

Modificación del recalentador de las unidades de 158 MW para evitar el desalineamiento de sus serpentines

V. Fabelo Susé, J.F. Carballo Barreda

Empresa de Mantenimiento a Centrales Eléctricas (EMCE)

Unidad de Servicios Técnicos

100 y 69, Marianao, Ciudad de la Habana, Cuba

Teléfono: 20 3112 ext.: 592 y 593

(Ponencia recibida para ser presentada en el 2º Congreso Cubano de Ingeniería Mecánica, ISPJAE, Ciudad de la Habana, Septiembre 2000)

Resumen

El presente trabajo pretende mostrar como resolver la tendencia al desalineamiento de los lazos del recalentador de vapor de las unidades de 155 MW de la central termoeléctrica “Carlos M. Céspedes”. Aquí se hace un esbozo de los problemas confrontados por este agregado. Se abordan las causas y consecuencias del desalineamiento. Finalmente se hace la propuesta de modificación avalada por un cálculo de termotransferencia.

Palabras claves: desalineamiento, recalentador de vapor, termotransferencia.

1. Introducción

Las superficies de intercambio de un generador de vapor son diseñadas para trabajar aproximadamente 200 mil horas. En el sistema electroenergético nacional esta condición la cumplen casi la totalidad de los agregados de las calderas. Excepción notable es el recalentador de las unidades 158 MW de la Central Termoeléctrica “Carlos M. Céspedes”. A este agregado próximo a cumplir sus 200 mil horas se le prepara su tercera sustitución.

Este recalentador fue diseñado para resistir la temperatura de los gases sin enfriamiento en el período de elevación de parámetros en el proceso de arranque. En el diseño original del fabricante, los tubos más cercanos a la llama eran conformados de acero ASTM A 213 T22. Este material resultó no ser el idóneo para trabajar a la temperatura que se expuso.

A los tubos que fueron sometidos a altas temperaturas (1055 °C) se le provocó la conocida corrosión por vanadio y por consiguiente una prematura pérdida de espesor. En este período se observó también una marcada tendencia de los lazos que conforman estos serpentines a salir de sus patines alineadores.

El bajo espesor y la desalineación condicionaron la decisión del primer cambio de las pantallas al recalentador. La sustitución fue realizada con serpentines construidos en la Empresa de Mantenimiento a Centrales Eléctricas (EMCE) a los

cuales se le mejoró la calidad de los metales con el fin de aumentar su resistencia a la temperatura. Para facilitar su montaje, se hicieron modificaciones en su configuración. También para evitar el desalineamiento se colocó un semiaro de acero austenítico soldado a las paredes laterales de los separadores de forma tal que dos tubos aledaños quedaban unidos y con posibilidad de tener movimiento relativo en el sentido de la dilatación (Fig. 1).

Esta primera sustitución no alcanzó los resultados esperados, los semiaros expuestos a las altas temperaturas se quemaron, y nuevamente hubo desalineaciones que propiciaron fallos, a pesar de que el nuevo material de los tubos demostró ser resistente a la alta temperatura que tomaban en el proceso de arranque. Esto motivó la realización de un segundo cambio. En este se decidió rehacer la configuración original del serpentín sin los semiaros pero con los materiales utilizados en la primera sustitución.

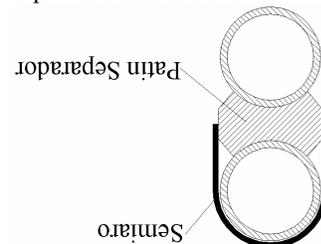


Fig. 1 Esquema con las principales modificaciones en las pantallas del recalentador.

Los serpentines del segundo cambio, son los que actualmente están en funcionamiento y han presentado la misma desalineación que sus antecesores. Siendo este problema el que más ha incidido en los daños al recalentador.

El presente trabajo hace una propuesta de solución al problema de una forma sencilla y económica, basando su solución en una variación de la traza del serpentín con el objetivo de orientar la dilatación de los lazos.

2. Causas y consecuencias del desalineamiento del serpentín

El diseño original del serpentín posee espacio suficiente para dilatar los 80 mm que le exigen los 600 °C de temperatura que alcanzan los tubos cuando la caldera se encuentra en operación normal. Sin embargo, en el período de arranque estos tubos no son enfriados, por lo que pueden alcanzar temperaturas cercanas a los 1000 °C y dilatar cerca de 135 mm.

