

REVISIÓN DE LA EXPERIENCIA OBTENIDA EN LA EVALUACIÓN DE VIBRACIONES Y SUS EFECTOS SOBRE LA INTEGRIDAD ESTRUCTURAL DE INTERCAMBIADORES DE CALOR

A. Martín Ghiselli^{*}, A. Pastorini, R. Kulichevsky

Estudio y Ensayo de Componentes Estructurales - U.A. Ensayos No Destructivos y Estructurales

Comisión Nacional de Energía Atómica

Av. Gral. Paz y Av. Constituyentes, (1650) San Martín, Buenos Aires, Argentina; Fax: (54) 11-4754-7426

e-mail: ghiselli@cnea.gov.ar

Los mazos de tubos que forman parte de los equipos intercambiadores de calor, condensadores y generadores de vapor del tipo tubo-carcaza pueden presentar fallas originadas en excesivas vibraciones inducidas por la circulación de fluido. Estas vibraciones pueden originarse en cambios en las condiciones de operación del equipo o en una deficiente evaluación de las mismas realizada durante el diseño. Las consecuencias de estas vibraciones son, en general, daños en los tubos por fretting o impacto. En este trabajo se presenta una revisión de los fenómenos de vibraciones que pueden afectar a intercambiadores de calor junto a casos prácticos evaluados donde se pone en evidencia la importancia de los mismos y sus efectos.

Flow induced vibrations may produce damage of shell-tube type heat exchangers, condensers and steam generators tubes. These vibrations could be produce by changes in the equipment operational condition or by a wrong evaluation during the design procedure. The typical results are tube damage by impact or fretting wear. This paper include a review of the flow-induced vibration mechanisms that affect shell-tube heat exchangers and some practical examples that show the results obtained evaluating this equipment.

I. INTRODUCCION

Los tubos de los equipos intercambiadores de calor del tipo tubo-carcaza, condensadores y generadores de vapor soportan generalmente un flujo externo de fluido que puede ser líquido, gaseoso o bifásico. Este fluido tiene usualmente una alta velocidad con el objeto de mejorar las características de transferencia de calor o bien reducir el tamaño del componente. También, en algunos casos, se procura reducir en lo posible las estructuras de soporte de los tubos a fin de minimizar la caída de presión que produce el equipo en el circuito.

La combinación de fluido a altas velocidades y soporte estructural reducido puede conducir a los tubos de estos equipos a soportar elevados niveles de vibraciones inducidas por el fluido. Estas vibraciones pueden originar problemas de desgaste por fretting o por impacto en los tubos del mazo, excesivo ruido acústico y daño estructural asociado a éste o, la necesidad de imponer limitaciones en las características operacionales de los componentes afectados.

El origen de estos problemas está relacionado generalmente con una evaluación errónea de la magnitud de estas vibraciones efectuada durante la etapa de diseño del componente o en desvíos producidos durante el montaje del mismo. Lamentablemente esto no es advertido en muchos casos hasta que el equipo se encuentra en operación. Otra posibilidad es que las vibraciones se originen en cambios en las características operativas de estos equipos, por ejemplo que se incremente el caudal

que circula en la parte externa de los tubos más allá de las condiciones de diseño a fin de lograr una mayor extracción de calor.

Las consecuencias de los daños en los tubos de estos equipos van desde la de reducir las prestaciones y reducir la vida útil del mismo hasta la necesidad de su reemplazo. Las fallas de tubos, si la operación del equipo no contempla operar en esas condiciones o si el número de tubos afectados compromete las características mínimas de operación requeridas, pueden originar en algunos casos paradas no programadas de las instalaciones, incrementando los costos asociados a la operación de las mismas, su confiabilidad y disponibilidad.

El problema de evaluar los distintos mecanismos de excitación de vibraciones en tubos de intercambiadores de calor comenzó a ser estudiado en forma sistemática a partir de 1970 como consecuencia del aumento en el número de fallas de tubos en intercambiadores de calor de nuevo diseño.

Para la evaluación de estas vibraciones inducidas por el fluido se utilizan guías de diseño y criterios de aceptación preparados por distintos laboratorios de investigación en el mundo, como por ejemplo las presentadas por Chen⁽¹⁾, Au-Yang⁽²⁾, Pettigrew⁽³⁾, Blevins⁽⁴⁾, Eisinger⁽⁵⁾ y Yetisir⁽⁶⁾. Estas guías son en general, el producto de la combinación de modelos teóricos con el resultado de amplios programas de experimentación. Estas aproximaciones semiempíricas son consecuencia de las dificultades existentes para establecer modelos teóricos que tengan en cuenta todas las variables

y no-linealidades existentes en los problemas que resultan de la interacción fluido-estructura.

La utilización de estas guías de diseño permite evaluar, para un componente con características geométricas y condiciones de operación determinadas, si el mismo puede llegar a soportar vibraciones de amplitud excesiva que podrían conducir a la falla o, cuales serían las condiciones límite de operación que indicarían el umbral de estas vibraciones excesivas.

