

압축식 냉동기에서 세정장치에 의한 파울링 억제효과

이 윤 표[†], 강 상 우

한국과학기술연구원 열·유동제어연구센터

The Effect on Fouling Reduction by the Cleaning System in Compressed Type Refrigerator

Yoon Pyo Lee[†], Sarng Woo Karng

Thermal Flow Control Research Center, Korea Institute of Science And Technology, Seoul 136-791, Korea

(Received January 19, 2001; revision received April 12, 2001)

ABSTRACT: The present study was conducted to estimate the effect on fouling reduction in tubes of the condenser. It shows in detail how to calculate the fouling factor from the experimental results of refrigeration systems with or without the automatic cleaning system using sponge balls and to predict the variation of the factor with time. It also represents how to calculate the temperature and pressure decrease of the refrigerant vapor in the condenser and the load decrease of the compressor in the refrigeration system by fouling reduction.

Key words: Fouling factor(파울링 인자), Cooling water(냉각수), Auto ball cleaning system(자동 튜브 세정장치)

기 호 설 명

- A : 열전달면적 [m^2]
- C_p : 정압비열 [$J/kg\ ^\circ C$]
- C_v : 정적비열 [$J/kg\ ^\circ C$]
- h : 엔탈피 [kJ/kg]
- k : 비열비
- \dot{m} : 단위튜브당 냉각수 질량유량 [kg/s]
- n : 폴리트로픽 지수
- P : 압력 [Pa]
- P_H : 고압 [Pa]
- P_L : 저압 [Pa]

- Q : 열전달량 [W]
- q : 열유속 [W/m^2]
- R : 기체상수
- R_f : 파울링 인자(열저항) [$m^2\ ^\circ C/W$]
- T_i : 냉각수 입구온도 [$^\circ C$]
- T_o : 냉각수 출구온도 [$^\circ C$]
- ΔT_{lm} : 대수평균 온도차 [$^\circ C$]
- t : 시간 [day]
- U : 총괄열전달계수 [$W/m^2\ ^\circ C$]
- W : 압축기 일 [W]
- η_p : 폴리트로픽 효율

상첨자

[†] Corresponding author

Tel.: +82-2-958-5672; fax: +82-2-958-5689

E-mail address: yplee@kist.re.kr

— : 시간평균

하첨자

- cl* : 파울링 없는 경우
- f* : 파울링 있는 경우
- con* : 응축
- ev* : 증발
- comp* : 압축기
- comp'* : 압축기(파울링 형성 후)
- sat* : 포화상태
- yr* : 년
- 1 : 경과1, 저압축, #1 튜브
- 2 : 경과2, 고압축, #2 튜브
- ∞ : 장시간

1. 서 론

미생물 및 먼지 등의 오염으로 인하여 튜브 내면에 일종의 퇴적층, 즉 파울링이 형성된다. 이때, 냉동기의 경우 파울링층이 열교환을 방해하여 냉각성능을 떨어뜨리며, 결국 응축기의 냉매측 포화온도 상승을 초래한다. 이 냉매의 포화온도 상승은 냉매의 포화압력 상승을 야기시키고 이로 인하여 압축기는 그만큼의 일을 더 많이 하여야 한다. 따라서 파울링은 냉동설비의 성적계수(COP)를 떨어뜨리는 역할을 하게 된다.

이와 같이 냉각수에 의한 파울링을 방지하기 위한 여러 가지 방법 중, 가장 확실한 것은 스폰지볼 등을 순환시켜서 파울링을 세정하는 방법이다. 그러나 냉동기의 응축기에 스폰지볼 순환에 의한 세정이 냉동효과에 정량적으로 어떠한 영향을 미치며, 실제 현장에서 이와 같은 효과의 예측방법과 이러한 예측방법의 타당성을 현장자료로부터 검증된 논문은 찾아보기 어렵다.^(1,2)

따라서 본 연구에서는 일정기간 실제 냉동설비에 자동 튜브 세정장치(auto ball cleaning system)를 부착한 경우와 설치하지 않은 각각의 경우에 대하여 실험된 자료로부터 파울링 인자를 산출하고 이를 Kern-Seaton 식^(3,4)에 대입하여 일정기간 경과 후의 fouling factor를 예측하였다. 이로부터 자동 튜브 세정장치를 설치한 경우가 세정이 없는 경우보다 얼마나 압축기의 일을 줄였는지를 정량적으로 산출하였다. 그리고 1년간 실제장치로부터 얻어진 자료를 바탕으로 파울링 억제효과를 산출하고 앞서 예측한 값과 비교하였다.