Trabajando en operación normal el intersticio formado por la pared de agua, el apoyo del serpentín en esta pared y el propio serpentín tienen las condiciones propicias para acumular los sólidos producto de la combustión que poseen una dureza extraordinaria.

En un nuevo arranque, cuando los tubos del recalentador alcancen los 1000 °C y por tanto su dilatación sea máxima, los sólidos depositados entre el serpentín y la pared de agua se opondrán al movimiento de expansión del tubo. Las fuerzas generadas producto de este fenómeno provocarán la deformación del recalentador y por tanto su desalineación.

Si se analiza el serpentín, se observa que el lazo exterior en el extremo opuesto a la curva de radio crítico y el intermedio en sus dos extremos (Fig. 2 y Fig. 6), tienen mayor probabilidad de deformarse en el plano vertical. Si esto sucede, el lazo de radio pequeño perderá el apoyo, y por problemas de resistencia le resultará más fácil arquearse en el plano horizontal. Con estas condiciones, el metal con menos resistencia mecánica producto del trabajo a altas temperaturas, es muy fácil que caiga por su propio peso a un lateral del serpentín. Ya fuera de lugar, dejará sin apoyo al lazo intermedio, que también saldrá de su posición de diseño.

Los lazos al estar fuera de posición, sometidos a esfuerzos mayores a los cuales fueron diseñados, y en zonas de temperaturas más altas fallarán. La reparación inmediata será taponar los serpentines que fallan. El acero del serpentín, sin la refrigeración del vapor, en poco tiempo desaparecerá, dejando un espacio por donde fluirán gases a una temperatura elevada que al no tener intercambio térmico en esta zona, propiciará la falla de los serpentines aledaños.

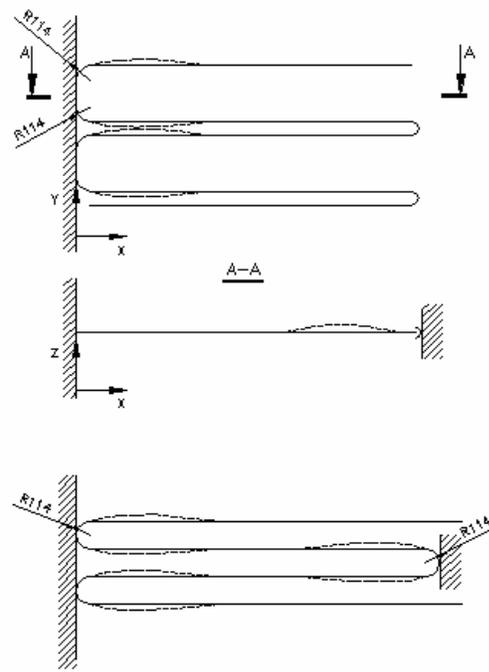


Fig. 2 Esquema del serpentín

Este trastorno puede crear también limitaciones en el sopleteo de la caldera puesto que los lazos fuera de lugar obstruirán el paso del soplete retráctil, impidiendo así la limpieza periódica de las superficies de transferencia en esta zona del generador de vapor.

3. Propuesta de modificación para evitar el desalineamiento de sus lazos

La primera sustitución dejó la experiencia de que donde el semiaro resistió, el serpentín lógicamente quedó alineado. Esto hizo pensar que un tubo vertical entre dos pantallas puede evitar la desalineación.

La modificación que se propone se basa en esta idea. No se desea restringir la elongación, sino orientarla básicamente en el plano vertical. Para ello, se pretende variar la traza de dos lazos de forma tal que el serpentín quede envuelto a distancias cercanas a sus extremos, sin eliminar los apoyos ni los separadores de diseño.

La superficie de recalentamiento está compuesta por 59 serpentines, separados entre sí a una distancia de 152,4 mm. El sobrecalentador secundario está alojado debajo de esta superficie, éste por el contrario tiene 29 serpentines separados entre sí a una distancia de 304,8 mm, de forma tal que un serpentín de recalentador tiene un serpentín secundario abajo (dicho de otro modo se encuentra apantallado), y el aledaño no.

