

UNIVERSIDAD NACIONAL DEL LITORAL



Desarrollo de estrategias y algoritmos de cálculo de alto desempeño para la resolución de problemas acoplados termo-fluido dinámicos de gran escala

Ing. Jonathán Jesús Dorella

FICH

FACULTAD DE INGENIERÍA
Y CIENCIAS HÍDRICAS

INTEC

INSTITUTO DE DESARROLLO TECNOLÓGICO
PARA LA INDUSTRIA QUÍMICA

CIMEC

CENTRO DE INVESTIGACIÓN
DE MÉTODOS COMPUTACIONALES

$\text{sinc}(i)$

INSTITUTO DE INVESTIGACIÓN EN SEÑALES,
SISTEMAS E INTELIGENCIA COMPUTACIONAL

Tesis de Doctorado 2024



UNIVERSIDAD NACIONAL DEL LITORAL

Facultad de Ingeniería y Ciencias Hídricas

Instituto de Desarrollo Tecnológico para la Industria Química

Centro de Investigación de Métodos Computacionales

Instituto de Investigación en Señales, Sistemas e Inteligencia Computacional

Desarrollo de estrategias y algoritmos de cálculo de alto desempeño para la resolución de problemas acoplados termo-fluido dinámicos de gran escala

Ing. Jonathán Jesús Dorella

Tesis remitida al Comité Académico del Doctorado

como parte de los requisitos para la obtención

del grado de

DOCTOR EN INGENIERÍA

Mención Mecánica Computacional

de la

UNIVERSIDAD NACIONAL DEL LITORAL

2024

Secretaría de Posgrado, Facultad de Ingeniería y Ciencias Hídricas, Ciudad Universitaria,
Paraje "El Pozo", S3000, Santa Fe, Argentina.



UNIVERSIDAD NACIONAL DEL LITORAL

Facultad de Ingeniería y Ciencias Hídricas

Instituto de Desarrollo Tecnológico para la Industria Química

Centro de Investigación de Métodos Computacionales

Instituto de Investigación en Señales, Sistemas e Inteligencia Computacional

Desarrollo de estrategias y algoritmos de cálculo de alto desempeño para la resolución de problemas acoplados termo-fluido dinámicos de gran escala

Ing. Jonathán Jesús Dorella

Lugar de trabajo:

CIMEC

Centro de Investigación de Métodos Computacionales

Facultad de Ingeniería y Ciencias Hídricas

Universidad Nacional del Litoral

Director:

Dr. Gustavo A. Ríos Rodríguez

CIMEC-UNL-CONICET

Co-director:

Dr. Mario A. Storti

CIMEC-UNL-CONICET

Jurado Evaluador:

Dr. Sergio A. Elaskar

UNC-CONICET

Dr. César A. Aguirre

UNER-CONICET

Dr. Ezequiel J. López

UNComahue-CONICET

2024



ACTA DE EVALUACIÓN DE TESIS DE DOCTORADO

En la sede de la Facultad de Ingeniería y Ciencias Hídricas de la Universidad Nacional del Litoral, a los veinte días del mes de mayo del año dos mil veinticuatro, se reúnen en forma online sincrónica los miembros del Jurado designado para la evaluación de la Tesis de Doctorado en Ingeniería, Mención Mecánica Computacional, titulada ***“Desarrollo de estrategias y algoritmos de cálculo de alto desempeño para la resolución de problemas acoplados termo-fluido dinámicos de gran escala”***, desarrollada por el Ing. Jonathan Jesús DORELLA, DNI N° 32.833.103, bajo la dirección del Dr. Gustavo Ríos Rodríguez y la codirección del Dr. Mario Storti. Ellos son: Dr. Sergio Elaskar, el Dr. César Aguirre, y el Dr. Ezequiel López.-----

La Presentación oral y defensa de la Tesis se efectúa bajo la modalidad online sincrónica según lo establecido por Resolución CS N° 382/21.

Luego de escuchar la Defensa Pública y de evaluar la Tesis, el Jurado considera:

Que

La investigación incluida en el manuscrito es un aporte original al conocimiento al proponer y desarrollar metodologías de trabajo junto con algoritmos que son aplicados en fenómenos de acoplamiento fluido-termodinámico.

La Tesis Doctoral posee cinco capítulos y está bien organizada. La presentación ha sido clara y adecuadamente expuesta.

El doctorando demostró solvencia en las respuestas a las preguntas del Jurado.

Por lo tanto, el Jurado resuelve aprobar la Tesis con calificación 10 (diez) Sobresaliente.

Sin más, se da por finalizado el Acto Académico con la firma de los miembros del Jurado al pie de la presente. -----

Dr. Sergio Elaskar

Dr. César Aguirre

Dr. Ezequiel López



Universidad Nacional del Litoral

Facultad de Ingeniería y
Ciencias Hídricas

Secretaría de Posgrado

Ciudad Universitaria

C.C. 217

Ruta Nacional N° 168 - Km. 472,4
(3000) Santa Fe

Tel: (54) (0342) 4575 229

Fax: (54) (0342) 4575 224

E-mail: posgrado@fich.unl.edu.ar



UNIVERSIDAD NACIONAL DEL LITORAL
Facultad de Ingeniería y Ciencias Hídricas

Santa Fe, 20 de mayo de 2024.

Como miembros del Jurado Evaluador de la Tesis de Doctorado en Ingeniería titulada *“Desarrollo de estrategias y algoritmos de cálculo de alto desempeño para la resolución de problemas acoplados termo-fluido dinámicos de gran escala”*, desarrollada por el Ing. Jonathan Jesús DORELLA, en el marco de la Mención “Mecánica Computacional”, certificamos que hemos evaluado la Tesis y recomendamos que sea aceptada como parte de los requisitos para la obtención del título de Doctor en Ingeniería.

La aprobación final de esta disertación estará condicionada a la presentación de dos copias encuadradas de la versión final de la Tesis ante el Comité Académico del Doctorado en Ingeniería.

Dr. Sergio Elaskar

Dr. César Aguirre

Dr. Ezequiel López

Santa Fe, 20 de mayo de 2024.

Certifico haber leído la Tesis, preparada bajo mi dirección en el marco de la Mención “Mecánica Computacional” y recomiendo que sea aceptada como parte de los requisitos para la obtención del título de Doctor en Ingeniería.

.....
Dr. Mario Alberto Storti
Codirector de Tesis

.....
Dr. Gustavo Ríos Rodríguez
Director de Tesis



Universidad Nacional del Litoral
Facultad de Ingeniería y
Ciencias Hídricas

Secretaría de Posgrado

Ciudad Universitaria
C.C. 217
Ruta Nacional N° 168 – Km. 472,4
(3000) Santa Fe
Tel: (54) (0342) 4575 229
Fax: (54) (0342) 4575 224
E-mail: posgrado@fich.unl.edu.ar

Declaración legal del autor

Esta Tesis ha sido remitida a la Facultad de Ingeniería y Ciencias Hídricas, Universidad Nacional del Litoral, como parte de los requisitos para la obtención del grado de Doctor en Ingeniería. La misma estará disponible en la Biblioteca de la Facultad de Ingeniería y Ciencias Hídricas bajo las condiciones estipuladas por el reglamento de dicha biblioteca.

Citaciones breves de esta disertación son permitidas sin la necesidad de un permiso especial, en la suposición de que la fuente sea correctamente citada. Solicitudes de permiso para una citación extendida o para la reproducción de este manuscrito en un todo o en parte serán exigidas por el portador legal del derecho de propiedad intelectual de la misma.

Jonathán Jesús Dorella

Dedicatoria

Quiero dedicar este trabajo a todas las personas que me han acompañado en este apasionante viaje académico y personal.

A mis amigos y amigas del CIMEC, especialmente a aquellos de la oficina 66, quienes me han brindado su ayuda incondicional durante todos estos años. Su compañerismo y apoyo han sido fundamentales.

Mi reconocimiento se extiende a mis directores, profesores y a todo el personal del CIMEC que me han inspirado y compartido valiosos conocimientos a lo largo de mi formación académica.

Un agradecimiento especial a mis amigos Bruno y Alejandro, con quienes hemos compartido experiencias de trabajo y crecimiento a lo largo de este camino.

Además, expreso mi más sincero agradecimiento al Consejo Nacional de Investigaciones Científicas y Técnicas (CONICET) y a la Agencia Nacional de Promoción Científica y Tecnológica (ANPCyT) por financiar mi investigación. También quiero agradecer al Centro de Investigación en Métodos Computacionales (CIMEC) por brindarme un lugar de trabajo para desarrollar las labores correspondientes y a la Universidad Nacional del Litoral (UNL), donde realicé mi doctorado. Mi reconocimiento se extiende a todas las argentinas y argentinos que trabajan incansablemente para hacer de la educación en Argentina un derecho público y gratuito.

Un agradecimiento especial también es dado a toda la comunidad de software libre, que me ha provisto de incontables herramientas que utilicé en el desarrollo de esta Tesis y que utilizo a diario.

Quiero expresar mi más sincero agradecimiento a mi familia y amigos por su inquebrantable apoyo y amor incondicional. Gracias por estar siempre a mi lado, alentándome en cada paso que daba y brindándome las herramientas necesarias para alcanzar mis metas. Sin ustedes, este logro no sería posible.

Quiero extender mi gratitud a mi madre Beatriz y a mi padre Jorge, quienes me incentivaron a formarme y perseguir lo que realmente me apasiona, y a mi hermano Brian, quien ha sido un apoyo constante en mi camino. También, quiero agradecer a mi compañera y amor de la vida, Florencia, por estar presente en cada etapa y por su inquebrantable apoyo.

Resumen

El presente trabajo de investigación se centra en el desarrollo de estrategias y algoritmos para la resolución de problemas acoplados termo-fluido dinámicos mediante la aplicación de la técnica de dinámica de fluidos computacional (CFD por sus siglas en inglés *Computational Fluid Dynamics*), utilizando el método de volúmenes finitos (*Finite Volume Method*, FVM) y técnicas de cálculo de alto rendimiento (*High-performance computing*, HPC). La aplicación tecnológica de dichos algoritmos se orienta hacia la mejora del desempeño térmico y fluido dinámico de un radiador de transformador de potencia, específicamente durante su funcionamiento en modo ONAN (por *Oil-Natural, Air-Natural*), es decir que tanto la circulación del aire entre las aletas del radiador como la circulación del aceite en los conductos de refrigeración se dan por convección natural.

Los transformadores de potencia son elementos fundamentales en una red eléctrica, permitiendo la transmisión eficiente de energía eléctrica a lo largo de largas distancias y su transformación a diferentes niveles de tensión. El correcto funcionamiento de estos equipos es esencial para garantizar la confiabilidad y estabilidad del suministro eléctrico en la sociedad moderna.

El radiador de un transformador de potencia, de gran altura pero con dimensiones reducidas para la circulación de aire y aceite, presenta desafíos computacionales significativos debido a la necesidad de generar mallas con una gran cantidad de celdas para una precisión adecuada. Este requisito de alta resolución conduce a un excesivo tiempo de cómputo, lo que hace impracticable buscar mejoras y proponer soluciones ingenieriles convencionales.

Sin embargo, las estrategias y algoritmos desarrollados en esta investigación no solo son aplicables a los radiadores de transformadores eléctricos de potencia, sino que también tienen potencial en otras situaciones que involucren el fenómeno de transferencia de calor y geometrías con altas relaciones de aspecto, donde se requiera un análisis detallado de la interacción entre el calor y el flujo de fluidos. Esta amplia gama de aplicaciones abarca desde el sector eléctrico hasta otros campos industriales y ambientales, donde comprender en detalle la transferencia de calor y el comportamiento del flujo de fluidos es esencial.

Para abordar estos desafíos, se proponen diversas estrategias y metodologías, que incluyen el tratamiento con condiciones periódicas, la implementación de fuerzas de cuerpo, la aplicación de la ley de porosidad, con el objetivo de analizar dos interfaces clave: la interfase entre la chapa del radiador y el aceite interno, y la interfase entre la chapa y el aire circulante externo. Se exploran aplicaciones prácticas, como la implementación de generadores de vórtices para la interfaz del aire y la utilización de indentaciones (estampado) en la chapa para la interfaz del aceite.

Los resultados obtenidos a partir de estas propuestas se han publicado en revistas especializadas, demostrando mejoras significativas en el desempeño térmico del radiador del transformador de potencia. Además, las soluciones propuestas no presentarían obstáculos significativos ni acarrearían costos excesivos adicionales en el proceso de fabricación de los radiadores. Esta afirmación se basa en la simplicidad geométrica de las soluciones y se respalda por consideraciones de ingeniería.

Esta tesis presenta una contribución significativa tanto desde una perspectiva de ingeniería

práctica como en el desarrollo de estrategias numéricas avanzadas. Las estrategias propuestas, como el tratamiento de condiciones de borde periódicas con un factor de decaimiento adaptado a geometrías con alta relación de aspecto, la implementación de mallas embebidas y la inclusión de términos fuente en las ecuaciones de momento de Navier-Stokes, se han demostrado altamente efectivas en la resolución de problemas termo-fluido dinámicos en radiadores de transformadores de potencia. Estas estrategias ofrecen ventajas cuantificables, como la reducción significativa del tiempo de cálculo, un uso más eficiente de los recursos computacionales y la capacidad de predecir flujos secundarios. Esto hace que sea viable explorar y proponer soluciones ingenieriles con un enfoque más rápido y preciso.

Además, es importante destacar que todas estas estrategias se implementaron en el software *Code_Saturne*, una plataforma de código abierto y licencia GNU-LGPL, lo que significa que están disponibles para la comunidad científica e industrial. Los detalles completos sobre la implementación y programación de estas estrategias se encuentran en la documentación del software, permitiendo su replicación y utilización por parte de otros investigadores y profesionales del campo. Esta accesibilidad y su demostrada eficacia hacen que estas estrategias sean valiosas contribuciones al avance de la simulación termo-fluido dinámica y la ingeniería de sistemas de enfriamiento.

