

熱併合 發電用 流動層 BOILER의 設計節次 및 性能計算(下)

열병합 발전용 CFBC 보일러 설계절차 및 성능계산

BOILER DESIGN PROCEDURE & PERFORMANCE CALCULATION

車 聖 起*
Cha, Sung Kee

- I. 서 언
- II. CFBC BOILER에서의 노 설계
 - 1. 노설계
 - 1-1. 설계 FLOW
 - 1-2. FURNACE DESIGN
 - 2. 순환설계
 - 3. POST COMBUSTION CHAMBER
 - 4. FLUIDISING VELOCITY
 - 5. 노내온도배분

- 6. MASS BALANCE
- 7. HEAT LOSS
- 8. SEC./TER, AIR의 PENETRATION & MIXING
- 9. PRIM./SEC./TER, AIR의 비율
- III. CFBC BOILER에서의 열전달
 - 1. 열전달 일반
 - 2. SOLID BULK DENSITY
 - 3. 열전달계수
- IV. 결 언

III. CFBC BOILER에서의 열전달

1. 열전달 일반

유동층에서의 혼합 특성은 PARTICLE과 GAS 사이의 매우 높은 열전달과 MASS TRANSFER가 존재한다는 것이며, BED PARTICLE은 입경이 작고 무수히 많은 입자로 이루어져, BED의 체적당 GAS에 노출되어 있는 SOLID의 전 표면적이 매우 커서, PARTICLE과 GAS 사이의 총괄 열전달 계수가 매우 높고 빠르게 된다. 즉 BED에서의 MIXING 효과와 함께 연료와 산소와의 접촉 면적이 보다 넓게되므로 적은양의 과잉공기로도 효과적인 연소를

얻을 수 있다. BED의 높은 열 용량은 마치 "HEAT SINK,"와 같아서 연료중의 습분 그리고 양의 변화에 잘 대응할 수 있도록 되어있다.

열전달의 기구를 살펴보면, 대부분의 열전달이 PARTICLE과 피전열체 사이의 얇은 GAS성상의 막을 통한 전도에 의해서 이루어지고 있다. 이때 인접한 PARTICLE의 형상, 거리등이 GAS FILM의 두께에 큰 영향을 주고있다.

특히 입자의 크기가 열전달계수에 큰 영향을 미치고 있으며, 입경을 작게할수록 표면사이에 인접한 유효 GAS통로 면적이 적어지고, 그대신 표면에서의 접촉횟수가 증가하게 되므로 이로인하여 열전달 계수를 높일수 있게 되는 것이다.

여기서 유동층내에서 PARTICLE의 체류시간은 연료의 SIZE와 관계가 깊다. 입경이 큰것들

* 機械技術士(熱源動機)·大宇重工業(株)發電設計팀 次長

은 노내에서 계속 굴러다니게 되고 그것의 입경이 작아질때 까지 재순환하면서 Loop 형상의 흐름을 계속하게 된다. 그리하여 대부분의 것들은 PARTICLE SEPRATOR 를 통하여 나가버리고 나머지는 재순환 Loop 를 따라 회전하게 된다.

노내에서 일정한 온도 LEVEL 을 유지하기 위해서는 열교환 면적을 통하여 열의 일정한 량을 흡수시켜야 하며 수냉벽(MEMBRANE WALL TUBE)이 이를 담당하고 있다. 고품위 석탄을 연소시킬때, 이 열교환면적이 (물론 연소공기의 예열에 따라 증가하게 되나) 노내에서의 열 해리의 50% 이상을 흡수하고 있으며, 이는 BOILER 출력의 반이상을 COVER 하고 있음을 의미한다. 그 이유는 노에서의 발생 GAS가 보유하고 있는 열량을 모두 회수할 수는 없기 때문이며, 연료에 따라 이 발생열량의 회수율은 매우 달라지게 된다.