La modificación se propone hacerla solamente en los 29 serpentines apantallados, incluyendo “la envoltura” del sobrecalentador secundario sección salida. Los

restantes serpentines del recalentador, a los cuales no se le plantea la modificación de sus lazos, quedarían también “custodiados” por los modificados a ambos lados. La sección radiante del sobrecalentador primario, por problemas de facilidad de montaje y de área de transferencia de calor, también quedará envuelto por los lazos modificados.

El cambio de traza para lograr la alineación del serpentín por un tiempo prolongado pudiera ser la solución definitiva al problema del recalentador, pero su materialización plantea un problema tecnológico importante.

El lazo que baja a envolver el sobrecalentador secundario será expuesto sin refrigeración en el período de arranque a los gases con temperatura de aproximadamente 1200 °C. Los aceros que logran resistir estas temperaturas oponiéndose a la formación de escamas son los termoresistentes austeníticos.

Después de analizar la resistencia a la formación de escamas, la resistencia mecánica y soldabilidad, se decidió usar como material para la modificación de los lazos inferiores el acero termoresistente AISI 321.

Para no comprometer el montaje con una soldadura disímil se propone hacer los extremos de este lazo con acero A 213 T22, esto permitirá hacer la soldadura disímil en condiciones de taller garantizando así su calidad y control.

A continuación se muestra el cálculo de termo transferencia que avala el cambio de traza y la nueva longitud de los tubos con la modificación.

4. Cálculo de termotransferencia

Al variar la traza del serpentín en la modificación, algunos tubos que están en posición horizontal pasarán a la vertical, alterándose así la transferencia de calor en ellos. Por tanto, es necesario calcular la nueva área de transferencia necesaria.

Calculo de Termotransferencia del Recalentador Original.

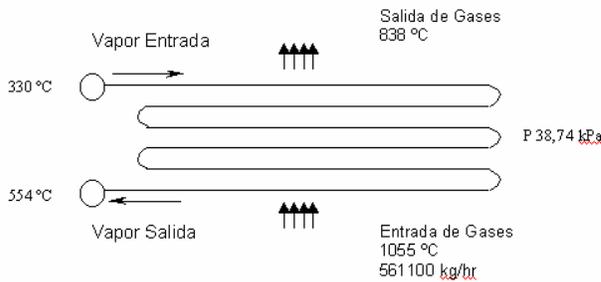


Fig. 3 Esquema de la traza del recalentador

Tabla 1: Parámetros de Trabajo.

| <u>VAPOR</u> | |
|---|----------------|
| Presión (P) | 38,74 kPa |
| Flujo Vapor (Gv) | 455 121 kg/hr |
| Temperatura Entrada (t ₂ ^I) | 330 °C |
| Temperatura Salida (t ₂ ^{II}) | 554 °C |
| <u>GASES</u> | |
| Temperatura de Entrada (t ₁ ^I) | 1055 °C |
| Temperatura de Salida (t ₁ ^{II}) | 838 °C |
| <u>TUBO</u> | |
| Diámetro Exterior (d1) | 0,057 m |
| Diámetro Interior (d2) | 0,049 m |
| Espesor del Tubo (δ) | 0,004 m |
| Material del Tubo | ASTM A 213 T22 |
| Paso entre tubos(S ₁ =S ₂) | 152 mm |

Calor absorbido.

El calor absorbido por el vapor tomando Δi=499,4 kJ/kg es:

$$Q=Gv(\Delta i)=65688 \text{ kg/s} \quad (4.1)$$

Cálculo del Coeficiente de Traspaso por convección (Lado Vapor)

La temperatura media del vapor:

$$t_m=0,5(t_2^I+t_2^{II})=442 \text{ °C} \quad (4.2)$$

El área de paso del vapor para n=59 serpentines x 3 lazos:

$$A = \frac{\pi d_2^2 n}{4} = 0,33m^2 \quad (4.3)$$

La velocidad del vapor teniendo en cuenta que la densidad ρ_{410°C}=36,5 kg/m³:

$$W = \frac{G}{A} = 10,4m/s \quad (4.4)$$

El número de Reynolds del vapor con:

$$v_{410 \text{ °C}} = 7,04 \times 10^{-7} \text{ m}^2/\text{s}:$$

$$Re = \frac{wd_1}{v} = 723194,8 \quad (4.5)$$

El número de Nusselt para el vapor

(para Pr_{410 °C}=1,09) es:

$$Nu=0,021Re^{0,8}Pr^{0,43}=1053 \quad (4.6)$$

Finalmente el Coeficiente de traspaso lado vapor (para λ_{410°C}=0,0708) será:

$$\alpha_2 = \frac{Nu\lambda}{d_1} = 1521,6 \cdot W / m^2 \cdot \text{°C} \quad (4.7)$$

