



## 천연가스 유량변화에 따른 터보팽창기 감압시스템 운전 최적화에 관한 연구

유한빛 · 김 호

서울시립대학교 화학공학과

(2015년 9월 23일 접수, 2015년 12월 23일 수정, 2015년 12월 24일 채택)

### A Study on the Operational Optimization of Turbo-Expander Pressure Reduction System to the Natural Gas Flow Rates

Han Bit Yoo · Hyo Kim<sup>†</sup>

Dept. of Chemical Engineering, University of Seoul, Seoul, Korea

(Received September 23, 2015; Revised December 23, 2015; Accepted December 24, 2015)

#### 요약

천연가스 감압기지에 터보팽창기 감압시스템을 도입하여 천연가스의 감압과정에서 전기에너지를 생산할 수 있다. 터보팽창기의 효율은 천연가스의 유량과 터보팽창기 설계유량의 비에 따라 달라진다. 따라서 터보팽창기로 들어가는 유량을 조절함으로써 감압시스템을 운전하기 위한 최적조건을 결정할 수 있다. 본 연구에서는 두 곳의 저압 정압기지에서 천연가스의 압력이 17.5 bar에서 8.5 bar로 감압될 때 천연가스의 유량에 따라 생산 가능한 전력을 계산하고 계산결과를 비교를 통해 터보팽창기 감압시스템이 최적으로 운전되기 위한 조건을 찾았다. 천연가스의 평균 유량이 크고 유량의 변화가 작을 때 터보팽창기가 효율적으로 운전되었고 터보팽창기의 설계유량은 천연가스의 유량을 가장 많이 포함하는 용량에서 결정되었다. 선정된 두 정압기지에서 회수 가능한 전력생산량은 9 MW(B 기지), 12 MW(D 기지)로 추산되었다.

**Abstract** - Electricity can be generated when the natural gas passes through a turbo-expander pressure reduction system at natural gas pressure reduction stations. Efficiency of the turbo-expander depends on the ratio of the natural gas flow rates to the design flow rate of the turbo-expander. Therefore, the optimal conditions for the operation of the pressure reduction system can be determined by controlling the natural gas flow rates. In this study, we have calculated the electric energy generation depending on the natural gas flow rates at the two low-pressure reduction stations when the pressure of the natural gas is reduced from 17.5 bar to 8.5 bar and have found the optimal conditions for the turbo-expander pressure reduction system through the comparison with the calculation results. The turbo-expander generates the electric power efficiently for the high natural gas flow rates which variations are slight. The determined design flow rate of the turbo-expander has the highest coverage of the natural gas flow rates. The electricity generation is calculated as much as 9 MW(B station) and 12 MW(D station) at each pressure reduction station.

**Key words** : natural gas, flow rate, turbo-expander, pressure reduction, energy recovery, optimization

#### I. 서 론

천연가스를 수송하기 위해 고압으로 압축된 천연가스를 수요처에 보내기 전에 정압기지에서 터보팽

창기를 사용하여 감압함으로써 전기에너지를 생산할 수 있다. 천연가스의 감압과정에 터보팽창기 도입을 통해 전기에너지를 회수하고자 하는 시도가 1980년대에 미국에서부터 시작된 이래로[1], 선진국들은 감압기지에 터보팽창기를 설치하여 회수 가능한 잠재적 에너지를 추정하고[2], 점차 그 적용을 늘려가고 있는 추세이다[3-5]. 또한 한국에서도 많은

<sup>†</sup>Corresponding author:hkim@uos.ac.kr

Copyright © 2015 by The Korean Institute of Gas

양의 천연가스를 각 산업분야와 가정에서 에너지원으로 사용하기 때문에 잠재적으로 회수할 수 있는 전기에너지의 양을 추정하였다[6].

하지만 선행연구에서 추정된 잠재적 전기에너지는 한 해 동안 한국에서 사용된 총 천연가스를 68.7 bar에서 23 bar로 감압시킬 때 일정한 효율을 가지는 터보팽창기에서 이상적으로 생산 가능한 양이기 때문에 실제 정압기지에서 운전조건이 달라 질 경우 그와 같은 이상적인 결과를 기대하기 어려울 것이다. 특히 터보팽창기의 발전효율이 운전조건에 따라 크게 좌우되기 때문에 높은 효율을 기대할 수 있는 감압 기지를 선별하여 터보팽창기를 설치해야 한다. 이 연구는 터보팽창기의 설치 가능 여부를 판단하는데 필요한 기준을 설정하기 위하여 수행한다.