이제 BED에서의 전열전달계수를 $K(\text{total})$ ($\text{Kcal} / \text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{C}^\circ$) 라 하면, 전열량은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$Q = AW \times K(\text{total}) = \Delta T$$

여기서 Q : 전열량(Kcal / h)

AW : 열교환면적(m^2)

ΔT : 유동층과 열교환 면적 사이의 평균온도차가 된다.

따라서 노내에서의 열전달량은 상기식에 따라 전출력시 소요열부하의 50%를 COVER 할수 있도록 설계하는 것이 좋다.

그리고 어느 부하에서든 열전달이 미흡한 경우에는, 열흡수를 촉진하기 위해서 SOLID의 재순환을 증가시킬 필요가 있다.

BED에서의 정상시 운전온도는 800-950°C 이며 이 온도에서는 거의 대부분의 연료 가운데 생성되는 ASH가 용융되거나 SINTERING 되지 않을 정도로 충분히 낮은 온도이고, 또한 800°C 이하에서는 연소효과도 감소되며, 충분한 탈황효과를 얻기 위해서는 운전온도를 800-850 사이에서 유지시켜야 한다.

이때 열흡수시 수냉벽관을 사용하면 운전 보수 비용을 줄일 수 있게된다.

1-1. 열전달표면

먼저 BOILER BED 하부의 분배판으로부터 이차공기 WINDBOX의 상단부까지를 BOTTOM BED SECTION 또는 PRIMARY ZONE 이라고 한다. 이 ZONE은 BUBBLING BED ZONE이며, 수냉벽관은 열흡수용량을 줄이고 마모대책으로 REFRACTORY LINING이 되어있다.

먼저 노 바닥면에서의 열전달율은 BOTTOM BED 벽면의 열전달율과 같이 놓고 계산하며, 바닥면의 BED MATERIAL이 고이는 것을 고려하여 50mm 정도의 COATING 을 감안해야 할것이다.

BOTTOM BED SECTION은 높이가 대략 1.2m 정도로 되어있다. 이차공기는 바로 이 SECTION 위에 위치하며, BULK DENSITY 를 매우 큰 범위까지 변화시킬 수 있다.

여기서 총괄 열전달계수는 라관(BARE UBE) 상태에서의 열전달계수를 기본으로 계산하게 되고, 다음 REFRACTORY LINING에 대한 열전달저항을 감안하여 보정계수에 의해 조정한다.

다음, 이차공기 WINDBOX 상단에서 PARTICLE SEPARATOR 하부까지를 "UPPER SECTION" 이라고 한다. 여기서는 바람직한 노내온도를 유지시키기 위해서 "UPPER ZONE" 의 상단부분은 REFRACTORY LINING 시킬 필요가 있다.

이어서 "TOP SECTION"은 PARTICLE SEPARATOR에서 FURNACE ROOF까지를 일컬으며 이 부분은 모두 REFRACTORY LINING 이 되어야 한다. 여기서의 열전달계수는 "UPPER SECTION"에서와 같이 적용되지만, REFRACTORY LINING의 사용에 따른 보정계수에 의해 재조정되어야 할 것이다.

다음 PARTICLE SEPARATOR의 ENCLASURE 부분은 모두 REFRACTORY LINING 이 필요하며 열전달 면적은 ROOF와 안쪽 측면

벽이 되고, "UPPER SECTION"의 총괄 열전달 계수의 25%만 적용한다. PARTICLE STORAGE의 하부에 있는 HOPPER는 수냉벽안으로 처리할 수 있으며, 이 경우 내벽은 PARTICLE SEPARATOR로부터 낙하하는 SOLED로부터 보호되도록 냉각시켜야 할 것이다.

여기에서의 냉각 표면은 표면을 따라 떨어지는 PARTICLE의 흐름에 따른 부하별 열전달 효과를 얻을 수 있으므로 열전달 계수는 대략 $43 \sim 86 \text{ Kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}$ 정도로 하고 있다.

여기서 PARTICLE SEPARATOR 출구의 공동구는 CO GAS 연소 ZONE으로서 완전히 REFRACTORY LINING이 되어야 한다. 여기서 열전달계수는 PARTICLE SEPARATOR의 ENCLOSURE 부분과 같이 한다.

