

중간 냉각기가 있는 고압 다단 왕복동식 압축기에 관한 열역학적 해석

이억수* · 이승홍† · 김명훈**
(2003년 2월 7일 접수, 2003년 6월 5일 심사완료)

Thermodynamic Analysis of High Pressure Multi-stage Reciprocating Compressors with Inter-coolers

Euk Soo Lee, Sung Hong Lee and Myung Hun Kim

Key Words: High Pressure Multi-stage Reciprocating Compressor(고압 다단 왕복동식 압축기), Natural Gas Vehicle(천연가스 자동차), Compressed Natural Gas(압축 천연가스)

Abstract

Simplified thermodynamic analysis of high pressure 4-stage reciprocating compressors with 4 inter-coolers has been investigated to predict a behavior of a compressor system for NGV(natural gas vehicles). A computer program has been developed to predict and estimate the performance of high pressure 4-stage reciprocating compressor system. Thermodynamic properties of compressed natural gas(CNG) were calculated by ideal gas theory and compression cycle was assumed as reversible adiabatic compression and expansion processes, and isobaric intake and discharge processes. Comparison between results predicted by calculation model and measured by experimental tests is presented.

기호설명

A : 면적 [m^2]
 A_c : 바탕 면적 [m^2]
 C : 열용량 [W/K]
 CL : 간극비(= V_c/V_{st})
 CNG : 압축 천연가스
 D : 지름 [m]
 f : 마찰계수
 F : 수정계수
 G_{max} : 최대 질량속도 [$kg/s \cdot m^2$]

h : 대류 열전달계수 [$W/m^2 \cdot K$]
 j : Colburn j 인자(factor)
 K : 압력 손실계수
 k : 비열비(c_p/c_v), 열전도율 [$W/m \cdot K$]
 \dot{m} : 질량유량 [kg/hr]
 n : 압축기의 단수, 노즐
 N_f : fin의 수
 Nu : Nusselt 수
 NTU : 전달 단위 수 [$W/m^2 \cdot K$]
 P : 압력 [Pa, bar, atm]
 P_d : 토출압력 [Pa, bar, atm]
 PD : 피스톤 배기량 [m^3/hr]
 Pr : Prandtl 수
 P_r : 환산 압력(= P/P_c)
 P_s : 흡입압력 [Pa, bar, atm]
 ΔP : 압력 손실
 Q : 열전달률[W]
 R : 기체상수, 열저항
 R_c : 접촉 열저항 [$m^2 \cdot K/W$]
 Re : Reynolds 수

* 부경대학교 기계공학부

† 책임저자, 회원, 부산대학교 기계공학부

E-mail : sunghonglee@yahoo.com

TEL : (051)510-2312 FAX : (051)514-7640

** 부산대학교 대학원 기계공학과

- R_{fo} : 오염계수 [$m^2 \cdot K/W$]
- R_w : 벽의 전도 열저항 [$m^2 \cdot K/W$]
- r : 압축비(= P_d/P_s)
- St : Stanton 수
- S_i : 행정거리 [m]
- s : 흰(fin)의 간격 [m]
- T : 온도 [$^{\circ}C$]
- T_d : 토출온도 [$^{\circ}C$]
- t_r : 흰(fin)의 두께 [m]
- T_r : 환산 온도(= T/T_c)
- T_s : 흡입온도 [$^{\circ}C$]
- U : 총열관류율, 총합 열전달계수
- V : 체적 [m^3]
- \dot{V} : 체적유량 [m^3/hr]
- V_c : 간극체적 [m^3]
- V_{st} : 행정체적 [m^3]
- \bar{V} : 속도 [m/s]
- W_k : 단위시간 당 압축일, 압축 동력
- $W_{1,2,3,4}$: 1단, 2단, 3단, 4단의 압축 동력
- Z : 압축계수(= PV/RT)
- ϵ : 흰(fin)의 유용도(= q/q_{max})
- η_{ad} : 단열 압축 효율
- η_f : 흰(fin)의 효율
- η_o : 총괄 표면효율
- η_{va} : 실제 체적효율
- ρ : 밀도 [kg/m^3]

1. 서 론

자동차 연료로서 천연가스는 석유계 대체연료로서 연료공급의 안정성(풍부한 매장량), 저렴한 연료가격, 배출가스의 청정성 뿐만 아니라 낮은 CO₂ 배출률로 인한 지구 온난화 방지대책으로 기대되며, 기존 석유계 연료의 연소기술의 활용이 가능하다.

약 200bar정도의 압축된 천연가스(compressed natural gas, CNG)를 저장, 사용하는 천연가스 자동차(natural gas vehicle, NGV)는 초기에는

Table 1 Example of natural gas composition⁽¹⁴⁾

Gas name	Formula	Mole fraction
Methane	CH ₄	88.82 %
Ethane	C ₂ H ₆	7.41 %
Propane	C ₃ H ₈	2.60 %
i-Butane	C ₄ H ₁₀	0.52 %
n-Butane	C ₄ H ₁₀	0.61 %
Nitrogen	N ₂	0.05 %

Table 2 Property of natural gas (0 $^{\circ}C$, 1atm)

Classification	Symbol	Property	Unit
Molecular weight	M	18.29	kg/kmol
Gas constant	R	454.6	J/kg · K
Density	ρ	0.82	kg/m ³
Specific heat at constant pressure	c_p	2.049	kJ/kg · K
Specific heat at constant volume	c_v	1.594	kJ/kg · K
Specific ratio	k	1.28	
Critical temperature	T_c	206.53	K
Critical pressure	P_c	46.32	bar

천연가스의 산지를 중심으로 도입이 이루어 졌으나, 최근에는 석유 수입 의존도가 높은 국가 및 도심지 대기오염이 사회적인 문제로 대두되고 있는 국가들에서 그 도입이 확대되고 있다. 한국은 환경부에서 2007년까지 천연가스 자동차 20,000대, 충전소 400개소의 보급을 목표로 하고있다. 이처럼 많은 보급을 계획하고 있지만 천연가스 자동차의 연료로 쓰이고 있는 압축 천연가스를 충전하는 장치는 대부분 수입에 의존하고 있는 실정이라 조속한 개발이 요구되며 특히 가장 중요한 것은 산업용 고압가스 압축기⁽¹⁾의 개발이라 할 수 있다.