Por otra parte, se ha iniciado el proceso de incorporación de estas guías de diseño a las normas existentes, como por ejemplo la propuesta presentada por Au-Yang⁽⁷⁾ y otros, que fue incluida como apéndice no mandatorio en el Código ASME⁽⁸⁾.

La importancia de una adecuada evaluación de vibraciones inducidas por fluidos en los mazos de tubos de intercambiadores de calor durante la etapa de diseño de los mismos, queda evidenciada en los distintos ejemplos publicados de problemas que se han presentado en este tipo de componentes (Blevins⁽⁴⁾, Au-Yang⁽⁹⁾, Yeh⁽¹⁰⁾, Eisinger⁽¹¹⁾).

La solución de estos problemas en los componentes que ya se encuentran en operación y en los que no resulta posible cambiar sus condiciones de operación, requiere de un adecuado programa de inspecciones no destructivas de los tubos para detectar en forma prematura, cuando el tiempo del proceso de desgaste lo permite, el inicio del mismo. En algunos de estos casos se pueden emplear soluciones, como las presentadas por Eisinger⁽¹²⁾, Weaver⁽¹³⁾ y Yetisir⁽¹⁴⁾, que implican cambios en las estructuras de soporte de los tubos a fin de modificar las características de la respuesta dinámica de los mismos, limitando de esta forma el desgaste futuro y extendiendo la vida útil del componente.

En este caso el proceso consiste fundamentalmente en modificar las frecuencias naturales de vibración de los tubos a fin de "alejarnos" de las condiciones que producen inestabilidad o resonancia y por lo tanto amplitudes elevadas de vibración. Las frecuencias naturales de vibración pueden expresarse generalmente de acuerdo a la siguiente ecuación:

$$f = \frac{\lambda^2}{2p L^2} \sqrt{\frac{EI}{M}}$$

donde f es la frecuencia natural en Hertz, λ es un parámetro adimensional que resulta función de las condiciones de contorno (en este caso, del tipo de las condiciones de soporte del tubo en los apoyos del mismo), L es la longitud entre apoyos, M es la masa por unidad de longitud del tubo incluyendo la masa de fluido interior al mismo y la masa de fluido exterior al tubo que se considera masa asociada al mismo, E es el módulo de elasticidad del material del tubo, e I es el momento de inercia de la sección del tubo.

De lo anterior surge que longitudes mayores entre apoyos implican frecuencias naturales de vibración de los

tubos más bajas, dado que éstas son inversamente proporcionales al cuadrado de la longitud entre apoyos.

Vibraciones en frecuencias más bajas requieren menor energía para alcanzar iguales amplitudes máximas de vibración, por lo tanto el agregado de soportes adicionales resulta en frecuencias naturales de vibración de los tubos más altas y en una menor susceptibilidad para excitar vibraciones de gran amplitud. Dado que en estos tubos la excitación de vibraciones es consecuencia de la energía que el fluido entrega al tubo al fluir a su alrededor, para las mismas condiciones de operación del componente se tendrán amplitudes de vibración menores en presencia de esos apoyos adicionales que estando el tubo en su condición original.

II. MECANISMOS DE EXCITACIÓN DE VIBRACIONES

El flujo de fluido produce fuerzas dinámicas sobre los tubos de los intercambiadores de calor causando las vibraciones como respuesta a éstas y si bien, tanto el flujo interno como el externo generan estas fuerzas dinámicas, la mayoría de los problemas son consecuencia de la circulación de flujo externo, que puede ser tanto axial como cruzado respecto del eje longitudinal de los tubos.

Dado que el origen de los fenómenos de vibraciones se encuentra en las fuerzas generadas por el flujo de fluido, el primer paso en la evaluación de las mismas consiste en conocer las características y la distribución de velocidades del fluido que afecta al mazo de tubos.

El segundo paso en este análisis es conocer las características dinámicas de los tubos, es decir sus frecuencias y modos naturales de vibración y sus características de amortiguamiento.

Los mecanismos de excitación de vibraciones que resultan relevantes para el caso de tubos de intercambiadores de calor del tipo tubo-carcaza son la inestabilidad fluidoelástica, el desprendimiento de vórtices, la turbulencia y la resonancia acústica.

Inestabilidad Fluidoelástica

Este mecanismo de excitación de vibraciones es el resultado del acoplamiento entre las fuerzas dinámicas inducidas por el fluido sobre la estructura y el movimiento de la misma. El fenómeno de inestabilidad ocurre cuando la velocidad del fluido es lo suficientemente alta como para que la energía absorbida por la estructura desde el fluido sea mayor que la que ésta puede disipar por amortiguamiento. La inestabilidad fluidoelástica conduce generalmente a amplitudes de vibración elevadas que resultan destructivas. La velocidad de fluido mínima a la cual ocurre la inestabilidad se denomina velocidad crítica.

Este mecanismo de excitación de vibraciones no resulta en general un problema en componentes que soportan flujo axial, debido a que la rigidez a la flexión de los mismos resulta relativamente elevada para la distribución de fuerzas que el flujo axial puede producir sobre la estructura, por lo que la velocidad crítica del

fluido es mucho mayor que la normalmente existente en estos casos.

