

드라이아이스 제조 사이클에서 중간압력과 압축기효율에 따른 압축동력의 거동*

이 근 식
기계공학과

<요 약>

지구온난화의 주범이 되고 있는 대기 중의 이산화탄소량을 감소시키기 위한 방법 중의 하나로, 화석연료의 연도가스나 화학공정의 부산물로부터 이산화탄소를 분리하고 이를 드라이아이스로 만들어 필요한 곳에 사용하는 방법이 제시될 수 있다. 이 드라이아이스 제조 과정에서 압축동력을 최소화하는 것은 발전소의 생산전력을 줄일 수 있으므로 대기 중의 이산화탄소량을 감소시키는 상승작용을 가져오게 된다. 본 연구에서는 중간냉각기가 있는 3단 압축시스템으로 된 드라이아이스 제조 사이클에서 중간압력의 변화에 대한 압축동력의 거동을 시뮬레이션을 통하여 조사하고 이로부터 압축기효율이 최소압축동력에 미치는 영향을 분석하였다. 이 사이클에서 이산화탄소는 냉매로서 또 드라이아이스의 원료로서 사용된다. 최소압축동력에 대응하는 최적의 중간압력은 기존의 등압력비로 계산된 값과 큰 차이가 있음이 밝혀졌다. 이는 압축기 각 단의 유입유량이 동일한 경우와 달리, 중간냉각에 의해 증발된 플래쉬 가스의 유량이 중간압력의 증가에 따라 거의 선형적으로 증가하기 때문이다. 아울러 압축기효율이 최소압축동력에 큰 영향을 미침을 알 수 있었다.

Behavior of Compression Power due to Changes in the Intermediate Pressure and Compressor Efficiency in a Dry Ice Production Cycle

Geun Sik Lee
Dept. of Mechanical Engineering

*본 논문은 1998년도 울산대학교 대학연구비에 의해 이루어진 연구결과의 일부임.

<Abstract>

For the purpose of reducing indirectly the CO₂ concentration in the air, a reduction of the compression power required in the process of dry ice production was proposed because minimizing compression power can lead to lower emissions of CO₂ from the power plants. In this study, a dry ice production cycle composed of three-stage compression system with both flash drums and intercoolers is simulated to find the minimum compression power and its trend as a function of compressor efficiency. In this cycle, CO₂ is used both as refrigerant and as the raw material for dry ice. The power required for the compression process is investigated in terms of the flash drum pressure and compressor efficiency. It is of major concern to find minimum compression power and the corresponding optimum flash drum pressure. Result shows that the optimum pressure is not consistent with the conventional pressure obtained from the equal pressure ratio assumption. This is mainly due to the change in mass flow rate of the intermediate stage compressor by flash gas evaporation from the flash drums. Most important is that compressor efficiency has a remarkable effect on the minimum compression power.

Key words: Dry ice production cycle, Minimum compression power, Flash drum pressure, Equal pressure-ratio, Change in mass flow rate, Compressor efficiency

1. 서 론

최근 전세계적으로 지구온난화에 대한 관심이 증가하고 있다.^[1] 특히, 화석연료의 연소에서 발생하는 이산화탄소는 그 양이 막대하므로 지구온난화의 주범이 되고 있다. 이산화탄소의 대기 중 배출은 여러 가지 방법으로 감소시킬 수 있다. 그 중 한가지는 에너지 사용을 되도록 줄이는 것이 될 수 있으나 이것은 생활습관을 바꾸어야 하므로 정부와 국민 모두가 합심하여 달성해야 할 과제이며 긴 시일을 요한다. 또한 화석연료의 사용을 단시간 내에 바꾸기는 어려우므로, 에너지 사용장치를 효율적으로 설계하고 운전함으로써 이산화탄소의 배출량을 간접적으로 줄일 수 있음을 쉽게 예측할 수 있다.