2. 파울링 인자의 산출

2.1 파울링 인자 산출식 도출

파울링 인자 산출 대상인 셸엔튜브(shell and tube) 열교환기에서 전달되는 열량 *Q*는 다음과 같이 계산된다.

$$Q = UA\Delta T_{lm} \tag{1}$$

$$Q = \dot{m}C_p(T_o - T_i) \tag{2}$$

식(1), (2)로부터 열저항은

$$\frac{1}{U} = \frac{A\Delta T_{lm}}{\dot{m}C_p(T_o - T_i)} \tag{3}$$

이므로 파울링 인자(열저항) *R_f*는

$$R_f = \frac{1}{U_f} - \frac{1}{U_{cl}} = \frac{A[(\Delta T_{lm})_f - (\Delta T_{lm})_{cl}]}{\dot{m}C_p(T_o - T_i)} \tag{4}$$

여기서,

$$\Delta T_{lm} = \frac{(T_{sat} - T_i) - (T_{sat} - T_o)}{\ln \frac{T_{sat} - T_i}{T_{sat} - T_o}} \tag{5}$$

2.2 실험자료로부터 파울링 인자 산출

실제 현장에서 운전되고 있는 550 RT급 압축식 냉동기에 Fig. 1과 같이 스폰지볼 순환에 의한 자동 튜브 세정장치를 설치하여 1년간 측정한 값(오후 3시 기준)으로부터 파울링 인자 산출방법을 예시한다. 실험에 사용된 셸엔튜브 열교환기 제원은 다음과 같다.

- 냉각수량 : 0.256 kg/s 튜브길이 : 3,752 mm
- 셸 내부 : 포화증기 재 질 : 구리
- 튜브내부 : 냉각수 관 내 경 : 15.7 mm
- 튜브 수 : 432개 관 두께 : 1.2 mm
- Pass 수 : 2 냉 매 : R-134a

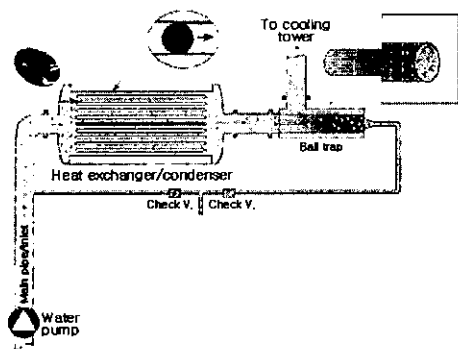


Fig. 1 Cleaning system by sponge balls in tubes.

Table 1에 99년 6월 9일부터 7월 19일까지 약 40일간 측정된 각 부위의 온도와 압력을 나타내

었다. 7월 19일을 기준으로 하여 계산과정을 예시하면 아래와 같다.

- (1) #1 튜브인 경우(불 없음)
실험결과는 다음과 같다(Table 1 참조).

냉각수출구 $T_o = 36.4^\circ\text{C}$

냉각수입구 $T_i = 34.4^\circ\text{C}$

응축 온도 $T_{sat} = 40.8^\circ\text{C}$

식(5)로부터 $\Delta T_{lm} = 5.34 \text{ K}$, $q = 8.358 \text{ kJ/kg}$, $\frac{\dot{m}}{UA} = 0.639 \text{ K/(kJ/kg)}$ 이다.

- (2) #3 튜브인 경우(스폰지볼 순환)
실험결과는 다음과 같다(Table 1 참조).

