

흡입공기 온도에 의한 용적형 공기 압축기 성능 변화 Effect of the Suction Air Temperature on the Performance of a Positive Displacement Air Compressor

장지성* · 한승훈** · 지상원***†

Ji-Seong Jang*, Seung-Hun Han** and Sang-Won Ji***†

(Received 04 April 2017, Revision received 06 April 2017, Accepted 06 April 2017)

Abstract: Pneumatic systems are widely applied in various industry because it have a many advantage(low cost, high safety, etc.). Air compressors supply the working fluid to the pneumatic systems and consume a lot of electrical energy at the manufacturing site. The one of the suggested idea is to reduce the energy consumption by reducing the suction temperature of the air compressor and increasing the discharge flow rate. In this paper, the discharge flow rate and air power of the positive displacement type air compressor is simulated by changing the temperature of suction air and the relationship between the suction air temperature and the performance variation of the air compressor is analyzed. As a result, we know that as the suction temperature of air is lowered, the discharge mass flow-rate is increased, but the specific enthalpy is reduced rather than increased, which means that the power of the discharged air is not greatly increased even if lower the suction air temperature.

Key Words : Air Compressor, Discharge Flow-rate, Suction Temperature, Compressed Air Energy

1. 서 론

공기 압축기는 모터 출력을 기준으로 15 kW 이하를 소형, 15~90 kW를 중형, 90 kW 이상을 대형으로 구분하고 공기를 압축하는 원리에 따라 크게 용적형과 비용적형으로 분류하고 있다. 현재 산업현장에서는 중형급 용적형 공기 압축기가 가장 널리 보급된 것으로 알려져 있다.¹⁾

공기 압축기가 우리나라 산업현장 전체의 에너

지 소비량 중에서 어느 정도의 비율을 차지하고 있는지는 명확하지 않지만, 일본의 예를 들면 1996년을 기준으로 공기압축기가 소비하는 전기 에너지가 제조현장 전체의 전기에너지 소비량의 10~15% 정도를 차지하고 있는 것으로 알려져 있다.²⁾ 우리나라의 산업구조가 일본과 유사하다는 점과 급속히 확대된 국내 자동화기기 보급현황을 고려한다면 국내 제조현장에서 공기압축기가 소비하는 전기에너지는 상기의 비율보다 상당히 클

***† 지상원(교신저자) : 건설기계부품연구원 친환경기술본부

E-mail : realpneumatic@gmail.com, Tel : 063-447-2545

*장지성 : 부경대학교 기계시스템공학과

**한승훈 : 부경대학교 일반대학원 기계시스템공학과

***† Sang-Won Ji(corresponding author) : Fluid Power System Laboratory, Research Division for Green Technology, Korea Construction Equipment Technology Institute.

E-mail : realpneumatic@gmail.com, Tel : 063-447-2545

*Ji-Seong Jang : Department of Mechanical System Engineering, Pukyong National University.

***Seung-Hun Han : Department of Mechanical System Engineering, Graduate School, Pukyong National University.

것으로 예상된다. 이처럼 많은 에너지를 소비하고 있는 공기압축기의 효율을 증가시키기 위한 다양한 시도들이 행하여지고 있으며, 인버터 부착으로 기존 부하-무부하 운전방식을 대체하여 최대 약 20~30%의 에너지 절감을 이루어낸 것이 대표적 성공 사례라 할 수 있겠다.³⁾

그럼에도 불구하고 공기를 압축할 때 발생하는 열은 대부분 버려지고 있어 공기 압축기의 효율은 여전히 낮은 수준에 머물러 있다. 이를 개선하기 위해 흡입 온도를 낮추어 토출유량을 증가시키는 방법으로 공기 압축기의 소비 에너지를 절감하고자 하는 아이디어가 제시되어 있다.⁴⁾

본 논문에서는 용적형 공기압축기를 대상으로 흡입 공기 온도를 달리하여 토출 유량, 토출 공기 동력을 시뮬레이션하고 이를 통해 흡입 공기의 온도 변화가 공기 압축기의 성능에 미치는 영향을 검토하고자 한다.

2. 기초방정식

산업용 공기압축기의 압축형식은 대부분 용적형을 채택하고 있으므로 본 연구에서는 Fig. 1과 같은 스크류식 용적형 공기압축기를 대상으로 흡입온도에 따른 토출유량 시뮬레이션을 수행한다.