Por otra parte, la inestabilidad fluidoelástica es el mecanismo de excitación de vibraciones más importante en condiciones de flujo cruzado, tanto para el caso de flujo líquido, como gaseoso o bifásico, cuando la estructura en cuestión está formada por elementos que permiten el acoplamiento entre las fuerzas y movimientos producidos en los mismos, como es el caso de los mazos de tubos.

La determinación de la velocidad crítica del fluido en el espacio o gap existente entre dos tubos del arreglo puede hacerse a partir de las expresiones presentadas por Chen⁽¹⁾ para los distintos tipos de arreglo de tubos o mediante la siguiente expresión general:

$$V_C = 3 f D d_m^{0.5}$$

donde V_C es la velocidad crítica del fluido en el gap entre tubos, D es el diámetro exterior de los tubos del mazo y d_m es un número adimensional denominado parámetro de masa-amortiguamiento, que puede calcularse a partir de la siguiente expresión:

$$d_m = \frac{2 p z M}{r D^2}$$

en la cual ζ es el coeficiente de amortiguamiento del tubo sumergido en el fluido y ρ la densidad del fluido.

Como criterio de diseño se puede utilizar la relación V_C / V_E la que debe resultar superior a 1.0 para evitar la zona de vibraciones por inestabilidad fluidoelástica. En esta relación V_E es la denominada velocidad equivalente en el gap entre tubos, en la que se tiene en cuenta la posible variación de la velocidad cruzada del fluido a lo largo del tubo y la forma modal que adopta el tubo al vibrar con su frecuencia natural de vibración y que puede evaluarse con la siguiente expresión:

$$V_E = \frac{\int \Phi_m^2(x) V_G^2(x) dx}{\int \Phi_m^2(x) dx}$$

en la cual $V_G(x)$ es la distribución a lo largo del tubo de velocidades del fluido en el gap entre tubos y $\Phi_m(x)$, la función de la forma modal de vibración del tubo correspondiente a la frecuencia natural crítica.

Desprendimiento de Vórtices

Cuando la fuerza de presión del fluido no alcanza para mantener la capa límite pegada a la superficie de los tubos, se produce el desprendimiento de la misma en forma de vórtices. El desprendimiento de vórtices o fenómeno de vórtices de estela, ocurre a menudo inmediatamente aguas debajo de la estructura sometida al flujo cruzado y la periodicidad o frecuencia de esos vórtices genera fuerzas periódicas sobre los tubos.

Si la frecuencia del desprendimiento de vórtices coincide con alguna de las frecuencias naturales de los tubos, se producirá una resonancia y ésta puede resultar en un problema si la amplitud de la respuesta es lo suficientemente grande como para controlar el mecanismo de desprendimiento de vórtices. En este caso, denominado fenómeno de sintonización, las fuerzas periódicas sobre los tubos producidas por los vórtices se correlacionan espacialmente con el modo de vibración de la estructura produciendo un aumento de las amplitudes de vibración.

En un cilindro aislado en flujo cruzado, este fenómeno se denomina normalmente "Vórtices de Von Karman" y para el caso de arreglos de cilindros, como es el caso de los mazos de tubos de intercambiadores de calor, el fenómeno difícilmente se produzca en el interior del mazo debido a que la elevada turbulencia que se genera al pasar el fluido entre los cilindros impide la formación de los vórtices, pero sí resulta posible en los tubos de la periferia del arreglo.

Por otra parte, resulta más probable encontrar amplitudes de vibración importantes en aquellos casos en que el fluido sea líquido, dado que las fuerzas generadas son mayores que en el caso de fluido gaseoso como consecuencia de que éstas resultan proporcionales a la densidad del fluido.

La velocidad crítica del fluido a la cual se produce el desprendimiento de los vórtices puede calcularse como:

$$V_{CG} = \frac{f D}{St}$$

en la cual V_{CG} es la velocidad crítica del fluido y St es un número adimensional denominado Número de Strouhal, cuyo valor depende de las características del arreglo de tubos que tenga el mazo y puede calcularse, por ejemplo, a partir de las expresiones presentadas por Chen⁽¹⁵⁾. Así, para un arreglo triangular de tubos con una dada relación paso/diámetro (P/D), el Número de Strouhal será:

$$St = \frac{1}{1.73(P/D - 1)}$$

Con este valor puede calcularse la crítica del fluido para corriente libre V_{CL} , y luego obtener la velocidad crítica en el gap entre tubos como:

$$V_{CG} = \frac{V_{CL}}{1 - D/P}$$

Como criterio de diseño, se considera nuevamente la relación entre la velocidad crítica calculada en el gap entre tubos y la velocidad efectiva existente en el espacio entre tubos V_G , debiendo estar este valor alejado de la unidad para asegurar que no se produzcan resonancias.

Vibraciones por Turbulencia

La turbulencia del fluido puede inducir vibraciones en los tubos de los intercambiadores de calor. Esa turbulencia puede ser de campo cercano, cuando se produce localmente al fluir el fluido alrededor de los tubos o, puede tratarse de turbulencia de campo lejano, cuando está originada en componentes ubicados aguas arriba del mazo de tubos.

