

## ANÁLISIS TERMO-FLUIDO DINÁMICO DEL CANAL DE ACEITE DE UN RADIADOR UTILIZADO EN TRANSFORMADORES DE POTENCIA

### THERMO-FLUID DYNAMIC ANALYSIS OF THE OIL FLOW IN A CHANNEL OF A POWER TRANSFORMER RADIATOR

**Jonathan J. Dorella, Gustavo A. Ríos Rodríguez, Mario A. Storti y Luciano Garelli**

*Centro de Investigación de Métodos Computacionales, (CIMEC), (CONICET-UNL)  
Colectora Ruta 168 s/n, Predio CONICET-Santa Fe "Dr. Alberto Cassano", 3000 Santa Fe, Argentina,  
jonathandorella@gmail.com <http://www.cimec.org.ar>*

**Palabras clave:** transferencia de calor, turbuladores, condiciones de borde periódicas.

**Resumen.** En un transformador de potencia eléctrica, las pérdidas de energía causan calentamiento en los devanados y núcleo del transformador. Este calor se transfiere al aceite que se encuentra en la cuba y de allí circula por los radiadores, donde es disipado al medio ambiente. El diseño térmico de un transformador de potencia debe mantener la temperatura máxima del aceite y la temperatura máxima de los puntos más calientes (*hotspots*) dentro de los límites establecidos por normas internacionales. La temperatura en ellos es el factor principal que determina su vida útil (longevidad determinada por el envejecimiento de los aislantes). En este trabajo se realiza un estudio numérico mediante CFD (*Computational Fluid Dynamics*) para analizar la capacidad de enfriamiento de un canal del radiador de aceite de un transformador de potencia funcionando en modo ONAN (*Oil Natural-Air Natural*). Se evalúa el comportamiento que introducen flujos de aceite transversales secundarios, para lo cual se incorporan fuerzas de cuerpo a la ecuación de momentos de Navier-Stokes incompresible. Se considera una porción de longitud reducida del canal y periodicidad en las condiciones de borde para el flujo de aceite.

**Keywords:** heat transfer, turbulators, periodic boundary conditions.

**Abstract.** In an electrical power transformer, energy losses cause heating in the windings and core. This heat is transferred to the oil in the tank and then it circulates through the radiators, where it is dissipated into the environment. The thermal design of a power transformer must keep the maximum temperature of the oil and the maximum temperature of the hottest spots (*hotspots*) within the limits set by international standards. The temperature in them is the main factor determining the useful life of the transformer (longevity determined by the ageing of the insulators). In this work, a numerical CFD (*Computational Fluid Dynamics*) study is performed to analyze the cooling capacity of an oil cooler channel of a power transformer radiator operating in ONAN (*Oil Natural-Air Natural*) mode. The behaviour produced by secondary transverse flows is evaluated. To this end, body forces are introduced in the incompressible Navier-Stokes momentum equation. A reduced portion of the channel length and periodic boundary conditions are considered for the oil flow.

## 1. INTRODUCCIÓN

En un transformador de potencia eléctrica, las pérdidas de energía magnéticas (por ciclos de histéresis, por corrientes parásitas o de Foucault) y eléctricas (por resistencia, por reactividad de dispersión) causan calentamiento en las partes correspondientes del transformador (núcleo y devanados). Este calor debe transferirse al aceite del transformador, y desde el aceite, al medio ambiente a través de un intercambiador de calor.

El diseño térmico de un transformador de potencia debe mantener la temperatura dentro de los límites establecidos por normas internacionales tales como la [IEEE-C57.91-2011 \(2012\)](#) y [IEC-60076-7:2018 \(2018\)](#). Dos de los límites más importantes son la temperatura máxima del aceite y la temperatura máxima del punto más caliente (denominado en inglés como *hotspot*) ubicados en la región superior de los devanados. La temperatura en ellos es el factor principal que determina su vida útil, determinando su longevidad y el envejecimiento de los aislantes.

Los componentes aislantes más utilizados actualmente en este tipo de transformadores son el aceite y el papel de celulosa. Entre ambos, el más frágil es la celulosa.

Como en un transformador la temperatura no se distribuye de forma uniforme, si en algún punto se está produciendo un calentamiento anómalo o una heterogeneidad del aislamiento, el aceite aislante y la celulosa se degradan originando productos que permanecen disueltos en el aceite, tales como hidrógeno, metano, etano, etileno, acetileno, óxidos de carbono y agua, entre otros. Algunos de los productos de descomposición son ácidos que pueden provocar la caída de hasta el cincuenta por ciento de la rigidez dieléctrica. Por estas razones, es necesario realizar un diseño acorde del sistema de enfriamiento para evitar fallas operativas y la degradación de los materiales debido al daño térmico.

Varios trabajos se han desarrollado sobre el análisis de la temperatura en el hotspot y transferencia de calor en los devanados utilizando modelos reducidos y técnicas de CFD (*Computational Fluid Dynamics*), como aquellos presentados en [Yatsevsky \(2014\)](#) y [Weinläder et al. \(2012\)](#). Para transformadores con sistemas de refrigeración basado en flujo natural (ON por *Oil-Natural*) para el aceite podemos citar por ejemplo a [Zhang et al. \(2018\)](#); y en modo forzado (OF/OD por *Oil-Forced* y *Oil-Directed*) a [Sorgic y Radakovic \(2010\)](#). Con respecto a los sistemas de refrigeración basados en flujos por convección natural tanto para el aceite como para el aire (ONAN por *Oil Natural Air Natural*), y su variante por convección forzada para el aire (ONAF por *Oil Natural Air Forced*), se han realizado numerosos estudios, entre los que podemos citar a [Ríos Rodríguez et al. \(2017\)](#), [Garelli et al. \(2017\)](#), y comparaciones entre ambos funcionamientos como en [Paramane et al. \(2016\)](#).

