

## SIMULACIÓN NUMÉRICA DE TRANSFERENCIA DE CALOR EN TRANSFORMADORES DE POTENCIA

Lisandro Dalcín\*, Norberto Nigro\*, Mario Storti\*, Alejandro Ferreiro†

\*Centro Internacional de Métodos Computacionales  
en Ingeniería (CIMEC), CONICET / INTEC – U.N.L.  
Parque Tecnológico del Litoral Centro (PTLC), 3000 Santa Fe, Argentina.  
e-mail: dalcinl@intec.unl.edu.ar, web page: <http://www.cimec.org.ar/>

†Universidad Nacional de Santiago del Estero,  
Departamento Académico de Mecánica.  
Av. Belgrano (s) 1912, 4200 Santiago del Estero, Argentina.  
e-mail: ferreiro@unse.edu.ar, web page: <http://fce.unse.edu.ar>

**Palabras Clave:** transferencia de calor, convección natural, acoplamiento térmico-fluidodinámico, transformadores eléctricos.

**Resumen.** *En este trabajo se estudia el flujo fluidodinámico y el proceso de transferencia de calor en el fluido, núcleo y arrollamientos de transformadores eléctricos de distribución de mediana potencia.*

*Las simulaciones se llevan a cabo con un programa de elementos finitos desarrollado en CIMEC,<sup>1</sup> el cual resuelve numéricamente un modelo matemático basado en las ecuaciones de Navier-Stokes incompresible y la ecuación de transporte de energía térmica, ambas acopladas mediante un término de flotación proporcional a la temperatura incorporado a la ecuación de momento.*

*El alto número de Prandtl del aceite de transformadores obliga a utilizar mallas muy refinadas en las interfaces sólido-fluido. Por otra parte, la constante de tiempo térmica de la máquina es grande con lo que se requieren largos tiempos de simulación para alcanzar las condiciones de régimen térmico estacionario.*

*Los resultados obtenidos en la simulación son comparables a los determinados experimentalmente durante el ensayo de calentamiento<sup>2</sup> de un transformador de distribución de 13.2/0.4 kV 315 kVA de la firma Tadeo Czerweny S.A.*

*El objetivo final de esta investigación es la optimización del diseño de los arrollamientos de transformadores de gran potencia.*

## 1. INTRODUCCIÓN

La consideración de los aspectos térmicos es de vital importancia en el diseño de transformadores de gran potencia, dado que el envejecimiento de los materiales aislantes está directamente relacionado con el incremento de temperatura por encima de cierto límite. El deterioro del aislamiento de transformadores en función de la temperatura y el tiempo se relacionan según:<sup>3</sup>

$$\log V = \frac{6972,15}{\theta_{HS}} - D$$

donde  $V$  es la vida (en horas),  $D$  depende del incremento de temperatura del aislamiento (14.133 para 55°C y 13.391 para 65°C), y  $\theta_{HS}$  es la temperatura (en K) de la zona más caliente del bobinado (hottest-spot).

Así, el límite de vida de un transformador de potencia depende de las condiciones de refrigeración. Los fabricantes necesitan entonces determinar la distribución de temperatura en las máquinas con el fin de optimizar los diseños, reduciendo costos y mejorando la calidad de sus productos.

El presente trabajo describe un modelo numérico para la solución de las ecuaciones de Navier-Stokes para flujos incompresibles con acoplamiento térmico, y la ecuación de transporte de energía en el fluido y medios sólidos, aplicable a problemas de convección natural (en particular, el flujo en transformadores de pequeña y mediana potencia) y convección mixta (en particular, el flujo en transformadores de gran potencia). Se muestran algunas soluciones obtenidas en una geometría plana sencilla y en una geometría axisimétrica representativa de un transformador de distribución de mediana potencia.

## 2. MODELO MATEMÁTICO

La solución por el método de elementos finitos de las ecuaciones de Navier-Stokes para flujos incompresibles presenta dos importantes dificultades. En primer lugar, el carácter de las ecuaciones se torna predominantemente advectivo cuando el número de Reynolds crece. En segundo lugar, la condición de incompresibilidad no se comporta como una ecuación evolutiva, sino como una restricción sobre las variables del flujo. De esta manera, solo se pueden utilizar ciertas combinaciones de espacios de interpolación para los campos de velocidad y presión, las cuales satisfacen las llamadas condiciones de Brezzi-Babūška. En la formulación de Tezduyar et al.<sup>4</sup> la advección se estabiliza con el término SUPG, y la presión con el término PSPG.