Cálculo del coeficiente de traspaso por convección (lado gases)

Según las dimensiones tomadas de planos, el área neta del paso de los gases es,

$$A_n=24,8 \text{ m}^2 \quad (4.8)$$

Para la temperatura media de los gases (t_{mg}=946,5 °C) la viscosidad v=1,634x10⁻⁴, y el número de Reynolds Re=7604 y la densidad ρ=0,288 kg/m³

La velocidad de los gases es:

$$W_g = \frac{G_g}{A_n} = 10,4 \text{ m/s} \quad (4.9)$$

El coeficiente de corrección del influjo de los pasos relativos:

$$Es = (S_2/d)^{-0,15} = 0,86 \quad (4.10)$$

El número de Nusselt obtenido:

$$Nu = 0,26 Re^{0,65} Pr^{0,33} Es = 62,4 \quad (4.11)$$

Y el coeficiente de traspaso de calor para $\lambda_{950^\circ\text{C}}$:

$$\alpha' = \frac{Nu \lambda}{d_2} = 114,4 \cdot \text{W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C} \quad (4.12)$$

Entonces el Coeficiente de Traspaso por convección (Lado Gases) considerando la suciedad :

$$\alpha_1 = 0,8 \alpha' = 91,52 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C} \quad (4.13)$$

Cálculo del coeficiente de traspaso por radiación (lado gases).

La longitud del rayo será:

$$L = 1,08 d_2 \left[\frac{S_1 S_2}{d_2^2} - 0,785 \right] = 0,170 \text{ m} \quad (4.14)$$

El producto de la trayectoria del rayo medio por la presión de bióxido de carbónico y vapor de agua:

$$\rho_{\text{CO}_2} L = 0,13(0,170) = 0,0221 \text{ m atm}$$

$$\rho_{\text{H}_2\text{O}} L = 0,11(0,170) = 0,018 \text{ m atm}$$

El grado de negrura de los gases tomando en nomogramas $E_{\text{CO}_2} = 0,062$, $E_{\text{H}_2\text{O}} = 0,032$ y $\beta = 1,08$ es:

$$E_g = E_{\text{CO}_2} + \beta E_{\text{H}_2\text{O}} = 0,096 \quad (4.15)$$

Y el poder absorbente de los gases :

$$A_g = E_{\text{CO}_2} \left(\frac{T_{f_1}}{T_{c_1}} \right)^{0,65} + \beta E_{\text{H}_2\text{O}} = 0,1375 \quad (4.16)$$

El grado efectivo de la negrura de la camisa:

$$E_{c_1} = 0,5(E_{c_1} + 1) = 0,9 \quad (4.17)$$

La densidad del flujo calorífico debido a la radiación:

$$q_{en} = E_{c_1} C_o \left[E_g \left(\frac{T_{f_1}}{100} \right)^4 - A_g \left(\frac{T_{c_1}}{100} \right)^4 \right] = 8726 \cdot \text{W/m}^2 \quad (4.18)$$

Entonces el coeficiente de traspaso de calor por radiación:

$$\alpha_{en} = \frac{q_{en}}{T_{f_1} - T_{c_1}} = 18,6 \cdot \text{W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C} \quad (4.19)$$

Finalmente el Coeficiente sumario de Traspaso de calor por el exterior de los tubos.

$$\alpha_0 = \alpha_1 + \alpha_{en} = 110,1 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C} \quad (4.20)$$

Cálculo del coeficiente global de transferencia

Usando como espesor $\delta = 4 \text{ mm}$ y el coeficiente de conductividad térmica $\lambda = 22 \text{ W/m} \cdot ^\circ\text{C}$

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_0} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}} = 100,7 \cdot \text{W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C} \quad (4.21)$$

Cálculo de la diferencia logarítmica de temperatura entre los fluidos.