El método de enfriamiento forzado para el aire se utiliza para aumentar la capacidad de carga de los transformadores. En consecuencia, es más eficiente, pero también es más ruidoso y menos confiable debido a la posibilidad de mal funcionamiento de los ventiladores sopladores. Los sistemas ONAN se usan comúnmente en la red de suministro de energía eléctrica debido a su confiabilidad.

En este trabajo se realizará el estudio de un canal de sección trapezoidal de un radiador que es de uso típico correspondiente a un transformador de potencia, funcionando en modo ONAN, que se llevará a cabo mediante simulaciones numéricas con técnicas de CFD, en las cuales se resolverá de manera acoplada la fluido dinámica y la termodinámica del flujo de aceite que circula por dentro del canal.

Se evaluará el comportamiento que produce introducir flujos secundarios con la finalidad de mejorar el mezclado y que rompan el núcleo de aceite caliente que se genera en el centro del canal de refrigeración. Posteriormente, en trabajos futuros, se analizarán dispositivos pasivos

(turbuladores o mezcladores) que produzcan tal comportamiento en el flujo. Con respecto al uso de turbuladores en intercambiadores de calor, se puede citar el trabajo de Zhang et al. (2016), donde se detallan distintos turbuladores empleados en intercambiadores de calor para números de Reynolds medios y altos para fluidos como aire y agua circulando por dentro de tubos.

Se resolverá numéricamente un modelo matemático basado en las ecuaciones de Navier-Stokes incompresible y la ecuación de transporte de energía térmica, incorporando a la ecuación de momento, fuerzas de cuerpo que generarán tales flujos secundarios.

Las simulaciones numéricas se llevarán a cabo empleando el software de código abierto y licencia GNU-LGPL denominado *Code\_Saturne* (<http://www.code-saturne.org>) en un cluster de ordenadores perteneciente al Centro de Investigación de Métodos Computacionales (CIMEC), mientras que el pre y post-procesado de las simulaciones numéricas se efectuará con el software SALOME (Thakore, 2014) (<http://www.salome-platform.org>).

Los datos referentes a los parámetros físicos y geométricos son obtenidos de informes anteriores realizados por el grupo de trabajo.

## 2. DESCRIPCIÓN DEL ANÁLISIS NUMÉRICO

Con el fin de aumentar la capacidad de disipación de calor de un modelo de panel frecuentemente utilizado en radiadores de transformadores de potencia, se estudiará la influencia que produce la presencia de un flujo secundario en la promoción del mezclado del aceite. En la figura 1 se muestra un esquema descriptivo del panel y el radiador:

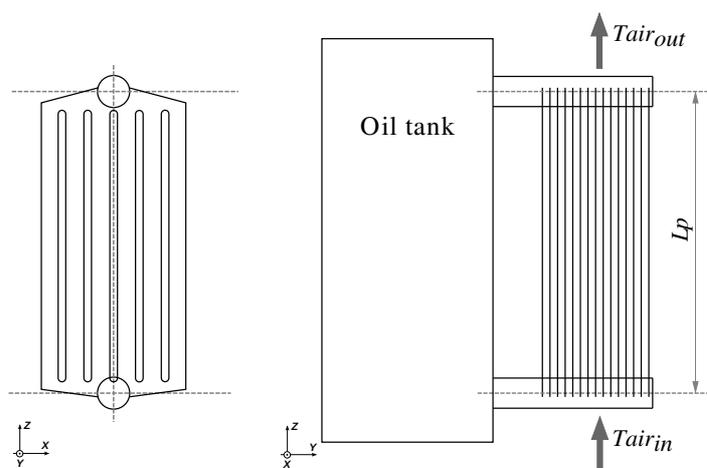


Figura 1: Esquema descriptivo.

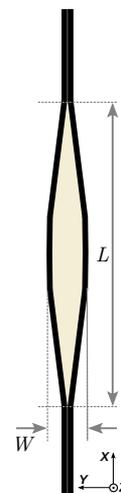


Figura 2: Sección transversal del canal.

En la parte izquierda de dicha figura se observa un panel completo, mientras que en la derecha se observan parte de la cuba del transformador, los colectores y paneles del radiador. El radiador completo posee veintiséis paneles ( $N_p = 26$ ) y cada panel cuenta con seis canales ( $N_{cha} = 6$ ) por los que circula el aceite. Por otro lado, en la figura 2 se muestra un esquema con la geometría de la sección transversal del canal, siendo el largo del mismo  $L = 0,0689[m]$  y el ancho  $W = 0,0081[m]$ .

Como la longitud axial del panel es grande ( $L_p \simeq 1,8[m]$ ) y el número de Prandtl del aceite aislante utilizado en transformadores es alto ( $Pr \simeq 133,84$ ), esto obliga a utilizar mallas muy refinadas en las interfaces sólido-fluido en una simulación termo-fluido dinámica acoplada mediante CFD. Dado el elevado costo computacional que ello implica y a los fines de poder realizar a futuro estudios de optimización sobre la geometría de los turbuladores,

lo cual representa llevar a cabo un gran número de simulaciones, es que se contempla una metodología de trabajo que considera una porción acotada del canal (celda) con una longitud  $L_c = Z_{out} - Z_{in} = 0,05[m]$ , varias veces menor a la del canal. A tal fin, se considerarán condiciones de borde periódicas para la velocidad en las secciones de entrada ( $\Gamma_{in}$ ) y salida ( $\Gamma_{out}$ ) de dicha celda.