Una vez que las ecuaciones se discretizan espacialmente, el sistema de EDOs resultante se discretiza en el tiempo (utilizando, por ejemplo, un esquema de Euler hacia atrás). En cada paso de tiempo, el sistema de ecuaciones no lineales resultantes se resuelve iterativamente (mediante algún esquema de Newton), lo cual involucra la solución de sistemas de ecuaciones lineales (utilizando, por ejemplo, métodos de espacios de Krylov aplicables a operadores lineales generales, tal como GMRES, junto a algún tipo de preconditionador que mejore la convergencia, tal como Jacobi por derecha).

### 2.1. Ecuaciones de continuidad y momento

Las ecuaciones de continuidad y balance de momento para flujos incompresibles pueden ser escritas en la siguiente forma:

$$\nabla \cdot \mathbf{u} = \mathbf{0} \quad \text{en } \Omega \times (0, \theta) \quad (1)$$

$$\rho \left( \frac{\partial \mathbf{u}}{\partial t} + \mathbf{u} \cdot \nabla \mathbf{u} \right) = \nabla \cdot \boldsymbol{\sigma} + \mathbf{f} \quad \text{en } \Omega \times (0, \theta) \quad (2)$$

donde  $\rho$  es la densidad,  $\mathbf{u}$  la velocidad del fluido,  $\mathbf{f}$  es una fuerza por unidad de volumen y  $\boldsymbol{\sigma}$  el tensor de tensiones, dado por

$$\begin{aligned} \boldsymbol{\sigma} &= -p\mathbf{I} + 2\mu\boldsymbol{\epsilon}(\mathbf{u}) \\ \boldsymbol{\epsilon}(\mathbf{u}) &= \frac{1}{2}(\nabla \mathbf{u} + (\nabla \mathbf{u})^T) \\ \mu &= \rho\nu \end{aligned}$$

donde  $p$  es la presión,  $\mu$  y  $\nu$  son respectivamente la viscosidad dinámica y cinemática,  $\mathbf{I}$  es el tensor identidad y  $\boldsymbol{\epsilon}$  es el tensor de velocidad de deformación.

### 2.2. Ecuación de transporte de energía térmica

La ecuación de transporte de energía para flujos incompresibles a velocidades moderadas y para un medio sólido (donde la velocidad  $\mathbf{u} = \mathbf{0}$ ), puede escribirse como

$$\rho C_p \left( \frac{\partial T}{\partial t} + \mathbf{u} \cdot \nabla T \right) = \nabla \cdot (\kappa \nabla T) + Q \quad \text{en } \Omega \times (0, \theta) \quad (3)$$

donde  $C_p$ ,  $\kappa$  y  $Q$  representan respectivamente el calor específico a presión constante, la conductividad del medio y una fuente de calor por unidad de volumen.

### 2.3. Acoplamiento térmico

Las variaciones de temperatura en un fluido dan lugar a variaciones de densidad locales como resultado de las dilataciones térmicas del medio. Cuando estas variaciones de densidad son pequeñas, puede emplearse la conocida *aproximación de Boussinesq*,<sup>5</sup> el fluido se continúa tratando como incompresible, pero las variaciones locales de densidad dan lugar a esfuerzos de *flotación* que se adicionan al término forzante  $\mathbf{f}$  de la ecuación 2. Este término forzante es de la forma:

$$\mathbf{f}_T = \rho\beta(T - T_{\text{ref}})\mathbf{g} \quad (4)$$

donde  $\beta = \frac{\partial \rho}{\partial T}$  es el la expansibilidad térmica del fluido,  $T_{\text{ref}}$  es una temperatura de referencia y  $\mathbf{g}$  es la aceleración de la gravedad.

## 2.4. Modelo de turbulencia

La modelización de la turbulencia<sup>6</sup> se basa en considerar que cada variable del flujo  $\phi$  se puede descomponer en un valor promediado  $\bar{\phi}$  y una fluctuación  $\phi'$ , tal que  $\phi = \bar{\phi} + \phi'$ . Si se asume luego que  $\bar{\bar{\phi}} = \bar{\phi}$  y  $\bar{\phi}' = 0$ , se tiene que el operador de promediación es lineal. Aplicando el operador de promediación a las ecuaciones 1, 2 y 3 se obtiene un nuevo juego de ecuaciones sobre las cantidades promediadas y términos adicionales de carácter difusivo sobre las cantidades fluctuantes. Estos últimos términos deben ser necesariamente modelados.

Una de las hipótesis más simples modela los nuevos términos difusivos mediante un tensor múltiplo de la identidad, considerando de esta manera que la estructura que forma la turbulencia es de carácter isotrópico. Estos modelos se conocen como métodos de viscosidad turbulenta (*eddy viscosity methods*).

La viscosidad y conductividad turbulentas se pueden determinar por diversos modelos, basados en ecuaciones de transporte adicionales o bien en forma algebraica. Entre estos últimos, uno de los modelos más sencillos es el LES (*Large Eddy Simulation*) de Smagorinsky.