$$\Delta t_{\log} = \frac{\Delta t_M - \Delta t_m}{\ln \frac{\Delta t_M}{\Delta t_m}} = 504 \cdot ^\circ\text{C} \quad (4.22)$$

donde Δt_M y Δt_m se toman de la Fig. 4

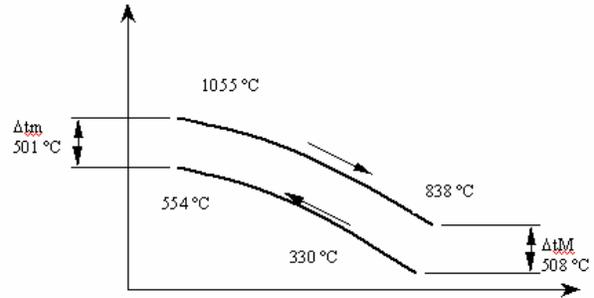


Fig. 4 Diferencia de temperaturas

Cálculo del área de transferencia necesaria.

$$F = \frac{Q}{K \Delta t_{\log}} = 1294,2 \cdot \text{m}^2 \quad (4.23)$$

Este valor coincide con bastante exactitud con el área de transferencia real 1327 m^2 calculada por datos tomados de los planos del fabricante.

5. Cálculo de termotransferencia de los lazos modificados (tubos en posición vertical)

Cálculo del Coeficiente de transferencia por el lado gases.

El diámetro equivalente:

$$d_e = \frac{4F}{U} = 0,28 \cdot \text{m} \quad (5.1)$$

Donde F es el área y U es el perímetro de área mojada.

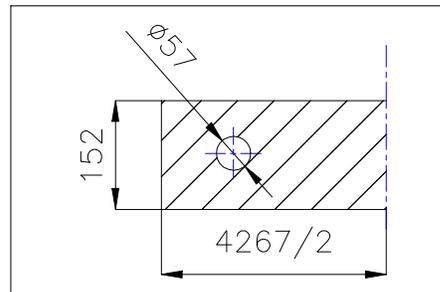


Fig. 5 Esquema del área.

El número de Reynolds:

$$Re = \frac{w d_e}{\nu} = 38384,33 \quad (5.2)$$

El número de Nusselt:

$$Nu = 0,021 Re^{0,8} Pr^{0,43} E_L = 97,6 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (5.3)$$

Donde $E_L = 1,08$ es un valor tabulado que es función de $L/d_e = 6/0,28 = 21,4$ y Re .

El factor de temperatura en grados kelvin:

$$\Theta = \frac{T_{Pared}}{Tm_{Gases}} = 0,619 \quad (5.4)$$

Y Nusselt:

$$Nu = Nu_f(1,27 - 0,27\Theta) = 107,64 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (5.5)$$

Entonces el coeficiente de traspaso de calor:

$$\alpha = Nu \frac{\lambda}{de} = 36,4 \cdot \text{W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (5.6)$$

Y el coeficiente sumario de traspaso de calor por el lado gases es:

$$\alpha_0 = \alpha + \alpha_{en} = 55 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (5.7)$$

Cálculo del coeficiente global de transferencia por el lado gases:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{00}} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}} = 52,6 \cdot \text{W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (5.8)$$

Cálculo del área de transferencia necesaria

Suponiendo que los tubos están en posición vertical:

$$F = \frac{Q}{k\Delta t \log} = 2504,7 \cdot \text{m}^2 \quad (5.9)$$

Comparando el área de transferencia obtenida para el recalentador original y para el recalentador modificado con tubos supuestamente verticales queda:

$$\frac{F_{modificado}}{F_{real}} = \frac{2504,7 \text{ m}^2}{1294,2 \text{ m}^2} = 1,93 \quad (5.10)$$

6. Análisis para determinar el área de transferencia de calor en los tramos modificados

El cálculo muestra que al modificar el serpentín y pasar los tubos de la posición horizontal a la vertical, el área de transferencia exige un aumento 1,9 veces. Sin embargo, un análisis con más rigor demuestra que dicho tubo se encuentra entre dos pantallas que obligan el flujo a trasegar con cierta turbulencia, esto implica que la capa límite en el tubo cuestionado no pueda establecerse en las zonas aledañas a las pantallas y por tanto, el cálculo anterior no deba considerarse totalmente válido.