1-2. 열전달을 증대시키는 방법

열전달을 증진시키는 전통적인 방법은 다음과 같다.

1) 첫째로는 BAFFLE을 설치하는 방법이다.

이 방식은 열전달표면 부근에서의 SOLID의 흐름을 촉진하는 모양으로 설계되어야 하며, 특히 과도한 마모가 생기지 않도록 주의하여야 한다.

2) 둘째로는 PARTICLE의 SIZE를 좀더 미립화 시킨다. 이는 입경이 작을수록 SOLID의 이동에 의한 열전달이 보다 용이하기 때문이며, 그러나 입경이 어느 범위를 벗어나서 FINE 상태가 되면 노내에서 비산되어 연소속도보다 신속히 이동되므로 오히려 전열효과가 저하하게 되어 주의하여야 한다.

1-3. 노내에서 열수지

만일 노내에서의 열흡수가 계산치에 미치지 못할 경우에는 바람직한 노내온도를 유지하기 위해서 DIVISION WALL의 형식으로 전열면적을 추가시켜준다. 이때 DIVISION WALL에서의 열흡수가 많을 때는 BARE TUBE ZONE의 상단부위에 REFRACTORY LINING을 추가로 설치해준다. 이러한 DIVISION WALL 방식은 다른 ZONE에서도 그대로 채용될 수 있다.

혹시, 실제 계산된 열흡수가 요구되는 것 보다

도 커질 경우에는 노내 BARE TUBE WALL의 상단부위는 BALANCE를 유지할 수 있도록 REFRACTORY LINING시켜야 한다. 그러나 이 방법도 노의 높이가 높음에도 불구하고 노내 요구되는 열 흡수가 적다면 채용하는데 무리가 따를 것이다.

이러한 상황에서는 FURNACE에서의 BARE TUBE WALL의 열흡수 계산시에 열전달 계수와 노의 높이와의 상관관계를 보다 면밀히 검토하여야 할 것이다.

이러한 방법으로 노내 바닥에서 TOP 부분까지 수냉벽관에 여러가지 방안으로 채용함으로써 열흡수의 설계가 가능하게 되지만, REFRACTORY의 채용은 그 단열효과를 가장 극대화할 수 있는 낮은 부위에 국한시켜야 할 것이다. 또한 이러한 부위에서의 REFRACTORY 채용은 PLANT의 TURNDOWN 능력을 감소시키므로 반드시 필요한 부위에 한정시켜야 한다.

이러한 열수지계산에서 노내온도는 전부하에서 일정히 유지되어야 한다. 저부하시에서 BUBBLING BED ZONE을 떠난 부위에서의 노내온도는 저하하게 되므로, 저부하시의 노내 열흡수량을 계산하는데는 이 저하된 온도를 이용해야 할 것이다.

그런데 이 저하된 온도로는 열흡수율이 높아져야 하나, 이로인해서 노내 "UNDER-ABSORPTION" 현상을 가져오게 된다.

그러나 이는 "OVER-ABSORPTION"과 병행한 낮은 운전온도 보다는 바람직한 현상이다. 왜냐하면 운전온도의 상승은 SOLID의 회전에 의해서 조절할 수 있기 때문이다. 오히려 운전 온도의 저하는 연료를 추가 투입하던지 운전 MODE를 바꾸지 않는한 쉽사리 제어할 수 없는 것이다.

1-4. 전반적 열수지 조합

노내에서의 열흡수이외에 급수를 포화증기로 변화시키기 위해서는 UNIT가 충분한 전열면적을 유지하여야 하므로 절단기 또는 나머지 수냉벽관 (예를 들면 대류전열부, PARTICLE SEPARATOR 이후의 공동구 부분등)의 추가적

인 배치를 고려하여야 한다.

만일, 열계산이 충분치 않을 경우에는 ECO 및 CONVECTION PASS를 추가 설치해야 하며, 이러한 계산은 전부하시 및 최소 부하에서도 검토하여야 한다.