El modelo algebraico LES resuelve las ecuaciones 2 y 3 con una viscosidad efectiva  $\mu_{\text{eff}}$  y una conductividad efectiva  $\kappa_{\text{eff}}$ , suma de las cantidades moleculares  $\mu, \nu$  y las cantidades turbulentas  $\mu_t, \kappa_t$ , las cuales se calculan con

$$\nu_t = C_s \Delta h_{\text{elem}} \sqrt{\boldsymbol{\epsilon}(u) : \boldsymbol{\epsilon}(u)} \quad (5)$$

$$\kappa_t = \frac{C_p \mu_t}{Pr_t} \quad (6)$$

donde  $C_s$  es la constante de Smagorinsky,  $\Delta$  es una función de amortiguamiento que disminuye la intensidad de la viscosidad turbulenta cerca de la interfaz con cuerpos sólidos,  $h_{\text{elem}}$  es un tamaño característico,  $\sqrt{\boldsymbol{\epsilon}(u) : \boldsymbol{\epsilon}(u)}$  es la traza del tensor velocidad de deformación, y  $Pr_t$  es el número de Prandtl turbulento.

## 2.5. Condiciones iniciales y de borde

La formulación se completa especificando las condiciones iniciales y las condiciones de contorno.

Para el campo de velocidad, el contorno completo  $\Gamma$  del problema se puede descomponer en partes,

$$\begin{aligned} \Gamma_g \cup \Gamma_h \cup \Gamma_{\text{wall}} &= \Gamma \\ \Gamma_g \cap \Gamma_h \cap \Gamma_{\text{wall}} &= \emptyset \end{aligned}$$

especificando en cada una condiciones de tipo Dirichlet, Neumann o de pared

$$\begin{aligned} \mathbf{u} &= \mathbf{g} && \text{en } \Gamma_g \\ \boldsymbol{\sigma} \cdot \mathbf{n} &= \mathbf{h} && \text{en } \Gamma_h \\ \boldsymbol{\sigma} \cdot \mathbf{n} &= \mathbf{h}_{\text{wall}}(u_*(\mathbf{u})) && \text{en } \Gamma_{\text{wall}} \end{aligned} \quad (7)$$

donde  $u_*$  es la velocidad de fricción de pared computada con la ley de pared que se detalla más adelante.

La presión debe especificarse en algún punto del dominio a fin de remover su modo rígido,

$$p = p_{\text{ref}} \quad \text{en } x_p \in \Omega \quad (8)$$

Para el campo de temperatura, el contorno completo  $\Gamma$  del problema puede descomponerse en partes,

$$\begin{aligned} \Gamma_s \cup \Gamma_c \cup \Gamma_q &= \Gamma \\ \Gamma_s \cap \Gamma_c \cap \Gamma_q &= \emptyset \end{aligned}$$

especificando en cada una condiciones de contorno del tipo

$$\begin{aligned} T &= T_s && \text{en } \Gamma_s \\ -\kappa \nabla T \cdot \mathbf{n} &= h_{\text{film}}(T - T_\infty) && \text{en } \Gamma_c \\ \kappa \nabla T \cdot \mathbf{n} &= q && \text{en } \Gamma_q \end{aligned} \quad (9)$$

## 2.6. Función de pared

A continuación se describe como computar la velocidad de fricción de pared para definir totalmente las condiciones de borde de las ecuaciones de momento.

En 7,  $\Gamma_{\text{wall}}$  representa la parte del contorno donde se impone la función de ley de pared. Por medio de esta condición de contorno se computa la tracción de pared para las ecuaciones de momento. Este procedimiento envuelve el cómputo de la velocidad de fricción de pared  $u_*$ , para la cual se asume un perfil representado por las siguientes expresiones:

$$f(y^+) = \frac{|\mathbf{u} - \mathbf{u}_{\text{wall}}|}{u_*} = \begin{cases} y^+ & \text{para } y^+ < 5 \text{ (región laminar)} \\ 5 \log(y^+) + C_{\text{wall},1} & \text{para } 5 < y^+ < 30 \text{ (región buffer)} \\ 2,5 \log(y^+) + C_{\text{wall},2} & \text{para } y^+ > 30 \text{ (región logarítmica)} \end{cases} \quad (10)$$

$$y^+ = \frac{y_{\text{wall}} u_*}{\nu}$$

donde  $y_{\text{wall}}$  es la distancia a la pared. Este sistema de ecuaciones no lineales puede resolverse, por ejemplo, mediante un método secante. Una vez determinado el valor de  $u_*$ , la tracción para las ecuaciones de momento se determina por

$$\begin{aligned} \mathbf{h}_{\text{wall}} &= g(\mathbf{u} - \mathbf{u}_{\text{wall}}) \\ g &= \frac{|\tau_{\text{wall}}|}{|\mathbf{u} - \mathbf{u}_{\text{wall}}|} \\ |\tau_{\text{wall}}| &= \rho u_*^2 \end{aligned} \quad (11)$$

## 2.7. Formulación por elementos finitos

A continuación se describe la formulación de elementos finitos utilizada para resolver numéricamente las ecuaciones 1, 2 y 3 junto a las condiciones definidas por las ecuaciones 7 a 9.