Table 1 Experimental result and data (#1, #2 tube; fouling, #3 tube; sponge ball cleaning)

구분 \ 날짜	6/9	6/16	7/1	7/5	7/6	7/7	7/8	7/12	7/14	7/16	7/17	7/19
#1	0.514											0.638
#2	0.388			0.54					0.56			
#3				0.25					0.28			0.253
#1 T_o	31.8	31.7	32.1		31.4		32.5			34.8	35.7	36.4
T_i	29.9	28.7	29.0		28.1		28.6			31.9	33.4	34.4
T_{sat}	35.0	35.5	37.5		37.6		38.9			40.8	40.8	40.8
ΔT_{lm}	4.08	5.16	6.83		8.58		8.20			7.35	6.18	5.34
q	7.49	12.5	12.9		13.8		16.3			12.12	9.61	8.358
$\Delta T_{lm}/q$	0.514	0.413	0.529		0.622		0.503			0.606	0.643	0.639
$1/U_1 [\text{m}^2\text{C/kW}]$	0.400	0.321	0.411		0.483		0.391			0.471	0.500	0.497
#2 T_o	32.2			31.0		30.9		32.1	34.1		35.6	36.2
T_i	29.9			27.7		27.5		28.9	30.7		33.2	34.1
T_{sat}	34.9			36.9		37.4		38.1	40.8		40.5	40.8
ΔT_{lm}	3.73			7.43		8.08		7.49	8.28		6.02	5.58
q	9.612			13.8		14.2		13.4	14.2		10.0	8.77
$\Delta T_{lm}/q$	0.388			0.538		0.569		0.559	0.583		0.602	0.636
$1/U_2 [\text{m}^2\text{C/kW}]$	0.302			0.419		0.443		0.435	0.454		0.468	0.495
#3 T_o		32.1	32.5	30.9	31.5	30.9	33.2	33.0	34.6	35.9	33.8	37.4
T_i		29.9	29.0	27.7	28.2	27.5	29.3	29.3	30.7	32.1	33.6	34.1
T_{sat}		34.3	34.8	32.9	33.8	33.0	36.0	35.7	37.5	38.2	38.9	39.5
ΔT_{lm}		3.17	3.78	3.35	4.43	3.53	4.47	4.29	4.58	3.89	3.46	3.49
q		9.19	14.60	13.37	13.80	14.20	16.30	15.50	16.30	15.90	13.40	13.79
$\Delta T_{lm}/q$		0.344	0.259	0.251	0.321	0.249	0.274	0.277	0.281	0.245	0.258	0.253
$1/U [\text{m}^2\text{C/kW}]$		0.267	0.202	0.195	0.249	0.193	0.213	0.216	0.219	0.191	0.201	0.215
$R_{\Delta 1} : \#1 \sim \#3$		0.054	0.209		0.234		0.178			0.280	0.299	0.282
$R_{\Delta 2} : \#2 \sim \#3$				0.224		0.250		0.219	0.235		0.267	0.280

냉각수출구 $T_o=37.4^{\circ}\text{C}$
 냉각수입구 $T_i=34.1^{\circ}\text{C}$
 응축 온도 $T_{sat}=39.5^{\circ}\text{C}$

식(5)로부터 $\Delta T_{lm}=3.49\text{K}$ 이며, $C_p=4.179\text{kJ/kgK}$ 이므로 냉각수에 의해 방출되는 열량 q 및 \dot{m}/UA 는 다음과 같다.

$$q = C_p(T_o - T_i) = 13.79\text{kJ/kg}$$

$$\frac{\dot{m}}{UA} = \frac{\Delta T_{lm}}{q} = 0.253\text{K}/(\text{kJ/kg})$$

(3) 파울링 인자 산출

이와 같은 계산과정을 거쳐 각 지점의 온도 및 압력으로부터 정리된 자료는 Table 1과 같다. Table 1에서 #1 튜브의 열저항 값 $1/U_{\Delta}$ 을 Fig. 2에 나타내었고, 열저항 값이 냉각수에 의한 파울링으로 인하여 시간이 경과함에 따라 계속적으로 상승함을 보여준다. Fig. 3은 스폰지블에 의하여 자동세척이 이루어지므로 시간이 경과하여도 #3 튜브의 열저항 값은 증가하지 않음을 보여준다. #3 튜브는 자동세척에 의하여 파울링이 제거되므로 #1 튜브의 열저항에서 #3 튜브의 열저항을 뺀 값이 #1 튜브의 파울링 인자 R_f 가 된다. 이는 Table 1의 하단부에 정리되어 있으며, 이를 Fig. 4에 나타내었다.

