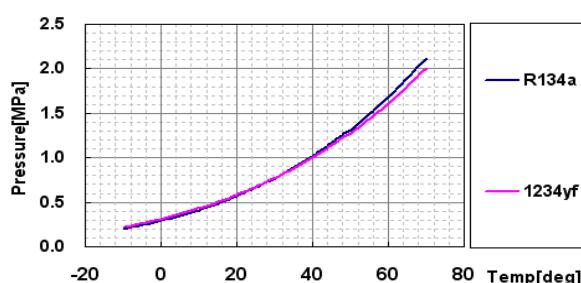


Fig. 9 Saturation line of R134a and R1234yf.

Table 4 PH diagram analysis result

Comp speed	800rpm		2000rpm	
Evaporation temp	15.73		-1.23	[°C]
Condensation temp	67.48		57.91	[°C]
Super heat	10 K		10 K	[K]
Sub cool	5 K		5 K	[K]
	R134a	R1234yf	R134a	R1234yf
Suction pressure	5	5.15	2.8	3.0 [bar, A]
Discharge pressure	20	19	16	15.37 [bar, A]
Suction density	23	27.1	13.2	16.02 [kg/m³]
Eva enthalpy	125.7	94.5	130.6	98.1 [kJ/kg]
Comp enthalpy	30.1	24.2	38.4	30.5 [kJ/kg]
Cooling capacity	100	88.6	100	91.5 [%]
Comp power	100	94.7	100	96.4 [%]
COP	100	93.6	100	94.6 [%]

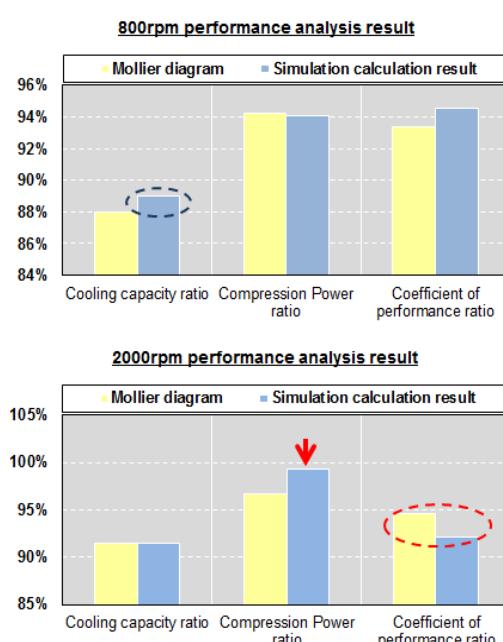


Fig. 10 PH Diagram and Simulation result analysis.

Table 5 Performance simulation result
2000 rpm

	R134a	R1234yf	R1234yf'
Mass flow rate	100.12	124.50	125.3 [kg/h]
Capacity	3.41	3.12	3.14 [kW]
Compression work	1357	1347	1328 [W]
Ideal compression work	1216	1179	1183 [W]
Over compression work	59	71	61 [W]
Suction drop work	81	97	84 [W]
Volume efficiency	70.5	72.0	72.4 [%]
Suction volume Loss	6.3	5.3	4.8 [%]
Leakage volume loss	0.1	0.1	0.1 [%]
Re-expansion loss	23.1	22.6	22.9 [%]
Coefficient of performance	100	92	94 [%]

소요동력 증가의 원인은 과압축과 흡입 압력 손실 일에 의해 발생하는데, Table 5에서 이상적인 냉매 압축일은 1216[W]에서 1179[W]로 감소하는데, 반해 과압축 손실일과 흡입 압력 손실은 각각 12[W]과 16 [W] 증가한 것을 알 수 있다. R1234yf의 압력 손실 일의 증가는 높은 흡입 밀도에 의한 유량 증가에 의해 발생하게 된다. R1234yf 냉매 압축기의 흡/토출 밸브에서의 압력 손실을 개선하기 위해 밸브의 변위를 흡입 밸브는 0.7에서 0.8 mm, 토출 밸브는 0.6에서 0.7 mm로 각각 0.1 mm씩 증가시킨 설계 변경 사양에 대한 해석 결과를 Table 5에 R1234yf'으로 제시하였다. 해석 결과 과압축 손실과 흡입 압력 손실은 각각 61[W]과 84[W]로 R134a와 동등수준이며, 체적효율도 개선되어 COP가 R134a 대비 94% 수준으로 PH 선도 분석 결과 94.6%와 거의 유사함을 확인하였다.

6. 결 론

본 연구를 통하여 다음과 같은 연구 성과를 얻었다.

(1) 차량용 가변 사판식 냉매 압축기의 성능 해석 프로그램을 개발하였으며, PV 선도 계측을 통하여 프로그램을 신뢰도를 확인하였다.

(2) R1234yf에 대한 성능 해석 결과 R134a 대비 높은 흡입 밀도에 의한 냉매 유량 증가로 인해 흡/토출 밸브에서의 압력 손실이 증가 한다.

(3) R1234yf 적용시의 흡/토출 밸브에서의 압력 손실에 의한 소요 동력 증가는 흡/토출 밸브의 유로 면적을 증가(밸브 변위 또는 면적) 시키는 방법을 통하여 개선 가능하다.

참고문헌

- Kazuhito, M. and Hiroaki, K., 1998, Development of the swash plate type continuously variable displace compressor, SAE, 980290.
- David, M. E., 2001, Control stability and NVH improvements of the variable displacement swash plate compressor, SAE, 2001-01-3837.
- Hiroyasu, N. and Atsushi, K., 1999, Power saving with the use of variable displacement compressor, SAE, 1999-01-0875.
- Lee, G. H. and Lee, T. J., 2004, A Study of variable displacement mechanism of swash plate type compressor for automotive air conditioning system, International compressor conference at Purdue, C079.
- Lee, T. J. and Lee, G. H., 2005, A study of dynamic analysis of variable displacement swash plate type compressor with internal control valve, Proceedings of the SAREK, pp. 254-260.
- Lee, T. J., Kim, K. B., Lee, S. W., and Lee, G. H., 2010, Numerical analysis and Experiment result comparison of variable swash plate compressor, Proceedings of the SAREK, pp. 289-295.