Abstract

The present research work focuses on the development of strategies and algorithms for solving coupled thermo-fluid dynamic problems using the Computational Fluid Dynamics (CFD) technique, employing the Finite Volume Method (FVM) and high-performance computing (HPC) techniques. The technological application of these algorithms is aimed at improving the thermal and fluid dynamic performance of a power transformer radiator, specifically during its operation in ONAN mode (Oil-Natural Air-Natural), meaning that both the air circulation between the radiator fins and the oil circulation in the cooling ducts occur by natural convection.

Power transformers are fundamental elements in an electrical network, allowing efficient transmission of electrical energy over long distances and its transformation to different voltage levels. The proper functioning of these equipment is essential to ensure the reliability and stability of the electrical supply in modern society.

The power transformer radiator, which is tall but has reduced dimensions for air and oil circulation, presents significant computational challenges due to the need to generate grids with a large number of cells for adequate accuracy. This high-resolution requirement leads to excessive computation time, making it impractical to seek improvements and propose conventional engineering solutions.

However, the strategies and algorithms developed in this research are not only applicable to power electrical transformer radiators but also have potential in other situations involving the heat transfer phenomenon and geometries with high aspect ratios, where a detailed analysis of the interaction between heat and fluid flow is required. This wide range of applications spans from the electrical sector to other industrial and environmental fields, where a detailed understanding of heat transfer and fluid flow behavior is essential.

To address these challenges, various strategies and methodologies are proposed, including treatment with periodic boundary conditions, the implementation of body forces, and the application of the porosity law, with the aim of analyzing two key interfaces: the interface between the radiator plate and the internal oil, and the interface between the plate and the external circulating air. Practical applications are explored, such as the implementation of vortex generators for the air interface and the use of indentations (stamping) on the plate for the oil interface.

The results obtained from these proposals have been published in specialized journals, demonstrating significant improvements in both the thermal performance of the power transformer radiator. Furthermore, the proposed solutions would not present significant obstacles or incur excessive additional costs in the radiator manufacturing process. This assertion is based on the geometric simplicity of the solutions and is supported by engineering considerations.

This thesis presents a significant contribution from both a practical engineering perspective and in the development of advanced numerical strategies. The proposed strategies, such as the treatment of periodic boundary conditions with an adapted decay factor for high aspect ratio geometries, the implementation of embedded meshes, and the inclusion of source terms in the

Navier-Stokes momentum equations, have proven highly effective in solving thermo-fluid dynamic problems in power transformer radiators. These strategies offer quantifiable advantages, such as a significant reduction in calculation time, more efficient use of computational resources, and the ability to predict secondary flows. This makes it feasible to explore and propose engineering solutions with a faster and more precise approach.

Furthermore, it is important to note that all of these strategies were implemented in the *Code_Saturne* software, an open-source platform under the GNU-LGPL license, which means they are available to the scientific and industrial community. Complete details on the implementation and programming of these strategies can be found in the software documentation, enabling replication and use by other researchers and professionals in the field. This accessibility and demonstrated effectiveness make these strategies valuable contributions to the advancement of thermo-fluid dynamic simulation and cooling system engineering.

Índice general

1. Introducción	1
1.1. Motivación	1
1.1.1. ¿Qué es un transformador eléctrico?	6
1.1.2. Energía eólica y solar, variación de la demanda y de la generación	13
1.1.3. Subestaciones transformadoras eléctricas y el espacio físico	16
1.1.4. Necesidades detectadas	18
1.2. Hipótesis y objetivos	18
1.2.1. Objetivo general	19
1.2.2. Objetivos particulares	19
1.3. Estructura de la Tesis	19
1.4. Publicaciones	20
1.4.1. Publicaciones en revistas	20
1.4.2. Publicaciones en revistas derivadas del doctorado	20
1.4.3. Publicaciones en congresos	20
1.4.4. Publicaciones en congresos derivadas del doctorado	21
1.4.5. Presentaciones en congresos	21
2. Generadores de Vórtices	23
2.1. Introducción y Revisión del Estado del Arte	23
2.2. Generador de Vórtice tipo ala delta	27
2.2.1. Modelo Numérico	27
2.2.2. Análisis de la configuración y zona de influencia del GVDW	32
2.2.3. Conclusión	39
2.3. Resumen de publicación derivada	39
2.3.1. Conclusión	44
3. Optimización paramétrica de un Generador de Vórtices	45
3.1. Revisión del Estado del Arte	45
3.2. Optimización de Generadores de Vórtices	52
3.2.1. Análisis de convergencia de la malla	54
3.2.2. Validación	58
3.3. Metodología de optimización	60
3.3.1. Optimizador ALPSO	61
3.3.2. Parámetros del optimizador	61
3.3.3. Optimización del GV tipo ala delta	63
3.3.4. Optimización del GV curvo	67

3.4. Conclusiones	79
3.5. Investigaciones futuras	80
4. Análisis con condiciones periódicas	81
4.1. Introducción y Revisión del Estado del Arte	81
4.2. Flujos secundarios a partir de fuerzas de cuerpo	84
4.2.1. Propiedades del aceite	87
4.2.2. Análisis de convergencia y calidad de la malla	88
4.2.3. Validación y caso de referencia	89
4.3. Flujos secundarios con ley de Darcy-Forchheimer	95
4.4. Generación de flujos secundarios con turbuladores	103
4.5. Generación de flujos secundarios con indentaciones	105
4.6. Costo computacional	108
4.7. Conclusión	108
4.8. Investigaciones futuras	109
5. Conclusiones	111

Índice de figuras

2.1. Vórtices contrarrotatorios generados por un avión al despegar y/o aterrizar. . . .	24
2.2. Generadores de vórtices instalados en el ala de un avión.	24
2.3. Generadores de vórtices aplicados en un auto de Fórmula 1.	25
2.4. Distintos generadores de vórtices y sus correspondientes definiciones geométricas.	25
2.5. Dominio computacional y parámetros geométricos del GVDW.	28
2.6. Análisis de convergencia en malla	31
2.7. Influencia del despeje del GVDW sobre la transferencia de calor para distintos ángulos de ataque.	32
2.8. Campo de movimiento producido por el GVDW. Líneas de corriente coloreadas según magnitud de la velocidad.	33
2.9. Imagen de planos perpendiculares equidistantes del campo de velocidad producido por el GVDW.	34
2.10. Imagen de los planos perpendiculares equidistantes del campo de temperatura producidos por la interacción con el GVDW.	35
2.11. Flujo de calor entre las placas planas $[W/m^2]$	36
2.12. Posiciones para graficar el flujo de calor en la dirección longitudinal (eje X) . . .	36
2.13. Gráfica del flujo de calor para las distintas posiciones en la dirección longitudinal (eje X)	37
2.14. Posiciones para graficar el flujo de calor en la dirección transversal (eje Y). . . .	38
2.15. Gráfica del flujo de calor para las distintas posiciones en la dirección transversal (eje Y).	38
2.16. Flujo de calor para la región de influencia óptima.	39
2.17. Distribución local del número de Nusselt para las distintas mallas.	40
2.18. Nu calculado sin GVDW (izquierda) y con un GVDW (centro). Relativo (Nu/Nu_0) (derecha).	41
2.19. Indicador TEF para distintas configuraciones (AoA y d) del GVDW y velocidades de ingreso.	41
2.20. Dibujo esquemático de un radiador (paquete de 26 paneles) y el canal (cada panel esta constituido por 6 canales) para un transformador de potencia.	42
2.21. Esquema de la superficie del radiador de un transformador de potencia con arreglo de GVDWs.	42
2.22. Coeficiente de intercambio de calor del panel del radiador con el arreglo de GVDWs.	43
3.1. Distintos GVs. Figura extraída de [98].	47
3.2. Distintas geometrías de GVs obtenidas a partir del GV rectangular A. Figura extraída de [51].	48

3.3. GV tipo winglet plano, cóncavo y convexo. Figura extraída de [106].	49
3.4. Representación del dominio computacional para el análisis de convergencia en malla.	55
3.5. Comparación del Nusselt local computado para las distintas mallas con aquel obtenido mediante la correlación de Stephan [82].	56
3.6. Vista 3D de la sección transversal de la malla seleccionada M3. Las placas poseen un nivel de refinamiento mayor al igual que la zona donde se alojará el GV.	58
3.7. Distribución del campo de temperatura para el caso de validación.	58
3.8. Distribución del campo de velocidades para el caso de validación.	58
3.9. Distribución del campo de la vorticidad para el caso de validación.	59
3.10. Distribución del criterio Q para el caso de validación.	59
3.11. Distribución de Nusselt para el caso de validación.	60
3.12. Diagrama de flujo del esquema de optimización	61
3.13. Representación del dominio computacional con el GV tipo ala delta	63
3.14. Número de variables de diseño y función objetivo (TEF) para el GV tipo ala delta.	64
3.15. Vistas del GV tipo ala delta óptimo (las imágenes no están a escala).	64
3.16. Distribución del campo de temperatura para el GV plano optimizado.	65
3.17. Distribución del campo de velocidades para el GV plano optimizado.	65
3.18. Distribución del campo de la vorticidad para el GV plano optimizado.	65
3.19. Distribución del criterio Q para el GV plano optimizado.	66
3.20. Distribución de Nusselt para el GV plano óptimo.	66
3.21. Vista superior de líneas de flujo sobre el GV plano óptimo coloreadas según magnitud de la velocidad.	67
3.22. Vista posterior de líneas de flujo sobre el GV plano óptimo coloreadas según magnitud de la velocidad.	67
3.23. Vista lateral de líneas de flujo sobre el GV plano óptimo coloreadas según magnitud de la velocidad.	67
3.24. Representación del dominio computacional con el GV curvo.	69
3.25. Esquema de los tres puntos de control para la curva Bézier de segundo orden.	69
3.26. Imagen de un GV cóncavo (color violeta) y el mismo GV pero convexo (color oliva).	70
3.27. Importancia de los diferentes tipos de curvas.	70
3.28. Número de variables de diseño y función objetivo (TEF) para el GV convexo.	71
3.29. Vistas para el GV convexo óptimo (las imágenes no están a escala).	71
3.30. Distribución del campo de temperatura para el GV convexo optimizado.	71
3.31. Distribución del campo de velocidad para el GV convexo optimizado.	72
3.32. Distribución del campo de la vorticidad para el GV convexo optimizado.	72
3.33. Distribución del criterio Q para el GV convexo optimizado.	72
3.34. Distribución de Nusselt para el GV convexo óptimo.	73
3.35. Vista superior de líneas de flujo sobre el GV convexo óptimo coloreadas según magnitud de la velocidad.	73
3.36. Vista posterior de líneas de flujo sobre el GV convexo óptimo coloreadas según magnitud de la velocidad.	74

3.37. Vista lateral de líneas de flujo sobre el GV convexo óptimo coloreadas según magnitud de la velocidad.	74
3.38. Número de variables de diseño y función objetivo (TEF) para el GV cóncavo. . .	75
3.39. Vistas para el GV cóncavo óptimo (las imágenes no están a escala).	75
3.40. Distribución del campo de temperatura para el GV cóncavo optimizado.	76
3.41. Distribución del campo de velocidad para el GV cóncavo optimizado.	76
3.42. Distribución del campo de la vorticidad para el GV cóncavo optimizado.	76
3.43. Distribución del criterio Q para el GV cóncavo optimizado.	77
3.44. Distribución de Nusselt para el GV cóncavo óptimo.	77
3.45. Vista superior de líneas de flujo sobre el GV cóncavo óptimo coloreadas según magnitud de la velocidad.	77
3.46. Vista posterior de líneas de flujo sobre el GV cóncavo óptimo coloreadas según magnitud de la velocidad.	78
3.47. Vista lateral de líneas de flujo sobre el GV cóncavo óptimo coloreadas según magnitud de la velocidad.	78
4.1. Diferentes tipos de turbuladores.	81
4.2. Diferentes tipos de indentaciones.	82
4.3. Imagen de turbuladores rectangulares dentro del canal de refrigeración de una turbina de gas. (Imagen tomada de [151, 152].)	82
4.4. Esquema descriptivo del radiador y sección transversal del canal de aceite.	84
4.5. Representación de una <i>celdaP</i> con condiciones de contorno periódicas. Se emplean fuerzas de cuerpo en lugar de turbuladores.	85
4.6. Vista isométrica de la malla utilizada para las simulaciones numéricas. También se puede observar una vista detallada de una esquina de la malla del canal.	89
4.7. Campo de la velocidad con condiciones periódicas para el caso de referencia. . . .	90
4.8. Campo de la temperatura para $t = 60[s]$ en la sección central del canal para el caso de referencia.	90
4.9. Comportamiento en el tiempo del parámetro γt	91
4.10. Campos de velocidad transversal para $\lambda = 1.0$ en la sección media de la celda para los casos representados en la tabla 4.4. En la vista de acercamiento se pueden observar los vectores del campo de velocidad.	93
4.11. Campo de temperatura en la sección media de la <i>celdaP</i> para $t = 60[s]$ y $\lambda = 1$ para los casos representativos mostrados en la tabla. 4.4.	94
4.12. Dimensiones principales para los casos (E1), (E2) y (E3) mostrados en la tabla 4.5. . .	97
4.13. Dimensiones principales para los casos (E4), (E5) y (E6) mostrados en la tabla 4.5. . .	97
4.14. Dimensiones principales para los casos (E7), (E8) y (E9) mostrados en la tabla 4.5. . .	97
4.15. Dimensiones principales para los casos (E10), (E11) mostrados en la tabla 4.5. . .	98
4.16. Campo de velocidad para caso Id (E1): (lado derecho) la sección media longitudinal, (lado izquierdo) cortes normales al eje X de la <i>celdaP</i> para $\lambda = 1$	98