La turbulencia del fluido genera sobre la superficie de los tubos fluctuaciones de presión aleatorias, que fuerzan la respuesta dinámica de los mismos como una vibración en frecuencias cercanas a sus frecuencias naturales.

Las amplitudes de vibración que se tienen varían aleatoriamente en el tiempo y en dirección, por lo que su predicción con cierto grado de exactitud resulta muy compleja. En general, se puede decir que la amplitud de las vibraciones por turbulencia resultará directamente proporcional a la velocidad del fluido.

Este mecanismo de excitación es la principal fuente de vibraciones en condiciones de flujo axial y la expresión más aceptada para su evaluación es la presentada por Paidoussis⁽¹⁶⁾.

Las vibraciones por turbulencia también pueden ser importantes en condiciones de flujo cruzado, induciendo vibraciones de suficiente amplitud como para causar daños de desgaste por fretting o fatiga de materiales en períodos relativamente largos pero menores a los establecidos como vida útil del componente.

La respuesta cuadrática media (y_{RMS}^2) de un tubo en uno de sus tramos entre apoyos, sometido a flujo cruzado y considerando que éste se encuentra vibrando en su primer modo natural, puede ser calculada de acuerdo a Pettigrew⁽¹⁷⁾, a partir de la siguiente expresión:

$$y_{RMS}^2(x) = \frac{\Phi_1^2(x) S_F(f) 0.613}{64 p^3 f_1^3 M^2 z}$$

donde $S_F(f)$ es la densidad espectral de potencia por unidad de longitud de las fuerzas de excitación, la que puede estimarse considerando solamente vibraciones en la primera frecuencia natural, aproximadamente como:

$$S_F = (C_R r V_G^2 0.5 D)^2$$

en donde C_R es el coeficiente de excitación por turbulencia.

Resonancia Acústica

La resonancia acústica es un fenómeno que puede producirse en mazos de tubos de intercambiadores de calor sometidos a un flujo cruzado gaseoso. El fenómeno ocurre cuando la frecuencia de desprendimiento de vórtices en los tubos coincide con una de las frecuencias naturales de la cavidad acústica formada por la estructura que rodea al arreglo de tubos, la que en este caso estaría representada por la carcasa del intercambiador de calor. En un caso como el descrito, la resonancia que se produce

en la cavidad acústica correlaciona su vibración con el desprendimiento de los vórtices, produciéndose un ruido acústico muy intenso (típicamente más de 100 dB en las cercanías del componente) que conduce a un severo daño estructural.

Para la determinación de una posible resonancia acústica el primer paso consiste en comparar las frecuencias calculadas de desprendimiento de vórtices para los tubos del arreglo con las frecuencias acústicas de la cavidad formada por la carcasa del equipo, teniendo en cuenta en este último caso, la influencia que el fluido y la presencia de los tubos produce sobre la velocidad del sonido en la cavidad C , que puede expresarse como:

$$C = \sqrt{\frac{g R T}{W (1 + s)}}$$

en la cual γ es la relación entre el calor específico a presión constante y el calor específico a volumen constante para el fluido, R es la constante universal de los gases, T es la temperatura del fluido en grados Kelvin, W es el peso molecular del fluido y σ es la relación entre el volumen por unidad de longitud de la carcasa y el volumen por unidad de longitud ocupado por los tubos del mazo.

Con esto, para una cavidad cilíndrica, las frecuencias acústicas naturales de la misma se pueden expresar como:

$$f_i = \frac{i C}{2 D_E}$$

en la que i es el modo natural y D_E el diámetro efectivo de la cavidad.

Si alguna de las frecuencias naturales calculadas para la cavidad está próxima a la frecuencia de desprendimiento de vórtices de los tubos, la posibilidad de tener vibraciones excesivas quedará definida por los criterios de estabilidad publicados por Eisenger⁽⁵⁾ que establece límites para un Parámetro de Energía y un Parámetro de Velocidad, aplicables según el caso de que se trate.

El límite para el Parámetro de Energía $(M \Delta P)_{p,i}$, puede expresarse como:

$$(M \Delta P)_{p,i} = 0.07 \times 10^{0.4375i}$$

donde i es un valor que depende de las dimensiones de la carcasa, del volumen ocupado por los tubos, de la velocidad del sonido y de las frecuencias naturales.

Por otra parte el límite para el Parámetro de Velocidad viene dado por el producto de dos valores adimensionales denominados parámetro de inestabilidad, que puede tomarse como 0.00259, y parámetro de amortiguamiento, que depende de la geometría del arreglo de tubos y del número de Strouhal.

III. EJEMPLOS DE EVALUACIÓN

El conjunto de criterios de evaluación y diseño descriptos fue aplicado sobre distintos equipos de intercambio de calor que presentaban problemas de daños en el mazo de tubos. Los resultados de estas evaluaciones muestran la importancia de realizar un adecuado análisis de estos fenómenos durante la etapa de diseño para evitar que estos problemas afecten la disponibilidad y confiabilidad de las instalaciones y el consiguiente incremento de los costos asociados a la operación de las mismas.