본 연구는 도시가스 배관으로 공급되는 저압의 천연가스(2.5~5 bar)를 천연가스 자동차용 압축 천연가스(CNG) 충전소에서 251 bar의 고압으로 압축할 수 있는, 국내에서 개발, 제작된 왕복동식 고압 4단 가스 압축기와 중간 냉각용 열교환기의 간단한 해석을 통해서 운전 성능을 예측해 보고자 한다. 각 단의 압축과정에서 압력, 온도, 유량, 동력, 압력손실 등을 계산하고, 각 단 사이에 중간냉각(inter-cooling)을 위하여 고밀도 열교환기를 설치하여, 각 단에서 압축된 고온의 천연가스를 다음 단의 압축기에 들어가기 전에 냉각 열교

환하는 과정을 해석 하고자 한다.

천연가스는 여러 성분의 가스가 혼합되어 있는 혼합물로서 그 조성은 산지와 도입시기에 따라서 다양하다. 국내에 사용중인 천연가스의 조성이 Table 1과 같이 메탄가스가 주를 이루는 천연가스의 물성치를 이상기체로 가정하여 해석하였다.

2. 압축과정의 열역학적 해석

2.1 가역 단열 압축 및 팽창 과정

국내에서 실제 제작된 CNG 압축기는 왕복동식 4단 압축기로서, Table 5에서 그 사양을 알 수 있다. 1단과 4단은 단동식과 거의 동일하지만, 2단과 3단은 동심원 형태로 압축되는 왕복동식 압축기이다. 압축기의 압력비(r)는 토출압력(P_d), 흡입압력(P_s)의 비로 정의한다.

$$r = \left(\frac{P_d}{P_s} \right) \quad (1)$$

여기서, 하첨자 s , d 는 각각 흡입(suction) 및 출구(discharge)를 뜻한다. 각 단의 압축비는 동일한 압축비로 설계, 제작되면 좋지만, 실제 제작된 왕복동식 압축기의 압축비는 압축기의 선택에 의해서 사실상 정해진다. 모든 과정은 가역 폴리트로픽 과정(reversible polytropic process)으로 가정하고, 압축 및 팽창과정을 가역 단열과정($PV^k = \text{const}$)이라고 생각한다. 압축비(r)가 주어졌을 때, 압축할 기체(천연가스)를 이상기체로 가정하면 토출온도는 다음과 같이 표현된다.

$$T_d = T_s \left(\frac{P_d}{P_s} \right)^{\frac{k-1}{k}} \quad (2)$$

2.2 정상상태에서 압축일

간극이 있는 압축기의 P-V 사이클 선도에서 면적은 피스톤이 한 사이클 하였을 때 기체가 받은 일을 나타낸다. 압축과정과 팽창과정을 가역 단열과정으로 ($PV^k = \text{const}$) 가정하면, 정상상태에서 한 사이클 동안에 한 개의 압축기에 의하여 단위시간에 이루어진 압축일, $W_k[\text{HP}]$ 는 다음과 같다.⁽²⁾

$$W_k = \frac{k}{k-1} P_s V_s \left\{ \left(\frac{P_d}{P_s} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right\} \quad (3)$$

여기서, 하첨자 s , d 는 각각 압축기 입구와 출구를 나타낸다. 실제의 압축기의 한 사이클은 이론 사이클과 차이가 있으며, 실제 압축에 필요한 동력, W_c 는 압축기의 단열 효율(η_{ad})을 고려하면 다음과 같다.

$$W_c = \frac{W_k}{\eta_{ad}} \quad (4)$$

여기서, 압축기의 단열효율(η_{ad})은 기계손실을 포함하여 80% 정도로 계산하였다.⁽³⁾

2.3 가스의 질량 유량

압축기의 시간당 피스톤 배기량(piston displacement, PD)은 다음과 같다.

$$PD = \frac{1}{4} \pi D^2 \times S_t \times \text{RPM} \times 60 \quad (5)$$

실제 압축기는 피스톤 상사점에 약간의 간극이 있으며, 이곳에 남은 가스는 다음의 흡입행정 시작할 때 다시 팽창을 한다. 유효 흡입행정 체적과 흡입행정 체적과의 비로 정의되는 체적효율 η_{va} 를 수정해서 사용하면 다음과 같다.⁽²⁾

$$\eta_{va} = \frac{\dot{V}}{PD} = 0.97 - CL \left\{ \left(\frac{Z_s}{Z_d} \right) r^{\frac{1}{k}} - 1 \right\} - B \quad (6)$$

여기서 CL은 간극비이고 0.97은 흡입밸브와 토출밸브의 손실에 대한 보정계수이다. 그리고 압축기의 피스톤 링을 지나가는 가스의 누출에 대한 상수 B는 윤활 압축기일 경우에는 0.03을, 무 윤활 압축기에 대해서는 0.07을 사용한다.⁽⁴⁾ 압축계수(compressibility factor) Z는 환산압력(reduced pressure) P_r 과 환산온도(reduced temperature) T_r 를 사용하여 압축계수, Z 선도를 통하여 구하였다.