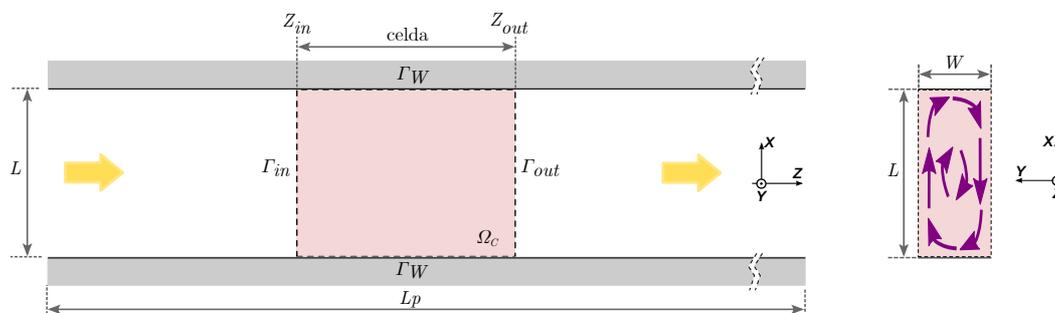


Figura 3: Esquema de una celda.

Las ecuaciones que gobiernan la fluido-dinámica del problema son las de Navier-Stokes:

$$\left. \begin{aligned} \rho \frac{\partial \mathbf{u}}{\partial t} + \rho \mathbf{u} \cdot \nabla \mathbf{u} &= \mu \Delta \mathbf{u} - \nabla P + \rho \mathbf{b} \\ \nabla \cdot \mathbf{u} &= 0 \end{aligned} \right\} \text{ en } \Omega_C \quad (1)$$

$$\mathbf{u} = 0 \text{ en } \Gamma_W \quad (2)$$

$$\left. \begin{aligned} \mathbf{u}(Z_{in}) &= \mathbf{u}(Z_{out}) \\ P &= 0 \end{aligned} \right\} \text{ para } Z \text{ en } [0, L_c] \quad (3)$$

donde  $\Omega_C$  es el dominio de la celda,  $\mathbf{u}$  el campo de velocidades,  $\mu$  la viscosidad dinámica del aceite,  $\rho$  su densidad y  $P$  el campo de presión. En las paredes de la celda  $\Gamma_W$  la velocidad del fluido es nula (condición de no deslizamiento para fluidos viscosos). Finalmente, las Ec. (3) indican las condiciones de borde periódicas impuestas en las secciones de entrada y salida de la celda.

En el caso real, el flujo de aceite se desarrolla debido a las fuerzas de boyancia o flotación causadas por la diferencia de densidad, por lo cual podríamos describir a  $\mathbf{b}$  a través de la aproximación de Bousinnesq. En este trabajo se utilizará en las simulaciones una fuerza de cuerpo por unidad de volumen  $\mathbf{b}$ . Tal como se mencionara, también se impondrá un campo de fuerzas de cuerpo que genere los flujos secundarios que corresponderían a aquellos inducidos por los turbuladores o mezcladores (en la figura 3 los flujos secundarios inducidos son esquematizados con las flechas de color bordó). De esta manera,  $\mathbf{b}$  se define como:

$$\mathbf{b} = F_X \hat{\mathbf{i}} + F_Y \hat{\mathbf{j}} + F_Z \hat{\mathbf{k}} \quad (4)$$

donde  $\hat{\mathbf{i}}$ ,  $\hat{\mathbf{j}}$ ,  $\hat{\mathbf{k}}$ , son los versores directores según los ejes  $X$ ,  $Y$  y  $Z$ , respectivamente. Inicialmente  $F_Z \hat{\mathbf{k}}$  será la componente que genere el mismo caudal ( $Q_{oil}$ ) que aquél medido experimentalmente (ver Ríos Rodríguez et al. (2017)). Para este caso  $F_Z = G_Z$ ,  $F_X = 0$ ,  $F_Y = 0$ , siendo  $G_Z = -25,198[N/m^3]$  la fuerza de cuerpo en dirección  $Z$ , mientras que  $F_X$  y  $F_Y$  serán las fuerzas encargadas de generar los flujos secundarios en el plano  $XY$ . El coeficiente  $G_Z$  se calcula considerando que por todos los canales circulan el mismo caudal, entonces el caudal que circula por un canal es  $Q_{oil}/(N_p \cdot N_{cha})$ , luego la velocidad media ( $v_m$ ) se calcula

con el cociente entre este caudal y el área transversal del canal. Luego se realiza una estimación de  $G_Z$ , se simula un caso de prueba a través de CFD para luego ajustar este parámetro.

Por otro lado, las ecuaciones que gobiernan el problema térmico son:

$$\rho C_p \frac{dT}{dt} = \nabla \cdot (k \nabla T) \text{ en } \Omega_C \quad (5)$$

$$\begin{aligned} T &= T_0 \text{ en } \Omega_C \\ T &= T_W \text{ en } \Gamma_W \end{aligned} \quad (6)$$

donde  $T_0$  es la temperatura inicial en la celda ( $T_0 = 343[K]$ ),  $T_W$  la temperatura en las paredes de la celda,  $k$  es la conductividad térmica del aceite y  $C_p$  su calor específico a presión constante. Como aproximación al caso real, se asume una condición de borde del tipo Dirichlet para la temperatura en la pared, es decir que se impone  $T_W = 303[K]$ .

En este modelo, se considera que el flujo del fluido es periódico. Sin embargo el campo de temperatura no lo es, decayendo a lo largo del canal de aceite según la siguiente ley exponencial:

$$(T_m - T_W) = (T_0 - T_W)e^{-\gamma t} \quad (7)$$

siendo  $T_m$  la temperatura media en el dominio  $\Omega_C$  para cada instante de tiempo,  $\gamma$  es la constante de decaimiento y  $t$  es el tiempo. Operando sobre la Ec. (7) para despejar  $\gamma$  se obtiene:

$$\ln\left(\frac{T_m - T_W}{T_0 - T_W}\right) = -\gamma t \quad (8)$$

Entonces, se analizará el parámetro  $\gamma$  junto con el caudal, la caída de presión y la transferencia de calor a través de las paredes del canal.