요구되는 증기온도를 유지하기 위해서 CONVECTION PASS부에 증기 냉각관군을 설치하는 방법도 있다.

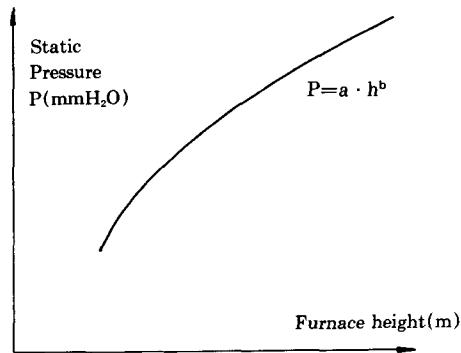
1-5. 공동구

PARTICLE SEPARATOR 출구 이후에는 불완전연소 GAS인 CO 성분을 연소시키기 위해 1초 정도의 체류시간을 얻을 수 있도록 반응공간을 두어야 한다.

그리고 여기에서의 FLY ASH는 증기분출되는 SOOT BLOWING을 필요로 하지는 않으나, 예비용 SOOT BLOWER를 장착할 수 있는 OPENING을 두는 것이 좋다.

2. SOLID BULK DENSITY

일반적으로 노내부의 SOLID MASS FLUX는 NET MASS FLUX보다 높게 된다. 이는 노내



의 정압 분포에 따른 것으로 다음과 같이 나타낼 수 있다.

노내에서의 정압분포에 대한 도함수는 노벽관의 마찰력에 의한 압력강하분을 무시한다면, SOLID의 BULK DENSITY 분포로 표현된다.

이제 $P = a \cdot h^b$ 로 표현되고(a, b는 상수)

이를 높이에 대해서 미분시키면

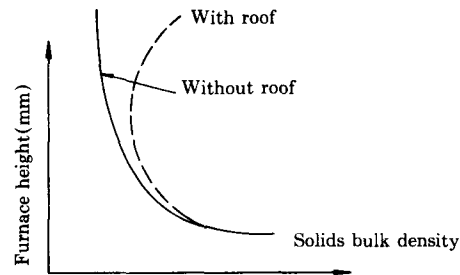
$$\frac{dp}{dh} = \rho b = (-a \cdot b)h^{(b-1)}$$

(여기서 $\rho b = \text{SOLID BULK DENSITY}$: kg/m^3)

단, 이는 노폭의 전체에 걸친 실제 평균 BULK DENSITY를 가르키는 것이 아니며, 열전달계수 산정을 위해 압력손실 환산을 나타낸 수치이다.

주어진 노내 및 SOLID에서 "a·b"는 GAS 속도에 대해서는 상당부분 무관한 독립변수이고, 반면에 SOLID의 회전율에 따라 깊은 상관관계를 가지면서 일정하게 변화하며, "b-1"은 주어진 노에서는 거의 일정한 수치를 유지한다.

대체로 노의 BOTTOM부분에서의 밀도는



중력때문에 TOP부분 보다 더 높게되는데, 높이 "h"가 낮으면 BUBBLING SED에서의 밀도에 근접하게 된다.

SOLID의 BULK DENSITY는 ROOF EFFECT를 무시한다면 다음과 같이 다시 표현할 수 있다.

$$\rho b = c \cdot h^{-D}$$

물론 이 식은 노의 높이 h가 0에 가깝거나 무한대 경우에는 적용이 안된다.

여기서 C는 정수로서 PARTICLE의 입경, SOLID의 재순환율, 노의 형상, 유동화속도 등에 따라 매우 달라진다. 현재로서는 전부하시에 C는 대략 700 정도로서 나타낼 수 있다.

또한 점수 "D"는 노의 형상과 PARTICLE의 성분에 따라 달라지나 대체로 $D=2.1$ 정도로 하고있다.

