

지역 난방 시스템 (XⅢ) District heating system (XⅢ)

오 후 규
H. K. Oh
부경대학교 냉동공학과

7. 지역열공급 시스템계획을 위한 계산에

	기	호	
a	:		전열관의 피치
C_1	:		단열재의 단가
c_{pu}	:		물의 비열
D	:		케이싱의 내경
\dot{a}	:		배관 직경
\dot{a}	:		대표길이
d_A	:		배관의 외경
d_v	:		오염내경
E	:		전력 매출
H_n	:		펌프의 정격 양정
h_{A_j}	:		터빈의 단락(段落) j로부터 나오는 증기의 엔탈피
h_{E_j}	:		터빈의 단락 j로 들어가는 증기의 엔탈피
h_G	:		배(排)증기의 엔탈피
h_G'	:		냉각되지 않은 복수기에서의 엔탈피
h_i^{KA}	:		가열기 i로부터 나오는 복수의 엔탈피
h_i^{KE}	:		다른 가열기로부터 들어 오는 복수량 \dot{m}_i^{KE} 의 엔탈피
h_i^{WA}	:		가열기 i로부터 나오는 물의 엔탈피
h_j^{We}	:		가열기 i로 들어가는 물의 엔탈피
h_j	:		터빈 토출구 j에 있는 가열기 i의 가열증기 엔탈피

i	:	가열기에 대한 지표
j	:	터빈 단락의 기호
K_{FR}	:	배관의 연간비용(고정비)
K_i	:	단열재 비용
k	:	조도(거칠은 정도)
k_E	:	전력요금
k_E	:	전력단가
k_O	:	1MWh당의 열량가격
k_{QA}	:	열요금의 從量部分
k_{QL}	:	열요금중에서의 기본요금
i	:	본래의 경로(經路) 길이
l_D	:	경로중의 U밴드 신축이음매의 총길이
Δl_D	:	U밴드 신축이음매의 간격
l_{F_i}	:	플랜지에서의 열손실을 고려한 상당길이
l_{res}	:	플랜트와 가장 먼 수요가의 거리
l^*_j	:	i번째 구간에 대해 보정을 한 경우의 배관 길이
l^*_i	:	분자관 i의 분지점으로부터 본관을 따라 측정된 가장 불리한 수요가까지의 거리
l_{sch}	:	절환밸브의 열손실을 고려한 상당길이
l_u	:	U밴드 신축이음매의 평균 총길이
m	:	평균배관의 수직방향의 段數(중첩)
\dot{m}_o	:	가열기 HV ₁ 과 V _o 로의 가열증기량
\dot{m}_D	:	증기배관의 증기량
\dot{m}_G	:	배(排)증기 토출구의 증기량
\dot{m}_i^D	:	가열기 i의 가열에 필요한 증기량

\dot{m}_i^{KE} : 그 외의 가열기로부터 가열기 i 로 들어가는 복수량
 \dot{m}_i^W : 가열을 하는 수량
 \dot{m}_j : 터빈의 단락 j 의 증기량
 $\dot{m}_{K,1}$: 증기배관에서 복수량
 \dot{m}_w : 고온수의 질량유량
 n : 방열기의 종류에 따른 지수
 n_s : 펌프의 정격 회전수
 P : 펌프 동력
 P : 발전량
 p_2 : 증기수요가측의 소요 증기압
 p_D : 증기배관의 열병합 발전소에서의 압력
 P_e : 추기배압 터빈의 전기출력
 P_e^{HKW} : 열병합발전의 전기출력
 p_G : 증기터빈의 배기압
 Δp_i : i 번째 구간에서의 압력손실
 $P_{i,j}$: 터빈 단락 j 의 내부출력
 p_j : 추기 수증기압력
 p'_j : 가열기의 수증기압력
 p_{j-1} : 추기를 하는 장소 j 로부터 $j-1$ 로 흐르는 증기의 압력
 $P_{s,n}$: 펌프의 정격 축동력
 p_{LI} : 가스용기의 압력
 p_s : 포화수증기압
 p_v : 상당 비등압력
 Q_{HO} : 고온수 배관망의 최대 난방부하
 $Q_{max, HKW}$: 열병합 발전소의 최대출력
 Q_N : 고온수 배관의 병합열량 합계
 $Q_{1, HW}$: 고온수 배관망의 열손실
 Q_W : 1주간의 급탕부하
 Q_W^b : 고온수 배관망의 평균 급탕부하
 Q_W^b : 급탕열부하
 Re : 레이놀즈수
 s_K : 오염의 두께
 T_i : 단열재의 외표면 온도
 ΔT^{HW1} : HW_1 (난방용 가열기 1)에서의 온도차
 ΔT^{HW2} : HW_2 (난방용 가열기 2)에서의 온도차
 ΔT_0^{sw} : 급탕 가열기의 온도차
 ΔT_i^Y : 가열기의 온도차
 T_L : 공기온도
 t_A : 물의 출구온도