Las ecuaciones de la fluido-dinámica y la transferencia de calor se resolverán empleando el software *Code\_Saturne* (Archambeau et al., 2004) basado en el método de volúmenes finitos (FVM) (Ferziger y Peric, 2002; Moukalled et al., 2015). Se utilizará un resolvidor de las ecuaciones del tipo segregado con un acoplamiento a través del algoritmo PISO (*Pressure-Implicit with Splitting of Operators*) entre la velocidad y la presión. Para la discretización espacial se utilizará un esquema de segundo orden SOLU (*Second Order Linear Upwind*) y un esquema de segundo orden para la discretización temporal.

El planteo del problema mediante la utilización de fuerzas de cuerpo evita generar distintas geometrías de turbuladores y generar las mallas correspondientes para luego llevar a cabo las simulaciones, reduciendo el costo computacional.

Propiedad física	símbolo	valor
Densidad [ $kg/m^3$ ]	$\rho$	824,525
Viscosidad [ $Pa \cdot s$ ]	$\mu$	0,0090668
Calor específico [ $J/(kg \cdot K)$ ]	$C_p$	1860
Conductividad térmica [ $W/(m \cdot K)$ ]	$k$	0,126
Coefficiente de expansión térmica [ $1/K$ ]	$\beta$	0,00075

Tabla 1: Propiedades del aceite para transformadores YPF-64®.

Las propiedades del aceite <sup>1</sup>, para transformadores YPF-64® fueron tomadas de Córdoba et al. (2018) y se presentan en la tabla 1.

<sup>1</sup>La densidad fue ajustada para la temperatura  $T_0 = 343[K]$  y se considerará constante.

### 3. RESULTADOS

En esta sección se presentan y analizan los resultados correspondientes a la adición en el vector de términos independientes de la ecuación de momento, cinco campos de fuerzas de cuerpo distintos, con el fin de generar flujos secundarios transversales a la dirección principal del flujo, que promuevan el incremento en la transferencia de calor en el canal de aceite. Para introducir dichas fuerzas de cuerpo en el término correspondiente de las ecuaciones de Navier-Stokes fue necesario implementar funciones de usuario de *Code\_Saturne* en lenguaje C y Fortran90. De manera similar se trabajó para calcular la temperatura media en la celda ( $T_m$ ) y la transferencia de calor por las paredes del canal, en cada paso de tiempo.

La malla de volúmenes finitos se genera con SALOME (Thakore, 2014) y se obtiene por extrusión en la dirección del canal de aceite (eje-Z). Cuenta con 49,880 celdas, de las cuales 49,200 son hexaedros y 680 son prismas (ver figuras 4 y 5). La tabla 2 presenta algunos parámetros de calidad de la misma.



Figura 4: Vista superior de la malla.

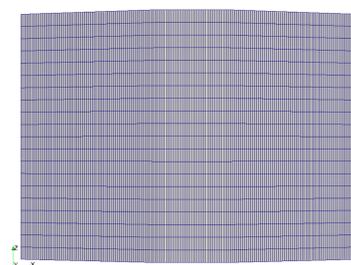


Figura 5: Vista frontal de la malla.

No-ortogonalidad máxima	21,136
No-ortogonalidad media	3,665
Skewness máximo	0,289

Tabla 2: Algunas propiedades de calidad de malla.

En primera instancia, se genera la fuerza de cuerpo  $\mathbf{b}$  que produce el mismo caudal y perfil de velocidad que el mostrado en la figura 4 de Ríos Rodríguez et al. (2017), donde se reporta a partir de mediciones experimentales que el aceite fluye principalmente por el centro del canal con una velocidad máxima de  $0,0276[m/s]$ , la cual es 2,45 veces la velocidad media en el canal.

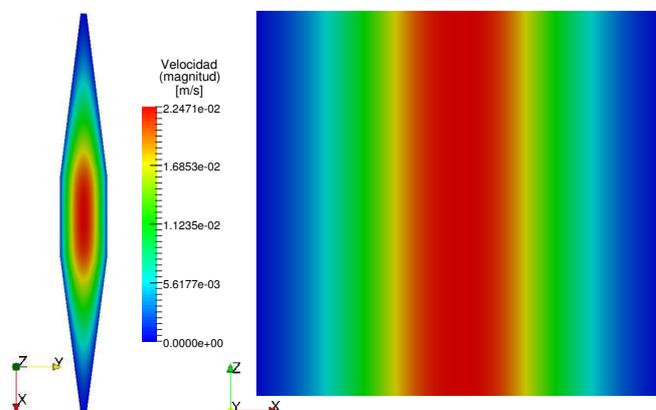


Figura 6: Distribución de la velocidad.

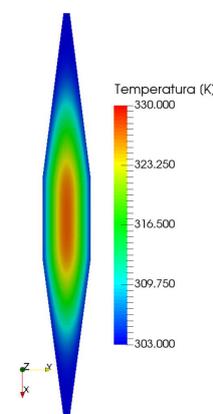


Figura 7: Distribución de la temperatura para  $t = 60[s]$ .

En la parte izquierda de la figura 6 se observa el campo de velocidades (magnitud) en una sección transversal del canal. La velocidad máxima obtenida es  $v_{max} = 0,02247[m/s]$  y se presenta en el centro del canal, la velocidad promedio es  $v_m = 0,009788[m/s]$  y la relación entre las mismas es  $v_{max}/v_m \simeq 2,3$ . A la derecha, en la misma figura, se puede observar el comportamiento periódico del campo de velocidades.

En la figura 7 se muestra el campo de temperatura en una sección transversal del canal para  $t = 60[s]$ .

