

Simplified calculation of vibrations in shell and tube heat exchangers with liquids

Maida Bárbara Reyes-Rodríguez ^a, Jorge Laureano Moya-Rodríguez ^b, & Rafael Goytisoló-Espinosa ^c

^a Facultad de Ingeniería Mecánica. Universidad Central “Marta Abreu” de Las Villas, Cuba. maidab@uclv.edu.cu

^b Facultad de Ingeniería Mecánica. Universidad Central “Marta Abreu” de Las Villas, Cuba. jorgemr@uclv.edu.cu

^c Centro de Estudios para la Oleo hidráulica y la Neumática. Universidad “Carlos Rafael Rodríguez” de Cienfuegos, Cuba. ragoyti@ucf.edu.cu

Received: March 18th, 2013. Received in revised form: June 16th, 2014. Accepted: July 3th, 2014.

Abstract

A very serious problem to consider in the mechanical design of Shell and Tube Heat Exchangers is the vibrations induced in the tubes by the fluid pass. The vibration of the tubes of the Shell and Tube Heat Exchangers is a factor that limits the operation of these equipments in important way. The dynamic processes of the nonstationary fluids that happen during the flow produce vibrations. These are turbulent pulsations of the pressure (turbulent flow), initiation of the vortex and separation of the tubes during the crossing of the currents, hydro elastic interaction of the assemblies of the transmitting elements of the heat (tubes) with the flow, and acoustic phenomena. In the present work the procedure for the calculation of the vibrations in Shell and Tube Heat Exchangers is described.

Key words: Heat exchangers, vibrations, resonance, frequency.

Cálculo simplificado de vibraciones en los intercambiadores de calor de tubo y coraza con fluidos líquidos

Resumen

Un problema muy serio a tener en cuenta en el diseño mecánico de los intercambiadores de calor de tubo y coraza son las vibraciones inducidas en los tubos por el paso del fluido. La vibración de los tubos de los intercambiadores de calor de tubo y coraza es un factor que limita de manera importante la operación de estos equipos. Los procesos dinámicos de los fluidos no estacionarios que ocurren durante el flujo producen vibraciones. Éstas son pulsaciones turbulentas de la presión (flujo turbulento), iniciación del vórtice y separación de los tubos durante el cruce de las corrientes, interacción hidrodinámica de los montajes de los elementos transmisores del calor (tubos) con el flujo, y fenómenos acústicos. En el presente trabajo se describe el procedimiento a seguir para el cálculo de las vibraciones en los intercambiadores de calor de tubo y coraza.

Palabras Claves: Intercambiadores de calor, vibraciones, resonancia, frecuencia.

1. Introducción

La vibración en los intercambiadores de calor de tubo y coraza es causada por fuerzas desbalanceadas repetidas aplicadas al tubo. Hay un gran número de tales fuerzas, pero la más común en el caso de los intercambiadores de calor de tubo y coraza es la fuerza de remolino que se produce en el movimiento del fluido a través del tubo. Las fuerzas desbalanceadas por lo general son relativamente pequeñas, pero ellas ocurren a cientos y miles de veces por segundo y sus magnitudes se incrementan rápidamente con el incremento de la velocidad del fluido. En ocasiones estas fuerzas son

amortiguadas sin producir daños en el tubo; sin embargo cualquier cuerpo puede vibrar mucho más fácilmente a determinadas frecuencias (las llamadas “frecuencias naturales”) que a otras frecuencias. Si las fuerzas desbalanceadas están aplicadas a frecuencias que coinciden o están cerca de las frecuencias naturales, ocurre la resonancia; y aún pequeñas fuerzas pueden provocar una vibración muy fuerte en el tubo. Hay varias posibles consecuencias de las vibraciones de los tubos, todas ellas muy perjudiciales. Los tubos pueden vibrar contra los separadores, los cuales eventualmente pueden cortar los tubos. En casos extremos, los tubos pueden romper otros tubos adyacentes y literalmente

abrirse agujeros entre sí. Por otra parte, las tensiones repetidas del tubo cerca de un soporte rígido tal como la placa de tubos, pueden resultar en la fractura por fatiga del tubo, pérdida de la unión del tubo y corrosión acelerada.

Se encontraron muy pocos trabajos en la literatura revisada sobre vibraciones en intercambiadores de calor de tubo y coraza. Uno de los trabajos más completos hallados fue el de los canadienses MJ Pettigrew y CE Taylor, los cuales publicaron en dos partes un análisis de las vibraciones en los intercambiadores de calor de tubo y coraza. La primera parte del estudio la dedicaron al análisis de los flujos, la amortiguación y la fluido elástica [1] y la segunda parte a la respuesta a las vibraciones, el desgaste por esta causa y recomendaciones [2]. Otro buen trabajo es el del inglés H.G.D. Goyder [3] quien afirma que los paquetes de tubo de los intercambiadores de calor pueden fallar debido a la vibración o al ruido excesivo. Señala que el mecanismo más severo de la vibración es una inestabilidad fluido elástica que puede causar daño del tubo después de algunas horas de operación. En su trabajo presta una atención particular a los métodos para alcanzar buenos arreglos de los apoyos de los tubos que reduzcan al mínimo el daño provocado por la vibración.