2.3 시간경과에 따른 파울링 인자 예측

비록 40일간의 실험을 수행하였으나 오랜 시간

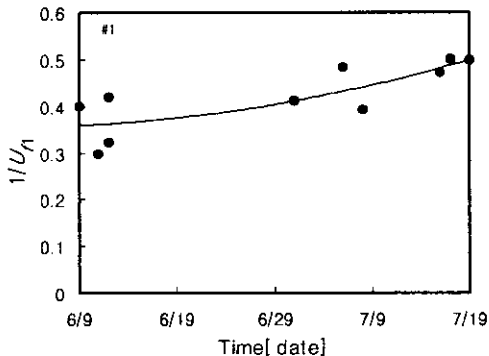


Fig. 2 Thermal resistance of #1 tube: $1/U_{\Delta}$ [$\text{m}^2\text{C}/\text{kW}$].

이 경과한 후에 생성되는 파울링 인자는 아래 Kern-Seaton 식으로부터 예측할 수 있다.

$$R_f = R_f^*(1 - e^{-t/t_c}) \quad (6)$$

임의의 경과한 시간이 t_1, t_2 일 때 아래와 같이 두 개의 식을 얻을 수 있다.

$$\ln\left(1 - \frac{R_{f1}}{R_f^*}\right) = -\frac{t_1}{t_c} \quad (7)$$

$$\ln\left(1 - \frac{R_{f2}}{R_f^*}\right) = -\frac{t_2}{t_c} \quad (8)$$

식(7), (8)로부터 다음 식을 얻는다.

$$\frac{\ln\left(1 - \frac{R_{f1}}{R_f^*}\right)}{\ln\left(1 - \frac{R_{f2}}{R_f^*}\right)} = \frac{t_1}{t_2} \quad (9)$$

Fig. 4로부터 두 날짜, 즉 설치일 6월 9일부터 20일 후인 6월 29일의 $1/U_1=0.182$, 40일 후인 7월 19일의 $1/U_2=0.309$ 를 대입하여 R_f^* 을 식(9)로부터 반복법(iteration)을 이용하여 구하면 $R_f^*=0.6021$ 이 된다. 또한 식(8)로부터 $t_c=55.6$ 일이 얻어진다.

따라서 최종 파울링 인자 R_f 는

$$R_f = 0.6021(1 - e^{-t/55.6}) \quad (10)$$

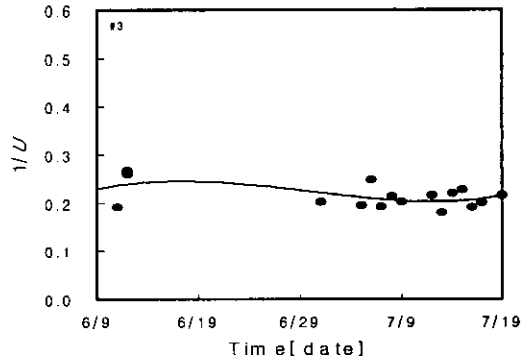


Fig. 3 Thermal resistance of #3 tube: $1/U$ [$\text{m}^2\text{C}/\text{kW}$].

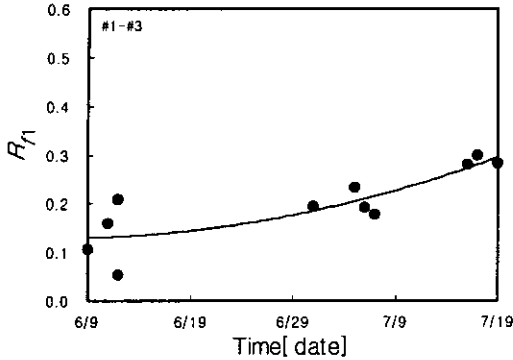


Fig. 4 Fouling factor of #1 tube: $R_{f1} = 1/U_{f1} - 1/U$.

이며, 오랜 시간이 경과한 후에는

$$t \rightarrow \infty : R_{f,\infty} = R_f^* = 0.6021 \text{ m}^2\text{C/kW}$$

가 된다. 따라서 #1 tube에 대해 Kern-Seaton 식을 그래프로 나타내면 Fig. 5와 같다.