4.17. Campo de velocidad para caso Id (E3): (lado derecho) la sección media longitudinal, (lado izquierdo) cortes normales al eje X de la <i>celdaP</i> para $\lambda = 1$	99
4.18. Campo de velocidad para caso Id (E5): (lado derecho) la sección media longitudinal, (lado izquierdo) cortes normales al eje X de la <i>celdaP</i> para $\lambda = 1$	99
4.19. Campo de velocidad para caso Id (E8): (lado derecho) la sección media longitudinal, (lado izquierdo) cortes normales al eje X de la <i>celdaP</i> para $\lambda = 1$	100
4.20. Campo de temperatura en la sección media de la <i>celdaP</i> para $t = 60[s]$ y $\lambda = 1$ para los casos mostrados en la tabla. 4.5.	101
4.21. Campos de velocidad transversal para $\lambda = 1.0$ en la sección media de la celda para los casos representados en la tabla 4.5. En la vista de acercamiento se pueden observar los vectores del campo de velocidad.	102
4.22. Dimensiones principales del <i>Turbulador N° 1</i>	104
4.23. Distribución de temperatura para $t = 60[s]$ para <i>Turbulador N° 1</i> en la sección A-A de la celda.	104
4.24. Dimensiones principales del <i>Turbulador N° 2</i>	105
4.25. Distribución de temperatura para $t = 60[s]$ para <i>Turbulador N° 2</i> en la sección A-A de la celda.	105
4.26. Posición de las diferentes indentaciones de cada grupo.	106
4.27. Vista frontal de la malla obtenida para el Caso 3.a utilizando los parámetros de la Sección 4.2.2	106
4.28. Distribución de temperatura para $t = 60[s]$ en la sección media de la celda.	107
4.29. Banco de ensayos experimental para radiadores.	110

Índice de tablas

3.1. Resultados del análisis de convergencia en malla para el flujo entre placas planas paralelas a temperatura constante.	56
3.2. Algunas propiedades de calidad de malla para la malla M3.	57
3.3. Valores seleccionados para los parámetros del optimizador ALPSO de <i>pyOpt</i>	62
3.4. Resultados de los valores globales del Nusselt y el factor de fricción para los GVs optimizados.	79
4.1. Propiedades del aceite mineral aislante YPF-64® para transformadores.	88
4.2. Resultados de convergencia de malla para el caso de referencia en $t = 60[s]$	88
4.3. Principales parámetros de calidad de la malla	89
4.4. Influencia de los flujos secundarios para los casos más representativos.	92
4.5. Resultados de los casos analizados con ley de Darcy-Forchheimer.	100
4.6. El rendimiento termo-fluidodinámico de los casos de indentación.	107

Capítulo 1

Introducción

1.1. Motivación

Se predice que el panorama energético cambiará significativamente en la próxima década, de manera más pronunciada que en los últimos cien años [1]. Este cambio se debe principalmente a la transformación en la combinación de fuentes de generación de energía, donde la integración de energías renovables y recursos energéticos distribuidos (como las redes inteligentes) está ocasionando una disminución en la generación tradicional de alta inercia, proveniente mayormente de recursos fósiles. En un futuro cercano, se espera que la volatilidad en la demanda de energía continúe aumentando, debido al papel persistente desempeñado por la electrónica de baja y alta potencia, así como el transporte eléctrico, entre otros factores.

El índice ETI (*Energy Transition Index*) es construido por el Foro Mundial de Economía WEF (*World Economic Forum*). Es un índice compuesto que se centra en el seguimiento de indicadores específicos para medir el sistema de energía, el rendimiento y la preparación para la transición de 115 países.

En el núcleo del índice se encuentran dos subíndices con ponderaciones iguales: Rendimiento del Sistema (*System Performance*, SP) y Preparación para la Transición (*Transition Readiness*, TR).

El subíndice SP se calcula a partir de 17 indicadores que se definen en función de los tres imperativos del sistema energético, representados por el triángulo de energía: desarrollo económico y crecimiento, sostenibilidad ambiental, seguridad y acceso.

La puntuación para TR se obtiene mediante 23 indicadores que definen seis dimensiones habilitadoras: capital e inversión, regulación y compromiso político, instituciones y gobierno, infraestructura e innovación empresarial, capital humano y participación de los consumidores, y estructura del sistema de energía.

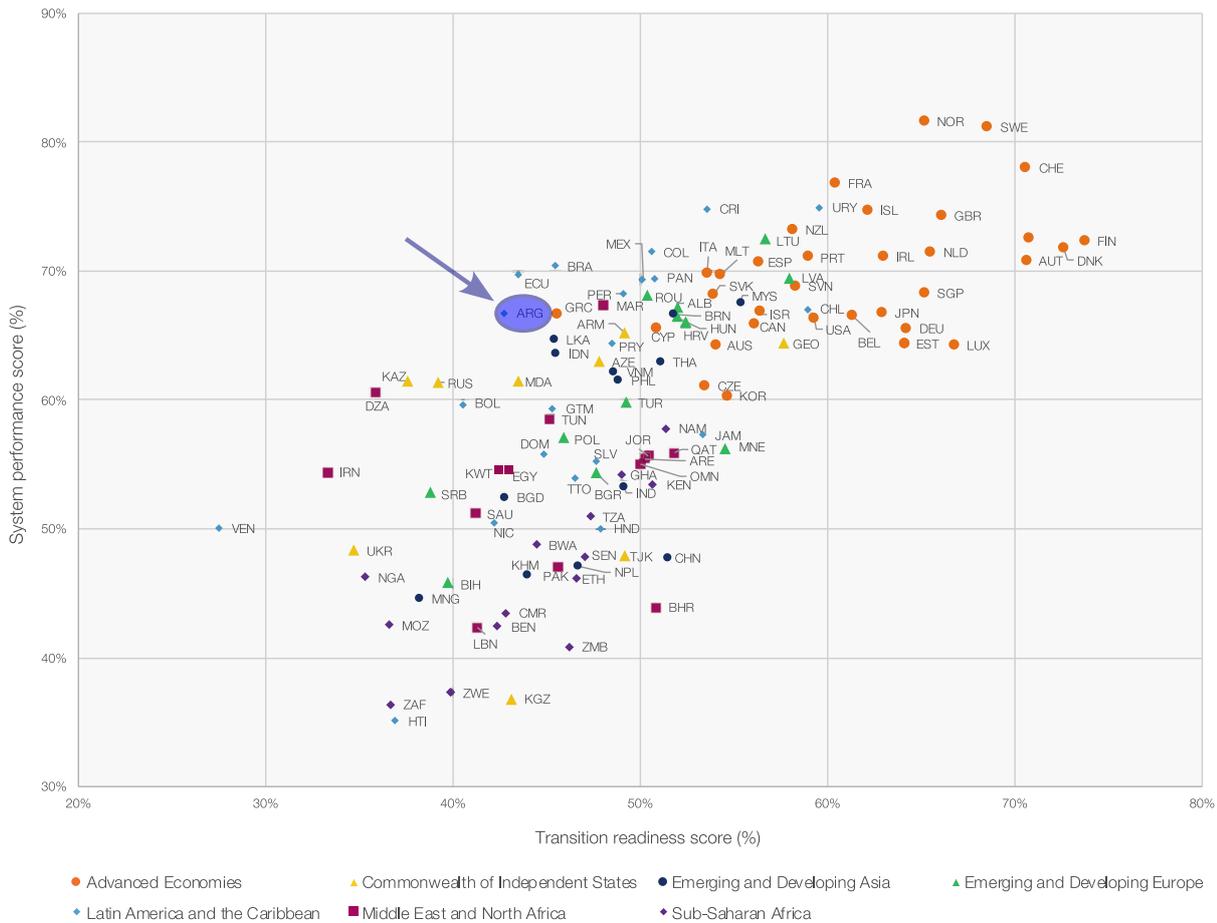
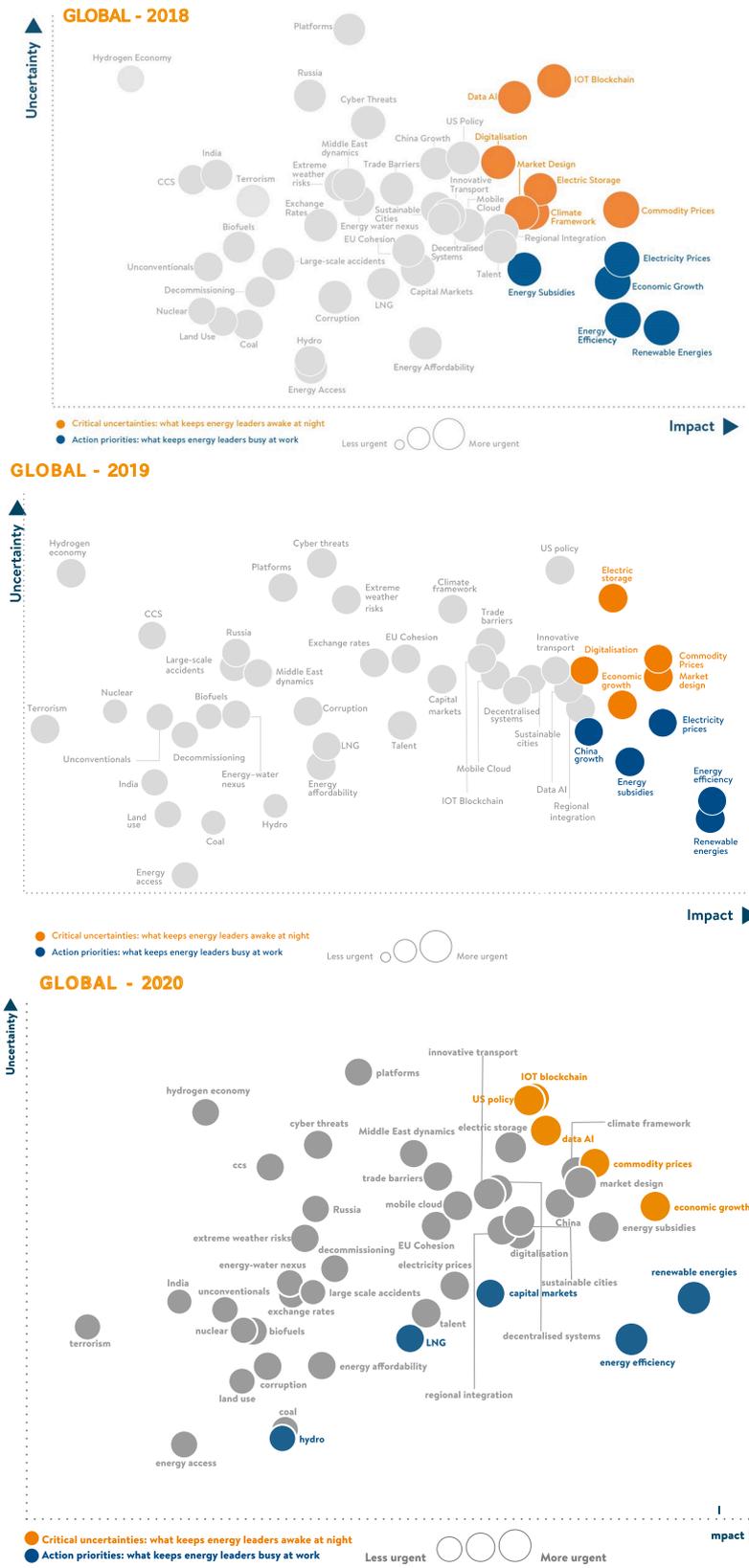


Figura 1.1: Índice ETI (*Energy Transition Index*).
 Imagen extraída de “*Fostering Effective Energy Transition 2019 edition*” [2].

En el año 2019, Argentina obtuvo una calificación del 55 % en el Índice ETI, con un 67 % en el subíndice SP y un 43 % en el subíndice TR, como se muestra en la figura 1.1. Estos resultados la ubicaron en la posición 61 entre los 115 países evaluados. Sin embargo, para abril de 2021, Argentina fue reclasificada con un 65 % en el índice ETI, un 73.4 % en el subíndice Rendimiento del Sistema y un 48.8 % en el subíndice Preparación para la Transición. Esta reclasificación señala que Argentina enfrenta desafíos potenciales en su transición energética, a pesar de contar con sistemas energéticos relativamente bien desarrollados y altas calificaciones en seguridad, acceso, desarrollo económico y crecimiento. Sus principales desafíos se centran en la sostenibilidad ambiental. Al compararse con el grupo líder de países, Argentina muestra retos significativos en áreas como instituciones y gobierno, infraestructura y empresas innovadoras, medio ambiente, capital e inversión. No obstante, su sistema energético sólido le otorga una ventaja en su proceso de transición, y puede aprender de las mejores prácticas de los países líderes más maduros en este campo [2].

En relación a la problemática expuesta, el crecimiento económico y el precio de la energía se han convertido en temas centrales en el marco del debate, como se puede observar en las siguientes imágenes (ver figuras 1.2) que abarcan el período desde 2018 hasta 2022 (a febrero de 2024 no se ha publicado la del 2023). Estos asuntos han mantenido su relevancia entre expertos

en temas energéticos a nivel mundial durante este período.