식 (5)와 (6)을 곱하면 체적유량이 될 것이고, 압축기의 실제 흡입된 질량 유량 \dot{m} 는 아래와

Table 3 CNG heat exchanger specification

Stage	Unit	1st		2nd		3rd		4th	
		Tube	Fin	Tube	Fin	Tube	Fin	Tube	Fin
Classification		A179	Al	A179	Al	A179	Al	A179	Al
Material		A179	Al	A179	Al	A179	Al	A179	Al
Inner dia. / Dia. of fin	mm	12.6	37.9	12.6	37.9	11.68	37.9	10.36	37.9
Thickness	mm	1.65	0.4	1.65	0.4	2.11	0.4	2.77	0.4
Transverse pitch / Fin pitch	mm	38.1	2.54	38.1	2.54	38.1	2.54	38.1	2.54
Longitudinal pitch	mm	33		33		33		33	
Length	m, mm	1.85	2.14	1.85	2.14	1.85	2.14	1.85	2.14
Height	mm		10.6		10.6		10.6		10.6
Number	EA, ea/m	36	393.7	35	393.7	36	393.7	38	383.7
Number of pass	EA	4		5		8		12	
Air mass flow rate	kg/s		3.2		3.1		3.6		3.6
Number of cell	EA		26208		26480		20208		25480

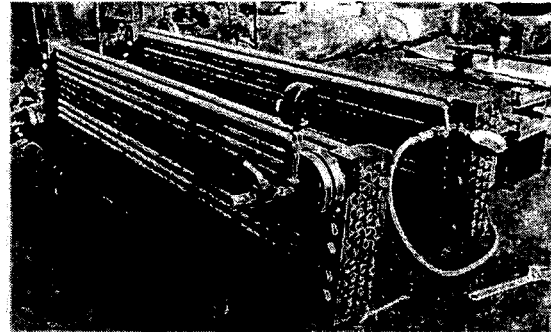


Fig. 1 CNG heat exchangers(inter-cooler between compressors)

같다.

$$\dot{V} = PD \times \eta_{va} \quad (7)$$

$$\dot{m} = \rho_s \times PD \times \eta_{va} \quad (8)$$

압축기가 선택되면 식 (1), (2), (3)과 (8)에 의하여 토출압력, 토출온도, 압축가스의 유량과 동력이 평가될 수 있을 것이다.

3. 열교환기의 해석

CNG 압축기에서 중간 냉각기(inter-cooler)로 사용하는 열교환기는 공냉식 열교환기(air cooled heat exchanger)이며, 직경 12.6mm, 길이 1850mm의 원관이 1열에 12개씩 3열 36개의 원관으로 구성되어 있다(Fig. 1, 2 참조). 1개관에는 728개의 원형의 환(fin)들이 2.54mm 간격으로 부착되어 1 inch 에 10개씩 환이 있다. 다중패스, 직교류식, 고밀도, 열교환기이며, 압축기마다 열교환기가 1개씩 있다(Table 3 참조). 관(tube)의 재질은 A179(탄소강)이고, 환의 재질은 알루미늄이다. 단수가 고압으로 증가할수록 관의 두께가 두꺼워지고⁽¹¹⁾ 열교환기의 통과 패스(pass) 수도 증가하고 있다. 열교환기 해석은 한 셀(cell)을 기준으로 ϵ -NTU법을 사용하였으며, 그 형상은 Fig. 2와 같다. 고온의 압축 천연가스와 찬 공기가 열교환기를 통하여 교환된 열전달량은 총합 열전달계수(U), 열전달 면적(A), 대수 평균 온도차(ΔT_{LMTD})와 수정계수(F)에 의한 열전달량으로 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$Q = U \cdot A \cdot F \cdot \Delta T_{LMTD} \quad (9)$$

3.1 총 열저항

위 식에서 열교환기의 열전달 면적(A)에 상당

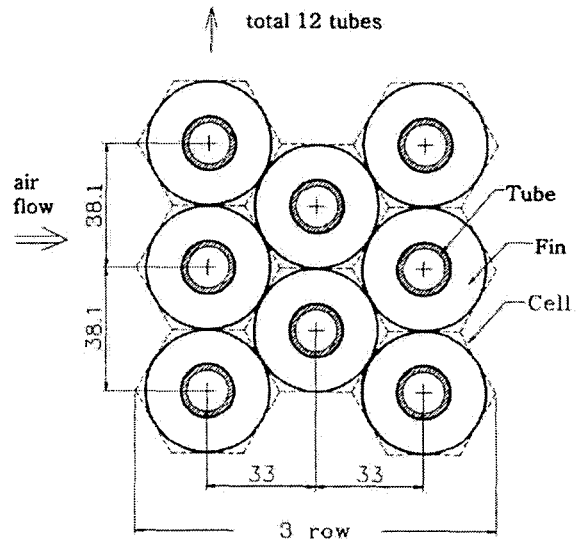


Fig. 2 Tube arrangement [mm]

하는 총합 열전달계수 U는 다음과 같이 총 열저항으로 평가할 수 있을 것이다.^(4,5)

$$R = \frac{1}{U_c A_c} = \frac{1}{U_h A_h} = \frac{1}{(\eta_o h A)_c} + \frac{R_{fo,c}}{(\eta_o A)_c} + R_w + \frac{R_{fo,h}}{(\eta_o A)_h} + \frac{1}{(\eta_o h A)_h} \quad (10)$$

여기서, 하첨자 c, h는 각각 저온 유체(관 외부의 공기) 및 고온 유체(원관 내부에서 유동하는 압축가스)를 뜻한다.

h_h 는 관 내부의 고온 가스쪽의 대류 열전달계수이다. 매끄러운 관 내부를 흐르는 완전히 발달된 난류에 대해서는 Dittus와 Boelter⁽⁵⁾가 제안한

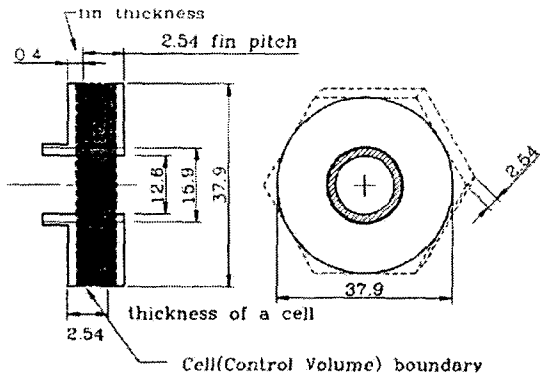


Fig. 3 Details of a cell between 2 fins [mm]

다음의 식을 이용하였다.

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^n \quad (11)$$

지수 n은 유체가 냉각되므로 0.3을 사용하였다.

