

Medición de caída de presión en túneles de viento por método alternativo

Rubén Borrajo
Juan J. González
Jurandir Itizo

Recibido: Abril del 2008
Aprobado: Mayo del 2008

Resumen / Abstract

La caracterización de modelos de intercambiadores de calor es de vital importancia en el diseño de estos equipos y no se encuentran fácilmente en la bibliografía, correlaciones que permitan predecir su comportamiento térmico e hidráulico, mas aún, si se trata de intercambiadores con alguna técnica de intensificación de la transferencia de calor aplicada. La caracterización, desde el punto de vista hidráulico, permite obtener correlaciones útiles para calcular el trabajo de bombeo o caída de presión necesaria para hacer circular los fluidos en las magnitudes requeridas por el cálculo térmico. Cuando se trata con intercambiadores de calor compactos, que trabajan en régimen laminar, los valores de pérdidas de presión que el fluido experimenta al circular a través de este son en extremo pequeños. La no existencia de medios para la realización de mediciones de caída de presión de pequeño orden en los laboratorios, llevó a los autores a desarrollar un método de medición que satisficiera las expectativas en lo que a medición de presión se refiere. A partir de esta motivación, fue implementado el método que es descrito y validado en este artículo.

Palabras clave: Medición de presión, túnel de viento, intercambiadores de calor compactos

Compact heat exchangers are used in many technical applications. Experimental characterization of compact heat exchangers is a very important issue at present. This kind of results is not found frequently in the bibliography because of the quantity and diversity of parameters involving the heat exchangers design. The hydraulic characterization is conducted to obtain the correlation of head loss suffered by the mass flowing across the heat exchangers. This correlation is a useful tool for finally calculate the power of pumping. At laminar regimen the head loss are very small. The method of measurement described in this paper was developed for measurement of small pressure differences using a balance and the appropriate hydrostatic principles. The results were compared to limited values of the same kind of parameters measured by traditional means found in technical literature and a good agreement was achieved.

Key words: Pressure measurement, wind tunnel, compact heat exchangers

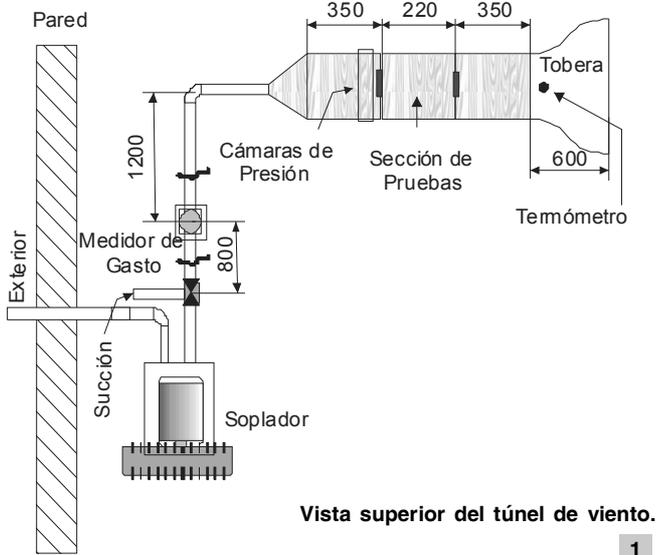
INTRODUCCIÓN

Los experimentos de validación fueron realizados en un túnel de viento horizontal de circuito abierto. Este se encuentra construido en *plywood*. La sección transversal del túnel es rectangular, siendo usada resina de poliéster para la tobera de entrada, que garantiza una distribución de velocidades uniforme en la entrada de la sección de pruebas, así como una capa límite

más delgada, manteniendo la turbulencia en un bajo nivel. La sección de pruebas es de 260 x 46 mm. La puerta, construida de acrílico, tiene una longitud de 220 mm y ocupa todo el ancho del túnel, haciendo posible una buena visualización, así como facilidad para la colocación de los modelos. En la figura 1 se observa una vista superior del túnel, donde están representados los componentes fundamentales del

mismo, así como la instrumentación básica, constituida por un medidor de gasto del tipo de emisión de vórtices, dos cámaras igualadoras de presión y un termómetro para la medición de la temperatura del fluido