Para adecuar el cálculo a una condición más cercana a la real se propone dividir imaginariamente la superficie del tubo en cuatro partes iguales.

En la Fig. 5 se muestra que el flujo perturbado por las pantallas baña el 50% del área, el otro 50% es bañado por un flujo más unidireccional, por lo que a la primera

se le debe aplicar el cálculo de flujo transversal y la segunda el de flujo paralelo.

Atendiendo a lo expuesto anteriormente se tiene que:

$$\alpha_m = (110 + 50)0,5 = 82,5 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$K = 77,1 \text{ W/m}^2$$

$$F = 1690 \text{ m}^2$$

Entonces la razón entre las áreas de transferencia necesaria del serpentín original y la del cálculo para tubo bañado por el flujo combinado es:

$$1620/1294 = 1,3$$

Esto indica que el aumento de área de transferencia en el serpentín modificado debe ser 1,3 veces donde los tramos que eran horizontales en el proyecto original, pasaron a verticales en la modificación.

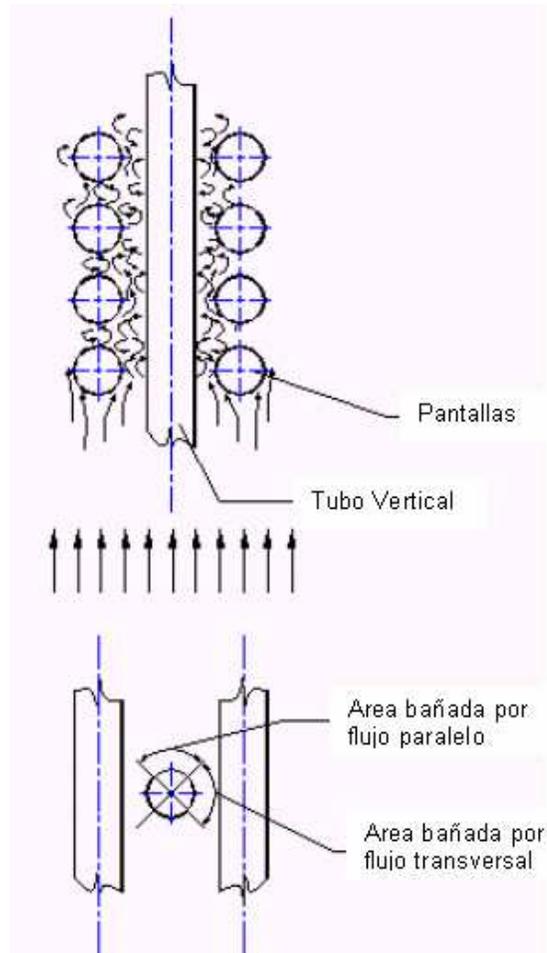


Fig. 5 Muestra del flujo perturbado y unidireccional

En la Fig. 6 se muestra el tramo de lazo original que sufrirá la modificación.

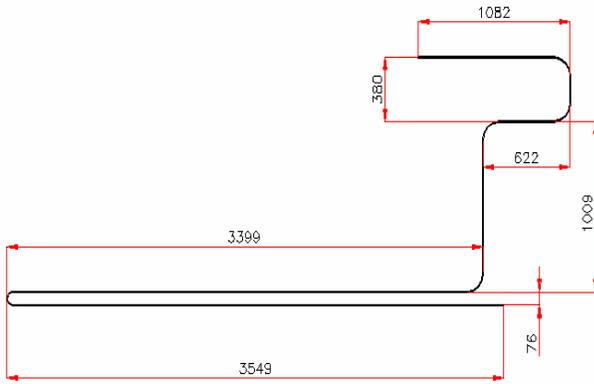


Fig. 6 Trazado del lazo original a modificar.