터보팽창기는 흘러들어 오는 천연가스의 유량에 따라 전력생산 효율이 달라진다[7]. 한국의 경우 계절의 변화에 따라 온도의 변화가 뚜렷하여 겨울에 난방연료로써 사용되는 천연가스의 양이 급격하게 증가하기 때문에 겨울에 유량이 크고 상대적으로 여름에 유량이 작다. 이러한 유량의 변화에 대처하여 터보팽창기를 운전하기 위한 최적조건을 찾아야 한다.

본 연구에서는 17.5 bar의 천연가스를 8.5 bar로 감압하는 저압 정압기지에서 터보팽창기 설치를 통해 연간 생산 가능한 전력계산을 기준으로 하였다. 천연가스를 순수한 메탄으로 간주하여 계산했을 때 보다 정확한 계산을 위해 Peng-Robinson 상태방정식을 사용하여 천연가스 혼합물에 대한 열역학적 물성을 계산을 이용하였다[8]. 저압 정압기지의 감압 범위에서 유량의 변화에 따라 전기에너지 생산에 미치는 차이를 알아보기 위해 2개의 기지를 선정하여 계산하고 비교하였다.

본 논문에서는 정압기지에 설치 가능한 터보팽창기 감압시스템을 구성하여 제시하고, 터보팽창기의 특성 및 감압시스템에 적용 가능한 열역학적 관계식들을 살펴보고, 각 기지에 대해서 터보팽창기의 설계유량과 생산 가능한 일의 관계, 설계유량과 열효율의 관계를 계산하여 살펴본 후 비교하여 최적의 운전조건을 제시한다. 또한 최적의 운전조건에서 연간 회수 가능한 전력을 계산하여 터보팽창기 감압시스템 도입을 통해 정압기지에서 효율적으로 전기에너지를 회수 할 수 있음을 밝히는데 본 연구의 목적이 있다.

## II. 감압시스템

### 2.1. 감압시스템 구성

기존의 정압기지에서는 팽창밸브를 사용하여 고

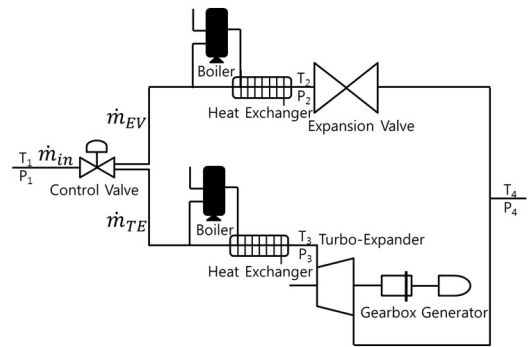


Fig. 1. Turbo-expander pressure reduction system.

압의 천연가스를 감압시키지만 본 연구에서는 기존의 팽창밸브에 터보팽창기를 병렬로 연결하여 감압시키는 시스템을 Fig. 1처럼 구성하였다.

터보팽창기의 발전효율은 터보팽창기로 들어오는 천연가스의 유량에 따라 달라진다. 터보팽창기가 최대의 효율을 가질 때의 유량을 터보팽창기의 설계유량이라 하고 터보팽창기로 들어오는 유량을 실제유량이라 한다. 실제유량이 설계유량보다 높거나 낮을 경우 터보팽창기의 효율이 감소하기 때문에 터보팽창기로 들어가는 유량을 조절하기 위해 터보팽창기를 팽창밸브와 병렬로 설치한다. 이러한 구성은 기지로 들어오는 천연가스의 유량이 터보팽창기의 설계유량보다 작거나 커서 터보팽창기의 전력생산 효율이 낮아질 경우 기존의 감압기지에 설치되어 있는 팽창밸브를 사용하여 터보팽창기로 들어가는 유량을 조절하여 높은 전력 생산효율을 달성 할 수 있다는 장점을 가진다. 아래 첨자 1은 입구의 상태, 2와 3은 예열 후의 상태, 4는 출구의 상태를 나타낸다.  $\dot{m}_{in}$ ,  $\dot{m}_{EV}$ ,  $\dot{m}_{TE}$ 은 각각 입구 유량, 팽창밸브로 들어가는 유량, 터보팽창기로 들어가는 유량을 나타내며 다음과 같은 질량보존의 관계를 갖는다.