### 2.7.1. Ecuaciones de Navier-Stokes incompresible

Los espacios funcionales para las funciones de peso e interpolación se definen como:

$$\begin{aligned} S_{\mathbf{u}}^h &= \{\mathbf{u}^h | \mathbf{u}^h \in (H^{1h})^{nd}, \mathbf{u}^h \doteq \mathbf{g}^h \text{ en } \Gamma_g\} \\ V_{\mathbf{u}}^h &= \{\mathbf{N}^h | \mathbf{N}^h \in (H^{1h})^{nd}, \mathbf{N}^h \doteq \mathbf{0} \text{ en } \Gamma_g\} \\ S_p^h &= \{p^h | p^h \in H^{1h}\} \\ V_p^h &= \{q^h | q^h \in H^{1h}\} \end{aligned}$$

donde

$$H^{1h} = \left\{ \phi^h | \phi^h \in C^0(\bar{\Omega}), \phi^h|_{\Omega^e} \in P^1, \forall \Omega^e \in \mathcal{E} \right\}$$

es el espacio de Sobolev,  $P^1$  es el conjunto de polinomios de primer orden,  $nd$  es la dimensión del dominio físico  $\Omega = \cup \Omega^e$ ,  $\mathcal{E}$  representa la partición discreta del dominio siendo  $\Omega^e$  la parte de esta partición correspondiente al elemento  $e$ .

La formulación *SUPG-PSPG* de 1 y 2 se escribe como:

$$\begin{aligned} &\text{Encontrar } \mathbf{u}^h \in S_{\mathbf{u}}^h \text{ y } p^h \in S_p^h \text{ satisfaciendo} \\ &\int_{\Omega} \mathbf{N}^h \cdot \rho \left( \frac{\partial \mathbf{u}^h}{\partial t} + \mathbf{u}^h \cdot \nabla \mathbf{u}^h \right) d\Omega + \int_{\Omega} \epsilon(\mathbf{N}^h) : \boldsymbol{\sigma}^h d\Omega + \\ &+ \underbrace{\sum_{e=1}^{nel} \int_{\Omega} \boldsymbol{\delta}^h \cdot \left[ \rho \left( \frac{\partial \mathbf{u}^h}{\partial t} + \mathbf{u}^h \cdot \nabla \mathbf{u}^h \right) - \nabla \cdot \boldsymbol{\sigma}^h \right] d\Omega}_{(SUPG)} + \\ &+ \underbrace{\sum_{e=1}^{nel} \int_{\Omega} \boldsymbol{\epsilon}^h \cdot \left[ \rho \left( \frac{\partial \mathbf{u}^h}{\partial t} + \mathbf{u}^h \cdot \nabla \mathbf{u}^h \right) - \nabla \cdot \boldsymbol{\sigma}^h \right] d\Omega}_{(PSPG)} + \\ &+ \sum_{e=1}^{nel} \int_{\Omega} \tau_{(CONT)} \nabla \cdot \mathbf{N}^h \rho \nabla \cdot \mathbf{u}^h d\Omega + \int_{\Omega} q^h \nabla \cdot \mathbf{u}^h d\Omega - \\ &- \int_{\Gamma_h} \mathbf{N}^h \cdot \mathbf{h}^h d\Gamma - \int_{\Gamma_{wall}} \mathbf{N}^h \cdot \mathbf{h}_{wall}^h d\Gamma = 0 \quad \forall \mathbf{N}^h \in V_{\mathbf{u}}^h, \forall q^h \in V_p^h \end{aligned} \tag{12}$$

donde los parámetros de estabilización se definen como:

$$\begin{aligned} \boldsymbol{\delta}^h &= \tau_{SUPG} (\mathbf{u}^h \cdot \nabla) \mathbf{N}^h \\ \boldsymbol{\epsilon}^h &= \tau_{PSPG} \frac{1}{\rho} \nabla q^h \\ \tau_{PSPG} &= \tau_{SUPG} = \frac{h_{elem}}{2 ||\mathbf{u}^h||} z(Re_u) \\ \tau_{CONT} &= \frac{h_{elem}}{2} ||\mathbf{u}^h|| z(Re_u) \end{aligned} \tag{13}$$

siendo  $Re_u$  el número de Reynolds basado en los parámetros del elemento,

$$Re_u = \frac{\|\mathbf{u}^h\| h_{\text{elem}}}{2\nu} \quad (14)$$

donde la longitud del elemento  $h_{\text{elem}}$  se computa según:

$$h_{\text{elem}} = 2 \left( \sum_{a=1}^{nn} |\mathbf{s} \cdot \nabla w_a| \right)^{-1} \quad (15)$$

con  $w_a$  la función de forma asociada con el nodo  $a$ ,  $nn$  el número de nodos en el elemento, y  $\mathbf{s}$  un vector de velocidad de norma unitaria; y la función  $z(Re)$  se define como:

$$z(Re) = \begin{cases} Re/3 & 0 \leq Re < 3 \\ 1 & 3 \leq Re \end{cases} \quad (16)$$