Intercambiador de calor de agua-agua con tubos en U

El intercambiador de calor evaluado, del tipo tubocarcaza, con circulación de agua tanto por el interior como por el exterior de los tubos, ha operado por más de 10 años y ha comenzado a presentar en los últimos años algunos tubos con perforaciones e indicaciones de desgaste mayores al 40 % del espesor del tubo en un número importante de ellos.

El equipo consiste en una carcaza vertical, con tubos en "U" y flujo dividido del lado de la carcaza a fin de minimizar la caída de presión, es decir que presenta dos entradas, en la parte inferior y superior del equipo respectivamente y sola una salida central. Un esquema del componente se presenta en la Figura 1.

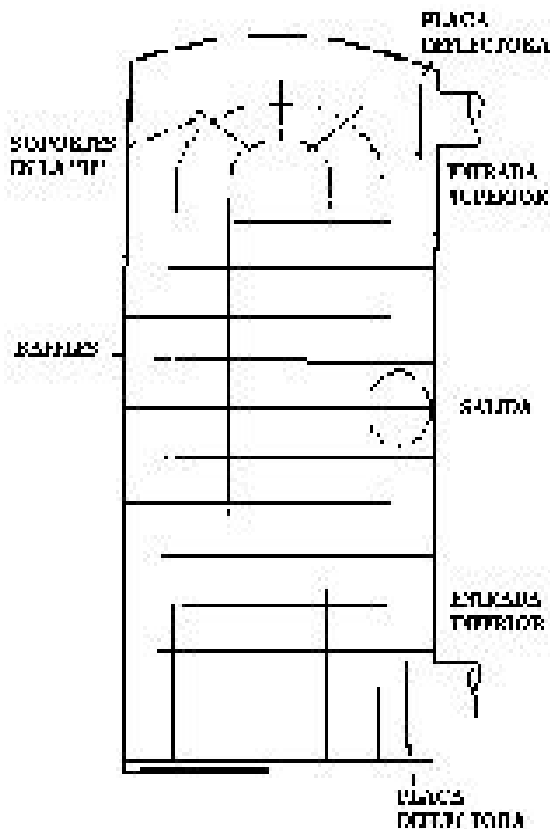


Figura 1: Esquema del Intercambiador de Calor agua-agua con tubos en U.

Los tubos tienen una altura de 5.5 m., un diámetro exterior de 16 mm. y están distribuidos en un arreglo triangular con un paso de 21 mm. Los extremos de los tubos se encuentran soldados a la placa tubo inferior y los soportes intermedios están formados por baffles del tipo placa perforada. El intercambiador fue diseñado para una transferencia de 60 MW sobre una superficie de 1500 m².

Del esquema de la Figura 1 también se puede ver que los tubos soportan flujo cruzado a lo largo de todos sus tramos rectos.

La distribución de tubos en el mazo se presenta en la Figura 2, donde se observa la presencia de "calles centrales" que dividen el mazo en cuatro sectores.

Del análisis de distribución de flujos se obtuvo que los tubos que forman la periferia del mazo y los ubicados sobre las "calles" resultan los sometidos a mayores velocidades del fluido en el gap entre tubos, con valores de entre 2 y 5 m/s.

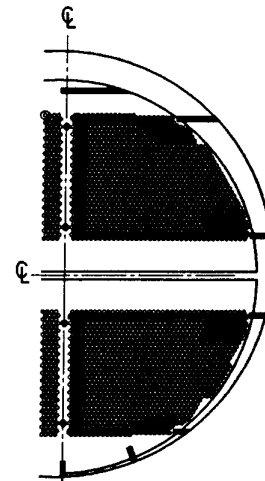


Figura 2: Esquema de la distribución de tubos en el Intercambiador de Calor agua-agua con tubos en U.

Los tubos del intercambiador de calor fueron modelados utilizando un código de elementos finitos a fin de conocer sus frecuencias y modos naturales de vibración, resultando que las frecuencias más bajas para los tramos rectos eran de 57 Hz y para los tramos curvos de 77 Hz.

La evaluación de los distintos mecanismos de vibraciones inducidas por fluidos mostró en este caso que algunos tubos de la periferia pueden estar sometidos a un fenómeno de resonancia con desprendimiento de vórtices en los tramos rectos, que conduciría a estos a tener elevados niveles de vibración, obteniéndose:

$$0.86 < V_{CG} / V_G < 1.17$$

Por otra parte y también en los tramos rectos, tanto tubos de la periferia como ubicados sobre las "calles" resultan dentro de la zona de inestabilidad fluidoelástica

con relaciones V_{CG} / V_{EG} menores a la unidad o con un escaso margen de seguridad.

La incorporación de apoyos adicionales entre baffles para el mazo de tubos puede resultar en una solución de estos fenómenos que permita continuar con la operación del componente.