한편 어느 기간 T 동안의 평균 파울링 인자 $\overline{R_f}$ 는 다음과 같이 계산된다.

$$\overline{R_f} = \frac{R_f^*}{T} \int_0^T (1 - e^{-At}) dt \quad (11)$$

따라서 1년 ($T=365$ 일) 평균 파울링 인자, $\overline{R_{f,yr}} = 0.51 \text{ m}^2\text{C/kW}$ 이다.

3. 동력 절감효과 예측

3.1 응축기 온도 산출

오랜 기간 사용했을 경우 파울링으로 인하여 상승된 응축온도 $T_{sat,\infty}$ 는 식(4)로부터 반복법을 사용하여 구하면 $T_{sat,\infty} = 49.2^\circ\text{C}$ 이다. 계산에 사용된 값은 다음과 같다.

Table 2 Data at 7/16 [$^\circ\text{C}$]

Tube	T_{ev}	T_{con}	T_i	T_o
# 1	7.9	40.8	31.9	34.8
# 3	7.1	38.2	32.1	35.9

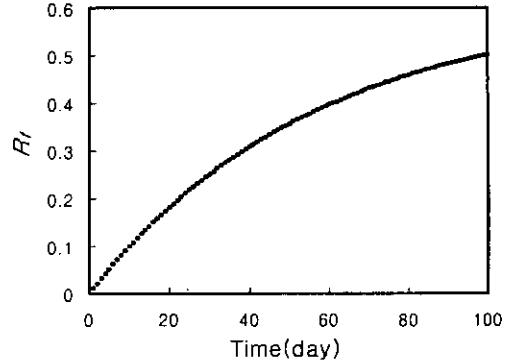


Fig. 5 Behavior of fouling factor of #1 tube: R_f [$\text{m}^2\text{C/kW}$].

$$A = 0.1991 \text{ m}^2, \quad C_p = 4.182 \times 10^3 \text{ J/kg}^\circ\text{C}$$

$$\dot{m} = 0.256 \text{ kg/s}, \quad R_{f,\infty} = 0.6021 \times 10^{-3} \text{ m}^2\text{C/W}$$

7월 16일 기준으로 계산한다면 이때의 데이터는 Table 2와 같다.

즉 #1 튜브는 오랜 시간이 경과한 후, 튜브 파울링에 의하여 응축기 내의 냉매 포화온도는 현재의 40.8°C 에서 49.2°C 로 상승할 것으로 예상된다(Table 3).

한편 1년 평균 응축기의 응축온도 $\overline{T_{sat,yr}}$ 는 $\overline{R_{f,yr}} = 0.51 \text{ m}^2\text{C/kW}$ 를 사용하여 위와 같은 방법으로 구하면 $\overline{T_{sat,yr}} = 47.7^\circ\text{C}$ 이다. 즉 응축기 내 냉매의 포화온도는 현재의 40.8°C 에서 47.7°C 로 상승할 것으로 예상된다.

3.2 추가 압축기 동력 산출

냉매가 R-134a⁽⁵⁾인 냉동기에서 오랜 시간이 경과한 후, 응축기의 냉매포화온도가 49.2°C 가 된다면 이때 냉매 포화온도 및 냉동기조건은 Table 3과 같다. 또한 이를 $P-h$ 선도에 나타내면 Fig. 6

Table 3 Condition of each refrigerator

Date	item tube	P_H (kPa)	P_L (kPa)	T_{ev} ($^\circ\text{C}$)	T_{con} ($^\circ\text{C}$)
7.16	# 1	938.0	307.3	9.5	40.8
$t \rightarrow \infty$	# 1 $_\infty$	1191.3	307.3	9.5	49.2
7.16	# 3	867.8	295.14	8.6	38.2

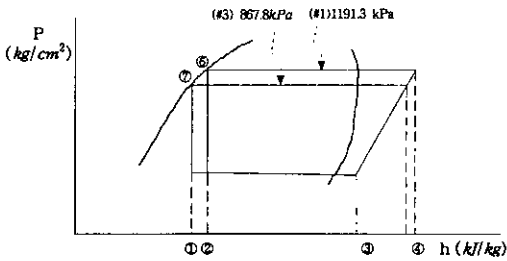


Fig. 6 P-h diagram of R-134a refrigeration cycle.