### 2.7.2. Ecuación de transporte de energía térmica

Los espacios funcionales para las funciones de peso e interpolación se definen en forma similar,

$$\begin{aligned} S_T^h &= \{T^h | T^h \in H^{1h}, T^h \doteq T_s^h \text{ en } \Gamma_s\} \\ V_T^h &= \{w^h | w^h \in H^{1h}, w^h \doteq 0 \text{ en } \Gamma_s\} \end{aligned}$$

y entonces la formulación de 3 se escribe como:

$$\begin{aligned} &\text{Encontrar } T^h \in S_T^h \text{ satisfaciendo} \\ &\int_{\Omega} \tilde{w}^h \rho C_p \left( \frac{\partial T^h}{\partial t} + \mathbf{u}^h \cdot \nabla T^h - Q \right) + \int_{\Omega} \nabla w^h \kappa \nabla T^h d\Omega + \\ &+ \int_{\Gamma_c} w^h h_{\text{film}} (T^h - T_{\infty}) d\Gamma - \int_{\Gamma_q} w^h q d\Gamma = 0 \quad \forall w^h \in V_T^h \end{aligned} \quad (17)$$

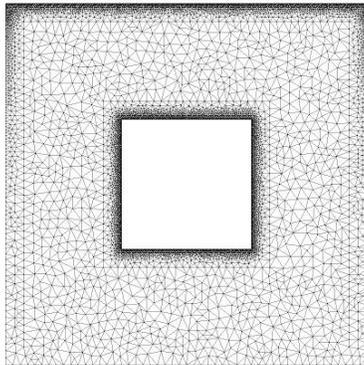
donde función de peso en SUPG y los parámetros de estabilización se definen como:

$$\begin{aligned} \tilde{w}^h &= w^h + P^h \\ P^h &= \tau \mathbf{u}^h \nabla \cdot w^h \\ \tau &= \frac{h_{\text{elem}}}{2\|\mathbf{u}^h\|} \psi(Pe_T) \\ \psi(Pe_T) &= \coth(Pe_T) - \frac{1}{Pe_T} \\ Pe_T &= \frac{\mathbf{u}^h h_{\text{elem}}}{2 \frac{\kappa}{\rho C_p}} \end{aligned} \quad (18)$$

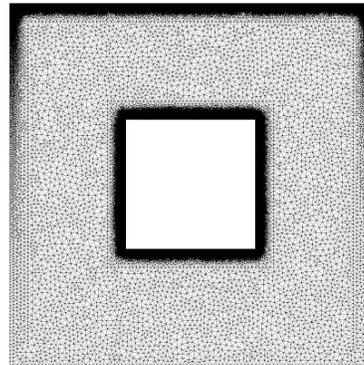
### 3. SIMULACIÓN DEL FLUJO EN UNA CAVIDAD CUADRADA CON UN OBJETO INTERIOR

En primer lugar, se presenta una simulación en una cavidad bidimensional cuadrada con un objeto sólido interior. Las paredes exteriores de la cavidad y el objeto sólido se mantienen a temperaturas constantes y distintas, con lo cual el fluido transfiere calor por convección natural desde el objeto interior hacia el medio exterior de la cavidad. Las propiedades del fluido se listan en la sección 4 en la tabla 1.

Para la resolución de este problema se utilizaron dos mallas de triángulos con diferente grado de refinamiento (ver figura 1), generadas con herramientas desarrolladas en CIMEC.<sup>7</sup> Se prestó atención a lograr un refinamiento progresivo hacia las interfaces sólido-fluido, para así poder capturar con precisión aceptable la formación de la capa límite térmica.