관 외부의 대류 열전달계수 h_c 는 공기의 양 또는 유속과 깊은 관계를 가지고 있기 때문에 Colburn j인자로 다음과 같이 정의하여 해석한다.⁽⁸⁾

$$j = St \times Pr^{2/3} \quad (12)$$

$$St = \frac{h_c}{c_p G_{max}} \quad (13)$$

여기서 G_{max} 는 최대 질량속도이다.⁽⁶⁾

각 단의 공기의 유량은 제작된 CNG 압축기를 작동시켜 직접 속도분포를 측정하여 구한 평균값, 14 kg/s(평균 공기의 속도 11.7m/s)를 각 단의 열교환기의 면적비로 나눈 값을 사용하였다. 엇갈림 배열의 흰이 있는 매끈한 관(smooth finned tubes)에서 Colburn j 인자는 다음 식을 사용하여 평가하였다.^(7,8)

$$j = 0.134(Re)^{-0.319} \left(\frac{S}{l_f}\right)^{0.200} \left(\frac{S}{t_f}\right)^{0.1134} \quad (14)$$

식 (12)의 흰 부착 면(공기쪽)을 고려한 총괄 효율 η_o 는 흰의 집적열저항 R_c 를 고려한 경우 다음과 같이 쓸 수 있다.⁽⁵⁾

Table 4 Heat exchanger data of inter-coolers

Stage	Unit	1st	2nd	3rd	4th
Wetted perimeter / 1 cell	mm	47.48	47.48	47.48	47.48
Hydraulic diameter	mm	3.96	3.96	3.96	3.96
Air-side tran. area / 1 cell	mm ²	1978	1978	1978	1978
CNG-side convective coef.	W/m ² K	1026	1220	1983	3472
Maximum mass velocity	kg/sm ²	8.07	8.50	9.04	9.04
Colburn factor		0.0109	0.0107	0.0106	0.0106
Air-side convective coef.	W/m ² K	111.75	115.55	120.53	120.66
Overall fin efficiency	%	0.700	0.693	0.694	0.694
Overall H.T. coef., U	W/m ² K	443.8	481.6	623.5	772.2
NTU		2.478	2.680	3.305	3.585
Effectiveness, ε		0.659	0.871	0.907	0.914
Temp. increase of CNG	°C	81.01	54.69	60.04	75.66
Outlet temp. of CNG	°C	28.41	23.11	21.15	22.08
Heat duty of CNG	W	38151	25123	27806	36225
Outlet temp. of air	°C	26.72	22.99	22.56	24.65
Log mean temp. difference	°C	38.09	24.44	23.27	28.28
Correction factor, F		0.96	0.83	0.78	0.75
Heat duty Q _{corp}	W	36225	24877	27579	35404

$$\eta_o = 1 - \frac{N_f A_f}{A_t} \left(1 - \frac{\eta_f}{C_1}\right) \quad (15)$$

여기서, $C_1 = 1 + \eta_f h A_f (R_c / A_c)$ 이다. 고온의 압축가스가 지나가는 관 내부에서 $\eta_o = 1.0$ 이다. 식(10)에서 오염계수 $R_{fo,c}$ 및 $R_{fo,h}$ 는 열전달 표면의 오염에 따른 영향을 고려한 것으로 초기에는 값이 0이며, 설계 시 오염계수는 여유 있는 값으로 선정한다.⁽¹⁰⁾ 천연가스(natural gas)는 0.176~0.352[m² °C/kW], 공기(air)는 0.3~0.4[m² °C/kW]를 사용하였다. 이상을 종합하면 식(10)에서 총 열저항을 계산할 수 있을 것이다.

3.2 ε-NTU 방법

열교환기에서 최대 가능한 열전달률(q_{max})에 대한 실제 열전달률(q)의 비를 유용도 $\epsilon (=q/q_{max})$ 으로 정의하면, 직교류 배열이고, 큰 열용량(C_{max})을 가지는 유체는 혼합(mix)되고 작은 열용량(C_{min})을 가지는 유체는 혼합되지 않을(unmixed) 때의 ε-NTU에 관한 유용도 관계식은 아래와 같다.⁽⁹⁾

$$\epsilon = \left(\frac{1}{C_r}\right) \{1 - \exp[-C_r(1 - \exp^{-NTU})]\} \quad (16)$$

여기서, 열용량비 C_r 은 C_{min}/C_{max} 이고, NTU는 다음 식(17)과 같다.

$$NTU = \frac{UA}{C_{min}} \quad (17)$$

Table 5 Samples of 4-stage compressor spec.

Stage	Unit	1st	2nd	3rd	4th
Number of cylinders		1	1	1	1
Bore, HE	mm	270	270	107	52
Bore, CE	mm	0	227	40	0
Effective Bore Dia	mm	270.0	146.2	99.2	52.0
Piston Stroke	mm	75	75	75	75
Cylinder clearance, Cc	%	10.3	14.4	11.1	12.9
Cylinder Swept Volume	cm ³	4294	1259	580	159
No. of suc/dis. Valve	EA	2/2	1/1	1/1	1/1
Type of valves		Plate	Plate	Plate	Plate

ϵ -NTU 정보를 알면 열교환기 통과 후의 가스나 공기의 출구 온도들을 알 수 있게 된다.

Table 4는 ϵ -NTU 법으로 계산한 열교환기(inter-cooler)에 관한 값들이다. 천연가스(CNG)가 많은 열전달률(Heat duty)과 열교환기를 통과한 열전달률 Q_{LMTD} 의 값들이 거의 일치하고 있음을 알 수 있다. 압축 천연가스(CNG) 충전용 왕복동식 압축기에 사용된 열교환기의 열저항은 관 내부 대류 열저항이 50%, 관 외부의 대류 열저항이 32%, 관 내부의 불결계수에 의한 저항이 15% 수준으로 평가되었다.

4. 다단 압축과정에 대한 해석

Table 5는 국내에서 제작된 천연가스 자동차 충전용 왕복동식 4단 압축기의 사양으로 행정(stroke)은 공통으로 7.5cm이고, 압축기 입·출구에는 플레이트(plate)밸브를 사용하였으며 실린더의 직경과 밸브의 크기는 단수가 증가함에 따라 작아진다. 그리고 복동식(double acting type) 압축기는 단동식에 비해 중량을 줄일 수 있는 장점이 있다.