$$\dot{m}_{in} = \dot{m}_{EV} + \dot{m}_{TE} \quad (1)$$

### 2.2. 터보팽창기

터보팽창기는 등엔트로피 팽창을 통해 고압의 천연가스를 감압시킨다. 이때 천연가스가 가지는 운동에너지로 회전날개를 회전시켜 일을 생산한다. 터보팽창기가 설계유량에서 운전될 경우에 최대의 효율을 가진다. 터보팽창기가 가지는 최대효율을 설계효율(Design Efficiency)이라 한다. 설계유량에서 벗어날 경우에 효율이 감소하는데 유량에 따른 터보팽창기의 효율은 Fig. 2와 같은 관계를 가진다[7].

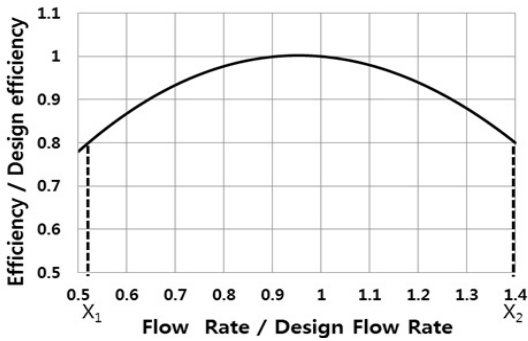


Fig. 2. Turbo-expander efficiency curve.

터보팽창기의 설계효율을 0.9로 가정하고 설계유량(Design Flow Rate)과 최소 효율을 결정하면 터보팽창기를 최소 효율 이상으로 운전할 수 있는 최소 유량과 최대 유량을 결정할 수 있다. 예를 들어 터보팽창기를 0.72이상의 효율로 운전하고자 하는 경우 효율과 설계효율의 비는 0.8이 되고 Fig. 2의 가로축에서  $X_1$ 과  $X_2$ 를 찾을 수 있는데 설계유량에  $X_1$ 을 곱하면 최소 유량을, 설계유량에  $X_2$ 를 곱하면 최대 유량을 결정할 수 있다. 최소 유량과 최대 유량 사이에 해당하는 유량은 터보팽창기로 들어가서 0.72이상의 효율로 일을 생산하고 그렇지 않은 유량은 팽창밸브로 들어간다. Fig. 2의 그래프를 회귀분석하면 효율곡선은 다음 식으로 표현할 수 있다.

$$y = 0.0741X^3 - 1.2593X^2 + 2.1993X - 0.0141 \quad (2)$$

위 식에서  $y$ 는 터보팽창기의 효율과 설계효율의 비이고,  $X$ 는 실제유량과 터보팽창기의 설계유량의 비이다.  $y$ 에 설계효율 0.9를 곱하면 유량에 따른 터보팽창기 효율( $\eta_{Turbo}$ )을 알 수 있다.

### 2.3. 팽창밸브

감압지로 들어오는 천연가스 중 터보팽창기로 들어가지 않은 천연가스도 감압을 해줘야하기 때문에 이를 팽창밸브에서 등엔탈피 팽창을 통해 감압시킨다. 팽창밸브에서는 마찰과정으로 천연가스를 감압시키기 때문에 천연가스의 내부에너지가 마찰로 손실될 뿐 일의 생산이 없다.

### 2.4. 온도강하 및 정압보일러

비이상기체는 압력변화와 함께 온도변화가 수반된다. 등엔탈피 팽창과정에서 이러한 현상을 다음과 같이 Joule-Thomson 효과로 설명할 수 있다.

$$\mu = \left( \frac{\partial T}{\partial P} \right)_H \quad (3)$$

여기서  $\mu$ 는 Joule-Thomson 계수,  $T(K)$ 는 온도,  $P(\text{bar})$ 는 압력이다. 천연가스의 Joule-Thomson 계수는 양수이기 때문에 감압지에서 압력이 감소할 경우 온도강하가 수반된다[9]. 온도강하에 따른 성분의 변화와 상변화로 인한 문제점들을 피하기 위해 감압이 일어나기 전에 정압보일러를 통해 예열해줘야 한다[6]. 터보팽창기에서는 천연가스의 내부에너지가 일로 전환되기 때문에 등엔탈피 팽창을 할 때보다 더 큰 온도강하가 일어난다. 보일러의 예열에는 원료로 천연가스를 주로 사용한다.