Calentador de Baja Presión

Durante las tareas de modernización de una planta térmica de generación eléctrica fue reemplazado un equipo condensador vertical con más de 40 años de servicio por uno de nuevo diseño. Seis meses después de su puesta en operación se detectaron más de 40 tubos con pérdidas y un número mayor con desgastes de importancia, todos en la parte superior del equipo y en la zona central del mazo, lo que redujo el número de tubos en servicio a aproximadamente a la mitad.

El equipo consiste en una carcaza vertical de 11 m de longitud y 1.1 m de diámetro externo y el mazo de tubos en U de 19 mm de diámetro externo está distribuido según un arreglo triangular con un paso de 23.8 mm. Los tubos se encuentran soldados a la placa tubo inferior y baffles intermedios del tipo placa perforada proveen apoyos adicionales a los mismos.

Las condiciones nominales de operación del equipo significan el ingreso de un caudal de vapor de 18650 Kg/h con una temperatura de 253 °C y una densidad de 1.6 Kg/m³, que afecta como flujo cruzado el lado externo de los tubos. La condensación del vapor reduce la velocidad del fluido en forma importante en los tramos inferiores, pero en los tramos superiores los tubos soportan velocidades de flujo cruzado de vapor en el gap entre tubos de 16 a 19 m/s. La sección del componente se presenta en la Figura 3 y un esquema del mismo se muestra en la Figura 4.

Dada la distribución y geometría de los baffles, los tubos centrales del mazo presentan un número mayor de apoyos intermedios que el resto, obteniéndose en consecuencia frecuencias naturales de vibración para el primer modo natural de 210 Hz para los tramos rectos de los tubos centrales y de 55 y 59 Hz para los tramos rectos del resto de los tubos.

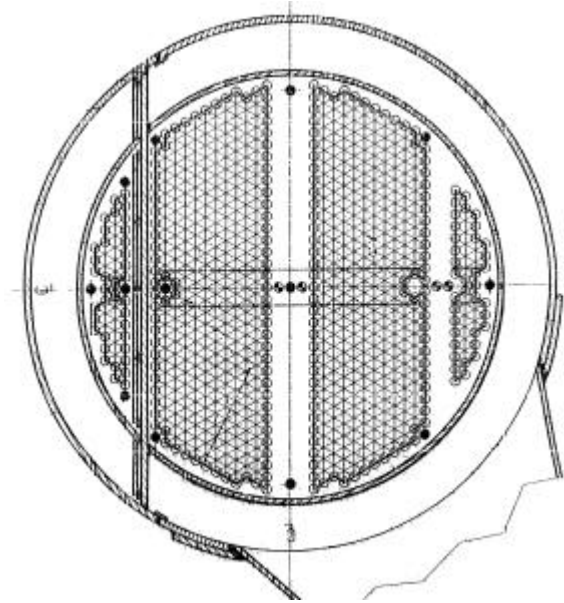


Figura 3: Sección del Calentador de Baja Presión donde aparece el ingreso de vapor y la distribución del mazo de tubos.

La evaluación de vibraciones inducidas por fluidos resultó en que los tubos no podían sufrir vibraciones de amplitud excesiva como consecuencia de mecanismos de turbulencia, desprendimiento de vórtices o inestabilidad fluidoelástica, teniéndose en todos los casos márgenes de seguridad suficientemente amplios respecto de los límites calculados.

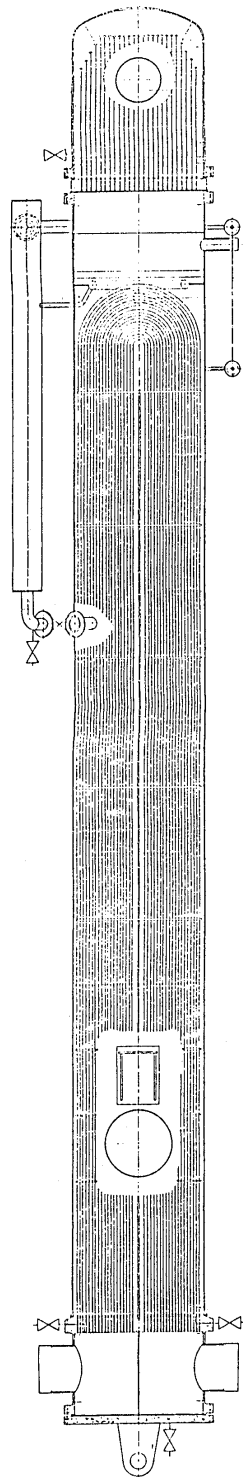


Figura 4: Esquema del Calentador de Baja Presión. En la carcasa el vapor ingresa en la parte superior del componente y se condensa a medida que desciende.

El análisis de resonancia acústica mostró que la segunda frecuencia natural de la cavidad formada por la carcasa del intercambiador de calor de 573 Hz, prácticamente coincidía con la frecuencia de desprendimiento de vórtices calculada para los tubos centrales del mazo de 576 Hz, lo que podría conducir a vibraciones de amplitud excesiva en esos tubos.