과 같다.

Fig. 6에서 알 수 있듯이 자동세척이 되는 튜브의 경우 응축기의 압력이 867.8 kPa인데 반하여 파울링이 형성되면 응축기 압력이 1191.3 kPa로 상승하게 되어 그만큼 압축기가 더 많은 일을 하여야 한다.

한편 1년 평균의 경우, 응축기의 냉매포화온도가 47.7°C가 된다면 냉매의 포화압력이 1142.9 kPa이 된다. 이는 파울링이 형성됨으로써 1년 평균 응축기 압력이 867.8 kPa에서 1142.9 kPa로 상승하여 압축기의 부하가 증가됨을 나타낸다.

파울링에 의한 응축기 냉매압력의 상승으로 인한 압축기 소요동력은 다음과 같이 산출할 수 있다. 압축과정을 폴리트로픽 과정이라고 가정하고, 폴리트로픽 효율 η_p 를 고려한다. 파울링이 형성된 경우(#1 튜브) 압축일을 $W_{comp'}$, 자동 튜브 세정장치 경우(#3 튜브) 압축일을 W_{comp} 라고 하면 비율은 다음과 같다.

$$\begin{aligned}
 \text{Ratio} &= \frac{W_{comp'}}{W_{comp}} = \frac{W_{comp, \#1}}{W_{comp, \#3}} \\
 &= \frac{\frac{n}{n-1} RT_1' \left[\left(\frac{P_2'}{P_1'} \right)^{\frac{n-1}{n} \frac{1}{\eta_p}} - 1 \right]}{\frac{n-1}{n} RT_1 \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n} \frac{1}{\eta_p}} - 1 \right]} \quad (12)
 \end{aligned}$$

R-134a의 증발온도 5°C에서 비열비는

$$k = \frac{C_p}{C_v} = \frac{0.825}{0.730} = 1.13 \quad (13)$$

이며, 증발기는 파울링과 무관하므로

$$T_1 = T_1', \quad P_1 = P_1' \quad (14)$$

이다. 또한 폴리트로픽 효율(polytropic efficiency) $\eta_p=0.8$ 이라 가정하고 폴리트로픽 상수를 $n=k$ 로 가정한다.

이상을 식(12)에 대입하면 설치 후 약 37일 후인 7월 16일에는 Ratio=1.037이므로, 자동세척의 경우인 #3 튜브보다 #1 튜브인 경우가 약 3.7%만큼 압축기의 일이 더 소요된다.

한편 1년 평균의 경우, 응축기 압력 1142.9 kPa을 고려하여 계산하면 Ratio=1.239이므로 압축기 일은 23.9% 많아진다.

4. 장기간 실측자료에 의한 절감동력 산출

화학적이나 기계적인 세정을 실시한 직후에는 성적계수가 상승하지만 시간이 경과함에 따라 다시 파울링이 형성된다. 따라서 자동 튜브 세정장치가 설치된 후의 효과를 비교하려면 세정 후 상당기간 경과하여 어느 정도 파울링이 형성된 시점을 기준으로 하여야 한다.

Fig. 7은 열저항 값의 실측치를 나타낸 것이다. 99년 2월 6일에 열저항 값은 최대 0.774까지 상승하는 등, 99년 6월 1일 이전에는 열저항의 값이 비교적 큰 값을 나타낸다. 특기할 것은 세정 직전인 99년 3월 6일에는 0.663로 비교적 열저항 값이 큰 값을 가지나 세정을 실시한 99년 3월 8일 이후에는 0.269로 급격히 하락하는 등 세정에 따라 열저항의 변화폭이 큼을 보여주고 있다. 그러나 자동 튜브 세정장치가 설치된 99년 6월 2일 이후에는 열저항이 약 0.2~0.3 사이에서 일정하게 유지됨을 보여주고 있다.