2. Materiales y métodos

2.1. Mecanismos de la vibración inducida por el flujo

Los mecanismos de la excitación considerados generalmente como responsables de la vibración inducida por el fluido son:

1. Vórtice por el vertimiento o periodicidad de flujo
2. Embate turbulento
3. Inestabilidad elástica del fluido
4. Resonancia acústica

El vertimiento de vórtice, la resonancia acústica, el embate turbulento, y la excitación acústica se producen debido al fenómeno de la resonancia. La inestabilidad elástica del fluido se manifiesta en los tubos en un cruce de corrientes a una velocidad de flujo crítica o cerca de este umbral, dando por resultado una amplitud de la vibración del tubo bastante grande, lo que provoca el choque con los tubos adyacentes y causa la falla. La inestabilidad se produce cuando la entrada de energía al sistema masa del tubo – amortiguamiento excede la energía disipada por el sistema.

2.2. Velocidad de Referencia del flujo transversal

El efecto dinámico del flujo en un tubo vibrante depende de la velocidad de flujo y de las características de la vibración del tubo. Con un flujo transversal separado sobre un banco de tubos, la velocidad de referencia se asume como la velocidad de flujo en la sección más estrecha del banco en el plano del tubo y es calculada por la fórmula [4]:

$$V = \frac{b_1/d_0}{b_1/d_0 - 1} V_0 \sin \beta \quad (1)$$

Donde:

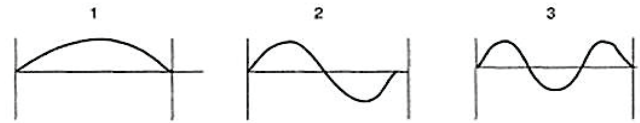


Figura 1. Modos de Vibración.

Fuente: Vladislavas, K. [4]

V_0 - V_a velocidad en la ausencia de tubos en m/s.

b - Paso de los tubos en m,

d_o - Diámetro exterior del tubo en m

β - Ángulo de la pendiente de los tubos en la dirección del flujo.

Para el flujo transversal $\beta = 90^\circ$ y para el flujo longitudinal $\beta = 0^\circ$. La generalización de los datos para el cálculo de las fuerzas hidrodinámicas y de las vibraciones del tubo excitadas por ellas permite utilizar la velocidad de referencia, calculada por la ecuación (1), con un error relativamente bajo para β en el rango entre 90° y 15° . Se asume que todas las clases de vibración del tubo entran en juego simultáneamente con el inicio del flujo del fluido. Sin embargo, cada tipo de vibración domina sobre cierta gama de velocidad de flujo, esta gama depende de los parámetros vibratorios de los tubos, las propiedades del fluido, y las condiciones del flujo.

Esta velocidad de referencia interviene en muchos de los cálculos que se realizan para evaluar las vibraciones en los intercambiadores de calor de tubo y coraza. Este valor de la velocidad se tiene de manera bastante aproximada del cálculo térmico. También la norma TEMA [5] tiene una forma de hallarla, pero solamente para las corazas tipo E. Aunque muchos investigadores usan ya sea la velocidad de paso o velocidad en la fila para tener en cuenta la velocidad del cruce de corrientes para sus modelos, en todas estas secciones el término de velocidad es la velocidad del cruce de corrientes calculada por el método de Tinker [6] o el método de Bell [7] o el método de análisis de la corriente [8].

2.3. Modos de vibración de los tubos en intercambiadores de calor

En el cálculo de la vibración del tubo, es importante encontrar la frecuencia natural de la vibración de los tubos. Para un tubo con extremos pivotantes, la vibración puede ocurrir según las formas de modo 1, 2 y 3 según se muestra en la fig. 1.

2.4. Frecuencia natural de vibración en los tubos

2.4.1. Frecuencia natural para tubos rectos

En el caso particular de los intercambiadores de calor de tubo y coraza, la frecuencia natural de vibraciones depende de la forma del modo y de las características físicas del tubo, y la manera de fijar sus extremos; y puede ser calculada por la fórmula [9]:

$$f_n = \frac{B_n}{2\pi L^2} \sqrt{\frac{E.I}{m}} \quad (2)$$

Donde:

f_n – Frecuencia natural en 1/s

Tabla 1.
Valores del coeficiente λ

Fijación de los extremos del tubo	Valor de λ_n
Pivote - pivote	$\pi.n$
Pivote - fijación fija	$\frac{\pi}{4}(4n + 1)$
Fijación fija - fijación fija	$\frac{\pi}{2}(2n + 1)$

Fuente: Vladislavas, K. [4]

E – Módulo de elasticidad del material del tubo en Pa.
I – Momento de inercia de área del tubo en m^4

$$I = \frac{\pi}{64}(d_o^4 - d_i^4) \quad (3)$$

d_i – diámetro interior del tubo en m
 d_o – diámetro exterior del tubo en m
 m – Masa total del tubo por unidad de longitud en Kg/m (incluyendo la masa del tubo en sí mismo, la masa del líquido del lado del tubo y la masa del líquido del lado de la coraza desplazado en la vibración).