## III. 열역학적 계산

### 3.1. 천연가스의 온도와 압력 계산

가장 널리 알려진 3차 상태방정식 중의 하나인 Peng-Robinson(PR) 상태방정식은 순수물질의 열역학적 물성뿐만 아니라 혼합물의 열역학적 물성계산에 사용될 수 있다[10]. 보다 정확한 계산을 위해 PR 상태방정식을 사용하여 천연가스 혼합물의 열역학적 물성을 계산한다. 천연가스의 온도, 압력을 알면 부피를 계산할 수 있고 천연가스의 엔탈피와 엔트로피를 계산할 수 있다[11].

감압시스템으로 들어오는 천연가스의 입구 온도( $T_1$ )와 입구 압력( $P_1$ )은 측정된 값으로 알고 있는 값이다. 출구 온도( $T_4$ )와 출구 압력( $P_4$ )은 설정해주는 값이다. 정압보일러를 통한 예열 후의 압력( $P_2, P_3$ )은  $P_1$ 과 같기 때문에 예열 후의 온도( $T_2, T_3$ )를 구하면 감압시스템의 모든 지점에서 열역학적 물성을 계산할 수 있다.

팽창밸브에서 천연가스는 등엔탈피 팽창을 한다. 따라서 지점 2와 4의 사이에 등엔탈피 조건을 적용하면  $T_2$ 를 구할 수 있다.

$$H_2(T_2, P_2) = H_4(T_4, P_4) \quad (4)$$

여기서  $H(\text{J/gmol})$ 는 엔탈피이다.

터보팽창기가 가역적이고 단열상태로 운전될 경우 천연가스는 등엔트로피 팽창을 한다. 따라서 지점 3과 4의 사이에 등엔트로피 조건을 적용하면  $T_3$ 을 구할 수 있다.

$$S_3(T_3, P_3) = S_4(T_4, P_4) \quad (5)$$

여기서  $S(\text{J/gmol}\cdot\text{K})$ 는 엔트로피이다.

$T_2$ 와  $T_3$ 은 시스템 내에서 설정한 출구 온도 이하로 떨어지지 않도록 예열해 줘야하는 최소 온도이며 각 보일러에서 필요한 열을 최소로 해주는 온도이다. 출구 온도, 압력과 입구 압력이 고정되어 있을 경우  $T_2$ 와  $T_3$ 은 일정한 값을 가진다.

### 3.2. 일, 열 및 열효율 계산

감압시스템의 모든 지점에서 온도와 압력을 알 수 있으므로 엔탈피 계산을 통해서 시스템에서 생산하는 일, 보일러에서 필요한 열을 계산할 수 있고 이로부터 열효율을 계산할 수 있다.

지점 3, 4 사이의 터보팽창기에서 외부로부터 열의 출입이 없고 위치에너지와 운동에너지의 변화를 무시할만하다고 가정할 경우 기계적 에너지수지 식은

$$\Delta \dot{m}_{TE}(H_3 - H_4) = \dot{W}_S \quad (6)$$

로 표현된다. 여기서  $\dot{W}_S$ (J/s)는 생성된 축일이다.  $T_3, T_4$ 의 온도는 고정되어 있기 때문에 엔탈피 차이는 일정하고 터보팽창기로 들어가는 유량에 따라 일 생산량이 달라진다. 식(6)을 통해 등엔트로피 과정에서 이상적인 일 생산량을 계산할 수 있고 그 결과에 터보팽창기의 효율을 곱하여 실제 일 생산량( $\dot{W}$ )을 계산할 수 있다.

$$\dot{W} = \eta_{Turbo} \cdot \dot{W}_S \quad (7)$$

터보팽창기에서 생산된 일은 기어박스과 제너레이터를 통해 전기에너지로 전환된다. 전기에너지는 식(7)에 기어박스과 제너레이터의 효율을 곱하여 계산한다.

$$E = \eta_{GT} \cdot \eta_{GB} \cdot \eta_{Turbo} \cdot \dot{W}_S \quad (8)$$

위 식에서  $E(W)$ 는 전력,  $\eta_{GT}, \eta_{GB}$ 는 제너레이터, 기어박스의 효율이다.