t_a : 외기 온도
 t_D : 포화수증기와 벽 사이의 평균온도
 t_E : 물의 입구온도
 Δt_H : 순환온수에 있어서 부하 전후의 온도차
 t_i : 실온
 t'_i : 가열기에서의 수증기 복수온도
 t_i^{WA} : 출구수온
 t_i^{WE} : 입구수온
 Δt_m^{HK} : 방열기의 대수평균온도
 Δt_N^{GW} : 급탕열부하를 처리한 지역배관에서의 온도강하
 Δt_N^{MW} : 난방배관시의 급탕가열기에 있어서 공 급수 및 환수의 온도차
 t_{NO}^{VW} : 난방배관시의 급탕가열기에 있어서의 온도차
 t_{RH} : 순수하게 난방만 하는 경우의 환수 온도
 t_{RH} : 부하로부터의 환수 온도
 t_{RN} : 고온수 배관망에서의 환수 온도
 t_{RN}^{max} : 고온수 배관망에서의 환수 최고온도
 t_V : 공급온수 온도
 Δt_V : 안전율을 고려한 온도
 t_{VH} : 부하공급 온수온도
 t_{VN}^{max} : 고온수 배관망의 최고 송수온도
 t_{VN}^{min} : 난방 배관망의 최저허용 공급 온도
 t_{VNO}' : 공급온수 온도
 t_{VN}' : 환수온수를 혼합한 후의 공급온수 온도
 t_W : 급탕온도
 t_u : 평균온도(°C)
 t_{WN} : 식료용 수도수의 온도
 t_{WZO} : 급탕시의 출구온도
 t_{Z1} : 난방예열기 1로부터의 지역온수 출구 온도
 V_G : 배압터빈의 증기 비용적
 V_N : 2차측을 포함한 배관망의 전용량
 $V_{1,P}$: 고온수 배관망의 1차측 전용량
 V_n : 펌프의 정격 유량
 ΔV_R : 배관의 체적팽창
 $\Delta V_{R,t}$: 배관내 팽창수량
 ΔV_w : 수축수량
 $\Delta V_{u,max}$: 오버플로우(over flow) 수량

- $\Delta V_{w, m}$: 물의 체적팽창
- u : 수속(m/s)
- β_H : 실의 난방부하율
- η_G : 발전기의 효율
- η_m : 터빈의 기계효율
- η_n : 터빈의 정격효율
- θ : 포화수증기의 관벽 온도차
- θ_E : 냉매와 주위와의 온도차
- θ_l : 단열재의 외표면과 공기온도의 차
- x' : 난방부하에 대한 급탕열부하의 변동조정을 고려하여 정한 계수
- λ : 배관의 마찰계수
- λ_0 : 배관의 처음 마찰계수
- λ_R : 배관의 열전도율
- λ_V : 오염물질의 열전도율
- μ : 동점성계수
- ν : 포아슨비

- ξ : 마찰손실계수
- ξ_A, ξ_{Dr}, ξ_v : 각각의 루프(loop)신축이음매, 오리피스, 분류(分流) 등의 국부저항 계수
- $\Delta \tau$: 가열시간
- τ_b : 전부하에 해당하는 운전시간
- ρ_G : 밀도
- ρ : 밀도