한편, 드라이아이스는 기계적인 냉동이 용이하지 않은 곳의 냉동식품의 저장과 수송시 사용되며, 저온이 필요한 특수한 용기나 실험실의 급속냉각에도 사용된다. 드라이아이스 제조용 이산화탄소는, 공업적으로는 석회석의 가열 또는 산으로 처리하는 방법으로 얻어지며 대량적으로는 코크스(cokes)를 분해할 때 발생하는 가스를 이용하나, 최근에는 화학공정의 부산물이나 연도가스를 분리하고 세정하여 얻기도 한다. 상업적으로는 유기물의 발효로써 일부 얻기도 한다.^[2] 또한 드라이아이스 제조 사이클은 낮은 저온 작동부를 가지므로 (1기압에서 -78°C) 기존의 냉동사이클과 달리 성적계수가 낮은 것이 특징이다. 또한 대기 온도에서 응축압력이 높으므로 (300K에서 67bar), 이산화탄소를 압축할 때 많은 동력이 소요된다. 전형적으로 드라이아이스 1ton/hr 생산 시 요구되는 동력은 160-200kW이다.

따라서 이산화탄소를 따로 생산하지 않고 폐가스로부터 이산화탄소를 추출하여 드라이아이스 제조과정에 사용하는 이산화탄소의 대기 중 방출량을 줄일 수 있는 방법이 될 수 있다. 더

구나 드라이아이스 제조과정에서 압축동력을 최소화함은 소요전력을 줄이므로 화력발전소의 배출가스를 간접적으로 줄일 수 있음을 알 수 있다. 그러나 Table 1에서 볼 수 있듯이, 문헌마다 중간압축압력이 다르게 되어 있어 어떤 값이 최소압축동력을 위한 최적의 중간압력(이하 플래쉬 드럼의 압력)인지 알 수 없었으며, 이것이 본 연구를 하게 된 동기 중의 하나이다.

Table 1 Different P_{2nd} values from various references

	G.R. King[4]	R.C.Jordan[2]	Im & Suh[6]
Condensing pressure, P_{3rd} (bar)	63.05	66.15	70.60
Intermediate (High pressure flash drum) pressure, P_{2nd} (bar)	19.98	27.56	31.38
Low pressure flash drum pressure, P_{1st} (bar)	5.857	5.513	6.864
Separator pressure, P_{dry} (bar)	1.013	1.013	1.013
Geometric mean value, $\sqrt{P_{3rd} P_{1st}}$ (bar)	19.22	19.10	21.93

본 연구에서는 플래쉬 드럼이 있는 드라이아이스 제조사이클에서 시뮬레이션을 통하여 압축동력을 최소화하는 데 초점을 두고 있다. 플래쉬 드럼의 압력변화에 따른 압축동력의 경향과 이에 따른 현상을 분석하고자 한다. 아울러 압축기 효율이 최소압축동력의 변화에 미치는 영향을 조사하고자 한다.

2. 드라이 아이스 제조 시스템

Fig. 1에 드라이 아이스 제조 시스템을, Fig. 2에 그 P-h 선도를 도시하였다. 압축기는 3단으로 구성되어 있으며 대기압하에서 물을 이용한 냉각이 가능하도록 약63bar까지 이산화탄소를 압축한다.

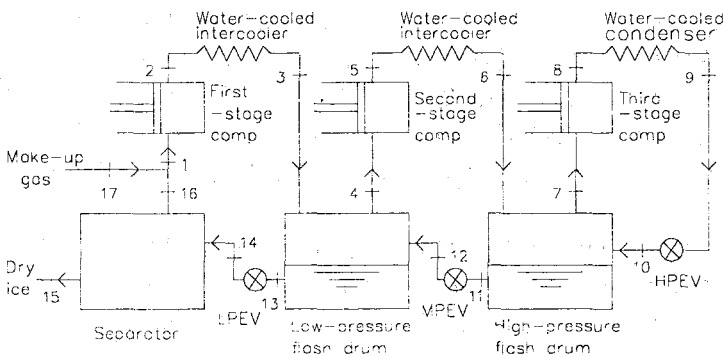


Fig. 1 Schematic diagram of a dry ice production cycle.