L – Longitud del tubo en m.

B_n – Constante adimensional dependiendo de la forma de la vibración y de la manera de la fijación del tubo en el intercambiador de calor.

Para intercambiadores de calor de tubo y coraza con más de 4 baffles, y donde los espacios finales entre las placas y los baffles más cercanos no exceden el espaciamiento del baffle por más de un 20%, se puede tomar un valor de $B_n = 10$ [10]. Alternativamente puede usarse la expresión $B_n = \lambda_n^2$, donde λ_n , se calcula de la expresión dada en la tabla 1.

En la tabla anterior n es el número del modo de vibración.

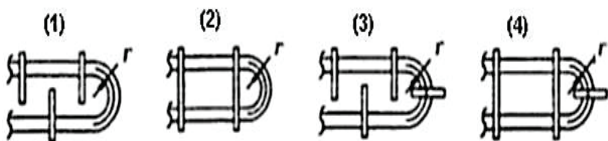
2.4.1. Frecuencia natural para tubos en U

Las filas externas de los tubos doblados en U tienen una frecuencia natural de vibraciones más baja y, por tanto, son más susceptibles a las fallas producidas por las vibraciones inducidas por el flujo que por las filas internas. Para determinar la frecuencia natural de los tubos en U, primero hay que dibujar un esquema de la sección en U e identificar la configuración con respecto a la fig. 2:

Posteriormente hay que determinar las relaciones $\frac{l_b}{r}$ y $\frac{s}{r}$ (ver fig. 3).

Finalmente determinar C_u de acuerdo a la configuración del haz de tubos según las figuras v-5-3, v-5-3-1, v-5-3-2, v-5-3-3, de la norma TEMA [5]

La frecuencia natural para el primer modo de vibración se determina por la expresión [5]:



Ambos extremos simplemente apoyados en todos los casos

Figura 2. Formas de apoyo de los tubos doblados en U.

Fuente: Standards of the Tubular Exchanger Manufacturers Association [5]

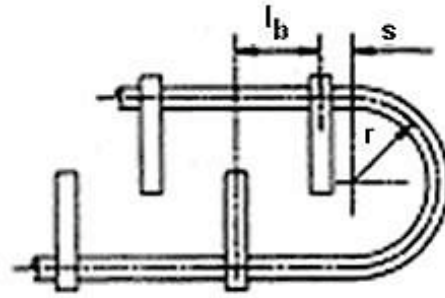


Figura 3. En torno a la determinación del coeficiente C_u .

Fuente: Standards of the Tubular Exchanger Manufacturers Association [5]

$$f_n = 68,06 \frac{C_u}{r^2} \left(\frac{EI}{w_o} \right)^{1/2} \quad (4)$$

Donde:

f_n – Frecuencia natural fundamental del tramo de tubos en 1/s.

r = radio medio de curvatura de la zona doblada en pulgadas.

C_u = Constante de modo del tubo doblado en U.

w_o – Peso efectivo del tubo por unidad de longitud en lb/ft.

E – Módulo de Elasticidad del material del tubo a la temperatura del metal del tubo en libras por pulgadas cuadradas (psi).

2.5. Masa efectiva por unidad de longitud

Durante la vibración inducida por el fluido, los tubos vibrantes desplazan el líquido del lado de la coraza. Cuando los líquidos implicados son líquidos muy densos, la inercia del líquido tendrá efecto substancial en la frecuencia natural de los tubos, actuando como efecto amortiguador. En la literatura se ofrecen las bondades de los amortiguadores magnetoreológicos para el control de las vibraciones [11]. Por lo tanto, cuando se calcula la frecuencia natural del tubo, la influencia del líquido desplazado debe ser tomada en cuenta, aumentando la masa del tubo vibrante incluyendo la masa hidrodinámica o masa agregada. La masa agregada se define como la masa total de fluido desplazada y se mide por un coeficiente C_m . La masa efectiva del tubo por unidad de longitud será:

$$m = m_a + m_i + m_t \quad (5)$$

Donde:

m_a – masa añadida por unidad de longitud

m_i – masa de fluido contenida en los tubos por unidad de longitud.

m_t – masa estructural de los tubos por unidad de longitud

$$m = \frac{\pi d_o^2 C_m \rho_s}{4} + \frac{\pi d_i^2 \rho_i}{4} + \frac{\pi (d_o^2 - d_i^2) \rho}{4} \quad (6)$$

- ρ_s – Densidad del fluido por el lado de la coraza.
- ρ_i – Densidad del fluido del lado del tubo
- ρ – Densidad del metal del tubo.