La regulación del gasto se realiza a través de la combinación de dos válvulas de estrangulamiento, una en la descarga y la otra en la succión del soplador, permitiendo una mayor facilidad en el establecimiento de pequeños valores de gasto y garantizando un gasto mínimo que evita el sobrecalentamiento del equipo. El túnel de viento ha sido intensamente utilizado en investigaciones anteriores.^{1,2} La técnica utilizada está basada en los principios de la hidrostática. Realmente, no constituye un método nuevo, pues la diferencia fundamental que presenta, con relación a la medición de presión a través de manómetros hidrostáticos, consiste en la amplificación de la columna de líquido,

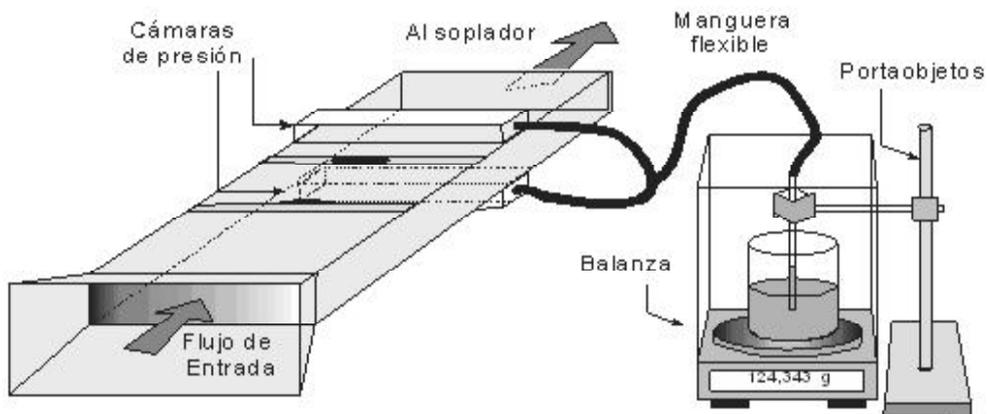


que en este caso, dadas las características de los modelos, presenta valores muy pequeños, no observables directamente. Según el conocimiento de los autores, esta técnica no ha sido aplicada antes.

La instalación a utilizar se compone del túnel de viento, con dos cámaras de presión en la parte posterior, ocupando todo el ancho del túnel; las cámaras están conectadas entre sí para formar una sola toma de presión la que, a su vez, se conecta al extremo de un tubo de vidrio; el otro extremo del tubo, está inmerso dentro de un recipiente que contiene aceite. Las cámaras de presión están localizadas a una distancia igual a diez veces la altura del canal formado por dos aletas consecutivas, medida aguas abajo de la sección de pruebas. La disposición general puede ser apreciada en la figura 2.

En la figura 2 se observa que el recipiente que contiene aceite está colocado sobre una balanza, de forma que, estando el tubo soportado por un sistema de referencia independiente de la balanza, el peso sobre la balanza será el del recipiente más el del aceite, a los que se suma, la fuerza que por reacción, es producida por el líquido desalojado debido a la inclusión del tubo dentro del aceite. Conociendo las características geométricas del sistema, la medida de la presión aplicada dentro del tubo puede ser estimada a partir de la diferencia de pesos registrada por la balanza.

Las mediciones son realizadas colocando el modelo que se va a estudiar en el túnel y se enciende el soplador con la válvula de regulación cerrada. Posteriormente, es tomada la lectura inicial del peso en la balanza y se comienza a abrir la válvula hasta fijar el gasto correspondiente al número de Reynolds que se desea.



Luego, se toma la lectura en la balanza y se procede a cambiar el valor del gasto nuevamente, este proceso es repetido tantas veces como números de Reynolds vayan a ser estudiados hasta que, finalmente, se cuente con un conjunto de valores de gasto y sus correspondientes medidas de peso en la balanza, pudiendo ser estas últimas reducidas hasta valores de caída de presión en el modelo.

FUNDAMENTACIÓN DEL MÉTODO

Producto de las pérdidas que sufre el fluido al atravesar el modelo de intercambiador este disminuye su presión, y actúa dentro del tubo a través de la línea de impulso. El tubo tiene un extremo inmerso en un recipiente con aceite, que a su vez, está colocado en el plato de medición de una balanza. El aceite asciende por el tubo compensando con una columna hidrostática, la diferencia de presión entre la superficie libre del líquido y la que queda establecida dentro del tubo. En la figura 3, están representados dos momentos de este proceso, a la izquierda no existe diferencia de presiones entre la superficie libre del líquido en el recipiente y el interior del tubo; esta situación ocurre cuando no fluye aire por el túnel. En otro, a la derecha de la figura 3, una diferencia de presiones fue establecida y existe desplazamiento del aceite dentro del tubo, situación que se presenta cuando el aire circula a través del túnel.