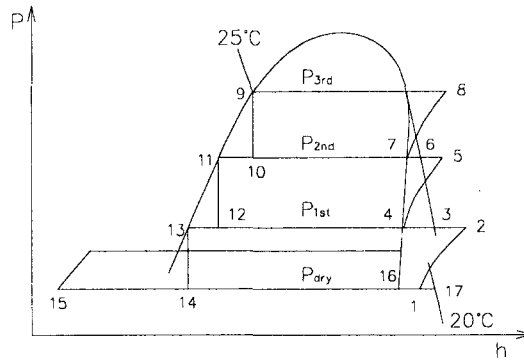


Fig. 2 Pressure-enthalpy diagram of the dry ice production cycle.

압축동력을 줄이기 위하여 각 압축과정 직후 물로 냉각하고 플래쉬 드럼에서 액화탄산의 증발열을 이용하여 중압과 고압단의 입구 이산화탄소를 냉각시킨다. 플래쉬 드럼은 스톱링 과정후의 이산화탄소의 습증기를 액과 증기로 분리하는 기능과 압축기 입구의 유입가스를 중간냉각(intercooling)하는 기능을 가진다.^[3] 고압으로 압축된 이산화탄소는 HPEV (High-pressure expansion valve)와 MPEV(Middle-pressure expansion valve)에서 2단의 팽창과정 후 6bar 부근의 액화탄산으로 된다. 이 액화탄산을 LPEV(Low-pressure expansion valve)에서 대기압까지 스톱링하면 눈 모양의 부드러운 고체가 만들어진다. 이것을 가압성형하면 드라이 아이스가 된다.^[4] 이때 고체-증기 포화상태에 있는 이산화탄소의 증기는 보충되는 이산화탄소와 함께 다시 제1단의 압축기에 유입된다. 여기서 분리기의 압력(P_{dry})은 1기압으로, 저압축 플래쉬 드럼의 압력(P_{1st})은 6bar 부근으로, 고압압축기의 출구압력(P_{3rd})은 수냉식 냉각을 고려하여 63bar 부근으로 고정되어 있으므로, 고압축 플래쉬 드럼의 압력(P_{2nd})이 최소압축동력을 결정하기 위한 변수가 된다. Fig.2에서 P_{2nd} 를 P_{1st} 에 가깝게 낮추면, 제2단의 압축동력은 감소하나 9-10의 스톱링과정에서 플래쉬 가스가 많이 발생하고 제3단의 압력비가 커져서 제3단의 압축동력이 증가하게 됨을 알 수 있다. 반면에 P_{2nd} 를 P_{3rd} 에 가깝게 높이면, 제3단의 압축동력은 감소하나 11-12의 스톱링과정에서 플래쉬 가스가 많이 발생하고 제2단의 압력비가 커져서 제2단의 압축동력이 증가하게 됨을 알 수 있다. 따라서 총압축동력을 최소로 하는 고압축 플래쉬 드럼의 압력(P_{2nd})이 P_{1st} 와 P_{2nd} 사이에 존재함을 예측할 수 있다. 총압축동력은 3단 압축이므로 질량유량과 엔탈피 차의 곱의 합으로 주어지나, 습증기 영역을 포함한 상태방정식이 복잡하므로 간단한 함수형태로 표시되지는 않는다. 따라서 본 연구에서는 물성치 프로그램^[5]을 이용하여 최소동력과 이에 대응하는 고압축 플래쉬 드럼의 압력(P_{2nd})을 시뮬레이션을 통하여 구하였다.

시뮬레이션을 위한 기본 가정은 다음과 같다. 드라이 아이스의 생산량은 편의상 1 ton/hr로 한다. 압축기 각 단의 유입상태는 상태 1을 제외하고는 포화증기 상태이며, 각 스톱링과정에서 입구상태는 포화액의 상태이다. 배관에서의 압력강하는 무시하며, 플래쉬 드럼들과 분리기에서 외부로의 열전달은 무시한다. 에너지 식에서 운동에너지와 위치에너지 항들은 무시한다. 위의 가정들로부터 시뮬레이션 조건은 Table 2와 같으며, 각 장치에 대한 질량보존 식과 에너지 식은 다음과 같다.