A continuación, en la figura 8 se presenta la gráfica del comportamiento en el tiempo del factor de decaimiento  $\gamma$ :

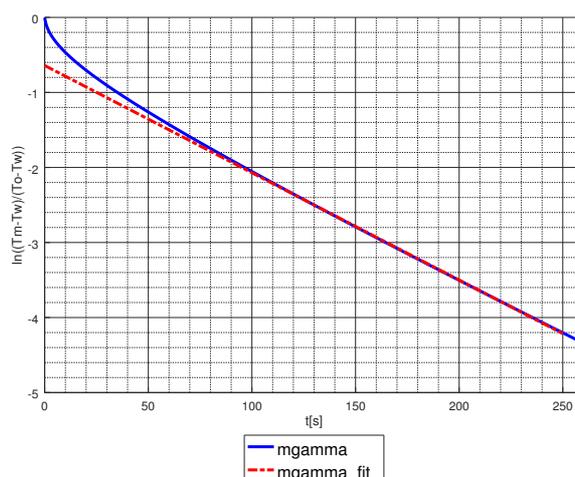


Figura 8: Comportamiento en el tiempo de  $-\gamma t$ .

A los fines de obtener un valor aproximado de  $\gamma$ , se utiliza una regresión lineal, de la cual se obtiene el valor de la pendiente de la recta ( $m_\gamma$ ) que aproxima a la curva, la cual es representada en la figura 8 mediante la línea de trazos roja denominada en la leyenda como `mgamma_fit`. A este caso se lo denomina como  $F_X F_Y 0$  y el valor de la pendiente es  $m_\gamma = 0,014296$ .

En segunda instancia, se proponen diferentes ecuaciones para la fuerza de cuerpo  $\mathbf{b}$  a los fines de generar un flujo secundario. Dicha fuerza es aplicada en una porción de la celda comprendida entre  $Z_{in} + 0,01[m]$  y  $Z_{in} + 0,04[m]$ . La tabla 3 presenta en la segunda columna, las tres componentes de la fuerza de cuerpo para los cinco casos con flujos secundarios analizados en este trabajo, etiquetados según la denominación correspondiente a la primera columna de dicha tabla, así como también, el caso sin flujos secundarios.

Se define  $G_X = \beta G_Z$  y  $G_Y = \beta G_Z$  como las componentes de la fuerza de cuerpo en las direcciones  $X$  e  $Y$ , donde  $\beta = [0,1; 0,3; 0,5; 0,7; 0,9]$  es un factor de escala de la magnitud de dichas fuerzas, mientras que  $X_{cell}$  e  $Y_{cell}$  son las coordenadas  $X$  e  $Y$  del centroide de cada elemento de volumen. Por otro lado, también se computa la potencia transversal ( $P_{XY}$ ) en toda la celda, como un indicador de la potencia  $[W]$  necesaria para generar el correspondiente flujo secundario, cuya expresión viene dada por:

$$P_{XY} = \int_{\Omega_C} (F_X \cdot v_X + F_Y \cdot v_Y) d\Omega_C \quad (9)$$

$$P_Z = \int_{\Omega_C} (F_Z \cdot v_Z) d\Omega_C \quad (10)$$

En base a la potencia transversal ( $P_{XY}$ ) y la potencia axial ( $P_Z$ ) se calcula el valor porcentual ( $P_{rel}$ ) de la potencia aplicada en la dirección transversal con respecto a la potencia total ( $P_T$ ). Esto brinda información de cuanta energía tiene que ser extraída del flujo principal para generar el flujo secundario. Para todos los casos, la potencia axial es  $P_Z = 4,447E - 06[W]$ .

$$P_{rel} = \frac{P_Z}{P_{XY} + P_Z} \cdot 100 \quad (11)$$

Denominación	Componentes del vector $\mathbf{b}$	$\beta$	$P_{XY}[W]$	$m_\gamma$
$KY1PI_C$	$F_X = 0;$ $F_Y = G_Y \cos(\pi Y_{cell}/(W/2));$ $F_Z = G_Z$	0,1	$1,9764E - 09$	$1,5602E - 9$
		0,3	$1,7787E - 08$	$2,1444E - 02$
		0,5	$4,9408E - 08$	$2,5219E - 02$
		0,7	$9,6829E - 08$	$2,6928E - 02$
		0,9	$1,6005E - 07$	$2,7865E - 02$
$KX1PI_C$	$F_X = G_X \cos(\pi X_{cell}/(L/2));$ $F_Y = 0;$ $F_Z = G_Z$	0,1	$2,4337E - 10$	$1,4408E - 02$
		0,3	$2,1903E - 09$	$1,5103E - 02$
		0,5	$6,0841E - 09$	$1,5844E - 02$
		0,7	$1,1925E - 08$	$1,6327E - 02$
		0,9	$1,9711E - 08$	$1,6647E - 02$
$KX2PI_C$	$F_X = G_X \cos(2\pi X_{cell}/(L/2));$ $F_Y = 0;$ $F_Z = G_Z$	0,1	$5,0387E - 10$	$1,4905E - 02$
		0,3	$4,5347E - 09$	$1,5598E - 02$
		0,5	$1,2596E - 08$	$1,5792E - 02$
		0,7	$2,4686E - 08$	$1,5913E - 02$
		0,9	$4,0804E - 08$	$1,6013E - 02$
$KX1PI_S$	$F_X = G_X \sin(\pi X_{cell}/(L/2));$ $F_Y = 0;$ $F_Z = G_Z$	0,1	$2,6296E - 10$	$1,4281E - 02$
		0,3	$2,3667E - 09$	$1,4151E - 02$
		0,5	$6,5738E - 09$	$1,4037E - 02$
		0,7	$1,2884E - 08$	$1,3989E - 02$
		0,9	$2,1298E - 08$	$1,3971E - 02$
$KY1PI_S$	$F_X = 0;$ $F_Y = G_Y \sin(\pi Y_{cell}/(W/2));$ $F_Z = G_Z$	0,1	$3,8576E - 09$	$1,4603E - 02$
		0,3	$3,4716E - 08$	$1,5204E - 02$
		0,5	$9,6423E - 08$	$1,5453E - 02$
		0,7	$1,8896E - 07$	$1,5598E - 02$
		0,9	$3,1230E - 07$	$1,5700E - 02$
$F_X F_Y 0$	$F_X = 0;$ $F_Y = 0;$ $F_Z = G_Z$		0	$1,4296E - 02$

Tabla 3: Influencia de flujos secundarios.