이렇게되면 상기의 식은 다음과 같이 정리된

다.

$$\rho_b(\text{kg/m}^3) = 700 \times h(\text{m})^{-2.1}$$

이식은 노내가 등온 상태일 경우를 기준으로 하고 있다.

2차공기 입구 아래까지의 BULK DENSITY는 GAS의 재순환율에 대해서는 큰 변화가 없으며 대체로 300~1000kg/m³ 사이에서 일정하게 된다.

이는 재순환율을 변화시켜도 대체로 높이 1 m 이하에서는 일정하며, 노전체에서 볼 때 BOTTOM SECTION에서의 열흡수량을 조절하는데는 재순환율이 유용하지 않다는 것을 알 수 있다.

그러나, 노내의 등온분포를 유지한다는 관점에서서는 재순환율이 중요한 의미를 가진다.

2-1. ROOF EFFECT

그런데 FURNACE의 TOP 부분에서의 SOLID BULK DENSITY는 노출구의 형상과 GAS 방향전환에 따른 PARTICLE의 속도 감속의 영향을 받아 오히려 증가하게 된다.

이는 노밖으로 배출되는 SOLID의 양을 산정하는데 중요하며, FURNACE ROOF에 충돌함으로써 GAS의 흐름방향이 바뀌므로 감속된 PARTICLE의 속도와 BULK DENSITY " ρ_b "의 적에 의해서 얻을 수 있게 된다.

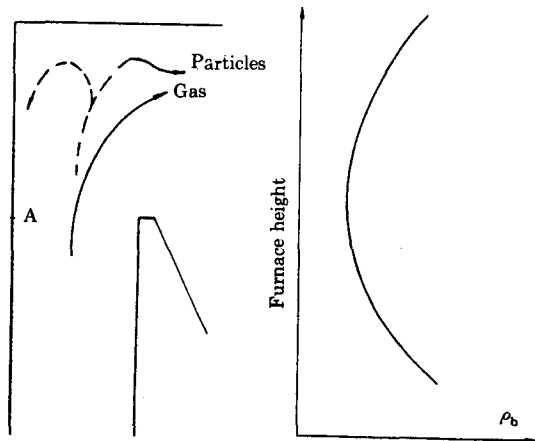
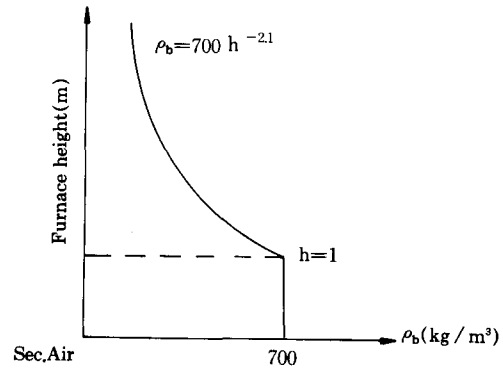
이 ROOF 효과는 유동화속도를 높이면 높힐수록 효과가 커지게 된다.

3. 열전달 계수

노내에서의 전열전달계수는 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$K(\text{TOTAL}) = K(\text{PARTICLE CONVECTION}) + K(\text{GAS CONVECTION}) + K(\text{RADIATION})$$

여기서 PARTICLE CONVECTION 항은 PARTICLE이 노벽관에 정지상태인 동안에 정체된 GAS와 PARTICLE 사이에 전도에 의해서 발생하는 것이다. 이는 시간 평균치가 잦은



PARTICLE의 대체에 의해 이루어지기 때문이다.

GAS CONVECTION 항은 PARTICLE 사이의 간극에 있는 표면을 따라서 스며나오는 GAS의 혼합에 의해서 열전달된다. 이 항목은 PARTICLE CONVECTION 항과는 대조적으로 PARTICLE SIZE에 따라서 증가된다.

일반적으로 BED 온도가 1000℃ 이하이고 PARTICLE이 작을 경우에는 PARTICLE CONVECTION 항이 GAS CONVECTION 항보다 훨씬 커지게 된다.