2.6. Determinación del coeficiente de masa añadida, C_m , para el flujo monofásico

El coeficiente de masa añadida se puede estimar por el método analítico de Blevins [12] o por la base de datos experimental de Moretti et al [13]. Blevins [12] da una fórmula analítica para determinar el coeficiente total de masa añadida de un tubo flexible rodeado por un arreglo de tubos rígidos. La expresión para el coeficiente de masa total añadida C_m está dado como:

$$C_m = \frac{\left(\frac{D_e}{d_o}\right)^2 + 1}{\left(\frac{D_e}{d_o}\right)^2 - 1} \quad (7)$$

Donde:

$$\frac{D_e}{D} = \left(1 + \frac{p}{D}\right) \frac{p}{D}$$

De – diámetro equivalente del arreglo de tubos. El diámetro equivalente D_e , se utiliza para representar el confinamiento debido a los tubos circundantes.

p – paso entre los tubos

Moretti et al [13] determinaron experimentalmente el coeficiente de masa añadida para un tubo flexible rodeado por tubos rígidos en un arreglo hexagonal o en un arreglo cuadrado con una relación paso entre diámetro de 1.25 a 1.50. La norma TEMA incluye como figura los datos del experimento de Moretti para la determinación del coeficiente total de masa añadida [5].

Con los datos experimentales de Moretti, los autores de este trabajo desarrollaron expresiones para determinar los coeficientes de masa añadida, con vistas a que pudieran ser programados. Los mismos se ofrecen en la tabla 2.

En la tabla anterior x es la relación entre el paso y el diámetro del tubo.

2.7. Amplitud de la vibración en los tubos

En los tubos de los intercambiadores de calor de tubo y coraza se pueden presentar vibraciones debido a dos causas: el vertimiento de vórtice y la turbulencia por impacto. Las fuerzas hidrodinámicas no estacionarias, que surgen debido a la separación de vórtice, pueden excitar vibraciones de alta amplitud de los tubos si las frecuencias naturales de sus vibraciones coinciden con la frecuencia de la separación de vórtice o son dos veces más altas.

2.7.1. Amplitud de la vibración debida al vórtice por el vertimiento

La amplitud de la vibración debido al vertimiento de vórtice se puede calcular por la expresión siguiente:

Donde:

y_{maxvv} - Valor máximo de la amplitud de la vibración en

Tabla 2. Valores del coeficiente de masa añadida C_m

Tipo de arreglo	Triangulares a 30° y 60°	Cuadrados a 45° y 90°
Modelo	Weibull	Parábola Cuadrática
C_m	$C_m = 2.597 - 1.366 \cdot e^{(-8.816 \cdot x^{-13.422})}$	$C_m = 8.438 - 9.357 \cdot x + 3.047 x^2$

Fuente: Los autores

Tabla 3. Coeficiente de elevación para el vertimiento de vórtice C_L

P/d_o	Arreglo de Tubos			
	30°	60°	90°	45°
1,20	0,090	0,090	0,070	0,070
1,25	0,091	0,091	0,070	0,070
1,33	0,065	0,017	0,070	0,010
1,50	0,025	0,047	0,068	0,049

Fuente: Standards of the Tubular Exchanger Manufacturers Association [5]

el medio del tramo del tubo para el primer modo, para fluidos de una fase en pulgadas.

$$y_{maxvv} = \frac{C_L \cdot \rho_o \cdot d_o \cdot V^2}{2 \cdot \pi^2 \cdot \delta_T \cdot f_n^2 \cdot w_o} \quad (8)$$

C_L - Coeficiente de elevación para el vertimiento de vórtice (ver tabla 3).

ρ_o – Densidad del fluido del lado de la coraza a la temperatura volumétrica en libras por pie cúbico.

d_o – Diámetro exterior del tubo en pulgadas.

V- Velocidad de flujo cruzado de referencia en pies por segundo

δ_T – Decremento logarítmico (amortiguación)

f_n – Frecuencia natural fundamental del tramo de tubo en ciclos/s

w_o – Peso efectivo del tubo por unidad de longitud en libras/pie

2.7.2. Amplitud de la vibración debido a la turbulencia por impacto

La amplitud de la vibración causada por el impacto turbulento del fluido se puede calcular por la siguiente expresión [5]:

$$y_{maxit} = \frac{C_F \cdot \rho_o \cdot d_o \cdot V^2}{8 \cdot \pi \cdot \sqrt{\delta_T} \cdot \sqrt{f_n^3 \cdot w_o}} \quad (9)$$

Donde:

y_{maxit} - Valor máximo de la amplitud de la vibración en el medio del tramo del tubo para el primer modo, para fluidos de una fase en pulgadas.

C_F - Coeficiente de fuerza, ver tabla 4.

2.8. Velocidad Crítica

Las vibraciones hidroelásticas (o “fluido-elásticas”) de los tubos en los bancos prevalecen a altas velocidades de flujo.