(a) 7455 nodos - 13384 elementos



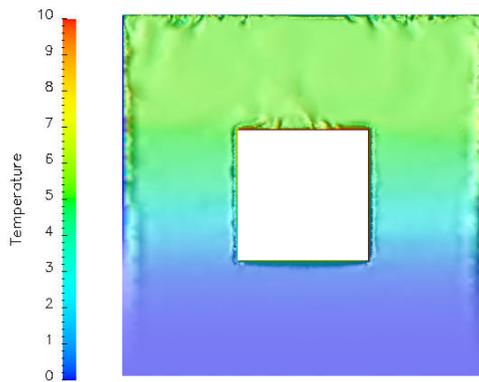
(b) 121086 nodos - 235302 elementos

Figura 1: Mallas de elementos finitos

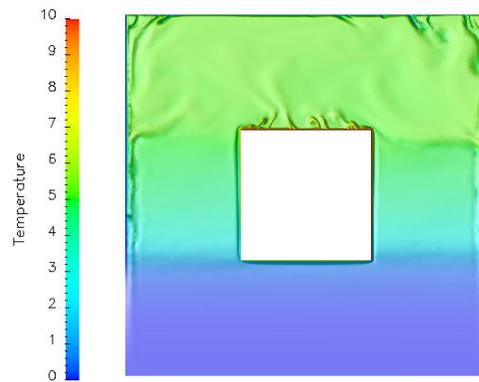
Las constantes de tiempo del problema térmico son grandes, con lo que se requieren largos tiempos de simulación para alcanzar una condición de régimen térmico estacionario (en este caso, definida por una temperatura media constante en todo el dominio del fluido). Cuando la solución buscada es el estado térmico estacionario, el transitorio térmico puede acortarse alterando gradualmente los valores de las constantes físicas del fluido, reduciendo de esta manera la constante de tiempo del sistema dinámico.

La malla con menor refinamiento se utiliza para efectuar una simulación preliminar empleando el modelo de turbulencia LES. La solución obtenida se interpola en la malla con mayor refinamiento y se utiliza como condición inicial para una segunda simulación mediante DNS (*Direct Numerical Simulation*).

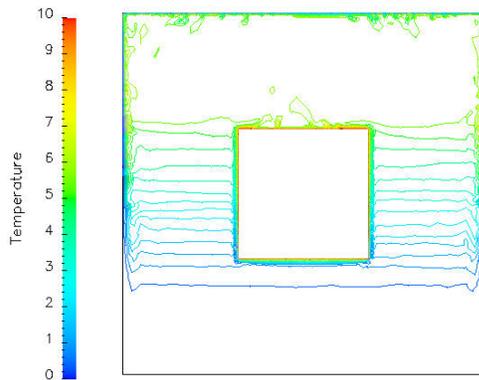
Como se aprecia en la figura 2, los resultados obtenidos con LES y DNS son comparables.



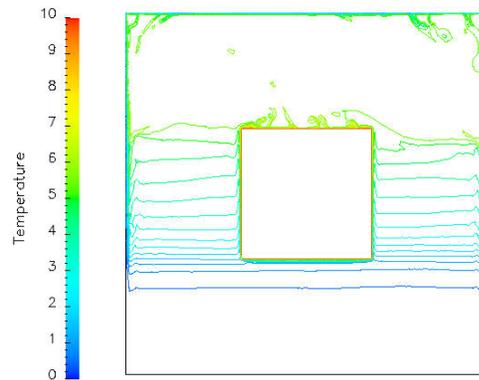
(a) LES, mapa de colores



(b) DNS, mapa de colores



(c) LES, isolíneas



(d) DNS, isolíneas

Figura 2: Temperatura

#### 4. SIMULACIÓN DEL FLUJO EN UN TRANSFORMADOR DE DISTRIBUCIÓN CON GEOMETRÍA AXISIMÉTRICA

En esta simulación, se trata de determinar el comportamiento térmico de un transformador de distribución 13.2/0.4-0.231 kV 315 kVA. Mediante una geometría axisimétrica se modela el núcleo, los arrollamientos de alta y baja tensión con un canal de refrigeración entre ambos, y la región ocupada por el aceite. En el esquema de la figura 3 se puede apreciar las formas y tamaños generales de las partes constitutivas de la máquina, y la correspondiente simplificación axisimétrica.

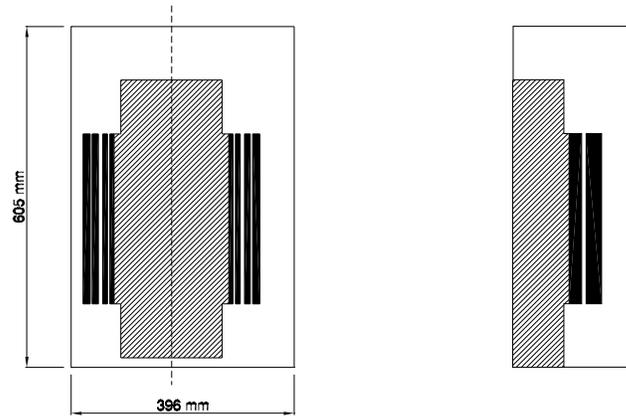


Figura 3: Esquema general del transformador y geometría axisimétrica

En la tabla 1 se listan las propiedades físicas del fluido, arrollamientos y núcleo utilizadas en la simulación. Para el fluido, se eligen valores representativos a la temperatura media de operación de la máquina. Para el núcleo y los arrollamientos, estos valores se determinan en promedio de acuerdo a la distribución de hierro, cobre y respectivos materiales aislantes.

