**METODOLOGÍA NOVEDOSA PARA LA OPTIMIZACIÓN
ENERGÉTICA DE HORNOS DE TRATAMIENTO TÉRMICO**

**Pablo Restrepo-Barrientos1, Juan C. Maya 2, María E. Muñoz-Amariles 3**

1 Grupo de Tribología y Superficies-GTS, Facultad de Minas, Universidad Nacional de Colombia Sede Medellín, Colombia. Email: prestrepob@unal.edu.co

2 Termodinámica Aplicada y Energías Alternativas-TAYEA, Facultad de Minas, Universidad Nacional de Colombia Sede Medellín, Colombia. Email: jcmaya@unal.edu.co

3 Grupo de Tribología y Superficies-GTS, Facultad de Minas, Universidad Nacional de Colombia Sede Medellín, Colombia. Email: memunozam@unal.edu.co

**Resumen**

En este trabajo se desarrolla una nueva metodología de optimización de hornos de tratamiento térmico basada en la variación de la distribución geométrica de los elementos calefactores. Para esto, se implementa un modelo de transferencia de calor que permite simular los períodos de homogenización durante el tratamiento, lo cual conduce a la aparición de una función objetivo que permite optimizar simultáneamente la homogeneidad térmica y la transferencia de calor hacia la pieza. De esta manera, se logra evitar el uso de esquemas de optimización multiobjetivo que requieren el uso de criterios arbitrarios para la determinación de un óptimo absoluto. Finalmente, la metodología propuesta es aplicada a un horno de tratamiento térmico de tubos radiantes, con lo cual se logra disminuir el consumo de combustible en alrededor del 10%.

**Palabras clave:** Simulación, Optimización, Transferencia de calor

**Abstract**

In this work, a new optimization methodology for heat treatment furnaces based on the variation of the geometric distribution of the heating elements is developed. For this, it is implemented a heat transfer model that allows simulating the homogenization periods during the treatment, which leads to the appearance of an objective function that allows simultaneously optimizing thermal homogeneity and heat transfer to the piece. In this way, it is possible to avoid the use of multi-objective optimization schemes that require the use of arbitrary criteria for the determination of an absolute optimum. Finally, the proposed methodology is applied to a radiant tube heat treatment furnace, with which it is possible to reduce fuel consumption by around 10%.

**Keywords:** Simulation, Optimization, Heat Transfer

# Introducción

Una de las variables de mayor interés en los procesos llevados a cabo en hornos de tratamiento térmico de atmósfera controlada es la eficiencia energética, la cual se desea aumentar tanto como sea posible [1]. A primera vista, dado que comúnmente el principal mecanismo de transferencia de calor en estos equipos es la radiación [2], parecería que la forma intuitiva de aumentar la eficiencia energética consiste en acercar los elementos calefactores a la pieza a tratar para mejorar la irradiación. No obstante, una mejor irradiación asociada con la cercanía de los elementos calefactores a la pieza tratada normalmente implica la aparición de gradientes de temperatura, lo cual va en detrimento de la homogeneidad térmica de la pieza y propicia la aparición de tiempos de homogenización que alargan el tiempo total de proceso. Por otro lado, cuando se alejan los elementos calefactores de la pieza, la homogeneidad térmica tiende a mejorar; sin embargo, esto implica que se debe aumentar la potencia suministrada para alcanzar una tasa de calentamiento dada.

Con base en lo anterior, se puede inferir que el incremento en la homogeneidad térmica se contrapone al incremento de la irradiación en los procesos de calentamiento en hornos de tratamiento térmico de atmósfera controlada. En tal sentido, es necesario encontrar una estrategia o criterio que permita satisfacer simultáneamente los requerimientos de adecuada homogeneidad térmica e irradiación que se requieren en este tipo de procesos. Así, el objetivo de este trabajo es presentar una metodología basada en la simulación para determinar la configuración óptima de los elementos calentadores en hornos de tratamiento térmico de atmósfera controlada. Cabe aclarar que la metodología de este trabajo es aplicable para tratamientos en los cuales la transferencia de calor esté controlada por la radiación y, además, se tengan demandas de homogeneidad térmica de la pieza, e.g., alivio de tensiones, recocido, revenido o normalizado en atmósferas inertes. Por lo tanto, también se debe especificar que la metodología de optimización de este trabajo no es aplicable en hornos de llama directa en los cuales el papel de la convección forzada es muy importante.