4.1 압축 동력

산업용 가스의 고압 압축장치에서 다단 가스 압축의 장점은 1단 압축기보다 각 단의 압축비의 감소로 인한 체적효율과 압축가스의 질량유량의 증가와 중간 냉각을 통한 압축동력의 감소이다. 동일한 간극 체적일 경우에, 압축비가 감소함에 체적효율이 증가하여 압축기의 용량(혹은 질량유량)이 증가한다. 그리고 각 단의 중간에 냉각이 있을 경우에, 압축기 입구로 들어가는 동일질량의 CNG의 체적감소로 압축동력이 감소한다. 정상상태에서 4단 압축기의 압축동력 W_c 는 W_1 , W_2 , W_3 그리고 W_4 의 각 단의 압축 동력을 합

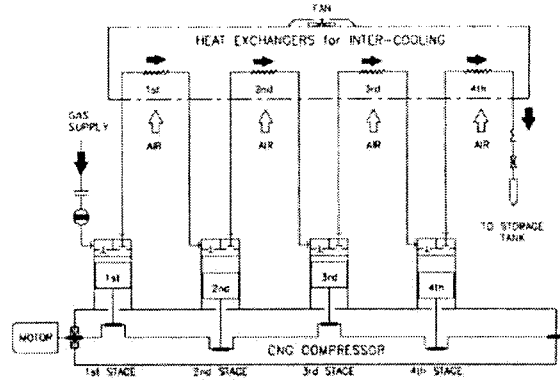


Fig. 4 Four stage compressor with inter-coolers

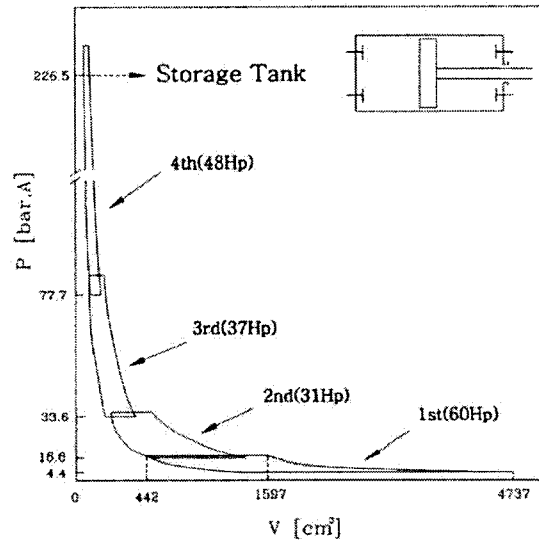


Fig. 5 Four stage P-V indicate diagram

하여 계산할 수 있다.

$$W_c = W_1 + W_2 + W_3 + W_4 \quad (18)$$

1단의 압축동력은 식 (3)과 (4)에서 계산할 수 있고, 2단에서 4단까지 압축동력도 동일한 방법으로 구할 수 있다. $P_{1,s}$ 에서 $P_{4,d}$ 까지 4단 압축하는 데 필요한 총 일, W_c 가 최소가 되게 하는 이론적인 압축비는 각 단의 압축비가 동일한 경우이며, 아래와 같다.

$$r = \sqrt[4]{\frac{P_{4,d}}{P_{1,s}}} \quad (19)$$

Table 6 Reciprocating compressor calculation

Stage	Unit	1st	2nd	3rd	4th
Internal actual compression pressure ratio		4.00	2.10	2.40	3.10
Suction Conditions					
Suction Pressure	Bar, A	4.40	16.60	33.56	77.72
Internal suction pressure	Bar, A	4.29	16.33	33.09	75.11
Suction temperature	°C	15.00	28.41	23.11	21.15
Discharge Conditions					
Internal discharge pressure	Bar, A	17.16	34.29	79.43	232.94
Discharge Pressure	Bar, A	16.60	33.56	77.72	220.47
Discharge temperature	°C	109.42	77.81	81.18	97.74
Capacity and Power					
Volumetric efficiency	%	0.73	0.82	0.83	0.79
Horse power/stage	BHP	59.57	31.16	36.64	48.32
Total brake-horsepower	BHP		219.62		
Rod load compression	kg	7221			2422
Rod load tension	kg		3368	4639	
Capacity	Nm ³ /h		915.21		

본 연구에 사용된 국내에서 제작된, 압축 천연 가스 충전용 왕복동식 4단 압축기의 각 단의 압축비는 각각 4, 2.1, 2.5, 3.1인데, 이는 피스톤 로드의 최대 인장력과 최대 압축력의 균형을 고려하여 제작하였기 때문이다. 일반적으로 제한된 압축비 4를 넘지 않았다.

4.2 압축 과정

실제로 CNG 압축기는 도시가스에서 들어오는 천연가스를 다단으로 압축하여 약 251bar 정도의 압력을 얻게 되는데, 일반적으로 압축기 입구에서의 압력은 약 2.5~5.0 bar 정도이고, 입구온도는 15~20°C 정도이다. Fig. 4와 Fig. 5는 다단 압축과정과 P-V 선도를 보여주고 있으며, Table 6은 4단 압축과정에서 압력값들을 보여준다. 처음에 1단 압축기 입구에 압력 4.4 bar 와 온도 15°C로 흡입되면, 흡입밸브를 통과하면서 4.29 bar로 압력이 떨어지고, 1단 압축기 내부에서 피스톤에 의해서 17.2 bar로 압축되고, 온도 109.42°C까지 올라간다. 그리고 배기밸브를 통과하면서 압력은 16.6 bar로 떨어지며, 다시 중간 냉각기인 열교환기를 통과하면서 온도 28.4°C와 함께 관 마찰에 의한 압력손실로 2단 입구에서 압력이 16.33 bar가 된다. 압축된 천연가스는 2단 압축기로 들어가서 입·출구 밸브와 열교환기에서 동일한 압력손실과 중간 냉각과정을 3단, 4단까지 반복하고 최종에 저장탱크(storage tank)로 보내어진다. 일반적으로 압축기의 압력비(P_d/P_s)가 클 때에는 압축일을 적게 하고 체적효율을 크게 하기 위하여 압축일을 여러 단(stage)으로 나누어 압축하며, 그 도중에 중간 냉각기(inter-cooler)를 설치하여 압축 초기의 온도까지 냉각하여 전체가 등은 압축에