감압시스템에서 천연가스 예열에 필요한 열을 구하기 위해 팽창밸브와 터보팽창기의 전단 보일러에서 투입되는 열을 모두 계산해야 한다.

$$\dot{Q}_1 = \dot{m}_{EV}(H_2 - H_1) \quad (9)$$

$$\dot{Q}_2 = \dot{m}_{TE}(H_3 - H_1) \quad (10)$$

여기서  $\dot{Q}_1(W)$ 은 팽창밸브 전단의 보일러에서 필

요한 열,  $\dot{Q}_2(W)$ 은 터보팽창기 전단의 보일러에서 필요한 열의 양이다.

전체 감압시스템의 열효율은 다음과 같이 계산할 수 있다.

$$\eta = \frac{E}{Q_1 + Q_2} \quad (11)$$

여기서  $\eta$ 은 감압시스템의 열효율이다.

## IV. 시뮬레이션

### 4.1. 시뮬레이션 조건

계산을 위해 서울에 위치한 저압 정압기지 두 곳(B 기지, D 기지)을 선정하여 두 정압기지의 공급 온도(Fig. 3), 유량(Fig. 4)을 조사하였다. 두 기지 모두 서울에 위치하기 때문에 공급 온도는 같지만 수요가 다르기 때문에 유량은 다르다.

이 때 공급된 천연가스의 평균조성은 Table 1과 같고 계산에 사용된 입구와 출구의 온도, 압력을 Table 2에 정리했다.

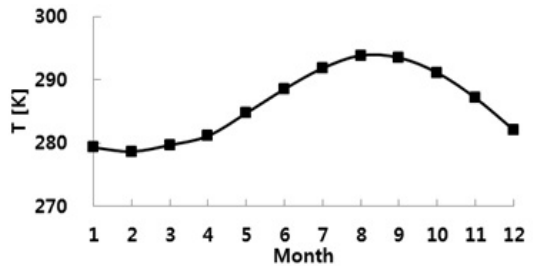


Fig. 3. Monthly natural gas delivery temperatures at the pressure reduction stations.

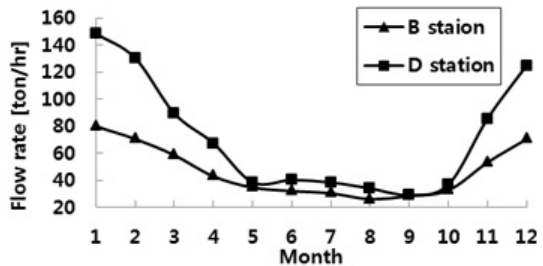


Fig. 4. Monthly natural gas flow rates at the pressure reduction stations.

### 4.2. 터보팽창기의 효율과 유량

터보팽창기를 운전하기 위한 최소 효율이 전력생산에 미치는 영향을 살펴보기 위해 식(2)를 사용하여 최소 효율과 최소 유량, 최대 유량을 결정한다. Table 3의  $y$ 에 터보팽창기의 설계효율 0.9를 곱하면 최소 효율을 구할 수 있고  $y$ 를 만족시키는  $X_1$ ,  $X_2$ 에 설계유량을 곱하면 터보팽창기의 최소 유량과 최대 유량을 결정할 수 있다. 두 기지의 평균 유량을 기준으로 설계유량을 바꿔가면서 계산한다.

**Table 1.** Average compositions of the natural gas

Component	Composition (mol%)
Methane	91.84
Ethane	5.7
Propane	1.6
Isobutane	0.32
Nomalbutane	0.35
Isopentane	0.02
Nitrogen	0.17

**Table 2.** Natural gas temperature and pressure in the pressure reduction system

Inlet gas properties		Outlet gas properties	
Temperature (K)	Pressure (Bar)	Temperature (K)	Pressure (Bar)
Delivery Temperature	17.5	276.15	8.5

**Table 3.** Flow rate dependency of the turbo-expander efficiency

Min efficiency / Design efficiency ( $y$ )	Min flow rate / Design flow rate ( $X_1$ )	Max flow rate / Design flow rate ( $X_2$ )
0.8	0.53	1.4
0.85	0.57	1.34
0.9	0.64	1.27
0.95	0.73	1.18