Para facilitar el entendimiento de la metodología aquí propuesta al lector, esta explica a lo largo del documento a través de un ejemplo práctico, que es el tratamiento de alivio de tensiones de un rodete Francis para generación hidráulica en un horno tipo bóveda calentado con tubos radiantes de las Empresas Públicas de Medellín, Colombia (EPM).

# Metodología

Para implementar la metodología propuesta en este documento es necesario desarrollar un modelo matemático para los procesos de transferencia de calor que tienen lugar dentro del horno. Adicionalmente, debido a que el proceso de optimización requiere de múltiples simulaciones del tratamiento térmico, es necesario alcanzar un balance entre el detalle del modelo térmico y el tiempo computacional requerido para poder solucionarlo.

## Modelo de transferencia de calor

Como se mencionó anteriormente, se estudiará el tratamiento de alivio de tensiones para un rodete Francis. Este proceso consta de tres etapas fundamentales: calentamiento, sostenimiento y enfriamiento. Durante el periodo de calentamiento, los elementos calefactores irradian calor a la pieza de modo que esta aumenta su temperatura a una tasa especificada hasta que se alcanza la así llamada temperatura de sostenimiento. En este punto, se da el periodo de sostenimiento en el cual la pieza mantiene su temperatura constante durante un tiempo dado. Finalmente, los elementos calefactores se apagan para que tenga lugar la etapa de enfriamiento, en el cual la pieza reduce su temperatura hasta un valor seguro para ser retirada del horno. La solución del modelo de transferencia de calor propuesto debe tener tiempos computacionales razonables y a su vez capturar la física del tratamiento térmico. Para esto, se deben resolver los balances de energía para todos los elementos del horno realizando simplificaciones que obedezcan a la realidad del proceso de tratamiento específico. En este orden de ideas, se tienen en cuenta los siguientes supuestos:

-El fenómeno de radiación térmica al interior del horno se modela como un proceso de transferencia de calor por radiación entre superficies dado que la atmósfera protectora es básicamente transparente a la radiación [3], ya que comúnmente esta se compone de gases no polares (en este caso de Argón).

-El fenómeno de convección natural se modela a través del uso de coeficientes de transferencia de calor, es decir, no se resuelven las ecuaciones de Navier-Stokes en la capa límite.

-A través de las paredes, puerta y techo del horno se considera que la transferencia de calor se da por el mecanismo conducción.

-La transferencia de calor por conducción al interior de la pieza y de la solera se modela a través del uso de resistencia térmicas.

-Dado que la potencia de los elementos calefactores generalmente es una variable que se puede controlar, los tubos radiantes se modelan como superficies que emiten un flux de calor determinado en función de la tasa de calentamiento media requerida.

En la Figura 1 se muestran un esquema del horno de tratamiento de atmósfera controlada que incluye dos paredes laterales, la pared trasera, puerta, techo, la solera y 13 tubos radiantes cilíndricos.



a)



b)

Figura 1. Esquema del horno de tratamiento térmico de atmósfera controlada tipo bóveda de EPM. a) isométrico y b) vista superior.

Ahora bien, es necesario considerar el criterio de homogeneidad térmica. En este sentido, los sistemas de control de este tipo de hornos se basan en un conjunto de termopares ubicados en puntos clave de la pieza, entre los cuales debe haber una diferencia de temperatura controlada. Así, si dicha diferencia de temperatura está por debajo de un valor ΔTmax el calentamiento de la pieza tiene lugar; sin embargo, si dicho valor es superado, comienza un período de homogenización en el cual la temperatura promedio permanece constante hasta que la diferencia de temperatura entre los puntos de medición del gradiente alcanza un valor ΔTmin. Por lo tanto, una estrategia propuesta en este trabajo consiste en dividir la pieza en las superficies cuyas temperaturas deben ser controladas. Para el caso específico del rodete Francis de este estudio, se realiza una subdivisión en 6 superficies como se observa en la Figura 2.