자동 튜브 세정장치가 설치된 99년 6월 2일 전에는 열저항의 변동폭(Fig. 7로부터 산출), 즉 표준편차가 1, 2월에는 계속 상승하다 세정 후 3월에는 열저항의 변동폭이 급격히 낮아진다. 그러나 자동 튜브 세정장치가 설치된 6월 이후는 열저항 변화폭 즉 표준편차가 0.03 정도로 일정해진다.

Fig. 8은 단위전력당 생성되는 냉열량, 즉 성능계수를 시간대별로 나타낸 것이다. 앞에서 열저항의 변화폭에서 예측되었듯이 세정 전인 3월 6일의 2.809에서 99년 3월 8일 세정 이후인 3월 9

일에는 4.074로 급격히 상승함을 보여준다. 그러나 99년 6월 2일 자동 튜브 세정장치가 설치되면서 성적계수는 3.583으로 상승한 후 계속 3 이상을 유지함을 보여주고 있다.

성적계수는 자동 튜브 세정장치가 설치되기 전인 99년 5월 28일, 5월 31일, 6월 1일의 성적계수는 각각 2.978, 2.628, 2.432로 하강함을 알 수 있다. 자동 튜브 세정장치 설치 전, 냉동기의 평균 성적계수는 측정오차를 고려하여 이들의 산출평균인 2.678로 보는 것이 타당하다. 따라서 이 값을 화학적 세정 후 상당기간 경과하여 세정의 효과가 거의 없어진, 즉 파울링 형성이 심한 경우

를 기준 COP_f 로 보기로 한다. 이 기준 COP_f 에 대하여 자동 튜브 세정장치가 설치된 후의 성적계수를 다음 식(15)에 대입하여 절감전력량에 의한 향상도를 계산한다.

$$\frac{\left(\frac{1}{COP}\right)_f - \left(\frac{1}{COP}\right)_d}{\left(\frac{1}{COP}\right)_f} \times 100 \quad (15)$$

Fig. 9는 이와 같은 방법으로 절약한 에너지량을 나타낸 것이다. 세정 직전인 99년 5월 말에

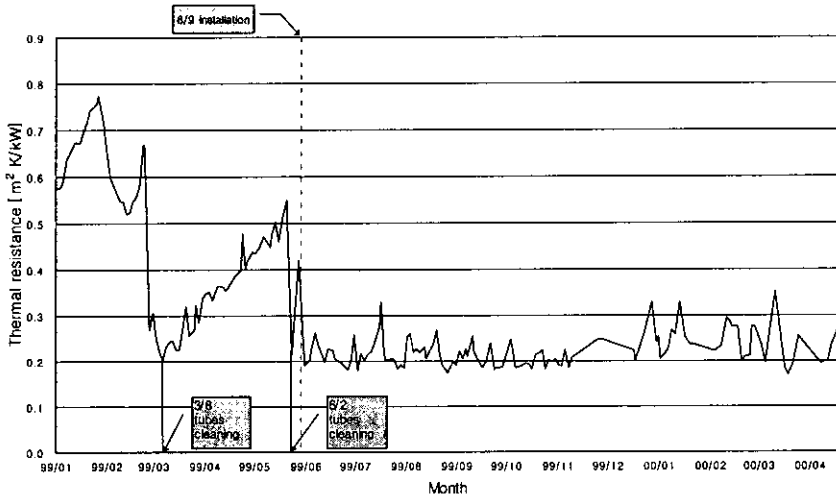


Fig. 7 Time dependent thermal resistance variation of tubes.

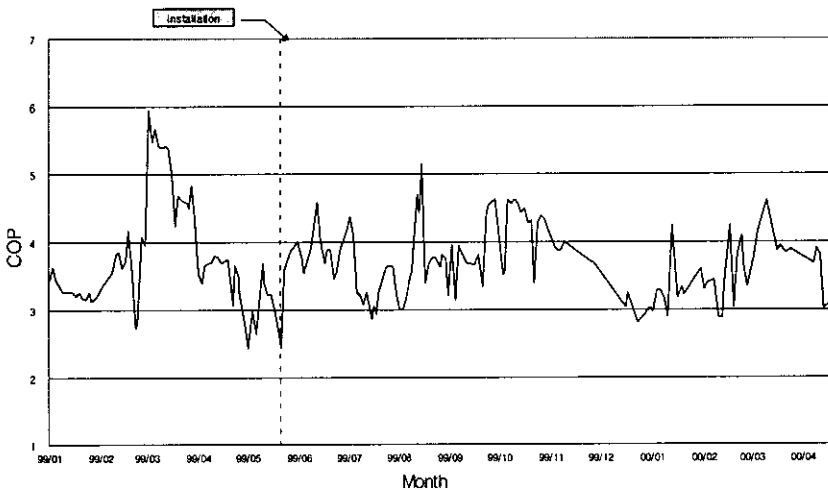


Fig. 8 Time dependent COP in the refrigeration system.