Fig. 1과 같은 용적형 공기압축기의 토출 질량 유량[kg/s] \dot{m}_2 은 식 (1)과 같이 나타낼 수 있다.^{5,6)}

$$\dot{m}_2 = \rho_1 \eta_v \frac{\omega}{2\pi} V_d \quad (1)$$

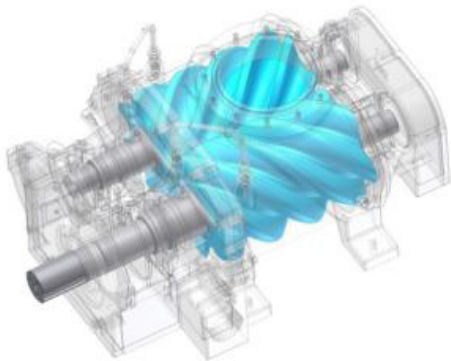


Fig. 1 Air compressor with twin screw

식 (1)에서 ρ_1 은 흡입공기의 밀도[kg/m³]로 식 (2)를 통해 계산할 수 있고, η_v 는 체적 전효율, ω 는 로터 회전축의 각속도[rad/s], V_d 는 행정체적[m³/rad]을 각각 나타낸다. 체적 전효율 η_v 는 압축비 및 로터 회전 속도에 대한 함수이나 압축비가 일정하며 로터 회전 속도가 정상 상태라고 가정하여 상수로 취급한다.

$$\rho_1 = \rho_0 \cdot \frac{T_0}{T_1} \cdot \frac{p_1}{p_0} \quad (2)$$

식 (2)에서 ρ 는 공기의 밀도[kg/m³], T 는 공기의 절대 온도[K], p 는 공기의 절대 압력[Pa]을 각각 나타내며, 하첨자 0은 표준 대기상태를, 1은 흡입 공기상태를 각각 의미한다. 본 연구에서는 ISO 8778에서 규정한 표준 대기상태를 채택한다.^{7,8)}

흡입 질량유량 \dot{m}_1 [kg/s]은 흡입 체적효율 η_{v1} 에 의해 식 (3)과 같이 나타낼 수 있다. 흡입 체적효율 η_{v1} 도 압축비 및 로터 회전 속도에 대한 함수이나 압축비가 일정하며 로터 회전 속도가 정상 상태라고 가정하면 상수로 취급 할 수 있다.

$$\dot{m}_1 = \frac{\dot{m}_2}{\eta_{v1}} \quad (3)$$

식 (1)과 (3)에 의해 누설 질량유량 \dot{m}_l [kg/s]은 식 (4)와 같이 나타낼 수 있다.

$$\dot{m}_l = \dot{m}_2 \left(\frac{1}{\eta_{v1}} - 1 \right) \quad (4)$$

또한 압축기에서 토출되는 공기의 이론 동력 P_{ad} [W]는 식 (5)와 같이 비엔탈피 증가량과 토출 질량유량과의 곱으로 나타낼 수 있다.⁹⁾

$$P_{ad} = \dot{m}_2 \Delta h \quad (5)$$

식 (5)에서 공기압축을 통한 비엔탈피 증가량 Δh [J/kg]는 식 (6)과 같이 나타내어진다.

$$\Delta h = \frac{nRT_1}{n-1} \left(\frac{p_2^{(n-1)/n}}{p_1} - 1 \right) \quad (6)$$

식 (6)에서 n 은 폴리트로픽(polytropic) 지수, R 은 공기의 기체상수(287 [J/(kg·K)]), T_1 은 흡입 공기의 절대온도[K], p_2 는 토출 공기의 절대압력[Pa], p_1 은 흡입 공기의 절대압력[Pa]을 각각 나타낸다.

로터 회전체의 기계적 손실을 무시하면 요구되는 모터에 의한 압축기의 입력 토크 T_i [Nm]는 로터 회전체의 각속도 ω [rad/s]와 공기의 이론 동력 P_{ad} [W]에 의해 식 (7)과 같이 나타 낼 수 있다.

$$T_i = \frac{P_{ad}}{\omega} \quad (7)$$

한편, 공기 압축기 내부에서의 공기 압축 시간이 매우 짧아서 압축 과정을 단일 변화로 가정할 수 있으므로 토출 공기의 절대 온도 T_2 [K]는 식 (8)과 같이 나타낼 수 있다.

$$T_2 = T_1 \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{(\gamma-1)/\gamma} \quad (8)$$

식 (8)에서 γ 는 공기의 비열비를 나타낸다.