Figura 2. Vista en sección del rodete Francis y superficies de interés.

La ecuación de balance de energía para cada una de las doce superficies al interior del rodete está dada por la siguiente ecuación

 (1)

Para *i*=7,8,9,10,11,12

Donde es la densidad, es el área, es la capacidad calorífica, es la temperatura, es el factor de visión, es la radiosidad, es el coeficiente de transferencia de calor por convección dentro del horno, es la potencia irradiada neta irradiada por los tubos radiantes, es el factor de visión desde los tubos radiantes hacia la superficie i, es la resistecia térmica a la conducción entre dos superficies *i* y *k* de la pieza. El primer término del lado derecho de la ecuación (1) representa el calor transferido por los tubos radiantes, el segundo término representa el transporte de energía por reflexión entre las diferentes superficies al interior del horno, el tercer término hace referencia a la transferencia de calor por convección y el cuarto término representa el transporte de energía por conducción al interior de la pieza. Similarmente, el balance de energía para las paredes, techo, puerta y solera se expresa como

 (2)

Para *i*=1,2,3,4,5,6

Donde es la conductividad térmica del material de la superficie *i*. En la ecuación (2), los tres primeros términos del lado derecho representan respectivamente la transferencia de calor por radiación de los tubos a la pieza, la reflexión entre superficies y la transferencia de calor por convección natural, mientras que le cuarto término representa la transferencia de calor través de las paredes, techo, solera y puerta. La radiosidad de la superficie i está dada por

 (3)

Donde es la constante de Stefan-Boltzmann y es la emisividad. Como se mencionó anteriormente, en las paredes, puerta y techo la ecuación de conducción de calor está dada por

 (4)

Sujeto a

 en

Para *i*=1,2,3,4,5,6

Donde y son el coeficiente de transferencia de calor por convección con el ambiente y la temperatura del ambiente, respectivamente.

## Homogenización

Para emular el sistema de control de la homogeneidad térmica del horno, se usará la siguiente función por tramos

(5)

Esta expresión establece que cuando la diferencia de temperatura entre dos superficies no supera un valor máximo establecido, la energía suministrada es igual a la requerida para elevar la temperatura del rodete a la tasa establecida por el tratamiento y adicionalmente compensar las pérdidas energéticas hacia los alrededores. Por otro lado, cuando se supera la diferencia de temperatura máxima permitida entre dos superficies, los tubos radiantes entregan únicamente la energía necesaria para compensar las pérdidas con el ambiente, es decir, para mantener la temperatura media constante. Finalmente, cuando se alcanza una diferencia de temperatura entre las dos superficies ΔTmin, el calentamiento de la pieza continúa. Así, se establece que la diferencia máxima de temperatura entre una superficie cualquiera del rodete y las superficies 1, 2 y 3 no debe superar los 5 °C. Por otro lado, diferencia máxima de temperatura entre una superficie cualquiera del rodete y las superficies 4, 5 y 6 no debe superar los 10 °C. Cabe mencionar que se tienen dos valores diferentes de ΔTmax se deben a exigencias del tratamiento térmico específico estudiado en este trabajo, ya que dependiendo de la zona del rodete Francis existen niveles de riesgo de falla distintos.

## Cálculo de factores de visión

El cálculo de los factores de visión de todas las superficies de interés se realiza mediante un software comercial de volúmenes finitos, el cual permite resolver la siguiente expresión

 (6)

Donde es la distancia entre las superficies, mientras que y son el ángulo entre las superficies normales y un rayo entre las dos áreas diferenciales *i* y *j*, respectivamente.

## Método numérico

Para solucionar las ecuaciones diferenciales asociadas al modelo matemático de transferencia de calor propuesto en este trabajo, se utilizó un esquema explicito con tamaño de paso fijo para resolver las derivadas en el tiempo, mientras que las derivadas en el espacio asociadas a la ecuación conducción de calor se resolvieron usando un esquema de diferencias finitas centradas. El modelo fue resuelto usando las librerías NumPy y SciPy de Python.