Es claro que, a mayor pendiente  $m_\gamma$ , más rápido decae la temperatura media  $T_m$ , con lo que la transferencia de calor es mayor.

Tanto en la tabla 3 como en la figura 9 se puede observar que el caso denominado  $KX1PI_S$  no mejora la transferencia de calor representada por el parámetro  $m_\gamma$  con respecto al caso sin flujos secundarios ( $F_X F_Y 0$ ), independientemente de la intensidad de dichos flujos y por ende, de la potencia transversal puesta en juego para generarlo. Más aún, la transferencia de calor empeora con el incremento de  $P_{XY}$ . Los casos  $KX2PI_C$  y  $KY1PI_S$  presentan un comportamiento bastante similar en cuanto a la mejora del factor de decaimiento, pero el  $KY1PI_S$  demanda una potencia por unidad de volumen que es un orden de magnitud

mayor que el primero para lograr la misma mejoría. De esta manera, de ambos resulta más beneficioso el modo  $KX2PI_C$ . Luego, el caso  $KX1PI_C$  presenta un mejoramiento respecto del factor  $\gamma$  inferior que el  $KX2PI_C$  para valores de  $P_{XY}$  inferiores a  $\simeq 6E - 8$ , pero para valores superiores de  $P_{XY}$  es mejor que el mismo. Finalmente, el caso  $KY1PI_C$  permite incrementar notablemente el factor  $\gamma$  respecto de los demás casos, para el mismo rango de potencia requerida. Al cociente entre el factor  $m_\gamma$  para cada caso y  $m_\gamma$  para el caso  $(F_X F_Y 0)$  se lo denomina factor de mejora ( $FM$ ):

$$FM = \frac{m_\gamma}{m_{\gamma F_X F_Y 0}} \tag{12}$$

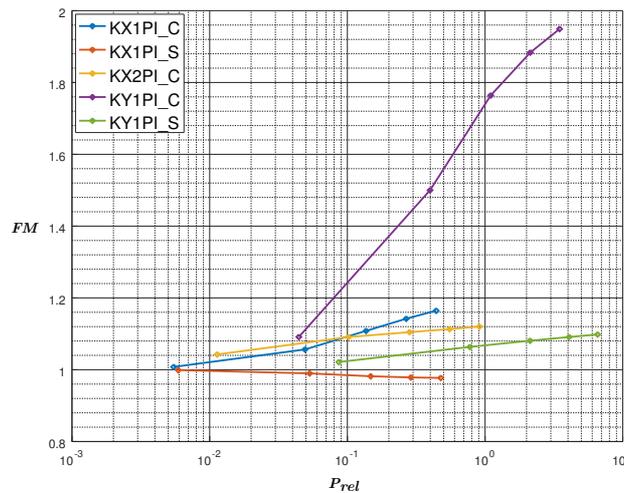


Figura 9: Porcentaje de potencia requerida vs factor de mejora.

Por otro lado, puede observarse que, para un mismo caso, incrementar mucho la intensidad de los flujos secundarios no ocasiona un aumento proporcional del factor de decaimiento. La mayor ganancia se presenta para valores intermedios del factor  $\beta$  y luego esta decae.

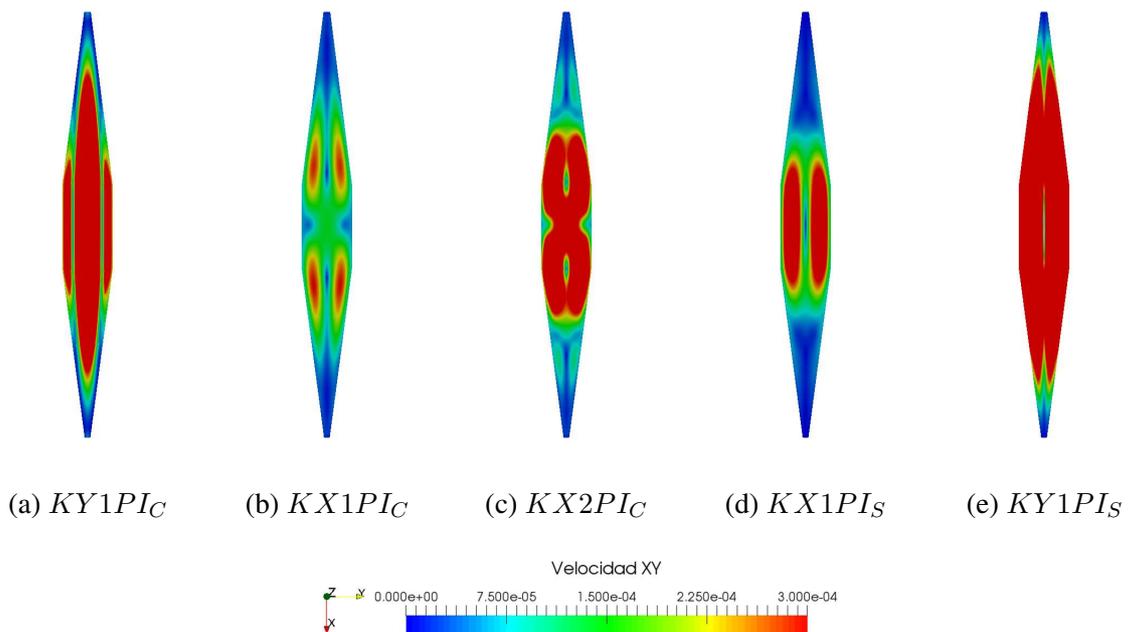


Figura 10: Campo de velocidad en el plano  $XY$  en una sección transversal de la celda.