Como consecuencia de esto, la cantidad de líquido que es desalojado del recipiente para constituir la columna hidrostática, deja de pesar sobre la balanza, disminuyendo así la lectura de la misma; queda claro que, en la medida que el vacío va siendo mayor, la lectura de la balanza disminuye. Luego, si la lectura inicial de la balanza, cuando no existe flujo y la pérdida

de presión es nula, fue anotada, entonces existirá una diferencia en la lectura cuando fluya aire en el túnel, dada por la siguiente ecuación:

$$\Delta m_p = m_{ip} - m_{fp} \quad \dots(1)$$

donde:

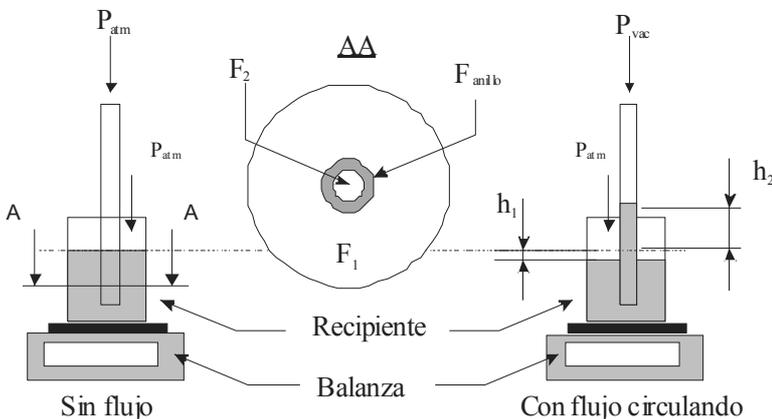
m_{ip} : Lectura inicial de la balanza sin la presencia de flujo en el túnel

m_{fp} : Lectura de la balanza para un flujo dado en el túnel.

Siendo conocidas las áreas de la superficie libre del líquido en el recipiente F_1 y del tubo colocado dentro de este F_2 , entonces el volumen de líquido desalojado del recipiente tiene que ser el mismo que se incorpora al tubo, de acuerdo con:

$$F_1 h_1 = F_2 h_2 \quad \dots(2)$$

Siendo h_1 y h_2 las variaciones respectivas de las alturas del líquido en el recipiente y en el tubo, medidas a partir de la posición que ocupaba la superficie libre antes del establecimiento de la presión (figura 3). Adicionalmente, tiene que tenerse en cuenta que la inclusión del tubo dentro del recipiente produce un aumento de lectura en la balanza cuando es comparada con aquella que existe sin el tubo, o sea, solamente con el recipiente. Este aumento, es debido a la reacción sobre la balanza de la fuerza de sustentación que ejerce el líquido sobre el tubo. El valor de esta reacción no permanece constante durante las mediciones, luego tiene que ser considerada su variación con los cambios en la altura h_1 .



Sistema para la medición de las pérdidas con y sin aire circulando a través del túnel.

La alteración de la medida del peso calculada por la ecuación 1 es debida a dos fenómenos: El efecto de la reacción de la fuerza de sustentación ya mencionada y el líquido desalojado del recipiente por efecto de la diferencia de presión. El primero, de valor muy pequeño por ser F_{anillo} extremadamente pequeña, puede ser calculado según la siguiente ecuación:

$$\Delta m_s = F_{anillo} h_1 \rho_l \quad \dots(3)$$

donde:

Δm_s : Variación de la masa en kilogramos sobre la balanza, producida por el cambio en la fuerza de sustentación del líquido sobre el tubo.

ρ_l : Densidad del líquido en kilogramos por metros cúbicos (kg/m^3)

F_{anillo} : Área anular de la sección transversal sólida del tubo en metros cuadrados (m^2) (figura 3). El segundo efecto será:

$$\Delta m_h = \rho_l F_2 (h_1 + h_2) \quad \dots(4)$$

En esta ecuación, la variación de la masa sobre la balanza es función del área de la sección transversal del tubo F_2 , calculada con su diámetro interior y de las magnitudes anteriormente referidas. Sustituyendo las ecuaciones de la 2 a la ecuación 4 en la ecuación 1 queda:

$$\Delta m_p = \rho_l h_2 \left[F_{anillo} \left(\frac{F_2}{F_1} \right) + F_2 \left(\frac{F_2}{F_1} \right) + F_2 \right] \quad \dots(5)$$

conociendo que por la hidrostática, la diferencia de presión puede ser expresada según:

$$\Delta p = \rho_l g (h_1 + h_2) \quad \dots(6)$$

Luego, despejando el valor de h_1 en función de h_2 en la ecuación 2 y substituyendo este en la ecuación 6, se puede remplazar h_2 en la ecuación 5 y reordenando se obtiene la ecuación 7.