본 연구에서는 압축기 토출 측에 체결된 밸브가 대기와 연결되어 있다고 가정하였고, 이때 밸브를 통과하는 질량유량 G [kg/s]는 아음속영역에서는 식 (9)로, 음속영역에서는 식 (10)과 같이 각각 나타낼 수 있다.

$$G = p_2 C \rho_0 \sqrt{\frac{T_0}{T_2}} \sqrt{1 - \left(\frac{p_0 - b}{p_2} \right)^2} \quad (9)$$

$$G = p_2 C \rho_0 \sqrt{\frac{T_0}{T_2}} \quad (10)$$

식 (9)와 (10)에서 C [$\text{m}^3/(\text{s}\cdot\text{Pa})$]는 음속컨덕턴스(sonic conductance), b 는 임계압력비(critical pressure ratio)를 각각 의미한다.

3. 시뮬레이션 결과

본 연구에 사용된 공기 압축기의 주요 파라미터를 Table 1에 나타낸다.

Table 1 Parameter of an air compressor

Parameter	Value	Unit
Air density of atmosphere : ρ_0	1.185	kg/m ³
Air Temperature of atmosphere : T_0	293.15	K
Air pressure of atmosphere : p_0	100	kPa
Relative humidity of air	65	%
Overall volume efficiency : η_v	0.85	-
Suction volume efficiency : η_{v1}	0.95	-
Displacement volume : V_d	$1.1115 \cdot 10^{-03}$	m ³
Polytropic exponent : n	1.4	-
Discharge pressure of air : p_2	700	kPa
Suction pressure of air : p_1	100	kPa
Dead volume of outlet : V_0	0.001	m ³
Sonic conductance of outlet valve : C	500	dm ³ /(s·bar)
Critical pressure ratio of outlet valve : b	0.35	-

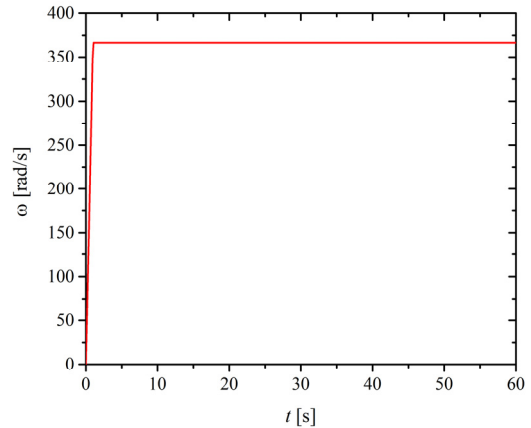


Fig. 2 Angular velocity of rotor

시뮬레이션에 이용된 로터 회전축의 각속도는 Fig. 2와 같이 설정하였다.

전술한 식 (1)~(10)과 Table 1의 파라미터 및

Fig. 2를 이용하여 흡입 온도 T_1 을 283.15 K에서 303.15 K까지 5 K씩 증가시켜 시뮬레이션을 수행하였다. 그 결과를 Fig. 3~6에 각각 나타낸다.

Fig. 3은 흡입온도별 공기 압축기의 토출 질량유량을 나타낸다.

Fig. 3으로부터 흡입 온도 283.15 K에서 질량유량은 67.03 g/s로 최대이고, 흡입 온도 303.15 K에서 62.28 g/s로 최소가 됨을 알 수 있다. 또한 흡입 온도가 5 K씩 감소하면 질량유량은 약 1.9%씩 증가하는 것으로 나타났다. 이는 압축기 흡입 온도가 낮아지면 흡입 공기의 밀도가 증가하여 질량유량도 증가하기 때문이다.

Fig. 4에 흡입 온도별 누설 질량유량을 나타낸다. Fig. 4의 결과로부터, 누설질량유량은 흡입 온도 283.15 K에서 3.528 g/s로 최대이고, 흡입 온도 303.15 K에서 3.278 g/s로 최소가 됨을 알 수 있다. 이는 흡입 온도가 감소하면 흡입 질량유량이 증가하게 되어 누설 질량유량도 증가하기 때문으로 해석된다.

Fig. 5는 흡입 온도별 압축기 토출 공기 온도를 나타낸다. Fig. 5의 결과는 압축기 내부 냉각기를 통과하기 이전인 데드볼륨에서의 공기 온도이며 흡입 온도가 283.15 K와 303.15 K인 경우, 압축 직후 공기의 토출온도는 각각 491.4 K와 523.9 K로 계산되었다.