Tabla 4.
Coeficientes de Fuerza C_F

Localización	f_n	C_F
Tubos de la entrada del haz	≤ 40	0,022
	$> 40 < 88$	$-0.00045f_n + 0,04$
	≥ 88	0
Tubos Interiores	≤ 40	0,012
	$> 40 < 88$	$-0.00025f_n + 0,022$
	≥ 88	0

Fuente: Standards of the Tubular Exchanger Manufacturers Association [5]

Se presentan como resultado de las fuerzas hidrodinámicas que se originan como resultado de la vibración en sí misma. Cuanto más grande es la amplitud de la vibración, mayor es la fuerza y, por lo tanto, ocurre en la región un aumento rápido en amplitud de la vibración con la velocidad. A la característica auto-amplificada se le da a menudo el nombre de “inestabilidad fluido-elástica.” En el flujo transversal sobre los tubos la velocidad de flujo que iguala las fuerzas excitatrices y amortiguadoras y que da lugar a vibraciones hidroelásticas se conoce como la velocidad crítica. Mantener las condiciones de trabajo a esa velocidad produce un aumento brusco de las amplitudes de la vibración y conlleva a la falla del tubo. Para bancos con arreglo triangular equilátero y cuadrado de los tubos esta velocidad se calcula como [5]:

$$V_{crit} = \left[0,8 + 1,7 \left(\frac{S_1}{d_o} \right) \right] [f_n \cdot d_o] \left[\frac{m \delta_T}{\rho d_o^2} \right]^{0,5} \quad (10)$$

O también Según Pettigrew y Taylor [14]:

$$V_{crit} = 3 f_n \cdot d_o \left(\frac{m \cdot \delta_T}{\rho_s \cdot d_o^2} \right)^{0,5} \quad (11)$$

Donde S es el paso longitudinal del tubo y δ_T es el factor de amortiguación (decremento logarítmico).

2.9. Parámetro de amortiguación

La amortiguación del tubo limita la amplitud de la vibración. Se compone de la amortiguación hidrodinámica y de la amortiguación por razones estructurales. La amortiguación hidrodinámica se atribuye a las fuerzas viscosas que aparecen durante la interacción del tubo con el flujo. Cuando los tubos vibran la energía también se disipa en el fluido circundante puesto que sus partículas se mueven. La amortiguación por razones estructurales se atribuye a las fuerzas de fricción que aparecen en la rotación del tubo en los agujeros de los soportes. En intercambiadores de calor reales, la amortiguación total de los tubos en los ensamblajes se determina por el decremento logarítmico. Comúnmente la amortiguación hidrodinámica constituye cerca del 50% del amortiguamiento total y depende de la configuración del banco y de las relaciones de los pasos. Cuanto más baja es la relación de los pasos, mayor es la amortiguación. La disminución de la vibración de elementos que transmiten calor se logra generalmente disminuyendo la velocidad de flujo, eliminado las averías en tubos dañados, el reordenamiento de tubos para hacer pasos para un líquido refrigerante, el

reemplazo de tubos dañados por barras, el montaje de baffles o deflectores de regulación en la entrada del líquido refrigerante en el intercambiador de calor.

Los mecanismos que intervienen en la amortiguación son numerosos, y los efectos diversos no son medidos ni cuantificados exactamente. Las expresiones para el decremento logarítmico δ_T , están basadas estrictamente en observaciones experimentales y en modelos idealizados.

2.10. Cálculo del parámetro de amortiguación según la norma TEMA [5]

Para líquidos en el lado de la coraza δ_T se toma como el mayor entre δ_1 y δ_2

$$\delta_1 = \frac{3,41 d_o}{w_o \cdot f_n} \quad \text{y} \quad \delta_2 = \frac{0,012 d_o}{w_o} \left(\frac{\rho_o \cdot \mu}{f_n} \right)^{0,5} \quad (12)$$

Donde:

μ – Viscosidad del fluido del lado de la coraza a la temperatura volumétrica en centipoises.

d_o – Diámetro exterior del tubo en pulgadas.

ρ_o – Densidad del fluido del lado de la coraza a la temperatura volumétrica en libras por pie cúbico.

f_n – Frecuencia natural fundamental del tramo de tubo en ciclos/segundos.

w_o – Peso efectivo del tubo (es la masa efectiva por la gravedad) en libras/pie.