$$\Delta p = \frac{\Delta m_p \left(\frac{F_1}{F_2} + 1 \right) g}{(F_{ext} + F_1)} \quad \dots(7)$$

En la ecuación anterior, F_{ext} es el área del tubo, calculada con su diámetro exterior, pues

$$F_{anillo} = F_{ext} - F_2 \quad \dots(8)$$

Nótese en la ecuación 7 que el valor de la diferencia de presión es independiente del valor de la densidad

del líquido, pues este solo actúa como un separador de las presiones.

Teniendo el valor de la pérdida de presión en el túnel ΔP_{tun} , la cual tiene que ser previamente medida como una función del gasto, puede ser calculada entonces por simple diferencia, la caída de presión en el modelo ΔP_m :

$$\Delta P_m = \Delta P - \Delta P_{tun} \quad \dots(9)$$

Validación del método de medición

Bordalo y Saboya² presentaron un estudio experimental de pérdidas de carga en trocadores de calor teniendo una, dos o tres filas de tubos elípticos en arreglo alternado para un intervalo de número de Reynolds de 200 hasta 2 000. Fueron estudiados tubos de excentricidad 0,5 e 0,65 y paso transversal y longitudinal de 2,5 y 2,17 respectivamente, adimensionalizados en relación con el diámetro menor de la elipse. Los resultados obtenidos, mostraron el mejor desempeño de los tubos elípticos para el número de Reynolds superior a 1000 comparados con los circulares, siendo contrario el resultado para número de Reynolds menor de 1000. La razón de este comportamiento fue relacionado con el hecho de tener los tubos elípticos un área lateral mayor que los circulares, recordando que para números de Reynolds bajos predomina el arrastre viscoso sobre el arrastre de forma. Debe tenerse en cuenta el hecho de que los tubos comparados no tenían la misma área de la sección transversal, siendo el diámetro del tubo circular igual al menor de los diámetros de la elipse; por lo tanto, el tubo elíptico era mayor que el circular utilizado para la comparación. Otro aspecto a ser considerado es que, procurando obtener la influencia aislada de los tubos, en el estudio fueron probados tubos elípticos pero no fue incluida la influencia del canal, y en un caso real fue muy superior la relación área de aleta sobre área de los tubos para un intercambiador de calor real. De esa forma, la diferencia entre los coeficientes de pérdida de carga para modelos reales de intercambiador con tubos elípticos debe disminuir cuando se comparan con modelos reales con tubos circulares. La validación será realizada por comparación con los resultados publicados en la literatura para modelos con características geométricas similares a los aquí estudiados. En las figuras 4 y 5, se muestran, los valores experimentales obtenidos en este trabajo y las correlaciones de Bordalo y Saboya⁴ para intercambiadores de calor con una y con dos filas de tubos elípticos. El factor de pérdidas K , usado en el

eje de las ordenadas es definido en la literatura referenciada según:

$$K = \frac{\Delta P_d}{(0,5N\rho_a V^2)} \quad \dots(10)$$

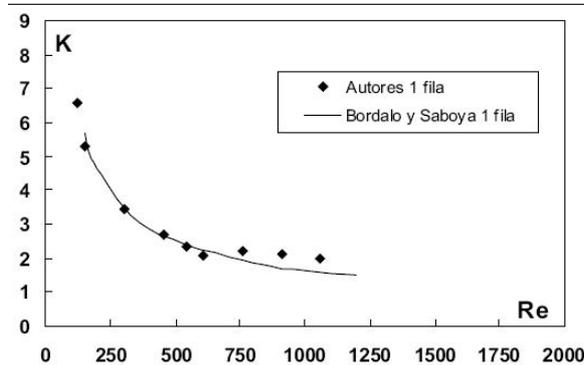
donde

ΔP_d : Pérdida de presión por la presencia de los tubos en el canal, no considerando las pérdidas producidas por fricción debidas al rozamiento del fluido con las paredes ΔP_u .