## Predicciones del modelo de transferencia de calor

El modelo numérico se resolvió para simular el calentamiento de la pieza durante un ciclo de tratamiento térmico con una tasa promedio 23 °C/h hasta que la pieza alcanza una temperatura promedio de 620 °C. Subsecuentemente, se lleva a cabo un periodo de sostenimiento de 12 h. Finalmente, los tubos radiantes se apagan para que la pieza se enfríe mediante intercambio de calor con el ambiente.

Tabla 1. Principales parámetros usados en las simulaciones.

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| PARÁMETRO | SÍMBOLO | UNIDADES | VALOR |
| Coeficiente de transferencia de calor con el ambiente |  | W/m2 K | 10 [4], [5] |
| Coeficiente de transferencia de calor por convección al interior del horno |  | W/m2 K | 7 [4], [5] |
| Temperatura ambiental |  | K | 300 |
| PIEZA |
| Masa | *m* | kg | 65000 |
| Densidad | *ρ* | kg/ | 7-800 |
| Capacidad calorífica |  | J/kg K | 465 |
| Área externa | *A* | m2 | 47.12 |
| Emisividad | *ε* | - | 0.2 |
| PAREDES, TECHO Y PUERTA |
| Densidad | *ρ* | kg/ | 280 |
| Capacidad calorífica |  | J/kg K | 980 |
| Conductividad térmica | *k* | W/m K | 0.1042 |
| Emisividad | *ε* | - | 0.8 |
| SOLERA |
| Densidad | *ρ* | kg/ | 3000 |
| Capacidad calorífica |  | J/kg K | 980 |
| Conductividad térmica | *k* | W/m K | 1 |
| Espesor | *e* | m | 0.8364 |

Las simulaciones realizadas fueron comparadas con las predicciones de un modelo en estado estacionario construido con un software comercial de volúmenes finitos y se encontraron desviaciones máximas del 5%, con tiempos computacionales hasta 1000 veces menores para el modelo aquí propuesto, lo cual prueba que este logra capturar la física del proceso de tratamiento. Es importante mencionar que la comparación anterior no implica que el modelo propuesto en este trabajo sea superior al modelo resuelto en el software de volúmenes finitos, solo demuestra que las simplificaciones a las ecuaciones de balance de energía realizadas para este caso específico son adecuadas. Los parámetros usados en las simulaciones se listan en la Tabla 1.

En la Figura 3 se muestran las predicciones del modelo de este trabajo para la evolución de la temperatura de la superficie más caliente y la más fría del rodete durante los periodos de calentamiento y sostenimiento, para una configuración de tubos radiantes con una cota de separación S=1058 mm (ver Figura 1). Cabe mencionar que en la metodología aquí propuesta no es necesario simular el periodo de enfriamiento debido a que en este no existe consumo de energía. En la Figura 3a se observa que el calentamiento de la pieza ocurre a una tasa aproximadamente constante durante las primeras 22 horas, cuando se da un periodo de homogenización que tiene una duración de alrededor de 3.4 h. En la Figura 3b se observa el detalle de dicho periodo, el cual comienza cuando se da la diferencia de temperatura máxima admisible ΔTmax, que en este caso es de 10 °C. En dicho instante, se suministra la energía necesaria para mantener la temperatura media de la pieza aproximadamente constante, lo cual permite que las temperaturas de todas las superficies del rodete se empiecen a homogenizar hasta que se alcanza la diferencia de temperatura mínima entre superficies de 1 °C (t=25 h). En este instante, el calentamiento de la pieza continúa a la tasa establecida por el tratamiento.



a)

b)

Figura 3. Predicciones del modelo para una separación S=1058 mm.