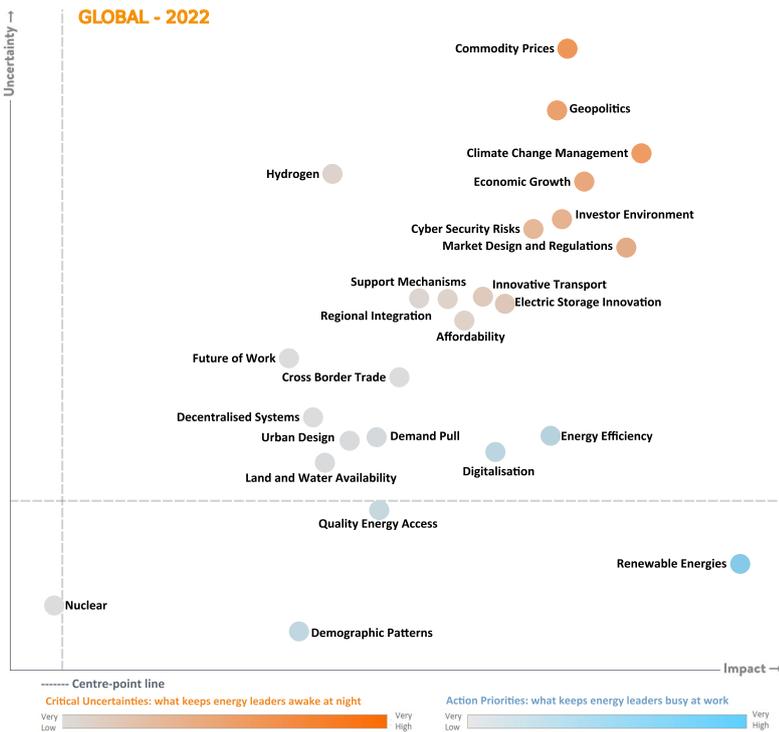
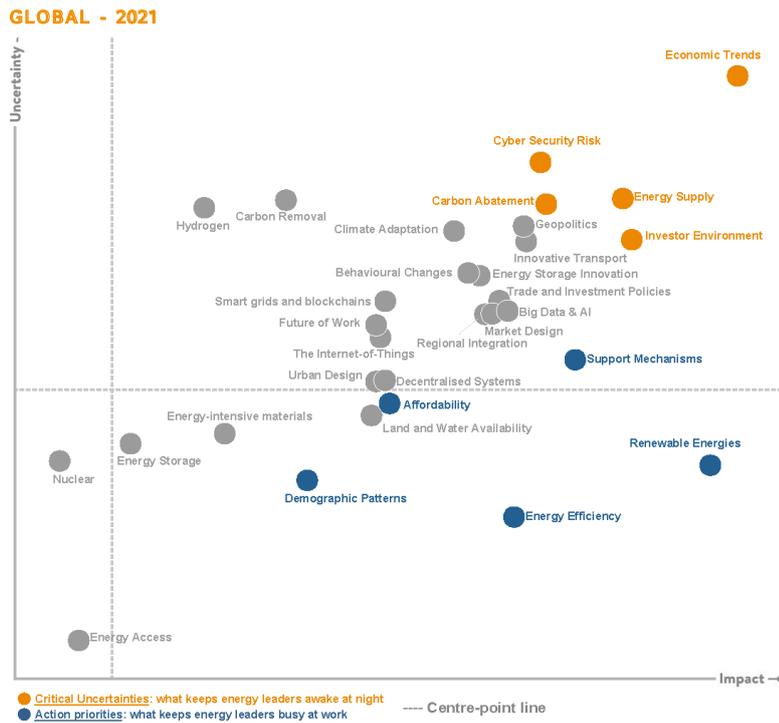


Figura 1.2: Asuntos que interesan a expertos en temáticas energéticas en el mundo. Imágenes extraídas de “World Energy Issues Monitor” [3], utilizadas con autorización para uso no comercial del WEC.

Los círculos de color azul corresponden a “Prioridades de Acción”, mientras que los de color naranja ocre representan “Incertidumbres Críticas”. Estas categorías reflejan las áreas en las que se centra la atención de los especialistas y son de particular relevancia para la toma de decisiones y la planificación en el ámbito energético de un país.

La figura 1.3 muestra los asuntos que han captado el interés de los expertos en temas

energéticos en Argentina.

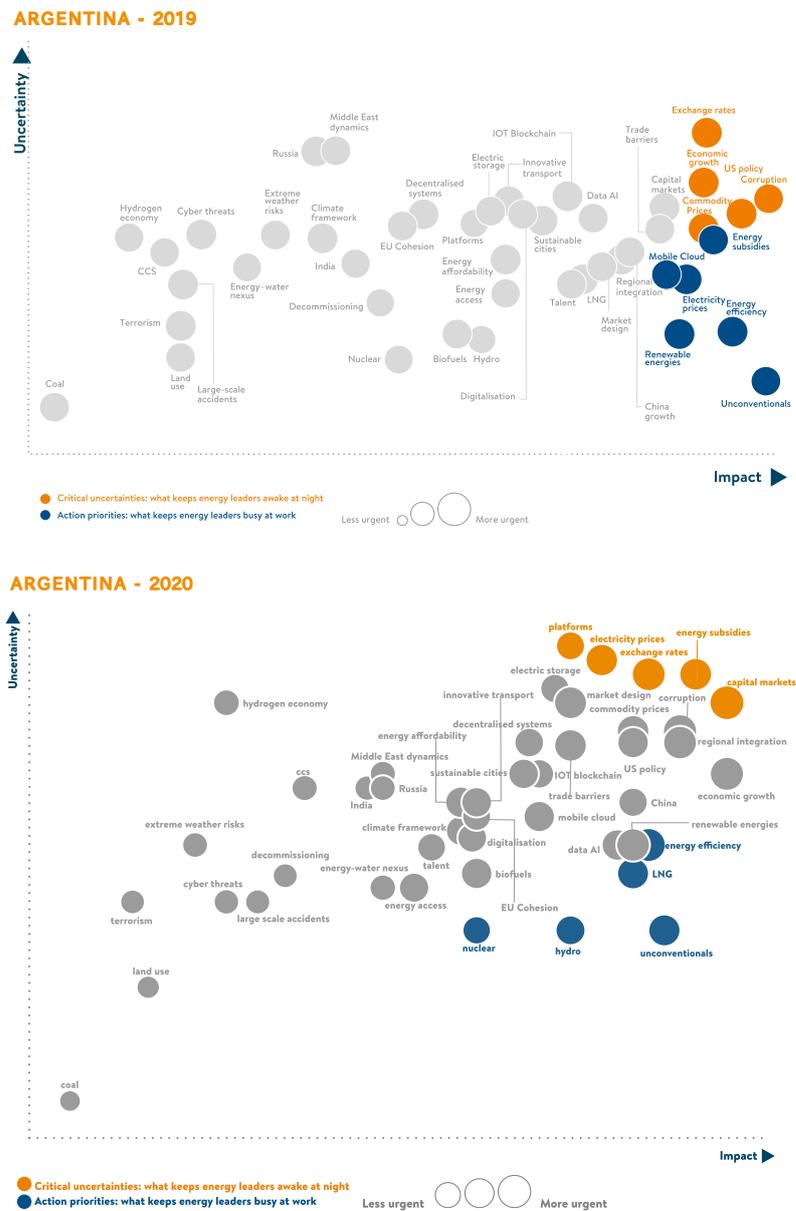


Figura 1.3: Asuntos que interesan a expertos en temáticas energéticas en Argentina. Imágenes extraídas de “World Energy Issues Monitor” [3], utilizadas con autorización para uso no comercial del WEC.

Estos reportes son confeccionados y publicados anualmente por el Consejo Mundial de Energía (*World Energy Council*, WEC) (Por motivos que se desconocen, en algunas ediciones no se publican por país, sino que por continentes y subdivisiones).

Se observa, entonces, que el crecimiento económico y el precio de la energía se ha mantenido como un eje de trabajo prioritario durante el período 2018-2022, que es una temática que mantiene su alto impacto.

1.1.1. ¿Qué es un transformador eléctrico?

Un transformador eléctrico es una máquina eléctrica pasiva (sin partes móviles) diseñada para aumentar o disminuir la tensión en un circuito eléctrico de corriente alterna, manteniendo constante la frecuencia. En el caso de un transformador ideal (sin pérdidas), la potencia que ingresa al equipo no varía, pero en la práctica, las máquinas reales presentan un cierto porcentaje de pérdidas, que dependen de su diseño, tamaño, etc. El funcionamiento de un transformador se basa en el fenómeno de la inducción electromagnética y generalmente consiste en dos bobinas devanadas sobre un núcleo cerrado de aleación de hierro y silicio en su forma más simple. Estas bobinas se denominan primario y secundario según si están conectadas a la entrada o salida del sistema, respectivamente. Además de los transformadores de dos devanados, existen transformadores con múltiples devanados, en los que puede haber un devanado terciario que opera a una tensión inferior a la del devanado secundario.



Figura 1.4: Transformador de potencia de 500[kV] - 300[MVA] fabricados por la empresa Tadeo Czerweny. 10[m] de largo, 4[m] de ancho y 6[m] de alto, 212 toneladas 100.000[l] de aceite mineral YPF-64® USD 3.5 millones.

Los transformadores eléctricos de potencia son un componente crítico en las redes de transporte y distribución de energía eléctrica, por lo cual son también una pieza clave en la capacidad de desarrollo económico e industrial de un país. Estos transformadores se utilizan en subestaciones y en la conversión de energía en sistemas de media y alta tensión, y se clasifican como transformadores de potencia (ver figura 1.4). Son fundamentales en subestaciones, plantas generadoras de energía y para usuarios que requieren una gran potencia, generalmente superior a 5[MVA]. Se fabrican siguiendo estándares normalizados de potencia, voltaje y frecuencia, según las normas de la IEC (Comisión Electrotécnica Internacional), ANSI (Instituto Nacional de Normas Americanas), IEEE (Instituto de Ingenieros Eléctricos y Electrónicos), IRAM (Instituto Argentino de Normalización y Certificación) y otros, dependiendo de la región o el país en el que se utilizarán. Estos transformadores están inmersos en aceite como parte de su diseño estándar.

La imagen 1.5 muestra un esquema detallado de un transformador de potencia, resaltando sus componentes clave, como el tanque, las bobinas, las válvulas y otros dispositivos fundamentales en su funcionamiento.

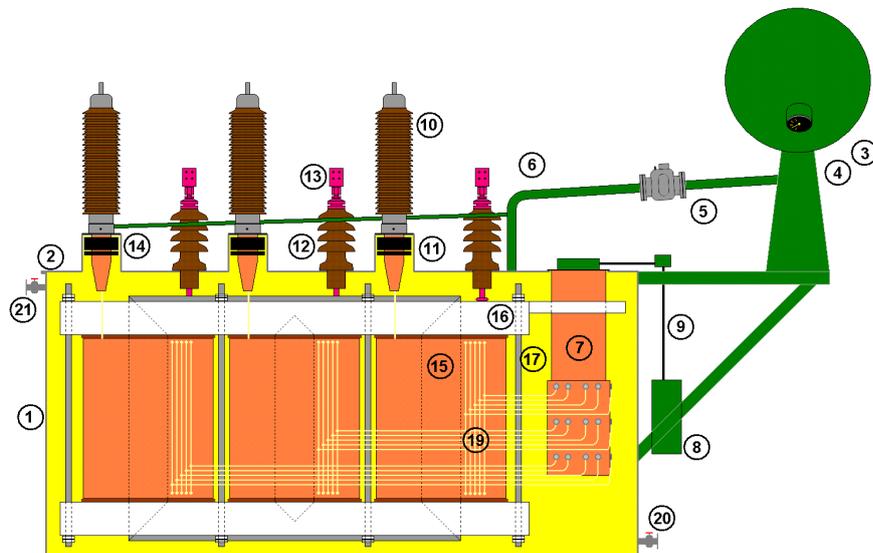


Figura 1.5: Esquema de un transformador de potencia.

1. Tanque, 2. Tapa, 3. Tanque de expansión, 4. Indicador de nivel de aceite, 5. Relé Buchholz, 6. Tubería, 7. Conmutador, 8. Motor de accionamiento para el conmutador, 9. Eje de accionamiento para el cambiador de tomas, 10. Aislador de alta tensión (HV), 11. Transformadores de corriente con boquilla de alto voltaje, 12. Aislador de baja tensión (LV), 13. Transformadores de corriente de baja tensión, 14. Transformador de voltaje de pasamuros para medición, 15. Núcleo, 16. Yugo del núcleo, 17. Las extremidades conectan los yugos y los sostienen, 18. Bobinas, 19. Cableado interno entre las bobinas y el cambiador de tomas, 20. Válvula de descarga de aceite, 21. Válvula de vacío

CC-BY-SA-2.5; Released under the GNU Free Documentation License.

Esta tesis se centra específicamente en el estudio y mejora de los radiadores, los cuales son una parte crucial del sistema de enfriamiento del transformador.

Aislación y vida útil

En un transformador eléctrico de potencia, durante su funcionamiento, se generan pérdidas de energía de dos tipos: magnéticas, causadas por ciclos de histéresis y corrientes parásitas (de Foucault), y eléctricas, debidas a la resistencia y la reactancia de dispersión. Estas pérdidas generan calor en las partes correspondientes del transformador, como el núcleo y los devanados. La magnitud de estas pérdidas de energía es proporcional a la carga a la que está sometido el transformador, transformándose en calor, que debe ser disipado para mantener el funcionamiento adecuado de la máquina.

En el caso de los transformadores de potencia en baño de aceite, este calor se evacua a través de radiadores montados externamente a la máquina. Los radiadores tienen canales internos y aletas que permiten la circulación del aceite, ya sea mediante termosifón (*Oil-Natural*, ON) o mediante bombas (*Oil-Forced*, OF). El calor se transfiere desde las aletas de los radiadores principalmente por convección, facilitada por el paso de aire entre las aletas, utilizando convección natural (*Air-Natural*, AN) o con sopladores (*Air-Forced*, AF).