Table 2 Simulation Conditions for a dry ice production cycle

Variables	Values
Separator pressure, P_{dry}	1.03bar
Pressure of the low-pressure flash drum, P_{1st}	5.78bar
Outlet pressure of the last-stage compressor, P_{3rd}	62.64bar
Make-up gas temperature, T_{17}	20°C
Compressor efficiency	60-100%
Cooling water inlet temperature	15°C
Cooling water outlet temperature	35°C

- 분리기(SEPARATOR):

$$x_{14} = \frac{h_{14} - h_{15}}{h_{16} - h_{15}} \quad (1)$$

$$h_1 = (1 - x_{14})h_{17} + x_{14}h_{16} \quad (2)$$

$$m_1 = \frac{1000}{(1 - x_{14})} \quad (3)$$

여기서 x_{14} 는 고체-증기 분리기에서 건도를, h 는 엔탈피를, m_1 은 압축기 제1단에서의 질량유량을 표시한다.

- 저압플래쉬 드럼(Low-PRESSURE FLASH DRUM):

$$m_3h_3 + m_{12} + h_{12} = m_4h_4 + m_{13}h_{13} \quad (4a)$$

$$m_1 = m_3 = m_{13} \quad (4b)$$

$$m_4 = m_{12} \quad (4c)$$

$$m_4 = \frac{m_3(h_3 - h_{13})}{h_4 - h_{12}} \quad (4d)$$

여기서 m_4 은 압축기 제2단에서의 질량유량을 표시한다.

- 고압플래쉬 드럼(HIGH-PRESSURE FLASH DRUM):

$$m_6 h_6 + m_{10} h_{10} = m_7 h_7 + m_{11} h_{11} \quad (5a)$$

$$m_4 = m_6 = m_{11} = m_{12} \quad (5b)$$

$$m_7 = m_8 = m_9 = m_{10} \quad (5c)$$

$$m_7 = \frac{m_4 (h_6 - h_{11})}{h_7 - h_{10}} \quad (5d)$$

여기서 m_7 은 압축기 제3단에서의 질량유량을 표시한다.

- 압축기(COMPRESSOR):

$$h_{ea} = h_i + \frac{(h_{es} - h_i)}{\eta_c} \quad (6)$$

여기서 η_c 는 압축기의 등엔트로피 압축효율을, 하첨자 'e' 는 압축기의 출구상태 2,5,8 을, 하첨자 'i' 는 압축기의 출구상태 1,4,7을 각각 표시한다. 하첨자 'a' 는 실제과정을, 하첨자 's'는 등엔트로피 과정을 표시한다. 이들 정의로부터 압축기 각 단의 압축동력과 총 압축동력은 다음과 같다.

$$W_{C1} = m_1 (h_{2a} - h_1) \quad (7a)$$

$$W_{C2} = m_4 (h_{5a} - h_4) \quad (7b)$$

$$W_{C3} = m_7 (h_{8a} - h_7) \quad (7c)$$

$$W_{C, tot} = W_{C1} + W_{C2} + W_{C3} \quad (7d)$$

3. 결과 및 토의

Fig. 3은 등엔트로피 압축효율이 1인 경우 고압축 플래쉬 드럼의 압력(P_{2nd})이 변화할 때 압축동력의 경향을 나타낸 그림이다. $P_{2nd} = 30\text{bar}$ 부근에서 최소의 압축동력이 소요됨을 알 수 있다. 이는 각 단계에 유입되는 질량유량이 동일한 경우에 압축동력을 최소로 하는 중간 압력은 대략 저압과 고압의 기하평균 값^[3]으로 주어지는 상황과 대조적이다. 이 경우에 기하평균으로 계산한 중간압력은 약 19bar이다.