2.11. Cálculo del parámetro de amortiguación según las Correlaciones de Pettigrew, Rogers y Axisa [15]

$$\delta_T = 2\pi \xi_n \quad (13)$$

Donde:

$$\xi_n = \frac{\pi}{\sqrt{8}} \frac{1 + \left(\frac{d_o}{D_e} \right)^3}{\left[1 - \left(\frac{d_o}{D_e} \right)^2 \right]^2} \left(\frac{\rho_s d_o^2}{m} \right) \left(\frac{2 \cdot v}{\pi \cdot f_n \cdot d_o^2} \right)^{0,5} +$$

$$\left(\frac{N-1}{N} \right) \left(\frac{22}{f_n} \right) \left(\frac{\rho_s d_o^2}{m} \right) \left(\frac{t_b}{L_t} \right)^{0,6} \quad (14)$$

N- número de tramos de tubos

L_t – Longitud del tubo en m

t_b – Espesor del deflector en m

$\frac{d_o}{D_e} = 0,58 \frac{d_o}{D_e}$ Para arreglos triangulares,

$\frac{D_e}{D_e} = 0,52 \frac{D_e}{D_e}$ Para arreglos cuadrados

f_n^p – Frecuencia natural en 1/s

p – paso de los tubos en m

d_o – Diámetro del tubo en m

D_e – Diámetro equivalente en un arreglo de tubos en m

v – Viscosidad cinemática en centistokes.

Si δ_T da menor que 0,0377, entonces se asume igual a 0,0377 [16]

2.12. Frecuencia de las vibraciones debido al vertimiento de vórtice

$$f_{vv} = \frac{S_u \cdot V}{d_o} \quad \text{en ciclos por segundo} \quad (15)$$

Donde:

V – Velocidad de referencia de flujo cruzado en m/s

do – Diámetro exterior del tubo en m.

Su – número de Strouhal.

El número de Strouhal puede determinarse a través de los mapas de Strouhal de Chen [17] y de Fitz-Hugh [18]. Estos mapas se trazan con varios cocientes de paso. La norma TEMA en este caso no ofrece un chequeo para los líquidos, solamente para los gases. Se usarán entonces las correlaciones de Weaver y Fitzpatrick [19].

$S_u = \frac{1}{1,73X_p}$ Para arreglos a 30°, $S_u = \frac{1}{1,16X_p}$ Para arreglos a 60°, $S_u = \frac{1}{2X_p}$ Para arreglos a 90° y 45°

$X_p = \frac{p}{d_o}$, donde:

p – paso de los tubos

do – diámetro exterior de los tubos.

2.13. Frecuencia de las vibraciones debido al impacto turbulento o excitación debido a la turbulencia

$$f_{vit} = \frac{v}{d_o \cdot X_L \cdot X_t} \left[3,05 \left(1 - \frac{1}{X_t} \right)^2 + 0,28 \right] \quad (16)$$

en ciclos por segundo

$$X_L = \frac{P_L}{d_o}, \quad X_t = \frac{P_t}{d_o}$$

P_L – Paso longitudinal de los tubos en m,

P_t – Paso transversal de los tubos en m.

2.14. Procedimiento para la evaluación de la vibración en los intercambiadores de calor de tubo y coraza

Teniendo en cuenta los conceptos y las expresiones señaladas anteriormente, el procedimiento para evaluar las vibraciones en los intercambiadores de calor de tubo y coraza se puede realizar a través de los siguientes pasos:

1- Cálculos iniciales

- Identificar las zonas de interés (entrada, ventana del deflector, zonas centrales del baffle, curva en U, etc.) para calcular la frecuencia natural. Es recomendable hacer un croquis del Intercambiador de calor.
- Calcular la frecuencia natural para los tramos en las regiones de interés.
- Calcular la velocidad del cruce de corrientes o transversal (V) para la coraza de la norma TEMA considerada.
- Calcular el número de Strouhal para los arreglos de tubo correspondientes
- Calcular la frecuencia de la vibración debida al vertimiento de vórtice, f_{vv} .
- Calcular la frecuencia de la vibración debida al embate turbulento, f_{vit} .

2- Primer chequeo a las vibraciones Chequeo al vertimiento de vórtice:

Criterio de Pettigrew y Gorman [20]. El criterio para evitar la resonancia debido al vórtice por vertimiento se expresa en términos de la frecuencia reducida.

$$\frac{f_n \cdot d_o}{v} > 2S_u \quad (17)$$

Según el criterio de Au-Yang, para evitar la resonancia, el número de Strouhal (Su) debe ser menor que el 25% de la frecuencia reducida [21,22].

$$\frac{f_n \cdot d_o}{v} < 0,25S_u \quad (18)$$

En resumen:

Si $0,8f_{vv} < f_n < 1,2f_{vv}$ - Ocurre la resonancia

Si $\frac{f_n \cdot d_o}{v} > 2S_u$ - No hay problemas.

Si $\frac{f_n \cdot d_o}{v} < 0,25S_u$ - No hay problemas.

3- Chequeo a la excitación producida por la turbulencia.

Si $0,8f_{vit} < f_n < 1,2f_{vit}$ - Ocurre la resonancia.

4- Chequeo a la deflexión máxima producida por el vertimiento de vórtice.

El valor máximo de la amplitud producida por el vertimiento de vórtice no debe ser mayor de 0,02 do, es decir: $y_{maxvv} \leq 0,02 d_o$

5- Chequeo a la deflexión máxima producida por el impacto turbulento.