GAS CONVECTION은 8.6Kcal/m²·h℃로서 미미하므로 PARTICLE CONVECTION 항에 넣어서 합산한다.

그러므로 위의 식을 정리하면,

$K(TOTAL) = K(PARTICLE CONVECTION) + K(RADIATION)$ 으로 될수 있다.

SAND PARTICLE 경우에, GAS 온도 850℃이고 SAND 입경이 약 200 micron 이라면

$K(PARTICLE CONVECTION) = 1.72 \rho b$ ($Kcal/m^2 \cdot h \cdot ^\circ C$)가 되며, 이 경우 ρb 는 SOLID BULK DENSITY(kg/m^3)를 가리킨다.

일반적으로 순환식 유동층에서 전 열전달계수는 BED의 DESITY와 함께 GAS와 SOLID의 FLOW RATE에 따라 관계가 있다.

어떤 주어진 노내에서 부하를 변경시키려면 (GAS량을 변경하는등) SOLID의 외부로부터의 재순환율을 따라서 바꾸어주어야 한다.

따라서 열전달율의 변경은 BULK DENSITY의 변화에 직접적인 관계가 있으며, 이는 GAS량, SOLID량 및 SOLID 재순환율에 근거하고 있다.

그러나, PARTICLE의 입경에 대한 제한도 커서 입경이 200micron 이상으로 크게 변화하면 상기의 식은 재 검토하여야 할 것이다.

다음 RADIATION 항목은 온도가 600℃ 이상일 경우에 중요성을 갖게된다. 아래의 식은 GAS 온도 850℃에서의 노내가 등온상태일때를 기준으로 한 것이다.

$$K(RADIATION) = 60.2 Kcal/m^2 \cdot h \cdot ^\circ C$$

CFB BOILER에서 RADIATION은 매우 중요한 열전달의 MECHANISM이 된다. 즉, GAS-SOLID의 혼합물이 농후하지 않은 상태에서는 RADIATION이 열전달 PROCESS의 주요한 부분을 이루고 있다.

이 RADIATION PROCESS는 GAS 유속에는 그다지 민감하지 않으나, CFBC BOILER에서의 TURNDOWN 특성에는 매우 중요한 위치를 점하고 있다. 그 이유는 $K(RADIATION)$ 은 CFB FURNACE내의 전열면적으로부터 방출되는 최소한의 열량을 표시하고 있기 때문이다.

여기서 GAS/SOLID의 혼합물의 열방사는

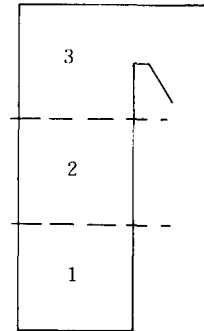
SOLID BULK DENSITY에 따라 변화하는데, SOLID 순환량을 줄이면 방사량도 어느정도 줄어든다. 대체로 0.2~0.7 사이에서 방사량의 범위가 정해진다.

또, CFB FURNACE에서는 노벽관이 GAS-

Radiation control
($\rho_b < 15 kg/m^3$)

Mixed control
($15 < \rho_b < 20 kg/m^3$)

Convection control
($\rho_b > 20 kg/m^3$)



SOLID의 부유상태에 면해있다고 상정한다. 이러한 부유상태는 연소온도가 일정할때라고 보며, 따라서 복사 열전달은 SOLID 부하가 줄어들거나 또는 TOP에서 온도가 강하하지 않는한 노 전체를 따라서 거의 일정하다.

노내가 등온상태일때 노의 상부에는 RADIATION 현상이 CONVECTION 량보다 많게 된다.

이제 전반적으로 정리해보면 다음식으로 나타낼 수 있다.

$$K(TOTAL) = 1.72 \rho b + CONSTANT(60.2) \quad (Kcal/m^2 \cdot h \cdot ^\circ C)$$

상기의 우측 2항은 SOLID BULK DENSITY가 낮을 경우에는 정수가 아니지만 최초 개념설계시에는 이 차이는 무시하고 계산한다.