	<i>Fluido</i>	<i>Arrollamientos</i>	<i>Núcleo</i>	
Densidad	890	6530	7580	kg/m <sup>3</sup>
Conductividad	0.126	4.0	4.0	W/(m·K)
Calor específico	1869	440	460	W/(kg·K)
Viscosidad	5.0	-	-	cSt
Expansividad	7.5e-4	-	-	1/K

Tabla 1: Propiedades físicas (medias) utilizadas en la simulación

Sobre el dominio del núcleo y de los arrollamientos se aplica una carga térmica de cuerpo constante en correspondencia con las pérdidas de vacío y cortocircuito. En la tabla 2 se listan los valores garantizados y medidos.

	<i>Garantizadas</i>	<i>Según ensayos</i>	
Vacío	850	793.6	W
Cortocircuito	4250	4275.6	W

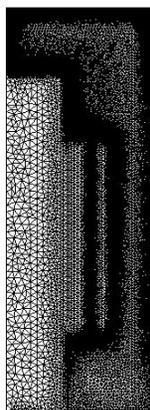
Tabla 2: Pérdidas del transformador

Para la interfaz cuba-aire, se utiliza un coeficiente de transferencia de calor para las superficies superior, lateral e inferior. Estos valores se listan en la tabla 3 y se determinaron teniendo en cuenta los fenómenos convectivos y radiantes, y las diferentes efectividades de las superficies según su orientación.<sup>8</sup>

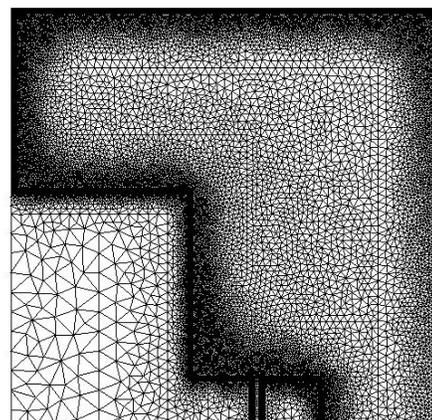
Temperatura ambiente	30	°C
Temperatura superficie	60	°C
Superior	11.7	W/(m <sup>2</sup> ·K)
Lateral	9.9	W/(m <sup>2</sup> ·K)
Inferior	1.1	W/(m <sup>2</sup> ·K)

Tabla 3: Coeficientes de transferencia entre cuba y aire

A fin de capturar con precisión la formación de las capas límites térmica e hidrodinámica, se construyó una malla refinada hacia los bordes con una capa de elementos estructurados con alta relación de aspecto alrededor de la interfaz sólido-fluido, tal como puede se puede apreciar en la figura 4.



(a) completa



(b) detalle

Figura 4: Malla de elementos finitos, 36106 nodos - 54535 elementos

En la figura 5 pueden verse los resultados obtenidos para la distribución de temperatura una vez alcanzado el estado de régimen térmico estacionario.