V : Velocidad frontal.

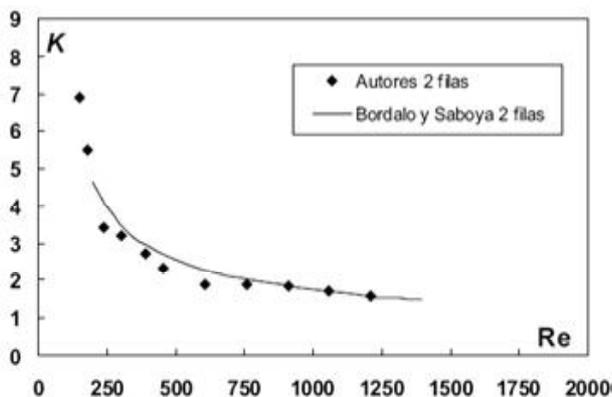
N: Número de filas de tubos.

ρ_a : Densidad del aire.



Comparación con valores experimentales de Bordalo y Saboya.³

4



Comparación con valores experimentales de Bordalo y Saboya.³

5

Para que la comparación pueda ser realizada, fue necesario adecuar los valores presentados en la literatura,⁴ substituyendo en la ecuación 10, el valor de P_d por la pérdida total ΔP_T , calculado según la ecuación 11. Además, el número de Reynolds (Re_d) utilizado en estos gráficos es función de la velocidad

frontal, siendo la dimensión característica, dos veces la altura del canal. En el trabajo referenciado, se encuentran los elementos necesarios para poder realizar las correcciones.

$$\Delta P_T = \Delta P_d + \Delta P_u \quad \dots(11)$$

En las figuras puede observarse que los valores experimentales obtenidos en este trabajo presentan buena concordancia con aquellos con los cuales fueron comparados, teniendo los modelos de ambos el mismo espaciamiento transversal adimensional (2,50). Para los modelos con una fila, los espaciamientos longitudinales fueron ligeramente diferentes (2,9 por 2,75 en este trabajo). Las principales divergencias, ocurriendo para intercambiadores de calor con dos filas de tubos alrededor del número de Reynolds igual a 500, también fueron obtenidas,³ pero en forma de dispersión con respecto a la correlación obtenida por los mismos. Se debe recordar que los datos experimentales del trabajo referenciado no fueron colocados en las figuras, sino solamente la ecuación que los relaciona.

Análisis de las incertezas

El análisis de las incertezas fue desarrollado en conformidad con la ABNT,⁵ para el cálculo de la incerteza estándar en procedimientos experimentales. Las pérdidas de presión fueron obtenidas indirectamente a partir de la medición de la masa en la balanza (Δm_p) y de las características geométricas del recipiente y del tubo utilizado en la medición según:

$$\Delta p = f(F_1, F_2, F_{ext}, g, \Delta m_p) \quad \dots(12)$$

Las mediciones de presión son realizadas solamente una vez para cada valor de Reynolds, luego fueron considerados en este análisis solo los errores de origen sistemático. Adicionalmente, las derivadas parciales que constituyen los coeficientes de sensibilidad del p con respecto a las diferentes magnitudes de las cuales depende son:

$$\frac{\partial \Delta p}{\partial F_1} = g \Delta m_p \left[\frac{g}{((F_{ext} + F_1)F_2)} - \frac{\left(1 + \frac{F_1}{F_2}\right)}{(F_{ext} + F_1)^2} \right] \quad \dots(13)$$

$$\frac{\partial \Delta p}{\partial F_2} = -g \Delta m_p \left[\frac{F_1}{((F_{ext} + F_1)F_2^2)} \right] \quad \dots(14)$$

$$\frac{\partial \Delta p}{\partial F_{ext}} = -\frac{g \Delta m_p \left(\frac{F_1}{F_2} + 1 \right)}{(F_{ext} + F_1)^2} \quad \dots(15)$$

$$\frac{\partial \Delta p}{\partial \Delta m_p} = g \left(\frac{F_1}{F_2} + 1 \right) \quad \dots(16)$$

Luego, considerando $u(B)_g = 0$, la incerteza en el valor del Δp se calcula por la siguiente ecuación:

$$u_{(B)\Delta p} = \sqrt{\left(\frac{\partial \Delta p}{\partial F_2}\right)^2 u_{(B)F_2}^2 + \left(\frac{\partial \Delta p}{\partial F_{ext}}\right)^2 u_{(B)F_{ext}}^2 + \left(\frac{\partial \Delta p}{\partial \Delta m_p}\right)^2 u_{(B)\Delta m_p}^2 + \left(\frac{\partial \Delta p}{\partial F_1}\right)^2 u_{(B)F_1}^2} \quad \dots(17)$$

La pérdida de presión en el modelo Δp_m es obtenido por la diferencia entre las pérdidas calculadas en los experimentos y las obtenidas para el túnel, las cuales fueron medidas de forma independiente con la misma incerteza que en las pruebas de los modelos, pues fue utilizada la misma técnica.