En las figuras 10a, 10b, 10c, 10d y 10e se presentan los respectivos campos de velocidad (magnitud de las componentes  $X$  y  $Y$ ) en una sección transversal de la celda para los cinco casos para  $\beta = 0,5$ .

Análogamente, las figuras 11a, 11b, 11c, 11d y 11e muestran los sentidos de circulación del flujo secundario en cada caso, representados por los vectores velocidad.

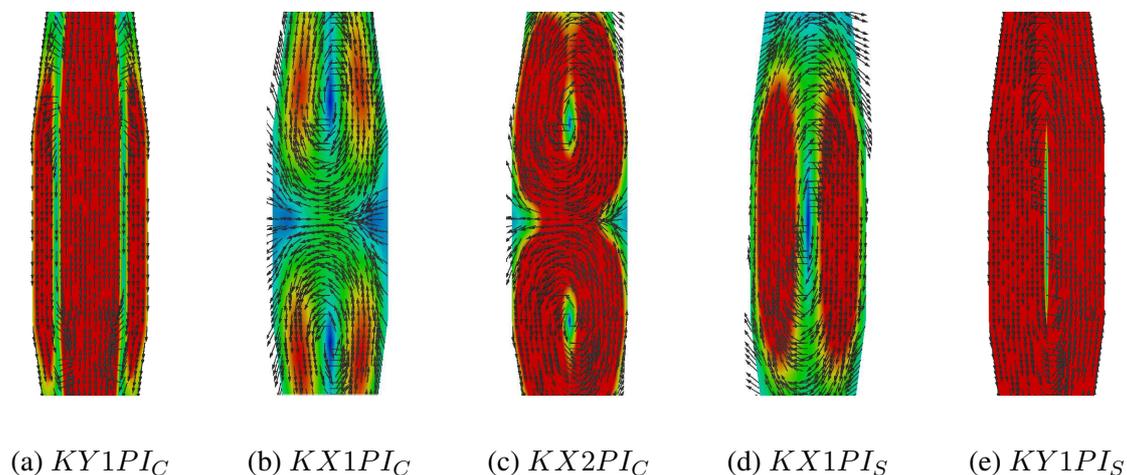


Figura 11: Campo de velocidad en el plano  $XY$  (vectores) en una sección transversal de la celda.

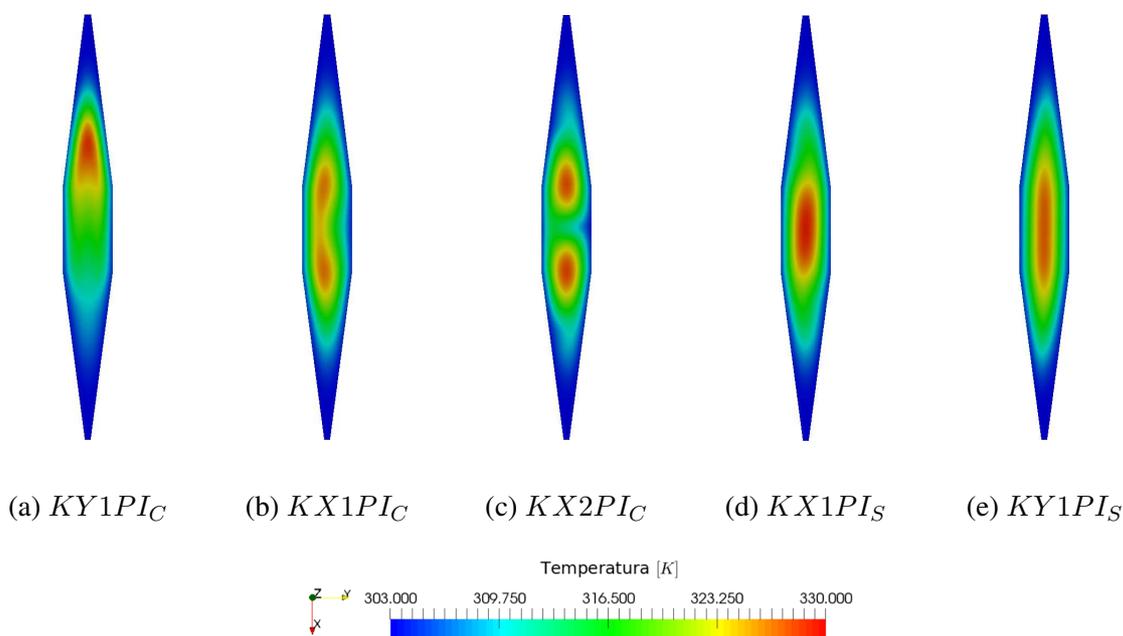


Figura 12: Campo de temperatura en una sección transversal de la celda para  $t = 60[s]$ .

Comparando las figuras 12d y 7, se puede observar con mayor claridad por qué el caso  $KX1PI_S$  desmejora el coeficiente  $m_\gamma$ , esto se debe a que el flujo secundario producido recircula alrededor del núcleo caliente en el centro del canal, confinándolo y produciendo una disminución de la transferencia de calor. De las figuras anteriores, puede observarse que los flujos transversales que rompen o dividen el núcleo caliente (véase las Fig. 12a, 12b y 12c) son los más beneficiosos, ya que son los que acortan el tiempo en el cual el aceite más caliente llega

a los contornos del canal. Para el caso  $KY1PI_S$  (véase las Fig. 12e) se observa que los campos de temperatura son bastante similares a los de el caso  $F_X F_Y 0$  (véase las Fig. 7), produciendo un efecto prácticamente despreciable sobre el núcleo caliente.