7.1 문제설정

대도시에서 신설(일부는 재개발)되는 주택지역과 이와 인접한 공업지역에 대해 지역열공급을 하는 것으로 한다. 이 지역내에서의 각 수요자들의 필요 부하에 대한 배치는 그림 7.1과 같다. 지역열공급 시스템에 대한 상세한 계획을 위한 자료로서는, 열병합 발전소에서 구비하여야 할

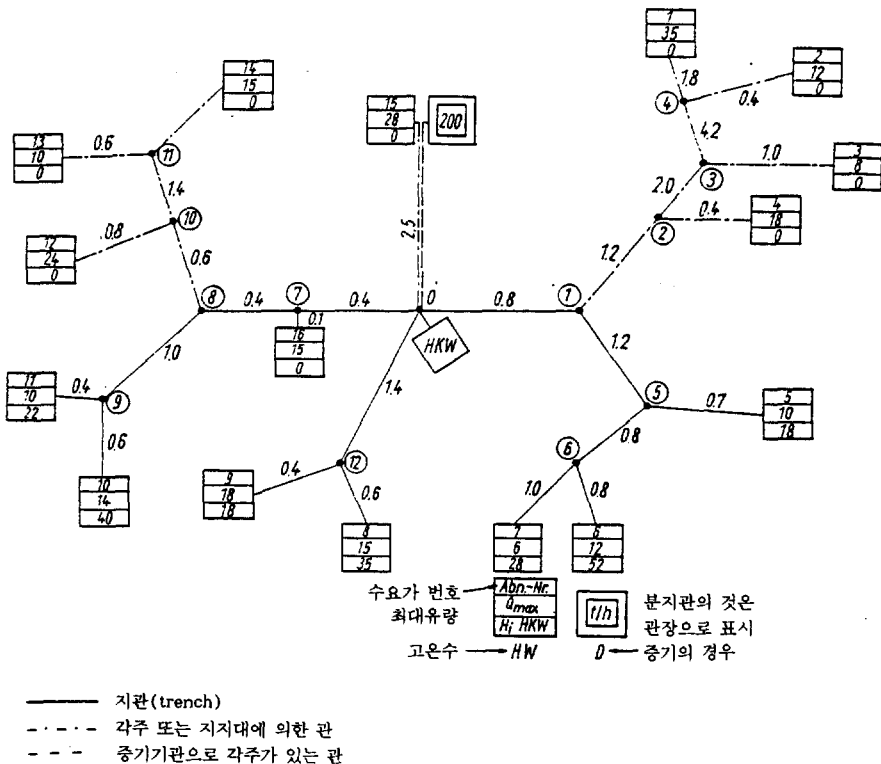


그림 7.1 배관망의 배치(분지관의 0.8은 관길이 0.8km을 의미)

자료를 개략적으로 준비해 둘 필요가 있다. 구체적으로는 다음과 같은 것이 필요하다.

- ① 배관망에서의 온도 결정
- ② 증기 및 고온수 배관의 크기 결정, 고온수 배관망에서의 압력 변화, 고온수 및 증기 배관에 사용되는 방열재 두께와 열손실의 계산
- ③ 순환 펌프의 선정과 고온수 배관망의 가압법의 결정
- ④ 열병합 발전소의 제원에 대한 개략적 계산
- ⑤ 열병합 발전소의 열공급설비의 설계

열병합 발전소용의 연료로서는 조갈탄을 사용한다. 주택지역의 열부하로서는 난방과 급탕이 있고, 이들 열매의 운반체(열매)로서는 고온수를 이용한다.

공업용을 위해서는 0.2MPa(2kg/cm²)의 증기 200t/h가 필요하고, 이 중에서 70%는 응축수로서 플랜트에 반송된다. 전부하에 상당하는 운전 시간은 연간 약 5,000h이다. 이 증기의 열부하는 외기온도와는 무관하다.

그림 7.1의 배관망의 각절점(knoten)의 표준 높이는 표 7.1과 같다.

최대 열부하(Q_{max})는 최저 외기온 t₀₀에 대한 각질의 열부하 Q_{HO}의 합계에 급탕부하를 더한 것으로, 급탕부하는 난방의 피크로드(peak load)에 대해 주평균 13%, 피크일 경우에는 15%로 산정한다.