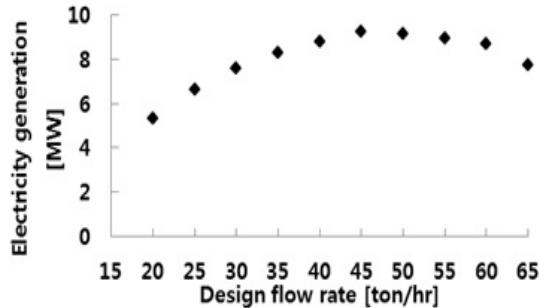
## V. 결과 및 고찰

### 5.1. B 기지

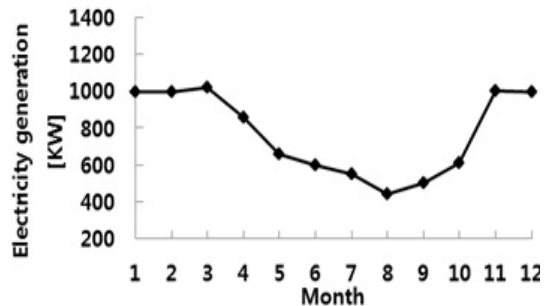
B 기지에서 터보팽창기의 효율이 0.72이상으로 운전되도록 유량을 조절할 때 터보팽창기의 설계유량 즉, 터보팽창기의 용량을 변화시키면서 연간 생산되는 전력을 계산했다.

Fig. 5에서 설계유량이 45 ton/hr일 때 최대 연간 전력 생산량을 가지는 것을 알 수 있다. 식(8)을 살펴보면 전력 생산량은 터보팽창기의 효율과 유량에 따라서 달라진다. 유량의 값이 매우 큰 값을 가지고 터보팽창기의 효율은 터보팽창기로 들어오는 유량에 의해 변하기 때문에 전력 생산에 영향을 주는 가장 큰 요인은 유량이다.

B 기지의 유량 범위는 약 25에서 80 ton/hr이다. 45 ton/hr의 설계유량을 가지는 터보팽창기를 효율 0.72이상에서 운전하기 위한 유량범위는 23.85에서 63 ton/hr이다. 용량 45 ton/hr의 터보팽창기가 0.72 이상의 효율로 운전 될 때 다른 설계유량을 가지는 터보팽창기보다 해당 감압기지의 유량을 더 넓게 포함



**Fig. 5.** Electricity generation corresponding to the design flow rate changes at the B station.



**Fig. 6.** Calculated electricity power generation at the B station.

**Table 4.** Calculation results based on the conditions at the B station

Minimum efficiency	Minimum flow rate (ton/hr)	Maximum flow rate (ton/hr)	Design flow rate (ton/hr)	Electricity Generation (MW)	Thermal efficiency
0.72	23.85	63	45	9.23	0.68
0.765	23.2	53.6	40	8.87	0.7
0.81	25.6	50.8	40	8.88	0.72
0.855	25.55	41.3	35	8.27	0.75

**Table 5.** Calculation results based on the conditions at the D station

Minimum efficiency	Minimum flow rate (ton/hr)	Maximum flow rate (ton/hr)	Design flow rate (ton/hr)	Electricity Generation (MW)	Thermal efficiency
0.72	63.6	168	120	12.4	0.68
0.765	63.8	147.4	110	11.9	0.65
0.81	64	127	100	11.49	0.66
0.855	65.7	106.2	90	10.77	0.69

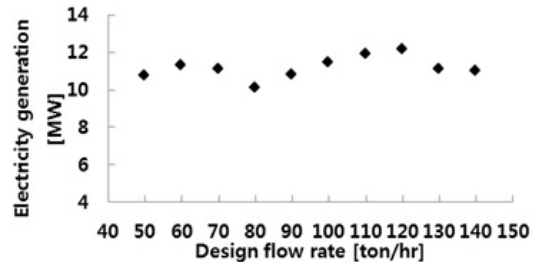
하기 때문에 45 ton/hr에서 전력 생산량이 제일 크다. 따라서 전력생산량을 최대로 하는 터보팽창기의 설계유량은 기지로 들어오는 유량을 최대한 많이 포함할 수 있는 용량에서 결정된다. 이와 같은 방식으로 터보팽창기를 운전하기 위한 최소 효율을 바꿔가면서 전력 생산량을 최대로 가지는 설계유량을 찾고 그때의 전력 생산량과 열효율을 계산하였다(Table 4).