Ahora bien, considerando una variación de la ubicación de los tubos radiantes, por ejemplo, si se acercan los tubos radiantes a la pieza para un S=703 mm mejorando la irradiación hacia la misma, como se ve en la Figura 4, aparecen dos periodos de homogenización (uno a las 11 h de tratamiento y otro a las 26 h) con duraciones de aproximadamente 4 horas cada uno, lo cual es prueba de que la homogeneidad térmica empeoró en comparación al caso de la Figura 3.



Figura 4. Predicciones del modelo para una separación S=703 mm.

En la Figura 5 se observan los perfiles de potencia para las separaciones de 1058 mm y 703 mm. En estas curvas se ve que existen algunas caídas abruptas de potencia, las cuales corresponden a los períodos de homogenización. No obstante, sin tener en cuenta dichos periodos, la potencia suministrada es creciente con el tiempo debido a que las pérdidas energéticas con los alrededores aumentan con el incremento de la temperatura.



Figura 5. Predicciones de potencia suministrada para diferentes configuraciones.

Un comportamiento interesante que podemos observar en esta figura es que para la configuración con mejor irradiación (Separación=703 mm), el suministro de potencia siempre está por debajo que el de la configuración con separación=1058 mm para el mismo instante del proceso (exceptuando, claramente, los periodos de homogenización). Esto se debe a que una mejor irradiación a la pieza implica un menor requerimiento energético para obtener una tasa de calentamiento dada. No obstante, la configuración con mejor irradiación requiere que el tiempo total de proceso sea mayor debido a que son necesarios más periodos de homogenización. En consecuencia, la mejor irradiación de la pieza implica tiempos de proceso mayores y suministro de potencia menores, lo cual implica que existe una configuración geométrica que permita simultáneamente tiempos de proceso y suministros de potencia óptimos. Ahora, si analizamos la energía total consumida en el tratamiento, tenemos que esta se puede calcular a partir de la siguiente expresión

 (7)

Con base en ecuación (7), es claro que la energía térmica consumida en el proceso no es más que el área bajo la curva de potencia que se presenta en la Figura 5. De esta manera, vemos que una mejor irradiación asociada a una mayor cercanía de los tubos radiantes a la pieza implica una menor “altura” del polígono formado por la curva Potencia vs tiempo; sin embargo, también implica un “alargamiento horizontal” del mismo. En tal sentido, se concluye que debe haber una configuración que permita obtener un área bajo la curva mínima, i.e., un valor óptimo de consumo de energía. En otras palabras, la función objetivo de ese trabajo está dada por la minimización de la energía total consumida:

 (8)

La gran ventaja de usar la ecuación (8) como función objetivo, es que esta es capaz de tener en cuenta simultáneamente los efectos de la irradiación y de los gradientes térmicos en la pieza, lo cual evita la necesidad de usar dos funciones objetivos para estas dos variables. Adicionalmente, es fundamental mencionar que la aparición de dicho valor óptimo se debe fundamentalmente a la capacidad del modelo matemático propuesto de reproducir los tiempos de homogenización que son los que generan el así llamado “alargamiento horizontal” de la curva Potencia vs tiempo. Finalmente, para obtener una configuración óptima de los elementos calefactores dentro del horno, el paso final de la metodología consiste en variar la ubicación de los tubos radiantes dentro del horno hasta obtener un valor mínimo de consumo energético.

**3. Resultados**

Para determinar la configuración óptima de los elementos calentadores, se variaron las cotas A, B, C y S (ver Figura 1a) del horno. La primera cota que se analizó fue la separación S y, como se ve en la Figura 6, aparece un valor mínimo de consumo para una separación de 950 mm.

Figura 6. Efecto de la separación S en el consumo de energía.

Este mismo análisis se puede realizar para la variación de cualquier otra cota dentro del horno. Así, después de tomar 1560 datos de factores de visión mediante el uso de un software comercial de volúmenes finitos para diferentes ubicaciones de los tubos radiantes dentro del horno, se encontró que las cotas óptimas del horno son las siguientes: A=6403 mm; B=6900 mm; C=2880 mm y S= 950 mm.