Para confirmar esto se calcularon las relaciones entre los valores existentes y los límites establecidos para los parámetros de energía y velocidad, las que no deberían superar la unidad para evitar vibraciones de gran amplitud, obteniéndose respectivamente relaciones de 2.81 y 0.92 que confirmaron la existencia de un problema de resonancia acústica.

Generador de Vapor

Un generador de vapor es un intercambiador de calor en el que se inyecta agua para extraer vapor. En el caso bajo análisis el componente es vertical, con tubos en U de 8.5 m de altura y el agua ingresa por la parte inferior del mismo circulando por el exterior del manojó de tubos en forma ascendente y transformándose en vapor durante el proceso. Un esquema del equipo evaluado, que tiene una potencia térmica de 500 MW se presenta en la Figura 5.

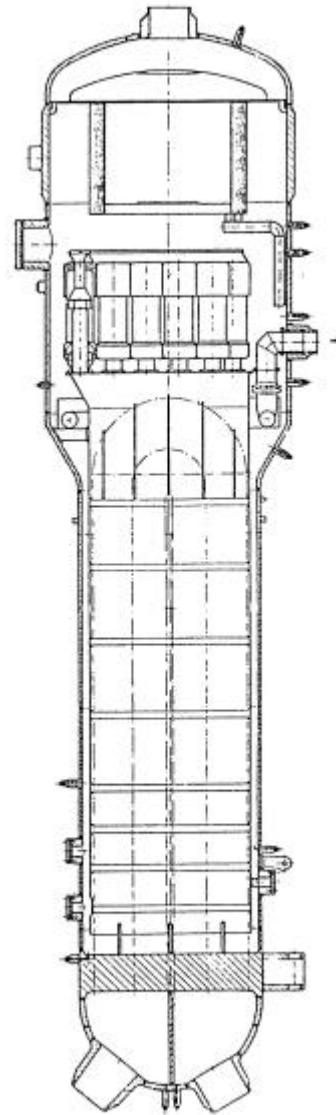


Figura 5: Esquema del Generador de Vapor.

Los tubos, que suman aproximadamente 4000, tienen 18 mm de diámetro externo y se encuentran distribuidos

según un arreglo triangular con un paso de 24 mm, están soldados a una placa en su extremo inferior y están soportados a distintas alturas por baffles de tipo parrilla. La zona curva de los tubos presenta un total de cinco soportes verticales formados por un arreglo de planchuelas.

Después de aproximadamente 15 años de operación, las inspecciones del equipo comenzaron a mostrar tubos con desgaste producido por fretting. Los tubos afectados se ubicaban en dos zonas bien delimitadas del mazo que se muestran sombreadas en el diagrama de la Figura 6. Las fallas se encontraban en las posiciones correspondientes a los tres soportes verticales centrales de la porción curva de los tubos (identificados como SV 2 y SV 3 en la Figura 6), donde los tubos soportan un flujo cruzado de vapor de alta velocidad.

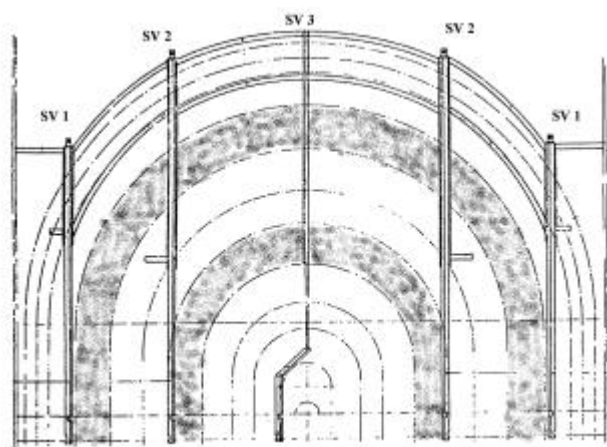


Figura 6: Diagrama de parte del Generador de Vapor que muestra en sombreado la ubicación de los tubos afectados.

Del diagrama de la Figura 6 se advierte que los tubos afectados son los que presentaban mayores longitudes entre apoyos y por lo tanto menores frecuencias naturales de vibración, las que en este caso se encontraban entre los 20 y 30 Hz.

El análisis de vibraciones inducidas por fluidos para el mazo de tubos no mostró que pudieran existir vibraciones de amplitud excesiva originadas en desprendimiento de vórtices o turbulencia.

Por otra parte la evaluación de inestabilidad fluidoelástica resultó en valores para la relación V_C / V_E menores a la unidad, con mínimos de 0.5 y 0.7, para los tubos de las zonas donde se encontraron las fallas y valores de entre 1.5 y 2.2 para los tubos ubicados en zonas donde no se encontraron desgastes, lo que resultó en una clara evidencia de las causas que produjeron las fallas en los tubos.

La solución en este caso pasa por la instalación de barras antivibratorias que provean apoyos adicionales a los tubos afectados en la zona curva, aumentando sus frecuencias naturales de vibración y llevando a los tubos por encima del límite de inestabilidad.

IV. CONCLUSIONES

Los ejemplos presentados muestran que la tendencia a realizar diseños de intercambiadores de calor con altas performances de operación resultan muchas veces en equipos con mayor susceptibilidad a soportar elevados niveles de vibración inducida por la circulación del fluido. Esto muestra que la evaluación de estos fenómenos no puede ser dejada de lado durante la etapa de diseño de estos componentes.