De ella se puede inferir que la suma de los tramos horizontales es 8,65 m y la de los tramos verticales 1,4m por lo que el tramo modificado debe alcanzar una longitud desarrollada de:

$$L=1,3(8,65)+1,4=12,6 \text{ m}$$

Al tramo de lazo modificado se le propone la siguiente configuración (Fig. 7):

Longitud 12 711 m

Area de transferencia 2,27 m²

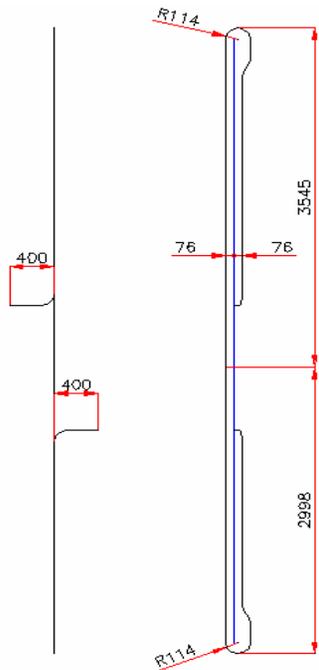


Fig. 7 Configuración del tramo modificado

En las Fig. 8 y Fig.9 se muestran las imágenes de un serpentín original y de un serpentín modificado respectivamente.

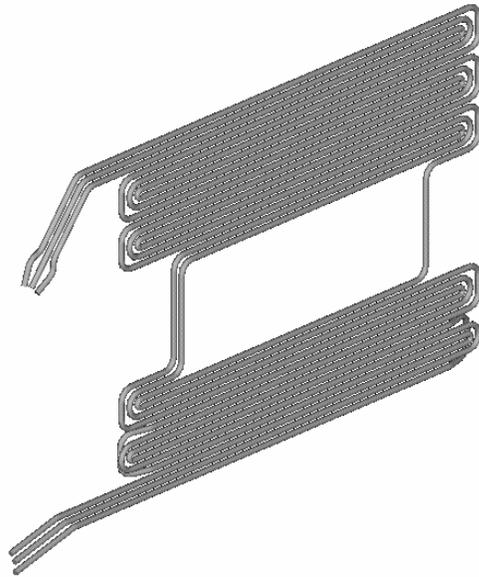


Fig. 8. Serpentín Original

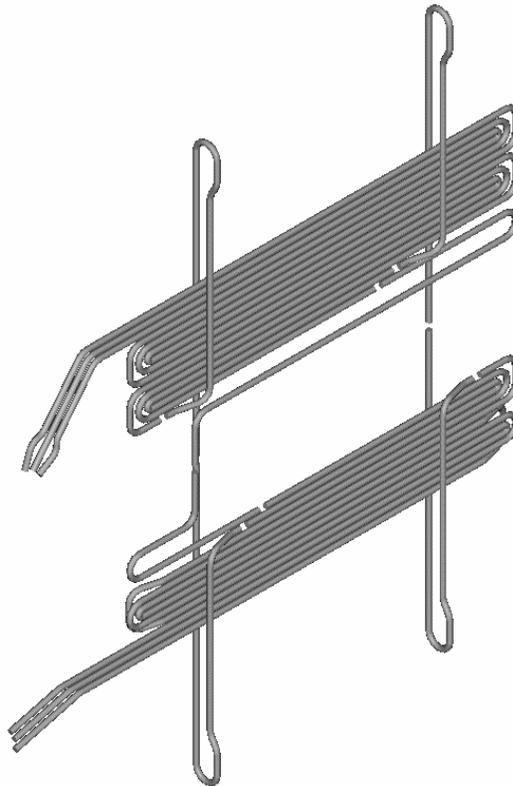


Fig. 9. Propuesta de Modificación

7. Conclusiones y recomendaciones

Se concluye que esta variante debe ser estudiada en condiciones reales antes de realizar una nueva sustitución.

Por ello se recomienda modificar cuatro serpentines apantallados contiguos de las zonas más críticas y en ellos estudiar:

Mejor variante de montaje.

Forma de expansión y dificultades.

Nivel de ensuciamiento.

Por medio de mediciones térmicas determinar si es correcta la nueva área de transferencia térmica.

Se estima también que el estudio de la problemática de estos agregados ayudará a tener mejor visión para valorar cualquier propuesta del fabricante u otro suministrador.

Modification of the 158 MW steam superheater of the units in order to avoid the coils misalignment.

Abstract

The present work expose show to solve the tendency to misalignment of the loops in a 158 MW steam superheater units in a thermoelectric power plant. A sketch of the problems confronted by this equipment is presented. The causes and consequences of the misalignment are approached. Finally, the modification proposal is made checked by a termotransference calculation.

Key words: Steam superheater, coils misalignment, termotransference calculation.