Table 7 Pressure drop through valves at compressor

Stage	Unit	1st	2nd	3rd	4th
Mean Piston Speed	m/s	2.95	2.95	2.95	2.95
Valve Velocity, Suc.	m/s	28.82	29.13	28.52	32.97
Valve Velocity, Disc.	m/s	28.82	29.13	28.52	32.97
Specific weight, Suc.	kg/m ³	2.65	8.64	19.36	79.97
Specific weight, Disc.	kg/m ³	6.76	16.22	69.35	156.29
Loss coefficient, Suc.	$K_{v,s}$	9.91	7.20	5.65	5.96
Loss coefficient, Disc.	$K_{v,d}$	7.70	6.16	4.43	5.90
Pressure drop, Suc. Valve	Bar	0.11	0.27	0.47	2.61
Pressure drop, Disc. Valve	Bar	0.22	0.43	1.09	5.12

가깝게 하여 효율을 높인다.

4.3 압축기의 밸브에서 압력손실

압축기의 압축과정과 다음 단의 압축과정 사이에 있는 흡입, 토출 밸브와 열교환기를 지날 때, 압축기 밸브의 압력손실과 열교환기에서 관 마찰손실등, 국부적 손실에 따른 압력강하가 존재한다. 그러므로 최종 목표압력에 도달하기 위해서 각 단의 실제 압축비는 압력손실을 무시하고 계산한 이론적인 압축비(r)의 값보다 더 커야 한다. 압축된 천연가스가 압축기 입·출구의 플레이트 밸브를 통과하면서 생기는 밸브 압력손실 ΔP_v 는 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$\Delta P_v = K_v \frac{\rho \bar{V}_v^2}{2} \quad (20)$$

$$\bar{V}_v = \frac{2 \times V_{st}}{A_v} \quad (21)$$

하첨자 v 는 밸브를 의미하며, 밸브 손실계수는 Table 7과 같이 제작회사(Hoerbiger)에서 제시한 값을 사용하였다.⁽¹²⁾ 입·출구 밸브를 통과하는 천연가스의 속도, \bar{V}_v 값은 약 29~33m/s 범위였다. Table 7은 각 단에 대한 밸브를 통과하는 속도, 비중량, 손실계수 및 압력손실을 보여주고 있으며, 4단 토출밸브 통과시 압력손실이 가장 큼을 알 수 있다.

4.4 열교환기에서 압력손실

열교환기 관 내부의 압력손실은 관 내부의 마찰손실과 내부 구조 변화에 의한 국부적 손실(nozzle, return bend)로 나누어서 생각해 볼 수 있다. 관 내부에서 마찰에 의한 압력손실 ΔP_f 은

Table 8 Pressure drop passing heat exchangers

Stage	Unit	1st	2nd	3rd	4th
Mass flow rate / 1EA	kg/s	0.0232	0.0298	0.0464	0.0695
velocity in tube	m/s	17.6	10.3	7.8	5.3
Roughness coefficient		0.0203	0.0196	0.0185	0.0176
Velocity in nozzle	m/s	19.29	8.80	3.67	1.31
Pressure drop by friction	kg/m ²	1999.9	1815.3	4045.4	8508.0
Suc/disc. Pressure drop	kg/m ²	1071.4	1009.4	2207.3	4315.2
Pressure drop of nozzle	kg/m ²	363.15	165.58	69.06	24.73
Total pressure drop of H/E	bar.A	0.337	0.293	0.620	1.259

Darcy- Weisbach의 식을 사용하였다.

$$\Delta P_f = f \frac{L}{D} \frac{\rho \bar{V}_f^2}{2} \quad (22)$$

하첨자 f는 관 내부의 마찰을 의미한다. 관 입·출구와 직관 끝의 회전부분(turning around)에서 압력손실 ΔP_e 은 아래와 같다.

$$\Delta P_e = K_e \frac{\rho \bar{V}_e^2}{2} \quad (23)$$

하첨자 e는 관의 입·출구를 의미하며, 돌출 입구에서 $K_e = 0.78$, 출구에서 $K_e = 1.0$ 을 각각 적용하였다.⁽⁷⁾ 각 단의 입·출구 Nozzle 형태에서 압력손실 ΔP_n 은 아래와 같다.

$$\Delta P_n = K_n \frac{\rho \bar{V}_n^2}{2} \quad (24)$$

하첨자 n는 노즐을 의미하며, 입구 노즐에서 손실계수 $K_n = 1.1$, 노즐 출구에서 $K_n = 0.7$ 을 사용하였다.⁽⁷⁾ 열교환기에서 압력손실은 천연가스(NG)의 밀도와 통과 패스(pass)수에 따른 관의 길이에 영향을 크게 받는다. Table 8은 열교환기의 압력손실에 대한 한 예로서 단수가 증가하여 고압 단으로 갈수록 압력손실이 증가함을 알 수 있다.