열병합 플랜트의 발전능력은 아침과 저녁 때의 피크부하를 처리할 수 있도록 설비한다. 이 플랜트의 계획에 있어서서 모든 시설이 완성된 후에는 배관망에서의 열부하가 연간 약 20MW(17Gcal)로 생각된다.

7.2 난방 배관망에서의 온도 결정

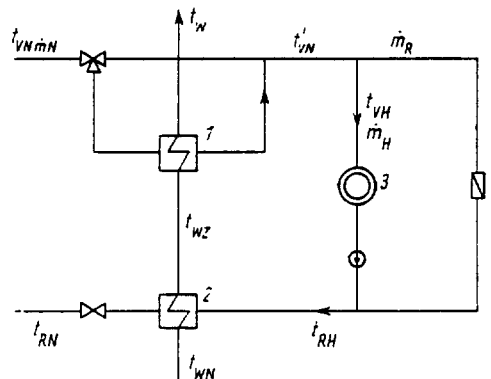
7.2.1 난방 배관망의 온도 제어법

실내 난방에 대한 열공급은 외기온도에 좌우되

는 난방부하에 따라 플랜트의 증양제어실에서 제어한다. 이 때문에 플랜트의 열출력을 가장 효율 좋게 이용할 목적으로 난방부하에 대해 지역배관으로 송수되는 송수온도를 외기온도에 따라 제어한다. 따라서 공급수 온도는 열교환기의 특성을 이용하여 입구증기량으로 제어한다.

급탕에 필요한 온도 60℃를 확보하기 위해 급탕가열기의 하류에 설치된 재열기의 성능을 고려하여 최저 공급온도 t_{VN}^{min}는 70℃로 유지한다. 난방부하의 측면에서 말하면(부하가 작을 때) 공급수의 온도가 낮아도 상관없지만, 70℃일 때는 서브스테이션으로 들어가는 고온수량의 제어에 의해 이루어진다.

공급수 온도 및 지역배관의 고온수 수량에 의한 제어는 2차측의 난방 및 급탕부하의 합계에 따라 행해진다. 공급수 온도에 의한 열공급의 제어에 있어서 서브스테이션으로 들어 가는 고온수량은 일정한 것으로 한다. 서브스테이션에서는 그림 7.2와 같은 난방부하와 급탕 가열기를 직렬로 연결하고, 이러한 연결방법에 있어서 난방부하는 서브스테이션이 받는 전일열량과 급탕가열을 위한 짧은 시간동안의 열부하 합계와의 차이이지만, 어느 시간대에 대한 평균은 난방열부하가 대부분이다.



- 1. 급탕의 재열기
- 2. 급탕의 가열기
- 3. 난방용 가열기

표 7.1 배관망의 고저차(m)

번 호	i	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
지형 높이	H _{im}	0	0	0	0	10	22	0	0	16	0	0	24

그림 7.2 서브스테이션에서의 열흐름도

7.2.2 난방시스템에 있어서의 온도 계산법

지역배관에 있어서 물온도는 난방시스템의 실 온에 의해 정하며, 난방열부하의 결정에 필요하다. 실내의 2차측 배관은 정수량으로 운전된다 ($\dot{m}_A = \text{일정}$).

실내에서 나오는 순환온수의 혼합에 의해 급탕 재가열기를 통과한 후의 송수 온도 t_{iN} 은 입구 수온 t_{iNmH} 보다 저하한다. 필요로 하는 공급수 온도는 다음 식으로 구한다. 첨자 0은 최저 외기 온 t_{a0} 에 해당하는 온도를 의미한다.

$$t_{iH} = t_i + \Delta t_{m0}^{HK} \beta_H^{(1+n)} + 0.5 \Delta t_{H0} \beta_H$$

$$t'_{iVH} = t_i + \Delta t_{m0}^{HK} \beta_H^{(1+n)} + (\Delta t_{N0} - 0.5 \Delta t_{H0}) \beta_H$$

여기에 상당하는 실로부터의 환수 온도는

$$t_{RH} = t_i + \Delta t_{m0}^{HK} \beta_H^{(1+n)} - 0.5 \Delta t_{H0} \beta_H$$