El enfriamiento forzado del aire se emplea para aumentar la capacidad de carga de los

transformadores, lo que los hace más eficientes, aunque también más ruidosos y menos confiables debido a la posibilidad de fallos en los ventiladores sopladores. Por otro lado, los sistemas ONAN (Aceite-Natural-Aire-Natural) se prefieren comúnmente en la red de suministro de energía eléctrica debido a su mayor confiabilidad [4].

Los componentes aislantes más comúnmente utilizados en este tipo de transformadores son el aceite y el papel de celulosa. La figura 1.6 muestra las bobinas de un transformador de potencia de 500[kV] y 300[MVA] (ver figura 1.4), donde se puede observar que están aisladas con papel de celulosa, el cual es el material más frágil entre ambos en este tipo de transformadores.



Figura 1.6: Proceso de encubado de un transformador de potencia.
(La celulosa de papel es el elemento más crítico de la aislación.)

El aceite, además de cumplir con la función principal de aislante, entre otras, también es el fluido refrigerante dentro de la máquina. La imagen a continuación (ver figura 1.7) ilustra el proceso de llenado de aceite en los transformadores de potencia en una subestación transformadora.



Figura 1.7: Proceso de llenado de los transformador de potencia.
(El aceite junto con el papel son los componentes principales de la aislación.)

El “corazón” de un transformador de potencia son sus devanados. El aceite del transformador no se degrada significativamente por debajo de unos 140[°C], el aislamiento de papel se deteriora

rápidamente si su temperatura supera los 90°C [5].

El diseño térmico de un transformador de potencia debe mantener la temperatura dentro de los límites establecidos por normas internacionales tales como la [6] y [7]. 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. La figura 1.8 muestra el comportamiento de carga del transformador: a medida que aumenta la carga, se produce un desplazamiento en la capacidad del aceite para transferir el calor adicional, lo que conduce a un aumento de la temperatura del *hotspot*.

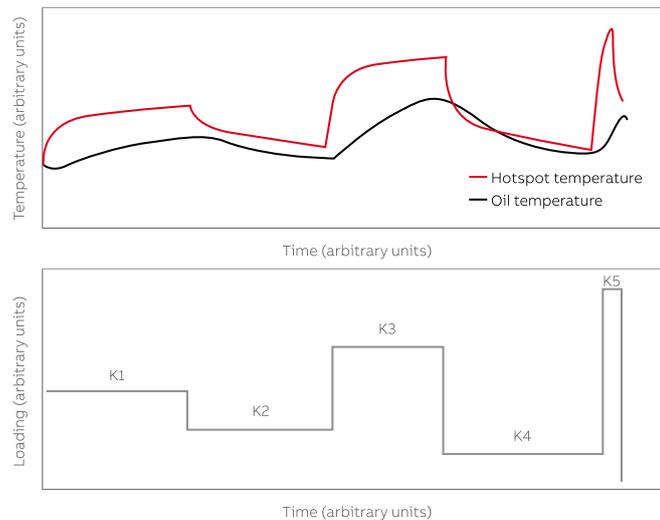


Figura 1.8: Diferencias entre las temperaturas del punto más caliente (*hotspot*) y la temperatura del aceite para distintas cargas [8].

A estas máquinas se les estima una vida útil entre 20 a 60 años [9] en condiciones normales (condiciones estandarizadas por normativas). La norma IEEE Std C57.12.00-2010 y la norma IEEE C57.15-2009 establecen el requerimiento mínimo esperado de 20.55 años de vida normal (*normal life insulation*) funcionando a una temperatura continua del *hotspot* de 110°C . Se define como la vida normal de un transformador al tiempo expresado en años para el cual podría seguir entregando la potencia nominal operando en las condiciones de servicio habituales indicadas en dichas normas.

En el estudio realizado por Fernández et al. en [10], se llevó a cabo una investigación experimental y numérica utilizando técnicas de CFD (*Computational Fluid Dynamics*). En este estudio, se analizó el grado de polimerización (DP, por sus siglas en inglés, que representa el número de monómeros de glucosa, $\text{C}_6\text{H}_{10}\text{O}_5$, presentes en la molécula de celulosa del papel) en papel impregnado con diversos tipos de aceites, tanto minerales como vegetales. El análisis se realizó en un modelo de transformador de 14[MVA], 66/6.3[kV], con un bobinado tipo Dyn11 y operación bajo el método ONAN. Los resultados indican que el envejecimiento del papel varía según el fluido dieléctrico. A la misma temperatura, el papel en aceite mineral se degrada más rápido que en los fluidos vegetales. Considerando un valor de DP de 200 como fin de vida útil, los tiempos de vida en aceite mineral a 110, 130 y 150°C son aproximadamente 2100, 1080 y 50 horas respectivamente. Los aceites vegetales retardan la degradación del papel. Sin embargo, su

capacidad de enfriamiento es menor que la del aceite mineral. La sustitución por ésteres vegetales aumenta la temperatura en el devanado, pero en un ambiente menos agresivo para la celulosa. Los efectos se compensan entre sí. Las tasas de degradación en ésteres naturales inicialmente son mayores que en aceite mineral, pero se vuelven similares. Se hace referencia a las normas IEC 60450:2004 y IEC 60450:2007 para definir el DP de la celulosa del papel utilizado en el estudio [11, 12].

El envejecimiento del aislamiento en el *hotspot* generalmente determina la vida útil de un transformador de potencia. La figura 1.9 muestra una curva que representa los valores de F_{AA} (factor de aceleración de envejecimiento) en función del *hotspot*. Este gráfico ilustra cómo incluso una pequeña temperatura del aceite por encima de la nominal puede tener un impacto significativo en la vida útil del aislamiento. Una temperatura del aceite de solo 8[°C] por encima del nominal podría reducir la vida útil del aislamiento hasta en un 50 % [7].

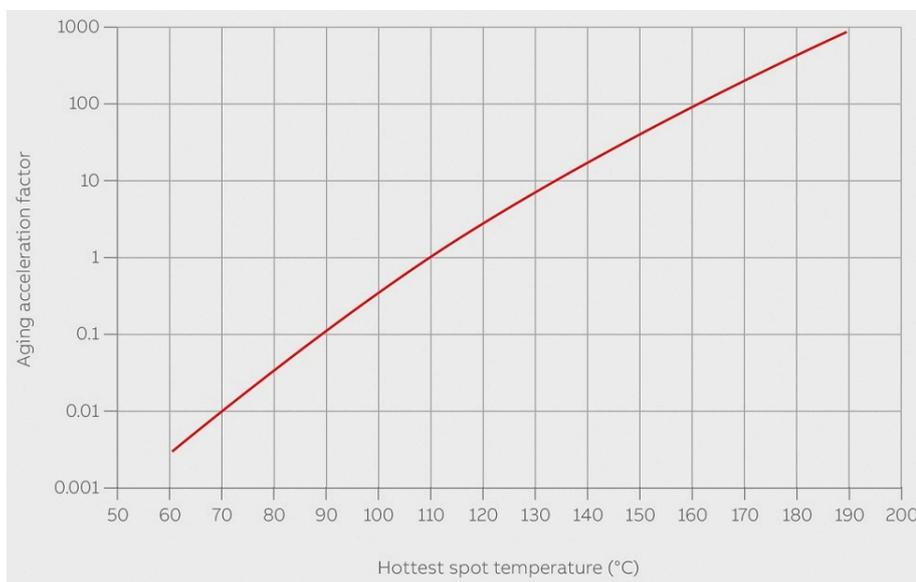


Figura 1.9: Curva de caída de tiempo de vida frente al aumento de la temperatura tomada de [8] la cual fue tomada desde IEEE Std C57.91-2011.

Por lo tanto, la capacidad de carga de un transformador se define en función del envejecimiento térmico de su aislamiento y la temperatura del punto caliente del transformador.

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.

Como se sabe, el agua tiene una baja solubilidad en los aceites dieléctricos. Aun así, incluso pequeñas cantidades de humedad son capaces de incrementar significativamente la conductividad eléctrica de estos aceites y reducir su rigidez dieléctrica [13].

El agua puede ingresar al aceite dieléctrico desde el aire atmosférico o resultar de la degradación de materiales aislantes. No solo aumenta la conductividad eléctrica del aceite, sino que también es altamente corrosiva para los metales ferrosos, formando óxido de hierro que, al disolverse en el aceite, aumenta aún más su conductividad. Además, la presencia de agua

suspendida o depositada en el fondo de los transformadores favorece el crecimiento de bacterias que aceleran la degradación de los aceites dieléctricos.

Dentro de un transformador, el contenido total de agua se reparte entre el papel y el aceite en una relación predominante para el papel. Las variaciones pequeñas de temperatura modifican sensiblemente el contenido de agua del aceite pero muy poco la del papel. Un alto contenido de agua acelera la degradación química del papel aislante.

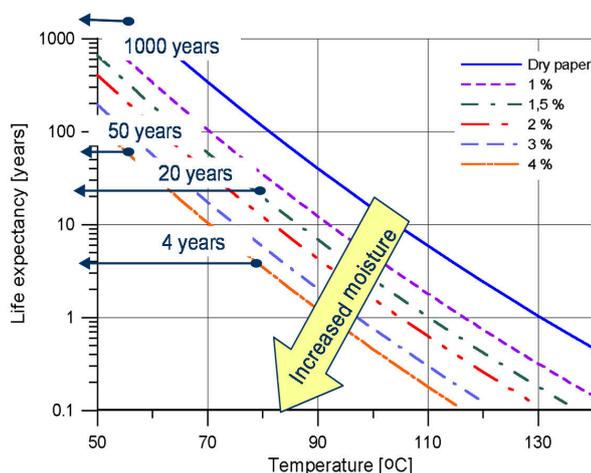


Figura 1.10: Curvas de vida útil con respecto a la humedad en el aceite y la temperatura extraída de [14].

El agua se produce durante las reacciones de oxidación del aceite dieléctrico y la celulosa del papel aislante (efecto de pirólisis).

El agua es un solvente por excelencia y disuelve en mayor o menor grado a casi todos los elementos o compuestos conocidos, los cuales al estar disueltos en el agua la hacen más conductora de la electricidad.

El agua es un catalizador activo para un gran número de reacciones químicas, por ello su presencia en el aceite y en la celulosa del papel y la madera, contribuye a oxidar y degradar dichos materiales.

El agua es por sí sola una sustancia corrosiva frente a la mayoría de los metales, y en especial de las aleaciones ferrosas presentes en los núcleos, cuba y radiadores de los transformadores. Su acción corrosiva aumenta considerablemente cuando se combina con los ácidos generados por la oxidación del aceite.

La figura 1.10 muestra las curvas que relacionan el contenido de humedad con el aumento de temperatura y su influencia en la vida útil del transformador. Esta figura ilustra cómo el contenido de humedad afecta significativamente la vida útil del transformador, mostrando la importancia de controlar la humedad en el aceite y en la celulosa del papel aislante [14].

Estos efectos producen gases como el dióxido de carbono, hidrocarburos pesados, oxígeno, monóxido de carbono, hidrógeno, nitrógeno, metano, etileno, etano, acetileno. Algunos de los productos de descomposición son ácidos que pueden provocar la caída de hasta el 50% de la rigidez dieléctrica. Además pueden producir la explosión del transformador como consecuencia de la sobrepresión generada por la formación y/o combustión de gases combustibles en presencia de una fuente de ignición [15, 16].



Figura 1.11: Bobina quemada de un transformador.

Las figuras 1.11 e 1.12 muestran respectivamente una bobina de un transformador dañada por falla de rigidez dieléctrica y un incendio en una estación transformadora, ejemplificando los riesgos asociados con la degradación del aislamiento y la generación de gases combustibles en transformadores de potencia.



Figura 1.12: Incendio de un transformador en la estación transformadora.
Texas City, Texas, Estados Unidos. (08/05/2018)

Las averías en los transformadores de potencia conllevan costos enormes, lo que motiva a las compañías eléctricas a garantizar la fiabilidad y disponibilidad a lo largo del ciclo de vida de estos activos clave. Los transformadores de potencia tienen un valor que oscila entre 2 y 4 millones de dólares, y en casos extremos, el impacto financiero puede ser aún mayor, lo que podría llevar a una empresa al borde de la ruina financiera. Además, dado que la mayoría de los países tienen leyes rigurosas que regulan el suministro de energía, las penalizaciones por falta de suministro pueden ser hasta 100 veces mayores que el costo de la propia energía. La figura (1.13) muestra los costos relacionados con la limpieza ambiental, las pérdidas de ingresos, los gastos de instalación, las modificaciones y la puesta en marcha, así como los costos de adquirir un nuevo transformador de potencia.

Environmental cleanup	\$500,000
Lost revenue (\$500,000/day)	\$10 million
Installation labor and processing	\$100,000 – \$300,000
Additional modifications and site work	\$300,000
New transformer unit	\$2 million – \$4 million

Figura 1.13: Estimación de los costos de la sustitución imprevista de un transformador de potencia expresado en usd.

Fuente: 12th annual Life of Transformer Seminar organizado por Doble Engineering Company. Florida, Estados Unidos. Febrero 2014.

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.

1.1.2. Energía eólica y solar, variación de la demanda y de la generación

La creciente incorporación de fuentes de energía renovable, como la energía eólica y solar (ver figuras 1.14 y 1.15), así como las fluctuaciones en la demanda de energía, plantean desafíos significativos para la infraestructura de la red eléctrica. Estos cambios tienen un impacto directo en los transformadores de energía, componentes esenciales de esta infraestructura. A lo largo de la vida útil típica de un transformador de potencia, que oscila entre 20 y 50 años, resulta difícil prever los efectos precisos de estas transformaciones en su funcionamiento. Sin embargo, es evidente que las variaciones en los patrones de demanda generan una carga más dinámica en los transformadores, lo que puede ser perjudicial para su longevidad y eficiencia.