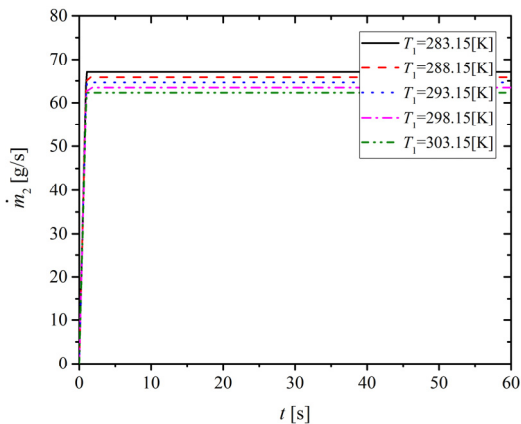


Fig. 3 Discharge mass flow-rate of air compressor

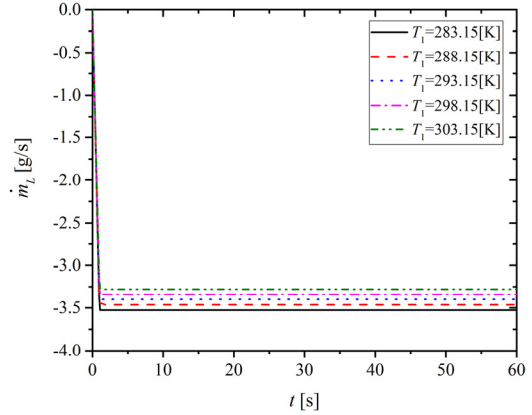


Fig. 4 Leak mass flow-rate of air compressor

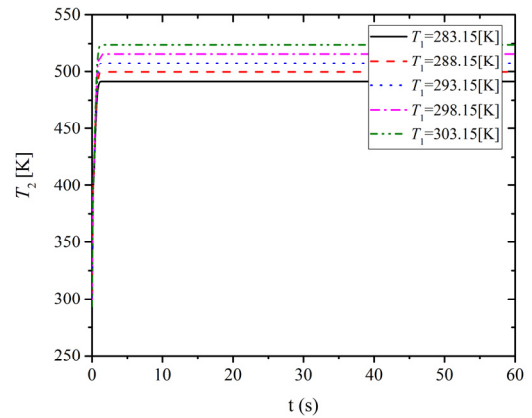


Fig. 5 Discharge temperature of air compressor

Fig. 6은 흡입 온도에 따른 압축기의 이론 토출 공기동력을 나타낸다. Fig. 6으로부터 흡입 온도 283.15 K와 303.15 K에서 공기동력은 각각 14.203 kW와 14.178 kW로 계산되었고 흡입 온도가 5 K 감소하면 토출 공기 동력은 약 0.04% 증가하였다.

이는 흡입 온도가 낮아지면 질량유량은 증가하나 비엔탈피 증가량은 오히려 감소되어 결과적으로 토출되는 압축공기의 동력이 크게 증가하지 않는 것으로 해석된다. 따라서 전기에너지를 추가로 투입하여 열교환기 등으로 흡입 공기의 온도를 인위적으로 낮추어도 흡입 온도 감소에 따른 공기 압축기의 소비 에너지 절감 효과는 크지 않을 것으로 예상된다.

Fig. 7은 흡입 온도에 따른 압축기 로터 회전체

의 입력 토크를 나타낸다. 흡입 온도 283.15 K와 303.15 K에서 각각 입력 토크는 38.7515 Nm와 38.6829 Nm로 계산되었다. Fig. 6의 결과와 유사하게 흡입 온도가 5 K 감소하면 입력 토크는 약 0.04% 증가하였다.

Fig. 8은 압축기 토출 측에 체결된 밸브의 체적 유량을 흡입 온도에 따라 나타내었다. Fig. 8에 나타낸 체적유량은 표준대기상태로 환산한 유량을 의미한다. 흡입 온도가 5 K 감소하면 체적유량은 약 59 lpm(ANR) 증가하는 것으로 계산되었다.