$t_i = 20^\circ\text{C}$: 실온

$$\Delta t_m^{HK} = \frac{t_{iH} - t_{RH}}{\ln \frac{t_{iH} - t_i}{t_{RH} - t_i}} : \text{방열기의 대수평균온도차}$$

$$\Delta t_H = t_{iH} - t_{RH}$$

$$\Delta t_N = t'_{iVH} - t_{RH}$$

$$\beta_H = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{H0}} \approx \frac{t_i - t_a}{t_i - t_{a0}} : \text{실의 난방부하율}$$

여기서 n : 방열기종류에 따른 지수, t_a : 외기 온도

열공급을 중앙에서 제어할 때는 가장 불리한 지수 n 을 이용하도록 한다(주철방열기일 경우 $n=0.3$).

지역난방 시스템을 전체적으로 고려하여 최저 외기온도에 대해 다음과 같은 온도를 가정한다.

최저 외기온도 $t_{RH0} = -15^\circ\text{C}$

최고 송수온도 $t_{iN0} = 150^\circ\text{C}$

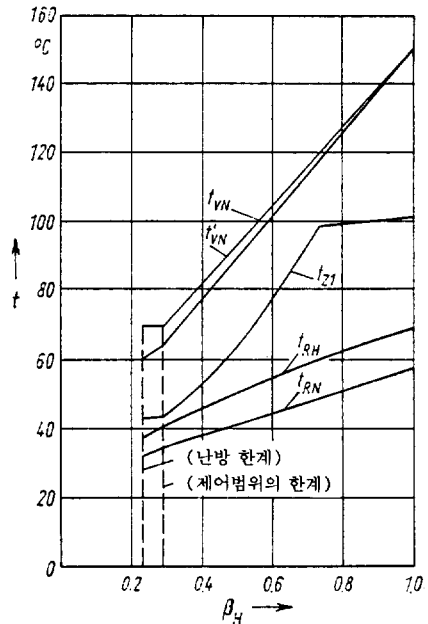
2차측 송수온도 $t_{iH0} = 90^\circ\text{C}$

환수온도 $t_{RH0} = 70^\circ\text{C}$

표 7.2에서 알 수 있는 바와 같이 온수온도는 실의 난방부하율에 따라 변한다. 급탕가열을 위한 재열기 출구온도 t'_{iN} , 실난방 시스템으로부터의 환수 온도 t_{RH} 등을 실의 부하율 β_H 에 대해 정리한 것이 그림 7.3이다.

7.2.3 열공급의 중앙제어시, 공급수 온도를 방의 난방출력과 급탕출력의 합계로 하여 난방배관망의 온도를 구하는 방법

필요로 하는 공급수 온도의 계산에는 이와 같이 열공급의 방법에 의한 수요가에 대한 열공급에는 난방부하 Q_H 와 급탕 열부하 Q_W 에 따른



- V_N : 지역배관의 급수온도
- V'_N : 급탕재열기 하류급수온도
- t_{RH} : 난방 반송온도
- t_{RN} : 지역배관 반송온도
- t_{21} : 난방에열기 1로부터의 지역온수 출구 온도

그림 7.3 실내난방부하에 대한 서브스테이션의 수온

표 7.2 공급수, 환수 온도의 계산 결과

실의 부하율 β_H	0	0.2	0.294	0.40	0.6	0.8	1.0
$t_{iN}(^\circ\text{C})$	20.0	52.2	64.35	78.5	103	126.75	150.0
$t_{iH}(^\circ\text{C})$	20.0	40.2	46.95	54.5	67.0	78.9	90.0
$t_{RH}(^\circ\text{C})$	20.0	36.2	41.15	46.5	55.0	62.9	70.0

다. 급탕 열부하 \dot{Q}_w^b 는 1주일간의 급탕부하 평균치인 \dot{Q}_w 에 대해 다음과 같은 관계가 성립한다.

$$\dot{Q}_w^b = x^b \overline{\dot{Q}_w}$$

여기서, 저탕조가 없는 경우에 $x^b=1.1\sim 1.2$ 이다.