Figura 1.14: Parque Eólico Aimogasta - La Rioja, Argentina. Fotografía de Daniel Burruni.



Figura 1.15: Parque Solar Iglesia-Estancia Guañizuil - San Juan, Argentina.

En el pasado, los transformadores eran activos que operaban en condiciones estables dentro de una red centralizada. La condición exacta de los transformadores, especialmente su aislamiento y su envejecimiento, no siempre se conocía, pero debido a las condiciones de carga estable, muchos transformadores tenían una larga vida útil. Sin embargo, en la actualidad, las condiciones de la red eléctrica se han vuelto más desafiantes debido a la integración de energías renovables volátiles y recursos energéticos distribuidos (como las redes inteligentes) y al aumento en el número de estaciones de carga de vehículos eléctricos.

La generación de energía a partir de fuentes renovables como la solar y la eólica tiene un impacto significativo en toda la red eléctrica. Estas fuentes generan electricidad intermitentemente según las condiciones climáticas y la disponibilidad de recursos naturales, lo que resulta en una generación variable de energía. Cuando estas fuentes de energía están disponibles, la electricidad debe ser utilizada de inmediato, y esto puede generar una carga instantánea en el transformador.

El problema radica en que, en su estado de reposo o sin carga (lo que se conoce como “frío”), el transformador no ha tenido tiempo para calentarse gradualmente y alcanzar una temperatura de funcionamiento óptima. Cuando se somete a una carga repentina, el transformador experimenta un aumento repentino de la temperatura que puede superar la capacidad de disipación de calor del transformador, lo que resulta en un sobrecalentamiento en diversas partes del mismo.

Por estas razones, es necesario rediseñar los transformadores para hacer frente a estos desafíos. Incluso los transformadores existentes requerirán mejoras para garantizar una disipación de calor más eficiente.

Panorama energético en Argentina

Mediante la Resolución MEyM N° 136/2016 del 25 de julio del 2016, el Ministerio de Energía y Minería instruyó a CAMMESA (Compañía Administradora del Mercado Mayorista

Eléctrico SA) [17]) a realizar la Convocatoria Abierta Nacional e Internacional “Programa RenovAr - Plan de Energías Renovables Argentina 2016-2025” para la calificación y eventual adjudicación de ofertas para la celebración de contratos de abastecimiento de energía eléctrica generada a partir de fuentes renovables, en aras de aumentar la participación de las fuentes renovables de energía en la matriz energética del país conforme lo prescripto por las Leyes N° 26.190 y N° 27.191 y el Decreto N° 531/2016.

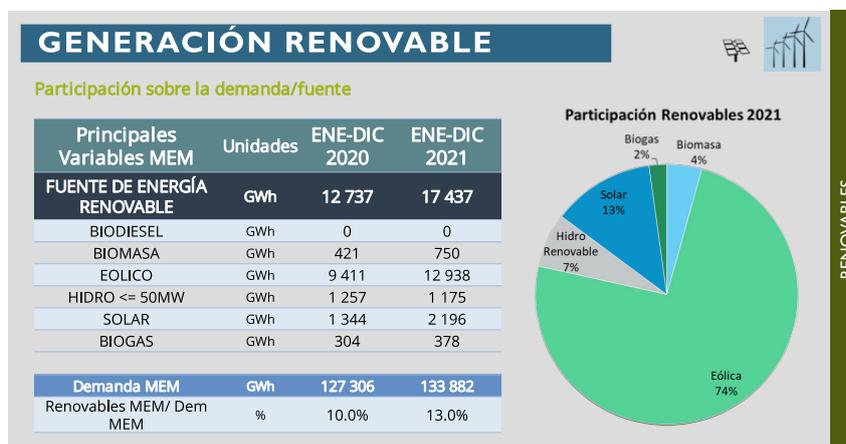


Figura 1.16: Generación de energía renovable en Argentina Agosto 2021. Imágenes extraídas de los informes de CAMMESA.

En 2021, como lo muestra la figura 1.16, la generación de energía renovable aumentó en 4700[GWh], lo que representó un incremento del 36.9% en comparación con 2020. Este aumento en la generación renovable se relaciona directamente con la incorporación de nueva capacidad de generación. Durante ese año, se pusieron en funcionamiento 27 centrales de energía renovable con diversas tecnologías, lo que equivale a una potencia instalada de aproximadamente 1002[MW]. Además, en 2021, la generación renovable satisfizo el 13.0% de la demanda total de energía, alcanzando un máximo histórico.

En 2022, se añadió una capacidad adicional de generación del 10.9%, lo que se tradujo en un aumento de 1900[GWh] en la producción de energía renovable.

La competencia se expresa a través de un Mercado Eléctrico Mayorista (MEM), en el que concurren los productores, transportistas, distribuidores, grandes usuarios y comercializadores. CAMMESA planifica la operación del Sistema Argentino de Interconexión (SADI) por períodos estacionales semestrales, con el objeto de satisfacer la demanda de energía eléctrica con el nivel de reservas establecidas por la regulación vigente (despacho económico de cargas).

La potencia instalada de los Transportistas hasta febrero del año 2023 es de 45438.9[MVA], distribuida en 630 transformadores, con 245 de 30[MVA] y 135 de 15[MVA]. La figura 1.17 muestra la cantidad de transformadores instalados de los Transportistas en Argentina hasta febrero del 2023, con datos aportados por CAMMESA. Asimismo, la figura 1.18 presenta la cantidad de transformadores instalados por año, desde 1994 hasta 2023, también con datos proporcionados por CAMMESA.

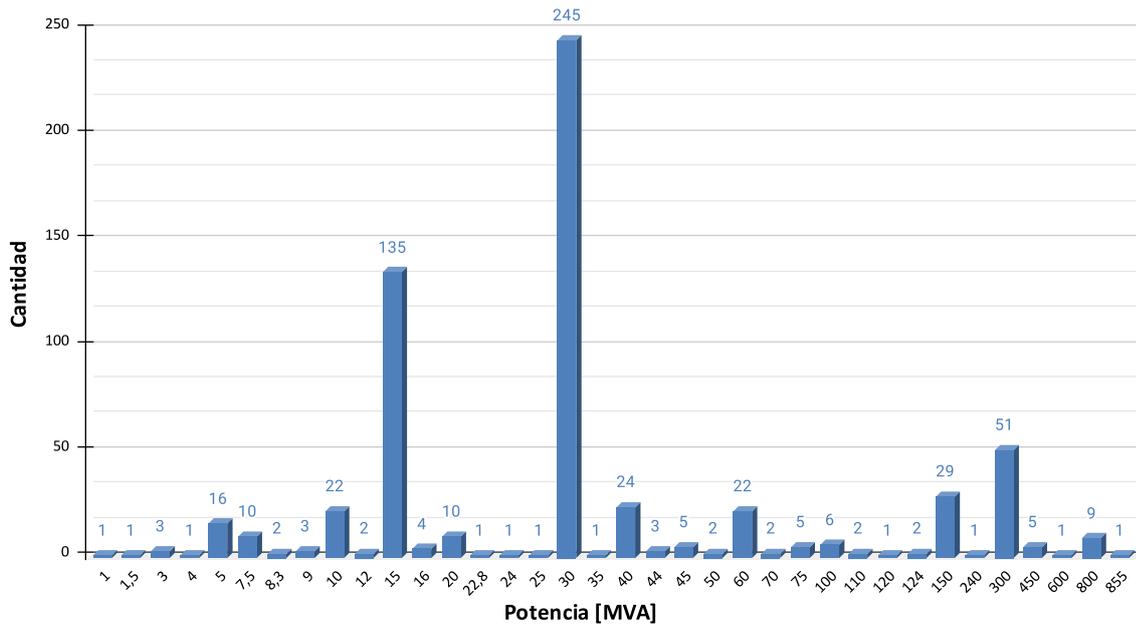


Figura 1.17: Cantidad de transformadores instalados de los Transportistas en Argentina hasta febrero del 2023. Datos aportados por CAMMESA.

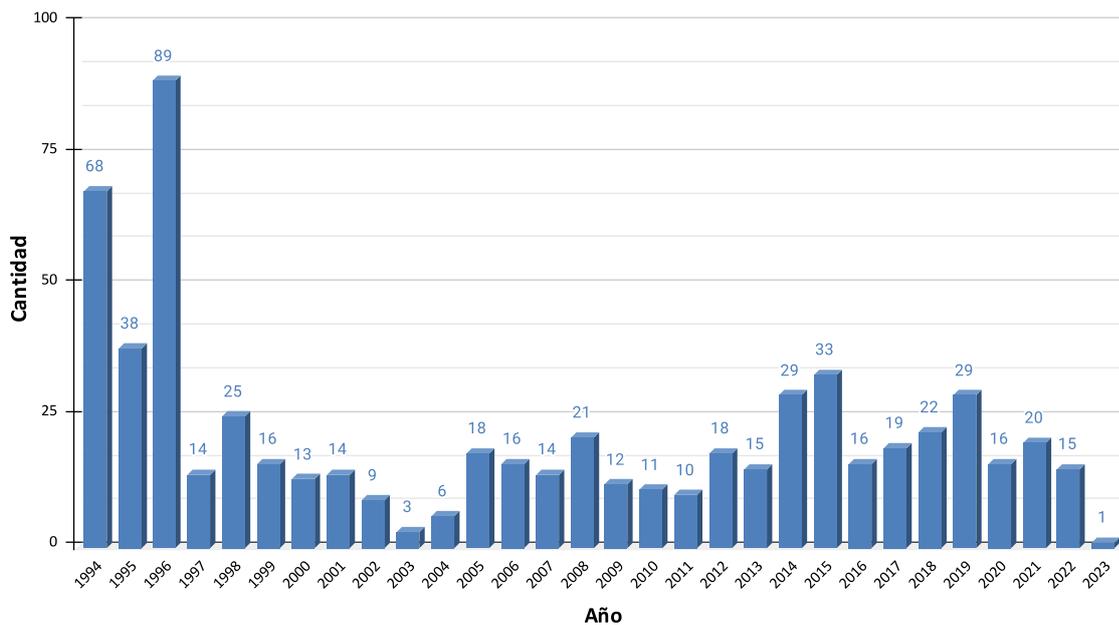


Figura 1.18: Cantidad de transformadores instalados por año de los Transportistas en Argentina hasta febrero del 2023. Datos aportados por CAMMESA.

1.1.3. Subestaciones transformadoras eléctricas y el espacio físico

Las subestaciones transformadoras desempeñan un papel fundamental en los sistemas eléctricos al ser responsables de la distribución de electricidad. No obstante, esta distribución conlleva desafíos relacionados con la ubicación requerida y las distancias de seguridad.

La creciente concentración industrial a menudo coincide con la urbanización de áreas

circundantes. Esta demanda de energía debe ser atendida mediante sistemas de transmisión y distribución de energía que a menudo se encuentran dentro de áreas urbanas, lo que genera conflictos en términos de planificación espacial y energética.



Figura 1.19: Subestación transformadora Calchines propiedad de la compañía EPE - Santa Fe, Santa Fe, Argentina.
Imagen tomada desde Google Earth.

Al aumentar la población y crecer el sector industrial, se requerirá mayor energía, el sistema interconectado seguirá creciendo, y seguirán aumentando la cantidad de subestaciones eléctricas.

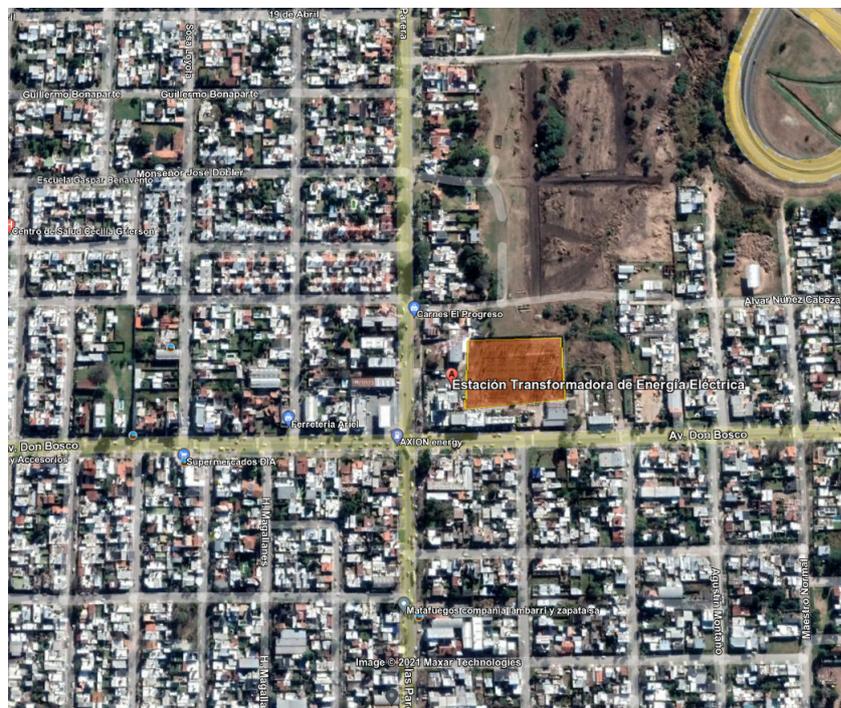


Figura 1.20: Subestación transformadora propiedad de la compañía ENERSA - Paraná, Entre Ríos, Argentina.
Imagen tomada desde Google Earth.

Es importante entonces poder repotenciar las subestaciones transformadoras ya emplazadas.

Para ello, el transformador tendrá que tener el menor tamaño posible respetando las distancias de seguridad eléctrica, y poder instalarse en lugares confinados. Para esto la máquina tendrá que tener mejor eficiencia en la disipación del calor.