El valor máximo de la amplitud producida por el impacto turbulento no debe ser mayor de 0,02 do, es decir: $y_{maxit} \leq 0,02 d_o$

6- Chequeo a la inestabilidad elástica del fluido.

Para chequear la inestabilidad elástica del fluido hay que calcular la velocidad crítica y compararla con la velocidad del cruce de corrientes (velocidad transversal). Hay que conservar la velocidad máxima del cruce de corrientes por debajo de la velocidad crítica.

Chequear si $V < V_{crit}$ ó $\frac{v}{V_{crit}} < 0,5$ si se cumple, no

hay problemas con la inestabilidad elástica del fluido.

3. Conclusiones

- Los cálculos de vibraciones que hay que realizarle a un intercambiador de calor de tubo y coraza son tan o más complejos que los cálculos térmicos.
- Generalmente las fallas mecánicas de los intercambiadores de calor tiene que ver con la resonancia de los tubos o con las excesivas deformaciones de los mismos. Las dos mejores formas de evitar los problemas de vibraciones es apoyar o colocar los tubos tan rígidamente como sea posible (por ejemplo colocando los deflectores tan cerca como sea posible) y conservar las velocidades en valores bajos. Pero estos aspectos entran en conflicto con el diseño

térmico e hidráulico y con el costo del intercambiador. En la actualidad estos aspectos se rigen por la experiencia de los diseñadores tanto térmicos como mecánicos.

3. Existen numerosos criterios para el cálculo a las vibraciones de los tubos, siendo los más usados los de Blevins, Chen y Eissinger, Owens, Rae y Murray, Pettigrew y Gorman y Au Yang.
4. La frecuencia natural de vibración de un intercambiador depende del tipo de intercambiador y del arreglo de tubos.
5. El coeficiente de masa añadida sigue una distribución de Weibull para arreglos triangulares a 30 y 60° y una parábola cuadrática para arreglos cuadrados.

Referencias

- [1] Pettigrew, M.J. and Taylor, C.E., Vibration analysis of shell-and-tube heat exchangers: An overview -Part 1: Flow, damping, fluidelastic instability. *Journal of Fluids and Structures*. ELSEVIER, 18 (5), pp. 469 – 483, 2003.
- [2] Pettigrew, M J. and Taylor, C.E., Vibration analysis of shell-and-tube heat exchangers: An overview - Part 2: Vibration response, fretting-wear, guidelines. *Journal of Fluids and Structures*. ELSEVIER, 18 (5), pp. 485–500, 2003.
- [3] Goyder, H.G.D., Vibration and wear of loosely supported heat exchanger tubes. International working group on fast reactors Specialists' Meeting on Flow Induced Vibration in Fast Breeder Reactors Paris, France. 21-2A October 1986.
- [4] Vladislavas, K., Vibration in heat exchangers. Disponible en: <http://www.thermopedia.com/content/1242/>
- [5] Standards of the Tubular Exchanger Manufacturers Association, 7th ed., Tubular Exchanger Manufacturers Association, Inc., Tarrytown, New York, 2007.
- [6] Tinker, T., Shellside characteristics of shell and tube heat exchangers-A simplified rating system for commercial heat exchangers, *Trans. ASME*, pp. 36-52, 1958.
- [7] Bell, K.J., Delaware Method for shellside design in heat transfer equipment design, In: R. K. Shah, E. C. Subbarao, and R. A. Mashelkar, eds., Hemisphere, Washington, DC, 1988, pp. 145-166.
- [8] Palen, J. W. and Taborek, J., Solution of shellside flow pressure drop and heat transfer by stream analysis method, CEP Symposium Ser. Heat Transfer, 92, 65, Philadelphia, 1969, pp. 53-63.
- [9] Lowery, R. L. and Moretti, Natural frequencies and damping of tubes on multiple supports. Heat transfer, Research and applications, ed., J.C. Cheng. AIChE Symposium, Series No 4, Vol 74, 1978, pp. 1-5.
- [10] Chenoweth, J. M., Flow-induced vibration, Heat Exchanger Design Handbook, 4, Hemisphere, New York, 1983.
- [11] Lara, L., Brito J.L.V. y Valencia, Y., Reducción de vibraciones en un edificio mediante la utilización de amortiguadores magnetoreológicos. *Revista DYNA*, 79 (171), pp. 205-214. 2012.
- [12] Blevins, R.D., Flow Induced Vibration, 2nd ed., Van Nostrand Reinhold, New York, 1990.
- [13] Moretti, P. M. and Lowery, R. L., Hydrodynamic inertia coefficients for a tube surrounded by rigid tube, *Trans. ASME, Pressure Vessel Technol.*, 97, 1976.
- [14] Pettigrew, M. J., Taylor, C. E., and Yasuo, A., Vibration damping of heat exchanger tube bundles in two phase cross flow, and Blevins, R. D., Acoustic resonance in heat exchanger tube bundles, *Welding Research Bulletin* No. 389, Welding Research Council, New York.
- [15] Pettigrew, M. J., Rogers, R. J., and Axisa, F., Damping of multisoan heat exchanger tubes, Part 2: In liquids, in *Flow Induced Vibration*, PVP vol. 104, ASME, New York, 1986, pp. 89-98.
- [16] Kuppan, T., Heat Exchanger Design Handbook. Marcel Dekker, Inc. New York, 2000.
- [17] Chen, Y.N., Flow induced vibration and noise in tube bank heat exchangers due to Von Karmon streets, *Trans. ASME, J. Eng. Ind.*, February, pp. 134-146, 1968.
- [18] Fitz-Hugh, J. S., Flow induced vibration in heat exchangers, *Int. Svmp. Vibration Problems in Industry*, Keswick, UK, 1973, pp. 10-12.
- [19] Weaver, D.S., Fitzpatrick, J.A., and El Kashlan, M.L., Strouhal numbers of heat exchanger tube arrays in crossflow, *ASME Svmp. Flow Induced Vibration*, Chicago, 1986 (S. S. Chen, J. C. Si- monis, and Y. S. Shin, eds.), PVP vol. 104, pp.
- [20] Pettigrew, M. J., and Gorman, D. J., Vibration of tube bundles in liquid, and two phase crossflow, in *Flow Induced Vibration Guidelines* (P. Y. Chen, ed.), PVP vol. 52 (ASME), New York, 1981.
- [21] Au-Yang, M. K., Blevins, R. D., and Mulcahy, T. M., Flow induced vibration analysis of tube bundles-A proposed Section I11 Appendix N nonmandatory code, *Trans. ASME, J. Pressure Vessel Technol.*, 113, pp. 257-267, 1991.
- [22] Au-Yang, M. K., Flow induced vibration: Guidelines for design, diagnosis and trouble shooting of common power plant components, *Trans. ASME, J. Pressure Vessel Technol.*, 207, pp. 326-334, 1985.