Denominando $u(B) \Delta p_{túnel}$ a la incerteza estándar tipo B en la determinación de las pérdidas en el túnel queda:

$$u_{(B)\Delta pm} = \sqrt{u_{(B)\Delta p}^2 + u_{(B)\Delta p_{túnel}}^2} \quad \dots(18)$$

Con $F_1 = 0,002\ 602\ \text{m}^2$; $F_2 = 0,000\ 517\ \text{m}^2$;
 $F_{ext} = 0,000\ 602\ \text{m}^2$, $\Delta m_p = 0,017\ 3 \cdot 10^{-3}\ \text{kg}$,
 $g = 9,807\ \text{m/s}^2$

Entonces, $u(B) \Delta pm = 2\%$ para los valores anteriores. Para los menores valores de la caída de presión, medidos para Reynolds de 200, los errores en el valor de esta magnitud alcanzan valores del 10 %.

CONCLUSIONES

Como resultado de este trabajo fue desarrollada una técnica de medición de presión para una aplicación en particular; esta, es descrita y fundamentada a lo largo del artículo. Las pérdidas de presión, determinadas a través de esta técnica, fueron comparadas con valores obtenidos en otros modelos mediante técnicas convencionales. El nivel de concordancia entre ambos resultados es significativo. Adicionalmente y de acuerdo con el conocimiento de los autores, esta técnica de fácil aplicación fue utilizada por primera vez en este trabajo. La sensibilidad alcanzada es elevada, permitiendo medir valores de presión inferiores a un Pascal. La incertidumbre en los valores de diferencia de presión medidos nunca es superior al 10 %.

REFERENCIAS

1. **Gonzalez, J. J.:** "Investigação Experimental da Influência de Geradores de Vórtices em Trocadores de Calor Compactos com Duas Fileiras de Tubos en

Arranjo Alternado, PhD thesis, Escola Politecnica da Universidade de São Paulo, Departamento de Engenharia Mecânica, 1999.

2. **Perez, R. B.:** "Análise Experimental da Intensificação da Transferência de Calor a Traves de Geradores de Vórtices em Trocadores de Calor Compactos com Tubos de Geometria Elíptica", PhD Thesis, Escola Politecnica da Universidade de São Paulo, Departamento de Engenharia Mecânica, 2001.

3. **Bordalo, S. and F. E. Saboya:** Pressure Drop Coefficient for elliptical and circular sections in one, two and three row Arrangements of plate and tube Heat exchangers. Journal of Braz. Soc. Mech. Sc, v. 21(4): pp. 600-610, 1999.

4. **Bordalo, S. and F. E. Saboya:** *Determinação Experimental dos Coeficientes de Perda de Carga em Trocadores de Calor de Tubos Circulares e Elípticos Aletados*, In XIII Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica, pp. 20-56, Brasil, 1995.

5. *Guía para a Expressão da Incerteza de Medição*. Associação Brasileira de Normas Técnicas (ABNT), INMETRO Rio de Janeiro, 1998.

AUTORES

Rubén Borrajo Pérez

Ingeniero Mecánico, Doctor en Ciencias Técnicas, Centro de Estudio de Tecnología Energética Renovable (CETER), Instituto Superior Politécnico José Antonio Echeverría, Cujae, Ciudad de La Habana Cuba
e-mail: rborrajo@ceter.cujae.edu.cu

Juan J. González Bayón

Ingeniero Mecánico, Doctor en Ciencias Técnicas, CETER, Instituto Superior Politécnico José Antonio Echeverría, Cujae, Ciudad de La Habana, Cuba
e-mail: jrbayon@ceter.cujae.edu.cu

Jurandir Itizo Yanagihara

Ingeniero Mecánico, Doctor en Ciencias Técnicas, Dep. de Engenharia Mecânica USP. São Paulo Brasil
e-mail: jjy@usp.br