La figura 1.19 muestra una imagen satelital de una subestación transformadora en la ciudad de Santa Fe, donde se observa cómo quedó dentro del área urbana con nula posibilidad de ampliación. De manera similar, la figura 1.20 muestra otra subestación en Paraná, evidenciando la situación de estas instalaciones dentro de áreas urbanas.

1.1.4. Necesidades detectadas

Resulta de interés minimizar el tamaño de los intercambiadores de calor y el volumen total de aceite que circula en la máquina, a la vez de incrementar la eficiencia en la refrigeración, de manera tal que se pueda aumentar la capacidad de carga del transformador, reducir la temperatura en aquellos que se encuentran sobrecargados u obtener un transformador más compacto debido a que muchas estaciones transformadoras requieren aumentar su capacidad, pero no cuentan con espacio físico adicional para instalar nuevos transformadores. La figura 1.21 muestra un transformador con los intercambiadores de calor (radiadores) marcados en color rojo, destacando la importancia de su tamaño. Además, se observan dos operarios trabajando en el tanque de expansión, lo que proporciona una comparación visual del tamaño y la complejidad de estos equipos.



Figura 1.21: Intercambiadores de calor (radiadores) de un transformador de potencia sombreados en color rojo.

1.2. Hipótesis y objetivos

La principal motivación para la realización de la presente tesis doctoral se centra en la formulación de la siguiente pregunta:

¿Es posible desarrollar mejoras tecnológicas para optimizar el desempeño en la transferencia de

calor en los radiadores de los transformadores eléctricos, considerando un bajo costo de fabricación y mantenimiento?

Esta pregunta busca explorar la posibilidad de implementar soluciones tecnológicas que mejoren significativamente el rendimiento térmico de los radiadores de los transformadores de potencia, teniendo en cuenta la viabilidad económica y la eficiencia en la disipación de calor.

1.2.1. Objetivo general

El objetivo general de esta tesis consiste en el desarrollo y la evaluación de estrategias y algoritmos de cálculo orientadas a la simulación numérica de problemas térmicos y fluido dinámicos acoplados de gran escala, haciendo uso del cálculo de alto desempeño (HPC) y de la Mecánica de Fluidos Computacional (CFD). De esta manera, se pretenden estudiar los problemas termo-fluido dinámicos presentes en transformadores eléctricos de potencia, considerando principalmente la condición de funcionamiento por convección natural del aire (ONAN).

1.2.2. Objetivos particulares

Como objetivos específicos que se proponen lograr durante el transcurso de esta tesis se mencionan:

1. Realizar un análisis exhaustivo de la capacidad de disipación de calor en los radiadores actualmente utilizados en transformadores de potencia.
2. Desarrollar modelos termo-hidráulicos simplificados del sistema de generación y disipación de calor (considerando el núcleo magnético, las bobinas, la cuba, los colectores y los radiadores).
3. Diseñar elementos pasivos orientados a incrementar la capacidad de disipación del calor en los radiadores, tales como generadores de vórtices que favorezcan el intercambio en la interfaz aire-chapa del radiador.
4. Desarrollar turbuladores que mejoren el mezclado y, por lo tanto, el intercambio de calor dentro de los canales de aceite del radiador.
5. Investigar y desarrollar algoritmos, herramientas y estrategias de análisis que permitan investigar y evaluar estas mejoras tecnológicas a un menor costo computacional.

1.3. Estructura de la Tesis

La presente tesis fue redactada siguiendo las pautas establecidas por la Resolución CD 216/18 DI del Consejo Directivo de la Universidad Nacional del Litoral - Facultad de Ingeniería y Ciencias Hídricas.

1.4. Publicaciones

A continuación se presentan las publicaciones del autor de esta tesis, que abarcan tanto el tema central de la investigación como otras publicaciones relevantes en el campo disciplinar de la mecánica de fluidos computacionales.

1.4.1. Publicaciones en revistas

- *Enhancing heat transfer in power transformer radiators via thermo-fluid dynamic analysis with periodic thermal boundary conditions.* Jonathan J. Dorella, Bruno A. Storti, Gustavo A. Ríos Rodríguez, Mario A. Storti. 2024. International Journal of Heat and Mass Transfer. [18]
- *Heat transfer enhancement in panel type radiators using delta-wing vortex generators.* Luciano Garelli, Gustavo Ríos Rodríguez, Jonathan J. Dorella, Mario A. Storti. 2019. International Journal of Thermal Sciences. [19]

El autor ha contribuido previamente con tres publicaciones en el campo de la mecánica de fluidos computacional. Aunque estos trabajos no están directamente relacionados con el tema central de esta tesis, proporcionan una base sólida en términos de fundamentos teóricos y metodologías que se aplicarán de manera relevante en la investigación actual.

Estas publicaciones demuestran la habilidad del autor para aplicar principios de CFD y optimización en diferentes contextos, ampliando así su conocimiento y contribución en el área de investigación.

1.4.2. Publicaciones en revistas derivadas del doctorado

- *A simulation-based optimization approach for poultry axial exhaust fans to fulfill aerodynamic and mechanical service constraints.* Alejandro E. Albanesi, Jonathan J. Dorella, Bruno A. Storti, Nahuel J. Volpe. 2023. Structural and Multidisciplinary Optimization. [20]
- *An automatic parallel scheme to design an augmented hydrokinetic river turbine using a simulation-based optimization approach.* Jonathan J. Dorella, Nahuel J. Volpe, Bruno A. Storti, Alejandro E. Albanesi, Federico E. Zeitler. 2022. Ocean Engineering. [21]
- *Improving the efficiency of a Savonius wind turbine by designing a set of deflector plates with a metamodel-based optimization approach.* Bruno A. Storti, Jonathan J. Dorella, Nadia D. Roman, Ignacio Peralta, Alejandro E. Albanesi. 2019. Energy. [22]

1.4.3. Publicaciones en congresos

- *Análisis termo-fluido dinámico del canal de aceite de un radiador utilizado en transformadores de potencia.* Jonathan J. Dorella, Gustavo A. R. Rodríguez, Mario A.

Storti y Luciano Garelli. MECOM 2018 - XII Congreso Argentino de Mecánica Computacional (San Miguel de Tucumán, 6-9 de Noviembre de 2018) y publicada en la revista de la Asociación Argentina de Mecánica Computacional (AMCA) Mecánica Computacional Vol XXXVI, págs. 1889-1900. ISSN 2591-3522.

<https://ci.mec.org.ar/ojs/index.php/mc/issue/archivo> [23].

- *Generadores de vórtices - efecto en la transferencia de calor por convección.* Jonathan J. Dorella, Luciano Garelli, Gustavo A. R. Rodriguez y Mario A. Storti. ENIEF 2016 - XXII Congreso sobre Métodos Numéricos y sus Aplicaciones (Córdoba, 8-11 de Noviembre de 2016) y publicada en la revista de la Asociación Argentina de Mecánica Computacional (AMCA) Mecánica Computacional Vol XXXIV, págs. 935-946. ISSN 2591-3522. <https://ci.mec.org.ar/ojs/index.php/mc/issue/archivo> [24].

1.4.4. Publicaciones en congresos derivadas del doctorado

- *Diseño y Optimización mediante CFD y Redes Neuronales de deflectores para una turbina Savonius.* Bruno A. Storti, Ignacio Peralta, Jonathan J. Dorella, Nadia D. Román, Alejandro E. Albanesi y Luciano Garelli. ENIEF 2017 - XXIII Congreso sobre Métodos Numéricos y sus Aplicaciones (La Plata, 7-10 de Noviembre de 2017) y publicada en la revista de la Asociación Argentina de Mecánica Computacional (AMCA) Mecánica Computacional Vol XXXV, págs. 1697-1711. ISSN 2591-3522. <https://ci.mec.org.ar/ojs/index.php/mc/issue/archivo> [25].
- *Fluid Flow and Heat Transfer Numerical Prediction of Cross Flow Heat Exchanger.* Hugo D. Pasinato, Jonathan J. Dorella, Alejandro R. Gorosito y Hernán M. Solier Z. ENIEF 2016 - XXII Congreso sobre Métodos Numéricos y sus Aplicaciones (Córdoba, 8-11 de Noviembre de 2016) y publicada en la revista de la Asociación Argentina de Mecánica Computacional (AMCA) Mecánica Computacional Vol XXXIV, págs. 1891-1905. ISSN 2591-3522. <https://ci.mec.org.ar/ojs/index.php/mc/issue/archivo> [26].

1.4.5. Presentaciones en congresos

- *Thermal analysis of a low voltage winding of a power transformer working with natural ester and mineral oil.* Agustín Santisteban, Jonathan Dorella, Luciano Garelli, Mario Storti, Fernando Delgado y Alfredo Ortiz. (Gliwice. Polonia. 2020). Revista. 6 th International Conference on Contemporary Problems of Thermal Engineering. (CPOTE 2020).
- *An eigenvalue formulation for heat transfer in periodic geometries.* Mario A. Storti, Luciano Garelli, Gustavo A. Ríos Rodríguez y Jonathan J. Dorella. (Chile. Concepción. 2019). Sixth Chilean Workshop on Numerical Analysis of Partial Differential Equations (WONAPDE 2019).
- *Application of Multiscale Calculation of Heat Transfer in Electric Transformer Winding Channels.* Mario A. Storti, Jonathan J. Dorella, Luciano Garelli y Gustavo A. Ríos

Rodríguez. (Santa Fe. Argentina. 2019). ENIEF 2019 - XXIV Congreso sobre Métodos Numéricos y sus Aplicaciones.

- *Análisis de la eficiencia en la disipación de calor de la bobina de baja tensión de un transformador de potencia funcionando en modo ONAN/ONAF.* Jonathan J. Dorella, Mario A. Storti, Gustavo A. Ríos Rodríguez y Luciano Garelli. (Santa Fe. Argentina. 2019). ENIEF 2019 - XXIV Congreso sobre Métodos Numéricos y sus Aplicaciones.
- *A multiscale approach for enhanced heat transfer with periodic geometries.* Mario A. Storti, Luciano Garelli, Gustavo A. Ríos Rodríguez y Jonathan J. Dorella. (San Miguel de Tucumán. Argentina. 2018). MECOM 2018 - XII Congreso Argentino de Mecánica Computacional.
- *Mejora en la transferencia de calor en radiadores utilizando generadores de vórtice tipo ala delta.* Luciano Garelli, Gustavo A. Ríos Rodríguez, Jonathan J. Dorella y Mario A. Storti. (San Miguel de Tucumán. Argentina. 2018). MECOM 2018 XII - Congreso Argentino de Mecánica Computacional.

Capítulo 2

Generadores de Vórtices

2.1. Introducción y Revisión del Estado del Arte

Estudios analíticos y simulaciones numéricas, utilizando CFD, se han llevado a cabo para investigar la transferencia de calor en un radiador de un transformador de potencia operando en condición ONAN. Los resultados indican que el aire representa el elemento con mayor resistencia térmica en el sistema de disipación de energía, ya que su capacidad de extracción de calor, evaluada a través del coeficiente de transferencia térmica, es aproximadamente cinco veces menor que la del aceite [27].

Los Generadores de Vórtices (GVs) han sido objeto de amplios estudios en el campo de la aerodinámica y la transferencia de calor y masa. Estos dispositivos aerodinámicos están diseñados para influir en la generación y el control de vórtices en el flujo de aire alrededor de una superficie. A pesar de su pequeño tamaño en comparación con las superficies a las que se fijan, los GVs desempeñan un papel crucial en la modificación de la capa límite y la mejora del comportamiento del flujo.

Los GVs funcionan al modificar la capa límite, una región de aire que fluye cerca de la superficie. Esta capa límite se forma debido a la fricción entre el aire y la superficie y puede volverse propensa a la separación en ciertas condiciones. Los GVs están diseñados para retrasar esta separación y mejorar el comportamiento del flujo. Funcionan al inducir vórtices en la capa límite del flujo.

Estos vórtices son regiones circulares de giro del aire y se generan debido a las diferencias en la velocidad del flujo y las presiones en la superficie. Los GVs dirigen el flujo de aire y crean áreas de alta y baja presión, lo que resulta en la formación de vórtices.

Las irregularidades en la superficie, como bordes afilados o cambios en la forma, pueden propiciar la creación de vórtices. Los GVs amplifican y controlan este fenómeno. Al crear vórtices controlados, los GVs contribuyen a mantener el flujo unido a la superficie, reduciendo la posibilidad de separación. Estos dispositivos mejoran la mezcla del fluido, aumentan el transporte de momento o cantidad de movimiento (momentum) del flujo y también reducen el espesor de las capas límites viscosas y térmicas.

En particular, los vórtices de punta de ala son un tipo de vórtice que se forma debido a las diferencias de presión entre el intradós (la parte inferior) y el extradós (la parte superior) de las alas de una aeronave. Estos vórtices se generan constantemente cuando una aeronave está en vuelo, pero son más notables durante las fases de despegue y aterrizaje. En la figura 2.1 se pueden observar claramente los vórtices de punta de ala durante el aterrizaje de una aeronave comercial.

Esta figura identifica dos regiones clave: el *outflow* (salida) y el *inflow* (entrada) de estos vórtices.