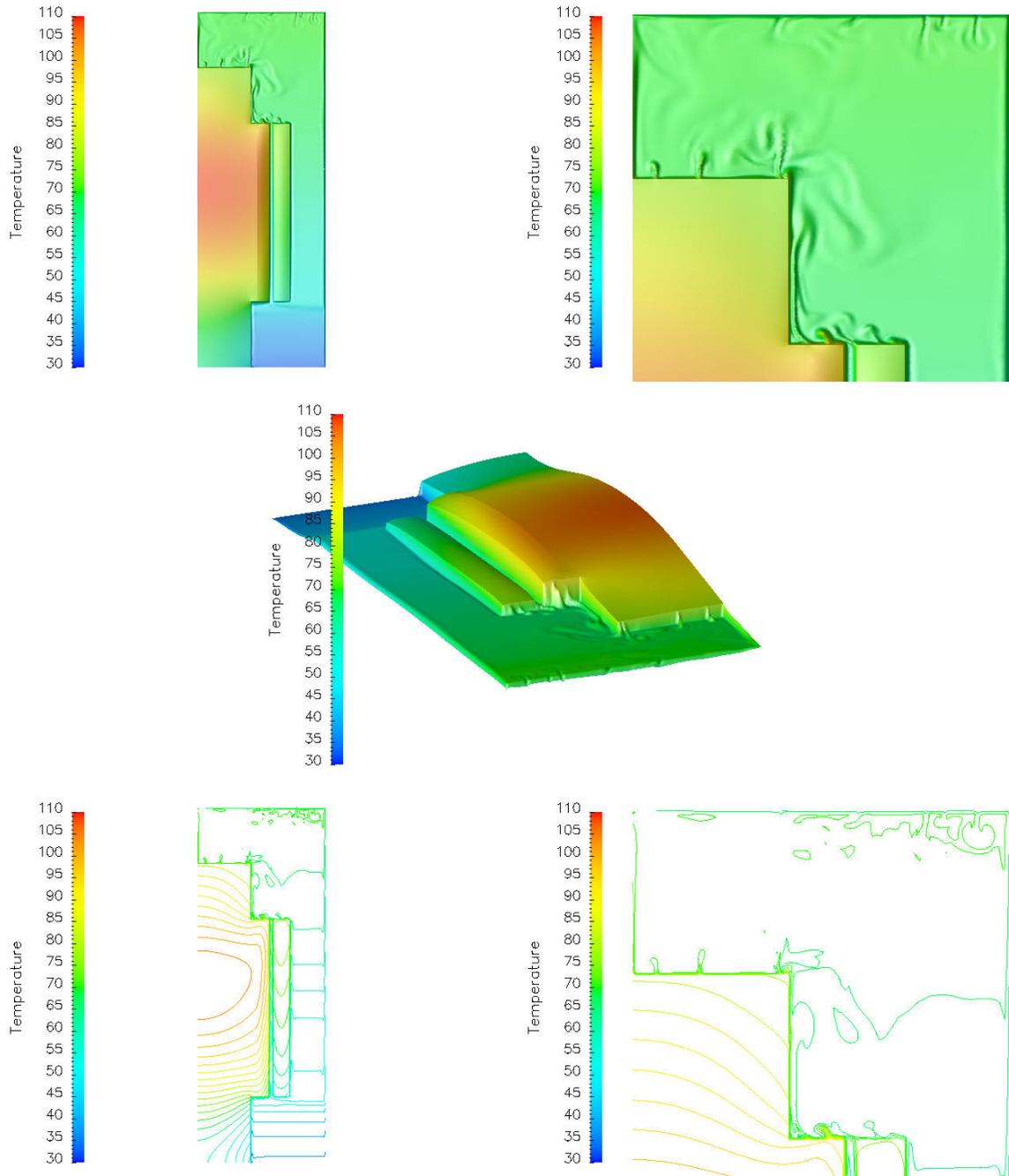


Figura 5: Temperatura

## 5. CONCLUSIONES

En este trabajo se presentó una formulación de elementos finitos estabilizada para la solución de las ecuaciones de Navier-Stokes en flujos incompresibles con acoplamiento térmico a bajas velocidades, aplicable a la solución de problemas de convección natural y mixta. Se mostraron soluciones obtenidas en geometrías bidimensionales sencillas y geometrías axisimétricas representativas de un transformador de distribución, con valores comparables a los determinados experimentalmente.

En futuras investigaciones se intentará resolver el flujo sobre geometrías correspondientes a transformadores de gran potencia, incluyendo las variaciones de los parámetros físicos con la temperatura (fundamentalmente, la viscosidad del aceite de transformadores).

Se espera poder determinar la cantidad y dimensiones óptimas de los canales de refrigeración en arrollamientos de máquinas de gran potencia, y determinar con aceptable seguridad las elevaciones de temperatura en condiciones de cortocircuito.

## REFERENCIAS

- [1] M. Storti and N. Nigro. PETSc-FEM: A general purpose, parallel, multi-physics FEM program. <http://www.cimec.org.ar/petscfem/>.
- [2] IRAM 2018. *Transformadores de Potencia. Ensayos de Calentamiento*. Instituto Argentino de Racionalización de Materiales, (1995).
- [3] IEEE C57.92. *IEEE Guide for Loading Mineral-Oil-Immersed Transformers*. Institute of Electrical and Electronics Engineers, (1995).
- [4] T.E. Tezduyar, S. Mittal, S.E. Ray, and S. Shih. Incompressible flow computations with stabilized bilinear and linear equal order interpolation velocity-pressure elements. *Comp. Methods in Applied Mech. and Eng.*, **95**, 221–242 (1992).
- [5] V.S. Arpaci and P.S. Larsen. *Convection Heat Transfer*. Prentice-Hall, (1984).
- [6] D.C. Wilcox. *Turbulence Modeling for CFD*. DWC Industries, 2nd edition, (1998).
- [7] S.R. Idelsohn, N. Calvo, and E. Oñate. Polyhedrization of an arbitrary 3D point set. *Comp. Methods in Applied Mech. and Eng.*, **192**(22-24), 2649–2667 (2003).
- [8] R.H. Perry and D.W. Green, editors. *Perry's Chemical Engineer's Handbook*. McGraw-Hill, 6th edition, (1999).