M. B. Reyes Rodríguez, Graduada de Ing. Química en 1992 en el Instituto Superior Politécnico José Antonio Echevarría en la Habana Cuba y de MSc. en Análisis de Procesos en 1997 en la Universidad Central “Marta Abreu” de Las Villas. Santa Clara. Cuba. Trabaja en el Centro de Estudios de Energía y Tecnologías ambientales de la Universidad Central “Marta Abreu” de Las Villas como profesora asistente a tiempo completo. Sus intereses investigativos incluyen: Procesos químicos, transferencia de calor, aplicaciones de la computación a los procesos químicos, técnicas computacionales inteligentes y optimización usando algoritmos evolutivos. Actualmente investiga en la optimización del diseño de intercambiadores de calor de tubo y coraza, tema en el cual se encuentra en el proceso de defensa de un Doctorado en Ciencias Técnicas. Ha participado en diferentes Eventos Internacionales y ha publicado diferentes artículos en revistas tales como Ingeniería Mecánica y Afinidad.

J. L. Moya Rodríguez, Graduado de Ing. Mecánico en 1974 en la Universidad Central “Marta Abreu” de Las Villas, de MSc. en Fiabilidad en 1985 en la UT “Otto Von Guericke” de Alemania y Dr. en Ciencias Técnicas en 1994 en la Universidad Central “Marta Abreu” de Las Villas. Ha trabajado como profesor de Postgrado en diferentes universidades de México, Brasil, Nicaragua y España. Posee varios premios de la Academia de Ciencias de Cuba y es Profesor de Mérito de la Universidad Central “Marta Abreu” de Las Villas. Tiene más de 300 artículos publicados en revistas y memorias de eventos. Es miembro de la ASME. Coordina las Maestrías de Ingeniería Mecánica y de Ingeniería Mecatrónica de la Universidad Central “Marta Abreu” de Las Villas. Tiene varios libros publicados. Es miembro del Tribunal Nacional de Defensas de Doctorado de la Rama Mecánica. Ha sido tutor de 27 tesis de doctorados y de 47 tesis de maestrías, todas ellas defendidas exitosamente.

R. A. Goytisoló Espinosa, Destacado pedagogo y coordinador de la Maestría de Mecánica Aplicada. Ha impartido más de 70 cursos de pregrado en Universidades de Cuba y Colombia. Ha desarrollado numerosos entrenamientos y cursos de postgrado en universidades de Cuba, México y Colombia. Ha realizado más de un centenar de servicios científicos técnicos que constituyen soluciones y aportes al desarrollo económico del país. Ha realizado más de veinte investigaciones. Tiene varios libros publicados. Ha trabajado como tutor u oponente de tesis de maestrías y doctorados. Es miembro de los Consejos Científicos de la Facultad de Mecánica y de la Universidad de Cienfuegos, Cuba. Miembro del Tribunal Nacional de Defensas de Doctorado de la Rama Mecánica. Miembro de la Asociación Nacional de Innovadores y Racionalizadores y de la American Society of Mechanical Engineering.