터보팽창기의 효율을 높게 유지한다는 것은 터보팽창기의 설계유량에 가까운 범위의 유량만 터보팽창기로 흘려보낸다는 것을 의미한다. 터보팽창기의 효율을 높게 유지할 때 터보팽창기에서 전력 생산의 열효율은 높지만 전체 생산량으로 볼 때 효율이 조금 낮더라도 많은 유량에 대해서 생산할 때 전기에 너지의 생산량이 더 많다.

B 기지에서는 45 ton/hr의 설계유량을 가지는 터보팽창기를 0.72 이상의 효율로 운전했을 때 전력 생산량이 제일 많다. 이 때 월별 전력 생산량은 Fig. 6과 같다. 기지로 들어오는 대부분의 천연가스를 터보팽창기로 감압할 수 있기 때문에 B 기지의 유량 그래프와 유사한 형태의 전력 생산량 그래프를 얻을 수 있다.

**5.2. D 기지**

D 기지에서 터보팽창기의 효율을 0.72이상으로 운전되도록 유량을 조절할 때 터보팽창기의 설계유량을 변화시키면서 연간 생산되는 전력을 계산했다.



**Fig. 7.** Electricity generation corresponding to the design flow rate changes at the D station.

Fig. 7에서 설계유량이 120 ton/hr일 때 전력 생산량이 가장 큰 것을 알 수 있다. D 기지의 유량 범위가 B 기지에 비해 커서 터보팽창기가 전체 유량을 포함할 수 없고 작은 유량을 많이 포함할 것인가 큰 유량을 많이 포함할 것인가에 따라 Peak가 2개 나타난다. 큰 유량에서 작동될 때 전력 생산량이 많다.

D 기지에서 터보팽창기의 최소 효율이 변할 때 연간 전력 생산량을 최대로 하는 터보팽창기의 설계유량을 찾고 그때의 전력 생산량, 열효율을 계산하여 Table 5에 정리했다. B 기지와 마찬가지로 터보팽창기의 효율이 낮더라도 더 많은 천연가스를 터보팽창기로 감압시킬 때 일 생산이 가장 큰 것을 알 수 있다.

D 기지의 유량 범위는 30에서 150 ton/hr로 B 기

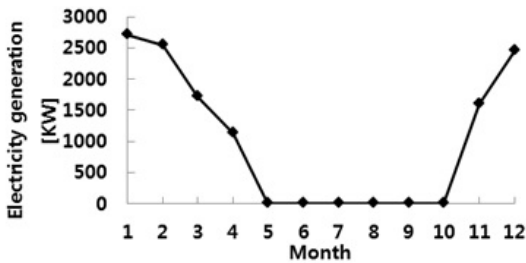


Fig. 8. Calculated electricity power generation at the D station.

지에 비해 크다. 따라서 터보팽창기의 설계유량 역시 2배 이상 커진다. 하지만 전력 생산량은 그에 비해 많아지지 않는다. 그 이유는 터보팽창기로 흘러 들어가는 유량에 있다. 120 ton/hr의 설계유량을 가지는 터보팽창기를 0.72이상의 효율로 운전하기 위한 유량 범위는 63.6에서 168 ton/hr이다. 큰 설계유량을 가지는 터보팽창기를 최소 효율 이상으로 운전하기 위해 여름에 D 기지로 들어오는 유량은 팽창 밸브로 감압된다. Fig. 8을 보면 유량이 작은 5월에서 10월까지는 터보팽창기를 운전하지 않고 겨울에만 터보팽창기로 감압시키면서 전력을 생산할 수 있다. 겨울에만 운전함에도 불구하고 그 때의 유량이 매우 커서 전력 생산량이 크다. 따라서 B 기지에서 1년 내내 운전할 때보다 D 기지에서 겨울에만 운전할 때의 전력 생산량이 더 많다.

## VI. 결 론

연간 유량의 범위가 다른 두 정압기지를 선정하여 터보팽창기 감압시스템을 통해 회수 가능한 전력을 계산했다.

터보팽창기의 효율은 터보팽창기의 설계유량에 대한 천연가스의 유량 비에 따라 달라진다. 따라서 감압기지에 터보팽창기를 설치할 때 적절한 용량의 터보팽창기를 선정해야한다. 본 논문에서 수행한 계산 결과를 살펴보면 감압기지에 들어오는 천연가스를 최대한 많이 터보팽창기로 감압시킬 수 있을 때 효율은 감소하지만 전력 생산량이 많아진다.