5. 결과 및 고찰

5.1 실험과 예측치의 압력과 온도 비교

Table 9는 압축기로 유입되는 천연가스의 초기 압력이 4.4bar, 압축기 회전속도는 1180 rpm, 주변의 공기온도는 20℃일 때의 실제 작동 값과 프

Table 9 Comparison between calculated and experimental results

Classification	Unit	Calculated results	Experimental results
Rotating speed	RPM	1180	1180
1st suc. temp.	℃	15	15
1st suc. press.	bar.A	4.4	4.4
2nd suc. press.	bar.A	16.5	16.5
3rd suc. press.	bar.A	33.1	33.0
4th suc. press.	bar.A	78.0	77.9
4th dis. press.	bar.A	228.5	227.9
1st dis. temp.	℃	111	109
2nd dis. temp.	℃	78	78
3rd dis. temp.	℃	83	101
4th dis. temp.	℃	99	97

로그램에 의한 계산 값을 보여주고 있다. 압축 천연가스용 압축기의 작동 조건을 동일하게 주었을 때, 프로그램에 의한 계산은 실제 압축기의 작동시 실험값과 잘 일치하고 있음을 확인할 수 있다. 압축기 각 단의 천연가스 토출 온도와 토출 압력이 대체로 잘 일치하는 편이다. 그러나 3단 토출 온도의 경우는 프로그램에 의해서 구한 값보다 실험치가 약간 높음을 알 수 있었다. 각 단의 압축과정과 다음 단의 압축과정 사이에서 발생하는 밸브와 열교환기에서 압력손실은 Fig. 6에서 예상 할 수 있는 것과 같이 열교환기(관 내부) 압력손실보다 압축기(밸브)에서 압력손실이 더 크다. 전체 압력 손실의 약 80% 정도를 압축기 밸브손실이 차지하였다. 특히, 4단 토출 밸브의 압력손실은 상당히 크므로 압축기의 설계와 밸브 선정, 개발에 있어 신중해야 함을 알 수 있다. 실제로 약 250bar 이상의 고압 다단 압축기의 밸브는 매우 제한되어 있는데, 단수가 높을수록 실린더의 직경이 작아지므로 밸브를 지나는 유체의 통로도 작아진다. 만약, 밸브 압력손실 ΔP_v 를 무시하게 되면 최종적으로 토출 압력이 276 bar로서 실제 작동값 228 bar와는 약 50 bar 정도 차이가 나며 실제 작동값과 큰 차이를 보인다. 압축시스템의 해석 이론을 바탕으로 국내에서 제작된 CNG 압축기의 운전 조건의 변화에 따른 열역학적인 성능을 계산하기 위해 MS EXCEL을 이용하여 프로그램을 개발하였다.⁽¹²⁾

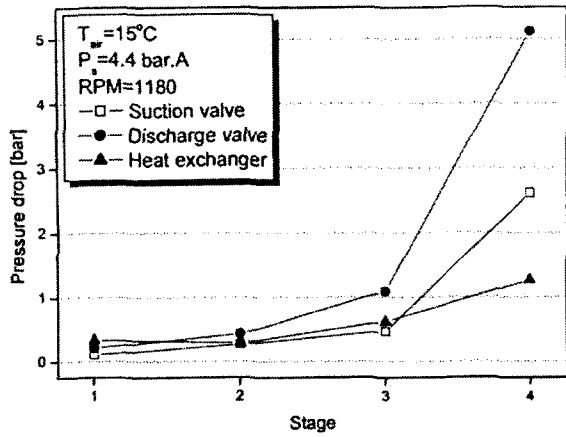


Fig. 6 Pressure drop in valves and heat exchangers

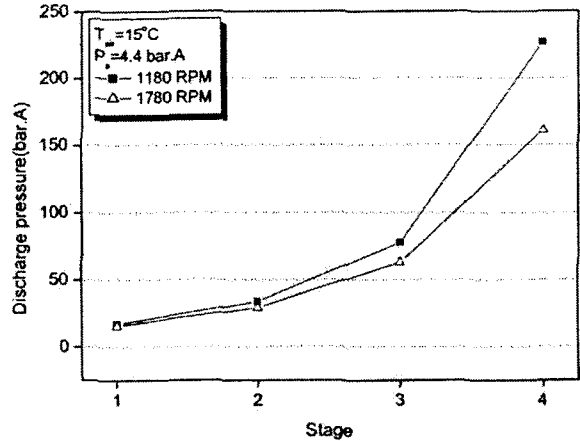


Fig. 8 Effect of RPM on discharge pressure

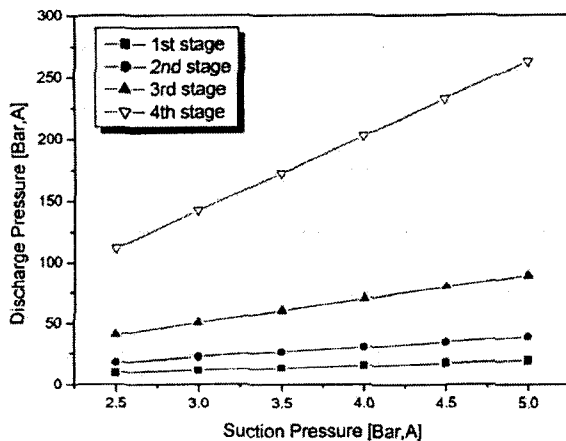


Fig. 7 Discharge pressure vs. suction pressure

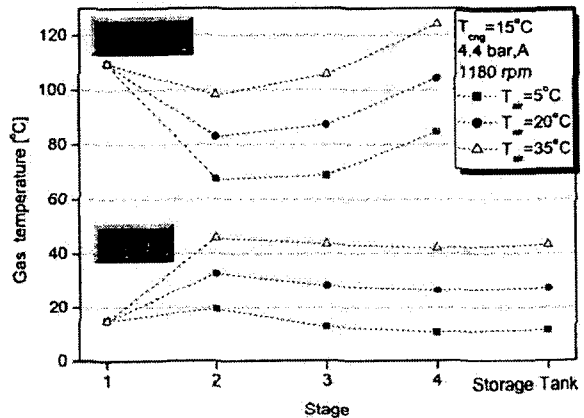


Fig. 9 Effect of air temperature on gas temperature

5.2 흡입 압력 변화에 의한 토출 압력 영향

도시 가스 배관을 따라 유입되는 천연가스는 대략 2.5 ~ 5bar로 압축 천연가스용 압축기에 유입된다. Fig. 7은 압축기의 회전속도가 1180RPM 이고 열교환기로 유입되는 공기의 온도가 15°C일 때의 흡입압력의 변화에 따른 각 단의 토출 압력의 변화에 대한 그림이다. 천연가스의 초기 흡입 압력이 증가하면, 각 단의 토출 압력은 증가한다. 흡입압력의 조그마한 변화에도 최종 토출 압력이 영향을 크게 받고 있음을 알 수 있다.