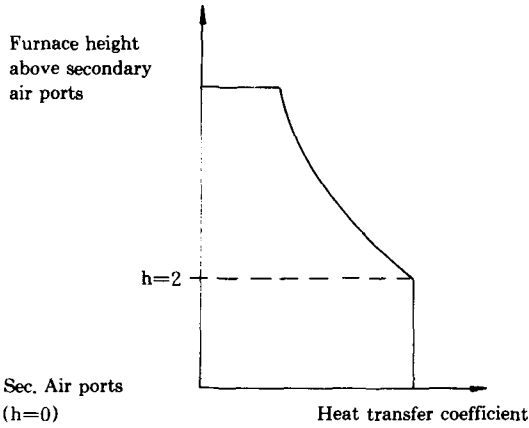
단, 여기서 $h < 1M$ 에서는 ρb 의 값은 일정하나, 열전달의 관점에서는 $h < 2M$ 까지는 일정하게 보고 있다.

이제 예를 들어 노내에서의 전열전달계수를 구하여보자.

SAND PARTICLE SIZE는 230 micron으로 하고, 이차공기 입구에서 노의 높이를 12m 하다면,

1) 노의 높이 2m까지는

$$K(1-2) = 60.2 + 1.71 \times 700 \times 2^{-2.1}$$



$$=341 \text{Kcal} / \text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{°C}$$

2) 노의 높이 2m~12m 까지는

평균 K(2~12)

$$\begin{aligned}
 &= \int_2^{12} (60.2 + 1.72 \times 700 \times h^{-2.1}) dh / \int_2^{12} dh \\
 &= \frac{[60.2 \times h]_2^{12} + [1.72 \times 700 \times \frac{h^{(-2.1+1)}}{-2.1+1}]_2^{12}}{[h]_2^{12}} \\
 &= \frac{60.2(12.2) + \{-1094.5 \times (12^{-1.1} - 2^{-1.1})\}}{12 - 2} \\
 &= 602 + \{-1094.5 \times (0.064998 - 0.466516)\} / 10 \\
 &= (602 + 439.5) / 10 = 104.1 \text{ Kcal} / \text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{°C}
 \end{aligned}$$

3) 따라서 노내에서의 전체 평균 열전달계수는 다음과 같이 된다.

$$\begin{aligned}
 K(\text{TOTAL}) &= (341 \times 2 + 104.1 \times 10) / 12 \\
 &= 143.6 \text{ Kcal} / \text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{°C}
 \end{aligned}$$

4) 그러나, 최초 개념설계시에는 노내에서의 평균 열전달계수를 130kcal/m²·h·°C 이상으로 하고 있다.

3-1. 열해리 및 흡수형태

노내에서 등온상태를 유지하기 위해서는 열의 흡수 형태는 대체로 열방출과 일치되어야 할 것이다.

만일, 양자가 일치되지 않는다면 열흡수 또는 열해리를 바꾸어줄 필요가 있다.

a) 열 해리 형태

이 형태는 일차 또는 이하 공기 배분을 변경 시킴에 따라 바꿀 수가 있게 된다. 즉, 열해리 상태는 노내의 서로 다른 높이에서 연소공기의 공급을 증가·감소 반복함으로써 연소를 단계화하는데 따라 달라진다. 일차 및 이차 공기의 배분을 적절히 변경한다면, 노내에서 SOLID의 회전상태를 변경시킬 수도 있어서 노내 열흡수에 영향을 줄 수 있게 된다. 다음 그림에서와 같이 전연소공기량은 일정히 유지하되, 일차 및 이차공기량의 배분을 감소시키면 노내의 열 해리선을 올려 줄 수가 있게 된다.

b) 열 흡수 형태

이는 여러가지 방법이 있으나, 대체로 다음에 의해 조정이 가능하다.

1) 노내에 REFRACTORY를 여유로 추가 포설하던지 또는 전열면적을 감소시킨다.