Cabe mencionar que la metodología aquí propuesta no solo funciona a la hora de optimizar la ubicación de los elementos calefactores. Otra variable geométrica susceptible de ser optimizada es el espesor de aislamiento en la puerta del horno. Esto debido a que el cambio de esta variable genera dos fenómenos que se contraponen: por un lado, al aumentar el espesor del aislamiento en esta zona del horno se reducen las pérdidas térmicas con el ambiente. Sin embargo, si se aumenta dicho espesor indefinidamente la homogeneidad térmica de la pieza puede verse afectada de forma negativa. Lo anterior se puede observar en la figura 7, la cual muestra el efecto del espesor del aislamiento en la puerta, encontrándose un valor óptimo de 320 mm, correspondiente a un ahorro de energía del aproximadamente 10% respecto a la configuración inicial.

Figura 7. Efecto del espesor de aislante en la puerta en el consumo de energía.

# Conclusiones

En este artículo se desarrolló una metodología novedosa para optimizar la configuración geométrica de hornos de tratamiento térmico de atmósfera controlada. Esta metodología se basa en el desarrollo de un modelo de la transferencia de calor dentro del horno que permite emular los tiempos de sostenimiento generados debido a la aparición de gradientes de temperatura en la pieza. De esta manera, se logró obtener la aparición de un valor de consumo de energía mínimo en función de la configuración geométrica del horno sin la necesidad de usar aproximaciones multiobjetivo ni criterios adicionales de optimización arbitrarios.

Las predicciones del modelo propuesto se compararon con las predicciones de un modelo construido con un software comercial de volúmenes finitos (para el caso específico estudiado en este trabajo) y se encontraron desviaciones de máximo 5%, lo cual demuestra que las simplificaciones realizadas en este trabajo están bien justificadas y corresponden a la física de este tipo de equipos. Más aún, los tiempos de cómputo del modelo aquí propuesto son alrededor de 1000 veces menores que los requeridos por un software comercial de volúmenes finitos, lo cual lo hace mucho más viable para ser usado en procesos de optimización que requieren numerosas corridas.

Se optimizó el diseño de un horno tipo bóveda para el tratamiento de un rodete de una turbina Francis. Para esto se varió la ubicación de los elementos calefactores (tubos radiantes) al interior del horno y con la metodología de optimización desarrollada en este trabajo se logró obtener un consumo de energía mínimo durante el tratamiento de la pieza.

# Agradecimientos

Los autores desean agradecer el proyecto "Desarrollo e implementación de procesos de reparación y protección de componentes críticos sometidos a daño superficial en centrales de generación térmica e hidráulica mediante tecnologías de aspersión térmica y soldadura” Contrato EPM-UNAL CW156796, por el apoyo financiero para desarrollo de esta investigación.

# Referencias

[1] C. Mei, J. Zhou, X. Peng, N. Zhou, and P. Zhou, “Simulation and optimization of furnaces and kilns for nonferrous metallurgical engineering,” *Simul. Optim. Furn. Kilns Nonferrous Metall. Eng.*, pp. 1–340, 2010, doi: 10.1007/978-3-642-00248-9.

[2] F. P. Incropera, D. P. DeWitt, T. L. Bergman, and A. S. Lavine, “Incropera’s principles of heat and mass transfer,” *Wiley*, p. 1000, 2017, Accessed: Jul. 13, 2022. [Online]. Available: https://www.wiley.com/en-ie/Incropera%27s+Principles+of+Heat+and+Mass+Transfer%2C+8th+Edition%2C+Global+Edition-p-9781119382911.

[3] F. P. Incropera and D. P. DeWitt, *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*. 1996.

[4] A. J. N. Khalifa, “Natural convective heat transfer coefficient – a review: I. Isolated vertical and horizontal surfaces,” *Energy Convers. Manag.*, vol. 42, no. 4, pp. 491–504, Mar. 2001, doi: 10.1016/S0196-8904(00)00042-X.

[5] A. J. N. Khalifa, “Natural convective heat transfer coefficient – a review: II. Surfaces in two- and three-dimensional enclosures,” *Energy Convers. Manag.*, vol. 42, no. 4, pp. 505–517, Mar. 2001, doi: 10.1016/S0196-8904(00)00043-1.