En particular, las condiciones de flujo cruzado respecto del mazo de tubos resultan mucho más críticas para estos fenómenos que la situación de flujo axial.

Las guías de diseño actualmente disponibles para la evaluación de estos fenómenos permiten una aceptable predicción de la ocurrencia de los mismos, pero resulta evidente que se requiere un mayor esfuerzo en investigaciones a fin de lograr una mejor comprensión de los distintos mecanismos de excitación de vibraciones. Por esto resulta recomendable que en el diseño de intercambiadores de calor se establezcan márgenes de seguridad por sobre los valores límite establecidos por las guías de diseño.

Para los equipos ya instalados y que por su magnitud o situación crítica en la instalación así lo justifiquen, inspecciones periódicas de los tubos del mazo permiten detectar con anticipación la evolución de los desgastes producidos por vibraciones excesivas. En muchos casos resulta posible entonces aplicar soluciones, como la instalación de apoyos adicionales o barras antivibratorias sobre los tubos afectados. La única consideración que requiere este tipo de soluciones es asegurar un apropiado diseño y una prolija instalación del conjunto de apoyos adicionales, con el objeto de que la solución no se transforme en un problema adicional.

V. REFERENCIAS

- 1 - S.S. Chen. "Guidelines for the Instability Flow Velocity of Tube Arrays in Crossflow", Journal of Pressure Sound and Vibration, Vol. 93 (3), 1984.
- 2 - M.K. Au-Yang. "Flow-Induced Vibration: Guidelines for Design, Diagnosis and Troubleshooting of Common Power Plant Components", ASME Journal of Pressure Vessel Technology, Vol.107, November 1985.
- 3 - M.J. Pettigrew and C.E. Taylor. "Fluidelastic Instability of Heat Exchanger Tube Bundles: Review and Design Recommendations", ASME Journal of Pressure Vessel Technology, Vol. 113, May 1991.
- 4 - R.D. Blevins. "Acoustic Resonance in Heat Exchanger Tube Bundles", WRC Bulletin, Number 389, 1994.
- 5 - F.L. Eisinger, J.T. Francis, R.E. Sullivan. "Prediction of Acoustic Vibration in Steam Generator and Heat Exchanger Tube Banks", ASME Journal of Pressure Vessel Technology, Vol. 118, May 1996.

6 – M. Yetisir, E. McKerrow, M.J. Pettigrew. “Fretting Wear Damage of Heat Exchanger Tubes: A Proposed Damage Criterion Based on Tube Vibration Response”, ASME Journal of Pressure Vessel Technology, Vol 120, August 1998.

7 – M.K. Au-Yang, R.D. Blevins, T.M. Mulcahy. “Flow-Induced Vibration Analysis of Tube Bundles – A Proposed Section III Appendix N Nonmandatory Code”, ASME Journal of Pressure Vessel Technology, Vol. 113, May 1991.

8 - Código ASME 1995, Sección III, División 1, Apéndices N-1300, “Flow Induced Vibration of Tubes and Tube Banks”.

9 – M.K. Au-Yang, B. Brenneman. “Flow-Induced Vibration Analysis of an Integral Economizer Once-Through Steam Generator”, ASME Journal of Pressure Vessel Technology, Vol. 111, November 1989.

10 – Y.S. Yeh, S.S. Chen. “Flow-Induced Vibration of Component Cooling Water Heat Exchangers”, ASME Pressure Vessel and Piping, Vol. 189, Flow-Induced Vibration, 1990.

11 – F.L. Eisinger. “Unusual Acoustic Vibration of a Shell and Tube Process Heat Exchanger”, ASME Journal of Pressure Vessel Technology, Vol. 116, May 1994.

12 – F.L. Eisinger. “Prevention and Cure of Flow-Induced Vibration Problems in Tubular Heat Exchangers”, ASME Journal of Pressure Vessel Technology, Vol. 102, May 1980.

13 – D.S. Weaver, W. Schneider. “The Effect of Flat Bar Supports on the Crossflow Induced Response of Heat Exchanger U-Tubes”, ASME Journal of Engineering for Power, Vol. 105, October 1983.

14 – M. Yetisir, D.S. Weaver. “The Dynamics of Heat Exchanger U-Bend Tubes with Flat Bar Supports”, ASME Journal of Pressure Vessel Technology, Vol. 108, November 1986.

15 – S.S. Chen. “Flow-Induced Vibration of Circular Cylindrical Structures”, 1987, Ed. Hemisphere Publishing Corporation.

16 – M.P. Paidoussis. “An Experimental Study of Vibration of Flexible Cylinders Induced by Nominally Axial Flow”, Nuclear Science and Engineering, Vol. 35, 1969.

17 – M.J. Pettigrew, L.N. Carlucci, C.E. Taylor and N.J. Fisher. “Flow-induced vibration and related technologies in nuclear components”, Nuclear Engineering and Design, Vol. 131, 1991.