2) 노외부에서의 SOLID 제순환율을 바꾸어 준다. 이 비율을 늘리게 되면 노의 열흡수선이 올라가게 되며, 또한 이 비율을 변경시킴에 따라서 같은 방식으로 열 방출 형태에도 영향을 미치게 됨을 주의한다.

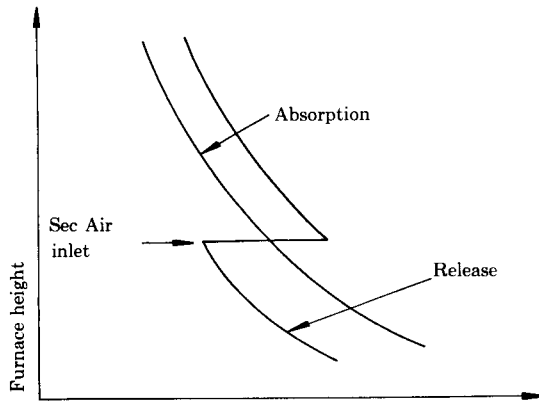
3) PARTICLE의 크기를 바꾸어준다.

단, PARTICLE의 크기를 바꾸게 되면 BOILER 보증성능에 영향을 미치게 되고 따라서 열흡수 형태의 변화를 도모하는데는 한계가 있게 된다.

3-2. PARTICLE STORAGE HOPPER

연소온도 850°C에서 SAND 경우, SAND LEVEL 위의 HOPPER WALL의 총괄전열계수는 BARE TUBE에서 170 Kcal/m²·h·°C로 하고, SAND LEVEL 아래에서는 850°C SAND 시의 BARE TUBE 총괄전열계수를 기준으로 해서 43kcal/m²·h·°C로 하는 것이 좋다.

그리고 CFB BOILER에서는 일시적인 정지시의 열전달에 대해서도 검토해 두는 것이 중요한 바, 이는 BED MATERIAL의 잔류열, HOPPER MATERIAL과 INSULATION의 열에 의해서 압력부분이 과열되지 않도록 열의 분산을 피하여야 한다. 예를들면 정제되어 있는 노내의 SAND를 이용한다면 효과적인 방법이 될 수



있을 것이다.

IV. 결 언

이상과 같이 CFBC BOILER에서의 노설계와 열전달에 대해 살펴보았다. 유동층 보일러가 국내에 도입된지 10여년래에 많은 기술적 진보가 이루어져왔고, 구미선진국에서도 유동층 BOILER 특히 순환식 유동층 BOILER를 본격적으로 도입한 역사는 불과 20여년으로 일천한 상황이다.

국내에 부존자원이 부족한 우리나라로서는 연료의 다변화와 함께 일찍부터 여러 연료를 개별 혹은 복합적으로 연소할 수 있는 다기능 연소로의 출현이 요구되었고 이러한 시대적 상황에 따라 유동층 연소 보일러가 도입되어 우리나라도 우수한 유동층 연소로 보유국가가 되었다.

그리하여 이에대한 기술진전이 많았음에도 불구하고, 선진기술의 도입에 대한소화가 늦고 보다 근본적인 원천기술의 정착이 지연되어지고 있는 것이 사실이다.

이러한 관점에서 노설계 및 열전달의 기본적인 CONCEPTION을 살펴보고 향후에도 노 주변 설계기술, 보조기기 설계등을 SERIES로 엮어보고자 한다.

참고문헌

1. STUDEVIK'S TECHNICAL PAPER 1989.
"APPLIED TECHNOLOGY COMMITED TO CLEAN EFFICIENT ENERGY."
2. BABCOCK & WILCOX'S TECHNICAL PAPER 1985.
"THE FAST FLUIDIZED BED..... A TRUE MULTIFUEL BOILER"
3. SGP'S TECHNICAL PAPER 1988
"WASTE INCINERATION BASED ON THE FICB PROCESS"
4. 동력자원 연구소 1983.
"유동층 연소기술에 관한 연구"
5. SGP'S CFBC DESIGN PHILOSOPHY 1988.