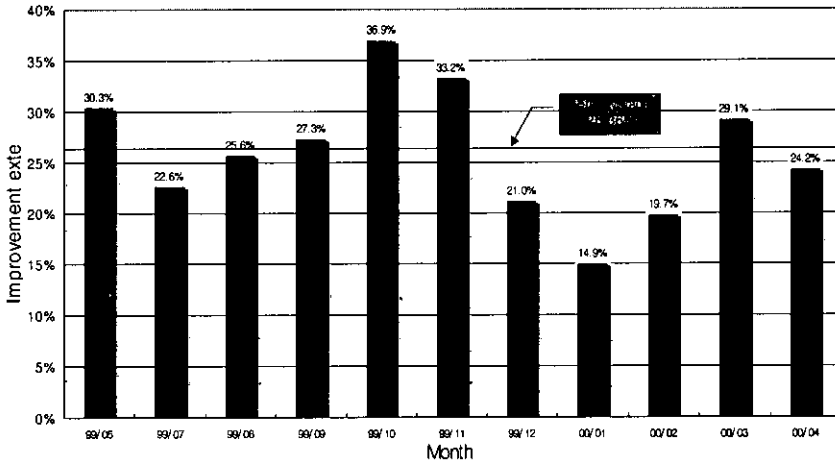


Fig. 9 Time dependent average of energy saving amount.

비하여 99년 10월에 최대 36.9%까지 에너지가 절약되며 1년 평균값은 26.36%의 에너지가 절약됨을 보여주고 있다.

이는 앞서 이론적으로 예측한 최대 에너지 절감량 28.2%, 연평균 절감량 23.9%보다는 약간 높으나 비교적 예측치와 근사한 값이라 할 수 있다.

5. 결 론

자동 튜브 세정장치의 설치로 파울링이 억제되면 압축기의 압력이 그만큼 낮아지므로 압축기의 부하도 줄어들게 된다. 따라서 투입되는 에너지 비용도 절감된다. 이를 이론적으로 예측한 값에 의하면 세정 직전보다 약 23.9% 정도 에너지가 절감되며 실제로 1년간 사용하면서 측정한 성적계수로부터 산출한 에너지, 즉 압축기 동력의 절감정도는 1년 평균 26.4%가 된다.

그리고 세정 후 열저항이 0.27 m²°C/kW에서 시간이 경과함에 따라 0.55 m²°C/kW까지 지속적으로 증가하지만 자동 튜브 세정장치를 부착한 이후에는 0.2~0.3 m²°C/kW 사이에서 열저항 값이 유지되었다.

후 기

본 연구는 다산 인더스트리의 지원으로 이루어졌으므로 관계자 여러분께 감사드립니다.

참고문헌

1. Bohnet, M. and T.R. Bott, Fouling Mechanisms Theoretical and Practical Aspects, 1992, April 8-9, Grenoble, France seminar, the GRETh, pp. 29-65.
2. Pranchal, C. B. and T.R. Bott, Fouling Mitigation of Industrial Heat-Exchange Equipment, 1995, Begell House, pp. 249-331.
3. Kern, D. Q. and Seaton, R. E., 1959, A theoretical analysis of thermal surface fouling, Brit. Chem. Eng., Vol. 4, No. 5, pp. 258-262.
4. Somerscales, E. F. C. and Knudsen, J. G., 1979, Fouling of Heat Transfer Equipment, Hemisphere Publishing Corporation, p. 36.
5. 1993 ASHRAE Handbook Fundamentals, SI ed., 1993, ASHRAE, Inc., p. 17.29.