5.3 압축기의 회전속도 변화에 의한 영향

압축기의 회전속도(RPM)의 변화는 천연가스 차량의 보다 빠른 가스 충전을 위해서 고려되어

야 한다. Fig. 8은 압축 천연가스용 압축 시스템에 유입되는 천연가스의 초기 흡입압력이 4.4bar 이고, 열교환기로 유입되는 공기의 온도가 15°C 일 때, 압축기 회전속도의 변화에 따른 각 단의 토출 압력의 변화를 나타내고 있다. 압축기의 회전속도를 1180RPM에서 1780RPM으로 변화를 시키면 작동유체인 천연가스의 양은 75l kg/hr에서 1133 kg/hr로 증가하고, 압축기의 소요동력은 220 hp에서 337 hp로 증가하게 되며, 각 단의 토출 온도도 증가시킨다. 또한, 열교환기와 압축기 입·출구 밸브의 압력손실이 증가하여 전체적으로 각 단의 토출 압력은 감소하는 경향을 나타내었다.

5.4 공기 온도 변화에 의한 영향

열교환기로 유입되는 공기의 온도는 항상 같지

않고 계절에 따라 많이 변화한다. Fig. 9는 압축 천연가스용 압축기로 흡입되는 천연가스의 초기 유입압력은 4.4 bar, 흡입온도 15℃, 압축기의 회전속도가 1180RPM인 경우에 열교환기의 흡입 냉각용 공기 온도가 5, 20, 35℃로 변화할 때, 압축기 각 단의 흡입온도(T_i)와 토출온도(T_d)를 나타내었다. 압축기의 토출온도는 압축비의 영향을 많이 받아 1단, 4단 토출온도가 높다. 압축기 흡입구의 가스온도는 거의 큰 변화를 보이지 않고 있다. 또한 외부의 공기온도가 낮을수록 고온의 압축 천연가스와의 열전달량은 증가하게 되어, 각 단으로 유입되는 가스온도도 낮음을 알 수 있다. 만약, 주위의 공기 온도가 증가하면 열전달량이 감소하여 압축기로 흡입되는 NG의 온도를 증가시키게 되고, 이는 윤활유의 온도를 상승시키게 되어 압축기의 운전성능을 저하시키는 원인이 된다.

6. 결론

국내에서 제작된 천연가스 자동차 충전용 고압 4단 왕복동식 압축기의 해석을 통하여, 압축기의 열역학적 성능 계산과 4단 압축과정에 필요한 중간 냉각용 열교환기에 대한 해석을 함께 수행하여 다음의 결과를 얻었다.

- (1) 국내에서 개발, 제작된 압축기에 대해서 적용한 해석 programing으로 계산한 값과 실제 작동한 실험값들이 전반적으로 잘 일치하였다.
- (2) 압축기의 입구에서 천연가스의 초기 흡입압력이 최종압력에 크게 영향을 주는 매우 중요한 요소임을 확인했다. 흡입압력이 낮으면 목표 토출 압력 달성이 어렵다.
- (3) 회전속도를 증가시키면, 작동유체의 양은 증가하지만, 각 단 사이의 압력손실 증가로 토출 압력은 감소할 것으로 예측된다.
- (4) 열교환기 주변의 냉각용 공기의 온도가 증가하면 각 단의 압축기에 흡입, 토출되는 CNG 가스의 온도는 증가한다.
- (5) 압축기의 흡입, 토출 밸브에 의한 압력손실이 전체 압력손실의 약 80%, 열교환기에서 압력손실이 20% 정도를 차지 한다.

참고문헌

(1) Kwon, H., 2002, "Industrial Gas Compressor,"

the Magazine of the Society of Air-Conditioning and Refrigerating Engineers of Korea, Vol. 31, No. 11, pp. 36~40.

- (2) Mooney, D.A., 1953, *Mechanical Engineering Thermodynamics*, Prentice-Hall, Inc., Ch.21, Gas Compression, pp. 383~403.
- (3) Bloch and Heinz P., 1982, *Compressors and Expanders : Selection and Application for the Process Industry*, Dekker.
- (4) Brown, R. N., 1986, *Compressors Selection and Sizing*, Gulf Publishing Co., pp. 59~60.
- (5) Incropera, F. P. and Dewitt, D. P., *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*, 4th edition, John Wiley & Sons.
- (6) Kays, W. M. and London, A. L., 1984, *Compact Heat Exchangers*, 3rd edition, McGraw-Hill, p. 39.
- (7) Kuppan, T., 1957, *Heat Transfer Design Handbook*, New York, M. Dekker, pp. 194~195
- (8) Rohsenow, W. M., Hartnett, J. P. and Cho, Y. I., 1998, *Heat Transfer Handbook*, 3rd ed., Ch. 17, Heat Exchangers, McGraw-Hill.
- (9) Holman, J. P., 1990, *Heat Transfer*, 7th edition, McGraw-Hill, p. 553.
- (10) Oh, S. D., Bang H. S., 1999, *Development of Package Type CNG Supply Station*, Final Report, Ministry of Commerce, Industry and Energy, pp. 91~92.
- (11) Compressed Air and Gas Institute, 1989, *Compressed Air and Gas Handbook*, 4th edition, Prentice-Hall, pp. 567~569.
- (12) Lee, S. H., Park, N. K., Kim, T. J., Kweon, B. S., 2003, *Development of High Pressure Reciprocating Compressor Package for CNG Vehicle Gas Station*, Ministry of Commerce, Industry and Energy.
- (13) Kim, Y. S., Kil, Y. H., Park, H. Y., Youn, B., 1998, " Experimental Study of Air Side Pressure Drop and Heat Transfer Characteristics of Enhanced Fin-Tube Heat Exchangers," *Trans. of the KSME (B)*, Vol. 22, No. 11, pp. 1555~1563.
- (14) Personal communications, 2001, Sam Chul Ri, Research Institution of Technology, and also <http://www.kangv.org>.