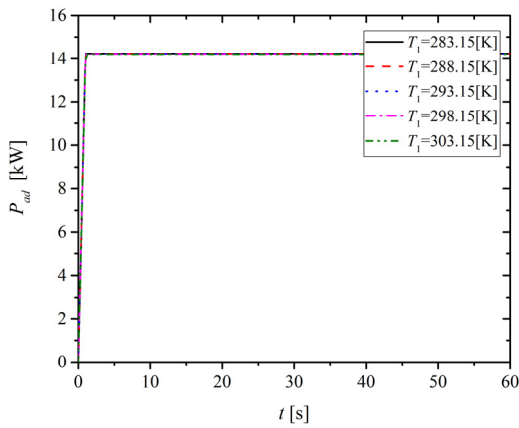


Fig. 6 Discharge air power of air compressor

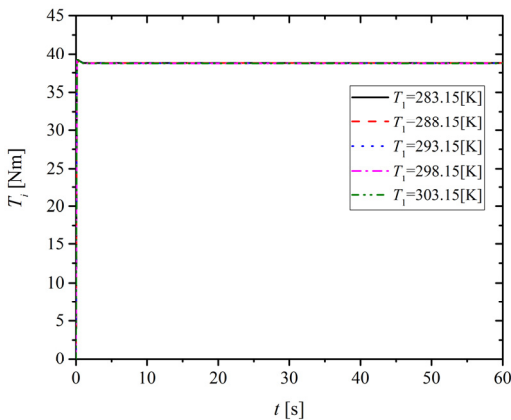


Fig. 7 Input torque of air compressor

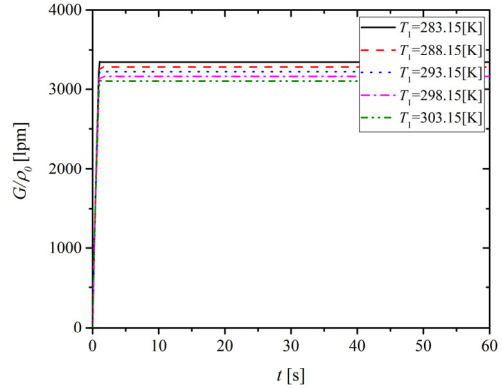


Fig. 8 Volume flow-rate of outlet valve

4. 결 론

본 논문에서는 흡입 공기의 온도를 낮추어 공기 압축기의 소비 에너지를 절감 하고자 하는 아이디어의 타당성을 검토하였다. 이를 위해 용적형 공기 압축기를 대상으로 흡입 공기의 온도를 달리하여 토출 질량유량, 누설 질량유량, 토출 공기 온도, 요구되는 로터 회전체의 입력토크 및 공기 동력 등에 관한 시뮬레이션을 수행하였다. 시뮬레이션 결과를 통해, 흡입온도가 5 K씩 감소하면 토출 질량유량과 누설 질량유량은 각각 약 1.9%, 1.8%씩 증가하며 토출 공기 온도는 약 1.7%씩 낮아지는 것으로 계산되었다. 이에 반해 공기 동력은 약 0.04% 증가하는데 그치는 것으로 나타났는데 이는 흡입 온도가 낮아지면 질량유량은 증가하나 압축공기의 비엔탈피 증가량은 오히려 감소하기 때문으로 판단된다.

따라서 전기에너지를 추가로 투입하여 열교환기 등으로 흡입온도를 인위적으로 낮추는 경우에는 흡입온도 감소에 따른 공기 압축기의 소비 에너지 절감 효과가 크지 않을 것으로 판단된다. 한편, 낮아진 흡입 공기 온도에 의해 토출 공기 온도가 과도하게 저하되면 후부 냉각기 및 건조기를 통과하는 압축 공기의 온도가 비정상적으로 낮아질 수 있고, 이로 인해 공기압 공급라인의 압력 저하가 발생될 수도 있으므로 이에 유의하여야 할 것으로 판단된다.

후 기

본 연구는 중소기업청의 기술혁신개발사업의 일환으로 수행하였음. [C040835, 공기압축기의 소비에너지 절감을 위한 보급형 원격진단 기술개발]

References

1. M. Masaki, 2005, "Air Compressor", Energy Saving Center, Tokyo, pp. 31-33.
2. T. Takahashi, 1996, "Energy Saving for Pneumatic Systems", Journal of the Japan Hydraulics and Pneumatics Society, Vol. 27, No. 3, pp. 362-365.
3. YuJin Machinery Ltd., 2014, "Development of Oil Free Screw Inverter Compressor", Small and Medium Business Administration, Research Report, Korea.
4. J. JUN, 2014, "Flexible Air Cooling Device for Air Compressor", Korea Patent 1013608600000.
5. SimulationX R3.6, 2015, "Pneumatics Library Manual", ITI GmbH, Germany, pp. 165-169.
6. LMS Amesim R14, 2015, "Two-phase Flow Libray Manual", Siemens Industry Software Ltd., Germany, pp. 97-102.
7. ISO/TC 131, 2003, "ISO 8778 Pneumatic Fluid Power - Standard Reference Atmosphere", International Organization for Standardization.
8. J. Jang, 2015, "The effect of parameter changes on the properties of an air spring", Journal of the Korean Society for Power System Engineering, Vol. 17, No. 1, pp. 64-68.
9. ISO/TC 131, 1996, "Displacement Compressors - Acceptance Tests", International Organization for Standardization.