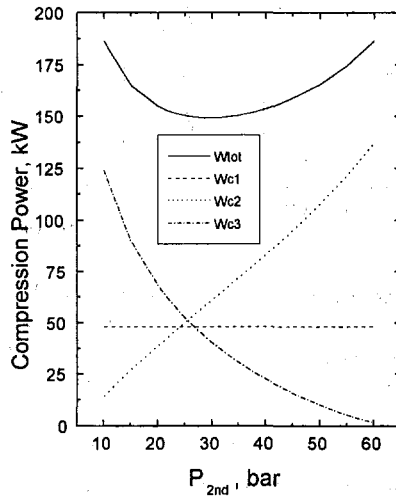


Fig. 3 Compression power as a function of the flash drum pressure when compressor efficiency is 100%

각 압축단을 살펴보면, 제1단의 압축동력(W_{C1})은 질량유량과 입출구의 엔탈피의 변화가 없으므로 일정한 값을 보여주고 있다. 제2단의 압축동력(W_{C2})은 P_{2nd} 이 증가함에 따라 거의 선형적으로 증가함을 볼 수 있다. 이는 P_{2nd} 이 증가함에 따라 저압축 플래쉬 드럼에 유입되는 건도(x_{12})가 높아져서 압축기 제2단으로 유입되는 플래쉬 증기의 양(m_4)이 증가하는 요인과 압축전후의 엔탈피차($h_{5a} - h_4$)가 증가하기 때문이다. 제3단의 압축동력(W_{C3})은 P_{2nd} 이 증가함에 따라 거의 반비례적으로 감소함을 볼 수 있다. 이 때 제3단에 유입되는 질량유량(m_7)은 Fig.4에 보이듯이 P_{2nd} 이 증가하더라도 거의 일정함이 흥미롭다. 이는 식 (5d) 와 Fig. 2에서 살펴보면, P_{2nd} 이 증가할 때 고압축 플래쉬 드럼에 유입되는 증기의 양(m_4)은 선형적으로 증가하나 이와 반대로 고압축 플래쉬 드럼의 압력(P_{2nd})을 증가시키면 플래쉬 가스의 생성이 억제되는(건도 x_{10} 이 감소하는) 상반된 효과가 발생하기 때문이다. 그런데 P_{2nd} 를 증가 시키면 압축기 제3단의 엔탈피차($h_{8a} - h_7$)가 감소한다. 따라서 엔탈피차 ($h_{8a} - h_7$)가 제3단의 압축동력에 주된 영향을 줌을 알 수 있다.

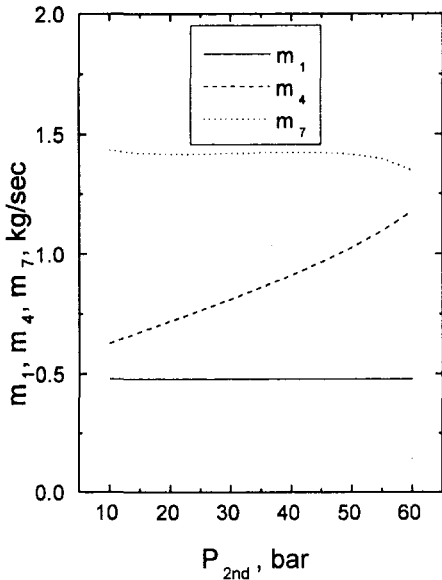


Fig. 4 Mass flow rates circulating each stage of compressor as a function of P_{2nd} when compressor efficiency is 100%

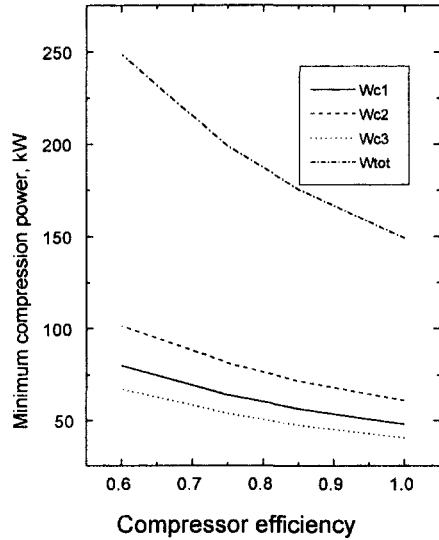


Fig. 5 Effect of changing compressor efficiency on minimum total compression power at the corresponding optimum flash-drum pressure of 30bar.