유량의 변화가 크지 않은 감압기지에서는 유량의 평균과 비슷한 설계유량을 가지는 터보팽창기를 설치하여 계절에 상관없이 대부분의 천연가스를 감압시키면서 전력을 생산할 수 있다. 유량의 변화가 큰 감압기지에서는 유량이 작은 여름에 적합한 터보팽창기를 설치하는 것 보다는 유량이 큰 겨울에 적합한 터보팽창기를 통해 겨울에만 전력을 생산하는 것이 유리하다. 두 결과로부터 천연가스의 유량이 크

면서 유량의 변화가 작은 곳에서 터보팽창기가 높은 효율로 전기에너지를 지속적으로 생산할 수 있다는 것을 알 수 있다. 이러한 조건을 통해 터보팽창기 감압시스템을 도입하기 위한 정압기지를 선정할 수 있다.

연구에서 선정한 두 저압 정압기지에 터보팽창기 감압시스템 도입을 통해 0.68의 높은 열효율로 연간 각각 9 MW(B 기지), 12 MW(D 기지)의 전력을 생산할 수 있다. 10 MW는 4인기준 1만 2000가구가 사용할 수 있는 양으로 한국에는 100개 이상의 정압기지가 있다. 모든 기지에 대해서 잠재되어 있는 전기에너지를 추정하고 적절한 기지를 선정하여 터보팽창기 감압시스템을 도입한다면 에너지수급 측면에서 매우 바람직하다. 특히 예열에 필요한 에너지를 발전소 폐열에너지 등으로 대체한다면 열효율은 더 좋아질 것이다.

본 연구는 터보팽창기 감압시스템 도입을 위한 적절한 정압기지 선정 및 그 기지에 적합한 터보팽창기 용량 선택과 생산할 수 있는 전기에너지 추정에 활용될 수 있을 것이다.

## REFERENCES

- [1] Mirandola, A., and Minca, L., "Energy Recovery by Expansion of High Pressure Natural gas", Proceedings of the 21st Intersociety Energy Conversion Engineering Conference, **1**, 16-21, (1986).
- [2] Hedman, B. A., "Waste energy recovery opportunities for interstate natural gas pipelines", Interstate Natural Gas Association of America, (2008).
- [3] Howard, C., Oosthuizen, P., and Peppley, B., "An investigation of the performance of a hybrid turboexpander fuel cell system for power recovery at natural gas pressure reduction stations", *Applied Thermal Engineering*, **31**(13), 2165-2170, (2011).
- [4] Rahman, M. M., "Power generation from pressure reduction in the natural gas supply chain in Bangladesh", *Journal of Mechanical Engineering*, **41**(2), 89-95, (2010).
- [5] Ardali, E. K., and Heybatian, E., "Energy Regeneration in Natural Gas Pressure Reduction Stations by Use of Gas Turbo Expander; Evaluation of Available Potential in Iran", Proceedings 24th world gas conference, 5-9, (2009).

- [6] Yoo, H. B., Kim, H., "Feasibility Study of Pressure Letdown Energy Recovery from the Natural Gas Pressure Reduction Stations in South Korea", KIGAS, Vol 19, No3, 9-17, (2015).
- [7] Bloch, H. P., Soares, C., "Turboexpanders and Process Applications", Gulf Professional Publishing, MA,(2001)
- [8] Yoo, H. B., Kim, H., "Electricity Generation by Using Turbo-Expander in Natural Gas Pressure Reduction Stations in Republic of Korea", Proceeding of the Annual Fall Meeting of KICHE 2014, 273, (2014)
- [9] Maric, I., "The Joule-Thomson effect in natural gas flow-rate measurements", *Flow Measurement and Instrumentation*, **16**, 387-395, (2005).
- [10] Peng, D. Y., and Robinson, D. B., "A New Two-Constant Equation of State", *Ind. Eng. Chem. Fundamen.*, **15**(1), 59-64, (1976).
- [11] Smith, J. M., Van Ness, H. C., Abbott, M. M., *Introduction to Chemical Engineering Thermodynamics*, 7th ed., McGraw-Hill, New York, (2005).