실제의 급탕기의 해석으로부터 1주간의 급탕용 열부하의 평균치는 피크시의 난방부하 \dot{Q}_{RH} 에 대해 비율은

$$\frac{\dot{Q}_w}{\dot{Q}_{RH}} = 0.13$$

$x^b=1.15$ 로 가정하여 급탕결산부하 \dot{Q}_w^b 의 피크시, 난방부하에 대한 비율은

$$\alpha_{GWW} = \frac{\dot{Q}_w^b}{\dot{Q}_{RH}} = 1.15 \cdot 0.13 = 0.15$$

난방과 급탕의 합계 부하에 대해 열공급을 플랜트에서 제어하는 경우, 지역배관에서의 송수온도는 수요가의 난방부하만을 근거로 하여 적절히 수정하여 사용한다.

우선, 급탕부하의 비율을 결정한다. 이것은 급탕용 재열기에서 순환수의 추가냉각에 의해 처리되고, 급탕의 출구온도 t_{W20} 는 최저 외기온도에서의 재열기 출구온도로 한다.

$$t_{W20} = t_{RH0} - \Delta T_0^{VW}$$

$t_{RH0} = 70^\circ\text{C}$, $\Delta T_0^{VW} = 10$ (급탕가열기의 온도차)라 하면 $t_{W20} = 60^\circ\text{C}$ 가 된다.

급탕가열기의 환수온도의 냉각 Δt_{NO}^{VW} 는 최저 외기온도에 의해 다음과 같이 계산된다.

$$\Delta t_{NO}^{VW} = \frac{\dot{Q}_w^b}{\dot{Q}_{RH}} \frac{t_{W20} - t_{WN}}{t_W - t_{WN}} (t'_{V0} - t_{RH0})$$

여기서, t_{WN} : 급탕가열기로 들어가는 수도물의 온도, t_W : 급탕온도

$t_{WN} = 5^\circ\text{C}$, $t_W = 60^\circ\text{C}$, $t'_{V0} = t_{VN} = 150^\circ\text{C}$ ($\beta_H = 1.0$)라 하면

$$t_{NO}^{VW} = 0.15 \frac{60 - 15}{60 - 15} (150 - 70) K$$

$$t_N^{VW} = 12K$$

어떤 난방부하에 있어서 급탕예열기의 환수 온도강하 Δt_N^{VW} 는 예열기의 특성을 완전히 이용한다면

$$t_N^{VW} = t_{NO}^{VW} \frac{t_{RH} - t_{WN}}{t_{RH0} - t_{WN}}$$

로 되고, 지역배관에서의 환수 온도는

$$t_{RN} = t_{RH} - \Delta t_N^{VW}$$

급탕열부하를 처리한 지역배관의 전온도 강하 Δt_N^{GM} 은

$$\Delta t_N^{GM} = \frac{\dot{Q}_w^b}{\dot{Q}_{RH}} (t'_{V0} - t_{RH0})$$

따라서, 급탕재열기에서 필요한 온도강하는

$$\Delta t_N^{NW} = t_N^{GW} - \Delta t_N^{VW}$$

즉, 지역배관에서 필요한 공급수 온도는

$$t_{VN} = t'_{VN} + \Delta t_N^{NW}$$

이 값은 표 7.3 및 앞선 그림 7.3에 나타내었다.

실의 난방부하율 $\beta_H = 0.294$ 에 있어서 지역배관의 최저허용 송수온도 $t_{VN}^m = 70^\circ\text{C}$ 이고, 이 온도 이하에서는 지역배관의 송수온도의 변화에 의한 열공급의 제어는 되지 않는다. 이 경우에는 실내 난방 배관에 이르는 온수량의 제어에 의해 열공급을 제어하게 된다.

표 7.3 지역배관내의 물온도 계산

β_H	0.2	0.294	0.4	0.6	0.8	1.0
$\Delta t_N^{VW} (K)$	5.75	6.65	7.65	9.25	10.68	12.00
$t_{RN} (^\circ\text{C})$	30.45	34.5	38.15	45.75	52.22	58.00
$\Delta t_N^{NW} (K)$	6.25	5.35	4.35	2.75	1.32	0
$t_{VN} (^\circ\text{C})$	58.45	70.0	82.85	105.75	128.07	150.00