Fig. 5에 압축기 효율에 따른 최소압축동력과 각 단의 압축동력의 변화가 제시되었다. 이 때 각 압축효율에서 최소압축동력은 최적압력(P_{2nd}) 30bar에 대응하는 값들이다. 그림에서 보듯이 압축효율이 1.0에서 0.6으로 감소함에 따라 최소동력은 약 150kW로부터 250kW로 증가하였다. 압축기효율이 100%인 Fig. 3과 비교해 볼 때, P_{2nd}와 마찬가지로 압축효율이 총압축동력에 미치는 영향이 상당히 크다는 것을 알 수 있다. 각 단의 압축동력을 살펴보면, 제2단의 압축동력이 가장 높음을 알 수 있는데, 이는 고압축 플래쉬 드럼이 최적압력(30bar)에서 작동할 때 제2단의 압력비(5.19)는 제1단의 압력비(5.61)와 유사하나 제2단의 질량유량이 제1단보다 1.6배 많기 때문이다.

4. 결론

플래쉬 드럼에서의 증발잠열을 이용하여 중간냉각을 하는 3단압축 드라이 아이스 제조 시스템에서 압축동력을 압축효율과 저압축 플래쉬 드럼의 압력의 함수로 구하였다. 제1단 전후의 압력은 대기압과 6bar부근으로 고정되어 있고, 제2단은 6bar부근과 고압축 플래쉬 드럼의 압력에서 작동하며, 제3단은 고압축 플래쉬 드럼의 압력과 약63bar에서 작동하는 것으로 가정하였다.

시뮬레이션 결과에 의하면 1ton/hr의 드라이아이스를 생산하는 데 필요한 최소동력은 100%의 등엔트로피 압축효율을 고려할 때 150kW이며 이에 대응하는 최적의 고압축 플래쉬 드럼의 압력은 약 30bar로 얻어졌다. 이 결과는 플래쉬 드럼에서 이산화탄소의 증발 때

문에 각 단의 질량유량이 달라지기 때문이다. 만일 각 단의 질량유량이 동일하다면, 최적의 고압축 플래쉬 드럼의 압력은 등압력비로 계산한 약 19bar가 되어 본 연구의 결과와 대조적이다. 한편 고압축 플래쉬 드럼의 압력이 19bar일 때 총압축동력은 155kW가 되므로, 본 연구에서 제시한 최소압축동력조건으로 설계하면 1ton/hr의 드라이아이스 생산당 5kW의 동력을 절감할 수 있다.

압축기효율이 낮아질수록 최소압축동력은 현저하게 증가함을 볼 수 있어서 (압축효율이 1.0에서 0.6으로 감소함에 따라 최소동력은 약 150kW로부터 250kW로 단조증가함) 압축기 효율 역시 이 시스템을 설계 혹은 운전하는데 주요한 변수로 취급되어야 함을 알 수 있었다. 이상과 같은 압축동력의 경향은 플래쉬 드럼으로 중간냉각하는 유사 액화시스템에도 응용될 수 있으리라 기대된다.

참고문헌

1. Denton, J., 1997, Energy Conversion and Management, Vol.38, Suppl., Pergamon.
2. Jordan and Priester, 1957, Refrigeration and Air Conditioning, Prentice Hall (김효경, 1982, 냉동공학, 문운당, pp.226-230.)
3. Stoecker, W. F. and Jones, J. W., 1983, Refrigeration and Air Conditioning, McGraw-Hill, Chap.16.
4. King, G. R., 1971, Modern Refrigeration Practice, McGraw-Hill, 398-399.
5. PROPATH Group, 1993, PROPATH: A Program Package for Thermophysical Properties. Version 8.1.
6. 서정윤, 임장순, 1982, 냉동공학, pp. 261-264.