El costo computacional es de aproximadamente dos horas reloj para resolver cada uno de los casos, utilizando una pc equipada con un procesador Intel® Core™ i7-6700K CPU @ 4.00GHz, 64214 MB de memoria ram DDR4 2133 MHz utilizando 3 cores del procesadores.

#### 4. CONCLUSIONES

En este trabajo se utilizaron condiciones de borde periódicas en el flujo de aceite para poder analizar sólo una porción de longitud reducida del canal de refrigeración de un radiador. Dicha metodología se muestra beneficiosa a los fines de disminuir el costo computacional de las simulaciones por CFD si se la compara con aquella que contempla el canal de aceite en toda su longitud. Bajo esta metodología, el valor del factor de decaimiento  $\gamma$  es un parámetro representativo de los fenómenos de transferencia de calor y de la fluido-dinámica.

Introduciendo en la ecuación de momento fuerzas de cuerpo transversales a la dirección principal del flujo, es posible modificar el comportamiento del mismo en un región del canal. Esto permite analizar distintas configuraciones del flujo en dicha celda o región, a los fines de maximizar la transferencia de calor. Por otro lado, la potencia por unidad de volumen integrada en la celda permite analizar cuál de los flujos requiere mayor potencia para ser generado. Esto, junto con la tasa de decaimiento de la temperatura media en la celda permite concluir que el modo  $KY1PI_C$  es el más beneficioso.

Como trabajos a futuro, se continuará analizando con la misma metodología otros flujos secundarios, para luego diseñar dispositivos mezcladores pasivos que sean capaces de generar los mismos.

#### AGRADECIMIENTOS

Este trabajo ha recibido aporte financiero del Consejo Nacional de Investigaciones Científicas y Técnicas (CONICET, Argentina, grant PIP 11220150100588CO), Agencia Nacional de Promoción Científica y Tecnológica (ANPCyT, Argentina, grants PICT 2660-14, PICT-2015-2904, PICT-2016-0708), y Red CYTED 2015 CAD-ING 516RT0512.

Este trabajo ha sido realizado mediante el uso de software de *Free Software Foundation/GNU-Project* como GNU-Linux OS, GNU-GCC, GNU-Octave, así como otros recursos de código abierto (Open Source) tales como Para-View,  $\text{\LaTeX}$ , *Code\_Saturne* y SALOME.

#### REFERENCIAS

- Archambeau F., Méchitoua N., y Sakiz M. *Code Saturne: a finite volume code for the computation of turbulent incompressible flows—industrial applications*. Int. J. Finite Vol. 1(1), 1–62. ISSN 1634(0655), 2004.
- Córdoba P.A., Silin N., Osorio D., y Dari E. An experimental study of natural convection in a distribution transformer slice model. *International Journal of Thermal Sciences*, 129:94–105, 2018.
- Ferziger J. y Peric M. *Computational Methods for Fluid Dynamics*. Springer International Publishing, 2002.
- Garelli L., Ríos Rodríguez G., Storti M., Granata D., Amadei M., y Rossetti M. Reduced model

- for the thermo-fluid dynamic analysis of a power transformer radiator working in onaf mode. *Applied Thermal Engineering*, 124:855–864, 2017.
- IEC-60076-7:2018. Power transformers - part 7: Loading guide for mineral-oil-immersed power transformers. *International Electrotechnical Commission*, 2018.
- IEEE-C57.91-2011. Guide for loading mineral-oil-immersed transformers and step-voltage regulators. *Institute of Electrical and Electronics Engineers*, 2012.
- Moukalled F., Mangani L., y Darwish M. *The Finite Volume Method in Computational Fluid Dynamics: An Advanced Introduction with OpenFOAM® and Matlab*. Springer International Publishing, 2015.
- Paramane S.B., Van der Veken W., y Sharma A. A coupled internal-external flow and conjugate heat transfer simulations and experiments on radiators of a transformer. *Applied Thermal Engineering*, 103:961–970, 2016.
- Ríos Rodríguez G., Garelli L., Storti M., Granata D., Amadei M., y Rossetti M. Numerical and experimental thermo-fluid dynamic analysis of a power transformer working in onaf mode. *Applied Thermal Engineering*, 112:1271–1280, 2017.
- Sorgic M. y Radakovic Z. Oil-forced versus oil-directed cooling of power transformers. *IEEE Transactions on Power Delivery*, 25:2590–2598, 2010.
- Thakore D.A. *Finite Element Analysis Using Open Source Software*. Int. J. Finite Vol. 1(1), 1–62. ISSN 1634(0655), 2da edición, 2014.
- Weinländer A., Wu W., Tenbohlen S., y Wang Z. Prediction of the oil flow distribution in oil-immersed transformer windings by network modelling and computational fluid dynamics. *IET Electric Power Applications*, 6:82–90, 2012.
- Yatsevsky V.A. Hydrodynamics and heat transfer in cooling channels of oil-filled power transformers with multicoil windings. *Applied Thermal Engineering*, 63:347–353, 2014.
- Zhang C., Wang D., Ren K., Han Y., Zhu Y., Peng X., Deng J., y Zhang X. A comparative review of self-rotating and stationary twisted tape inserts in heat exchanger. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 53:433–449, 2016.
- Zhang X., Wang Z., y Liu Q. Interpretation of hot spot factor for transformers in od cooling modes. *IEEE Transactions on Power Delivery*, 33:1071–1080, 2018.