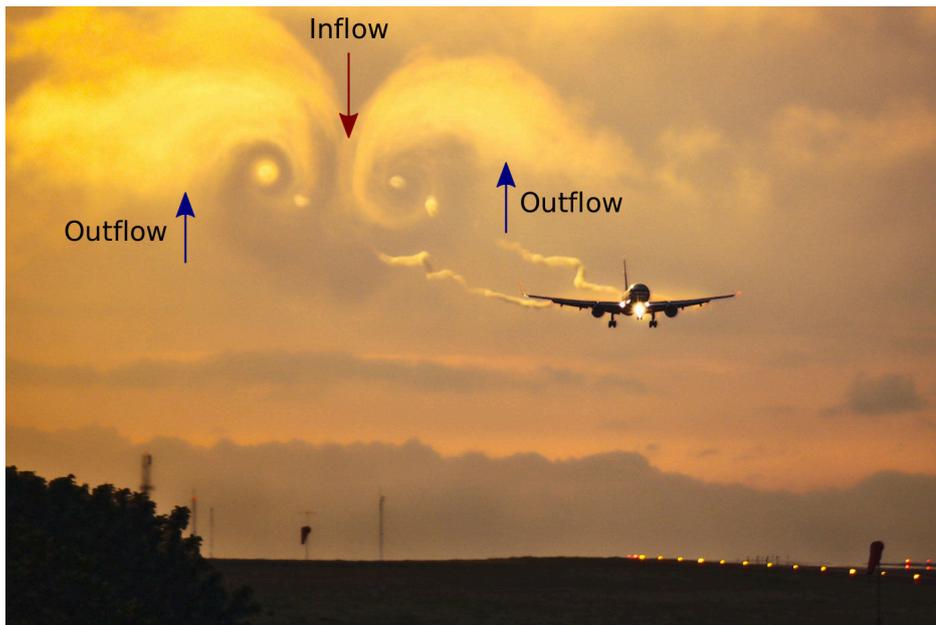


Figura 2.1: Vórtices contrarrotatorios generados por un avión al despegar y/o aterrizar.

El uso de GVs en la aeronáutica [28, 29] es común como dispositivos aerodinámicos para retrasar la separación del flujo, lo que mejora el control y las características de pérdida de sustentación de las aeronaves (ver figura 2.2) a bajas velocidades, además de reducir el ruido [30]. También se emplean en el ámbito automovilístico en vehículos de carreras (ver figura 2.3) para mejorar el flujo de aire hacia los alerones y difusores, optimizando así la fuerza descendente.



Figura 2.2: Generadores de vórtices instalados en el ala de un avión.



Figura 2.3: Generadores de vórtices aplicados en un auto de Fórmula 1.

Los GVs pueden adoptar distintas formas geométricas, algunas de las cuales se presentan en la figura (2.4), tomada de [31].

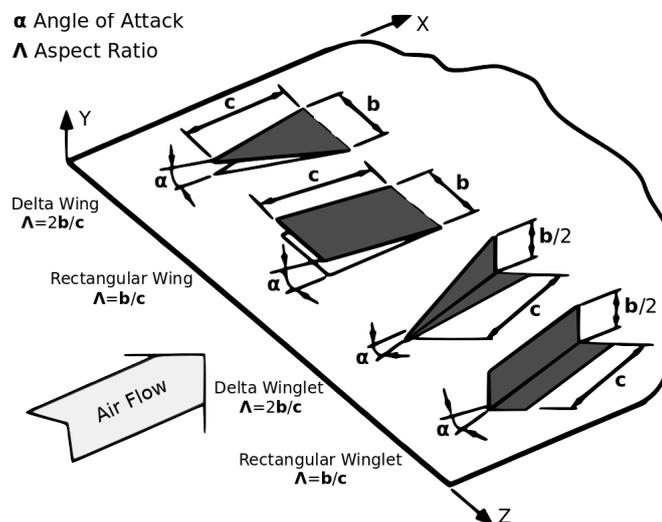


Figura 2.4: Distintos generadores de vórtices y sus correspondientes definiciones geométricas.

En el campo de los intercambiadores de calor, los GVs desempeñan un papel fundamental al mejorar el proceso de transferencia de calor entre la pared del intercambiador y el fluido de trabajo. Esta mejora se basa en la generación de un flujo secundario compuesto por vórtices transversales y longitudinales. Estos vórtices tienen la función de interrumpir el crecimiento de la capa límite, intensificar la turbulencia, favorecer la mezcla del flujo principal y, con el propósito principal de aumentar la eficiencia en la transferencia de calor. Johnson realizó una investigación exhaustiva sobre el impacto de los GVs en el intercambio de calor y las pérdidas de presión, como se documenta en su trabajo [32].

La eficiencia de un GV puede definirse como la relación entre la mejora en la transferencia de calor o masa que proporciona y la pérdida de presión que pueda causar.

Existen dos enfoques principales para mejorar el intercambio de calor con GVs: los GVs activos y los GVs pasivos [33, 34]. Los GVs pasivos son ampliamente utilizados debido a su economía en términos de costo, simplicidad de fabricación y facilidad de mantenimiento. Por otro lado, los GVs activos involucran métodos adicionales, como campos eléctricos o acústicos, vibraciones superficiales y dispositivos mecánicos. Aunque estos métodos activos pueden ser más costosos y requerir una fuente de alimentación para funcionar, ofrecen ciertas ventajas en

aplicaciones específicas.

La bibliografía ofrece una amplia gama de investigaciones sobre GVs, tanto experimentales como mediante simulaciones de CFD, que abarcan diversos tipos, como inserciones helicoidales y torsionadas [35, 36], hoyuelos o protuberancias [37, 38], tubos cilíndricos [39–41], transversales [38, 42], longitudinales [33, 43–49], superficie plana o curva de GV [50, 51], o una combinación de los tipos mencionados. Estos GVs encuentran aplicaciones en diversos campos industriales, incluyendo el mejoramiento del mezclado y la transferencia de calor en la industria química, automotriz, aeroespacial, así como en aplicaciones de aire acondicionado, refrigeración y en la refrigeración interna de álabes de turbinas de gas, circuitos eléctricos con chips electrónicos, entre otros. Además, son empleados en torres de enfriamiento (*chillers*) para evitar puntos de estancamiento en los radiadores y prevenir congelaciones, ya que estas últimas reducirían significativamente el intercambio de calor. La disposición y forma geométrica de los GVs son aspectos importantes a considerar en su implementación. Por ejemplo, en [52], se estudian GVs del tipo winglet para mejorar la transferencia de calor y se aplican en los espejos que focalizan los rayos solares en centrales de generación térmica solar. Por otro lado, en [53], se investigan micro GVs mediante CFD para la refrigeración de chips electrónicos. También se han realizado estudios experimentales, como en [54], donde se analiza un dispositivo compuesto por una lámina rectangular de aluminio que vibra bajo la acción del flujo, determinando el espesor y la frecuencia que generan vórtices estables; un análisis similar se lleva a cabo en [55] para un GV rectangular tipo bandera de aluminio con un espesor de 2[mm]. Asimismo, en los trabajos [56, 57], se examinan GVs flexibles mediante CFD y se compara su rendimiento con el de GVs rígidos para mejorar el mezclado.

En [31], se presentan resultados experimentales de GVs con forma de ala delta instalados sobre una placa plana horizontal. Estos resultados confirman un incremento máximo de entre el 50 % y el 60 % en la transferencia de calor y de masa promedio, para flujos de aire impuestos o forzados con números de Reynolds basados en la longitud de la cuerda del ala que varían entre 600 y 1000. Estos valores de Reynolds se corresponden con velocidades del flujo en la corriente libre que van desde 0.75[m/s] a 1.25[m/s], respectivamente. Es importante mencionar que estos valores de Reynolds y velocidades del flujo se encuentran dentro del rango de valores que han sido encontrados experimentalmente en el banco de pruebas perteneciente a la empresa Tadeo Czerweny S.A. y también son consistentes con los estimados previamente para el escurrimiento del aire entre las aletas de los radiadores de transformadores eléctricos.

En dicho trabajo se concluye que el mayor efecto beneficioso, considerando las pérdidas de carga generadas por la caída de presión detrás del GV, ocurre cuando los centros de los vórtices se localizan en el borde de la capa límite. Esta disposición permite adelgazar la capa límite y adveccionar el flujo de la corriente libre hacia el interior de las capas límite térmica y fluidodinámica.

En [58], se presentan mediciones para el flujo en una placa plana y en flujo desarrollado en canales, donde se estudian la caída de presión e incrementos en el coeficiente de transferencia de calor local y promedio debido a los vórtices generados por GVs del tipo ala delta. Se encontró que en las regiones donde un vórtice induce un flujo normal a la superficie, el coeficiente de transferencia de calor local puede aumentar hasta en un 300 % respecto del flujo base sin GVs, dependiendo de la intensidad de los vórtices y su ubicación respecto de la capa límite.

En [59], se estudió experimentalmente el efecto de arreglos de GVs del tipo winglets en el incremento de la transferencia de calor. Se analizaron dos configuraciones distintas en el rango de Reynolds entre 220 y 960, basado en el diámetro hidráulico, y se encontraron incrementos máximos en el coeficiente de transferencia de calor del orden de 44 % y 68 % para cada configuración, con pérdidas de presión inferiores al 12 % y 26 % respectivamente.

Las simulaciones por CFD y estudios analíticos previos determinan que, aunque el flujo de aire entre las aletas presenta turbulencia, esta no es lo suficientemente enérgica como para remover todo el calor de la capa límite térmica. Por lo tanto, se plantea la posibilidad de utilizar dispositivos pasivos para incrementar la transferencia de calor desde la superficie del radiador hacia el aire mediante efectos convectivos.

Se propone implementar los GVs en la interfase chapa-aire (exterior del radiador) con el fin de promover el ingreso de aire fresco desde el centro del canal de aire que se forma entre dos aletas del radiador hacia la capa límite térmica en contacto con su superficie. La consecución de mayores índices de transferencia de calor puede resultar en un importante ahorro en costos de construcción, radiadores más compactos y menos costosos.

2.2. Generador de Vórtice tipo ala delta

2.2.1. Modelo Numérico

Se realizó un análisis paramétrico del flujo de aire alrededor de un GV de tipo ala delta, en adelante denominado como GVDW, colocado entre dos placas planas. Para este propósito, se emplearon técnicas de CFD, y se utilizó el Método de Volúmenes Finitos (FVM, por sus siglas en inglés, *Finite Volume Method*) [60–62] para resolver las ecuaciones de conservación de la energía, de continuidad o conservación de la masa y la de conservación de momento de Navier-Stokes promediadas por Reynolds que describen el flujo viscoso newtoniano e incompresible en un dominio tridimensional. Este método numérico, introducido en la década de 1970 por McDonald, MacCormack y Paullay [63], ha sido históricamente preferido por los científicos e ingenieros que trabajan en el campo de la mecánica de fluidos debido a su capacidad para resolver problemas complejos de flujo con precisión. Se utilizó el software de código libre (*open-source*) *Code_Saturne* [64, 65] para realizar estas simulaciones.

En este estudio, se investigaron varios ángulos de ataque (AoA) en el rango de 30° a 60°, con incrementos de 5°, y se variaron las distancias de separación (d) entre el GV y la placa, con valores de 0[mm], $b/3$, $b/2$, $5b/6$ y b , donde b representa la envergadura del GV, que es de 6.35[mm].

La distancia de separación (d) desempeña un papel crítico en el funcionamiento de los GVs. Si los vórtices generados se encuentran a una distancia excesiva de la placa, no logran interactuar de manera efectiva con la capa límite viscosa y térmica. En consecuencia, no mejoran la transferencia de calor [31, 58]. Por el contrario, esta configuración puede ocasionar una pérdida de carga.

Los parámetros geométricos que definen este tipo de GV son la relación de aspecto $\Lambda = 2b/c$

= 1.0 y la longitud de la cuerda $c = 12.7[\text{mm}]$, como se muestra en la figura (2.4). Estos valores corresponden a aquellos utilizados en el estudio previo realizado por Gentry [31].

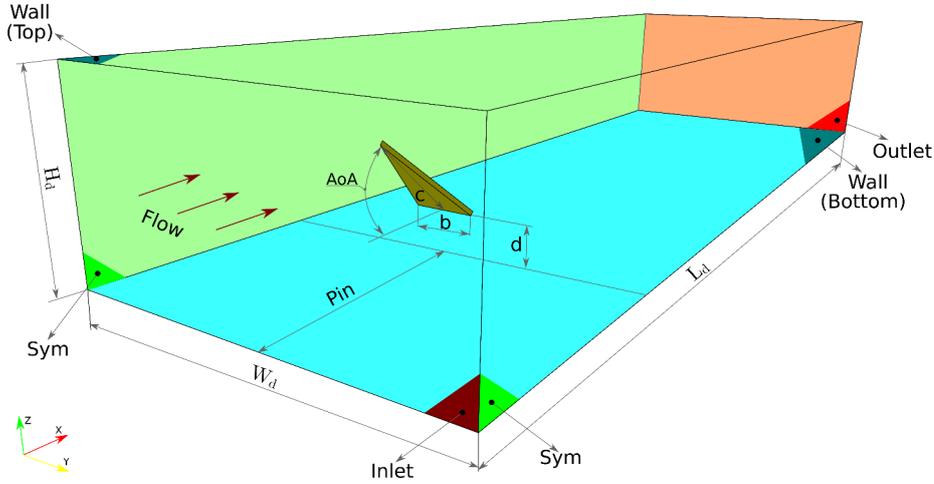


Figura 2.5: Dominio computacional y parámetros geométricos del GVDW.

Las dimensiones del dominio computacional son $W_d = 50.8[\text{mm}]$ de ancho, $L_d = 101.6[\text{mm}]$ de largo y $H_d = 50.8[\text{mm}]$ de alto. El GVDW se encuentra centrado según el eje X (largo del dominio) y su borde de fuga está ubicado a $2c$ aguas abajo de la sección de entrada del flujo, es decir, a una distancia de $P_{in} = 25.4[\text{mm}]$ desde la entrada.

$$\text{Re} = \frac{\rho_0 u_{in} c}{\mu} \quad (2.1)$$

El número de Reynolds basado en la longitud de la cuerda c es $\text{Re} = 800$, correspondiente a una velocidad de corriente libre de $u_{in} = 0.987[\text{m/s}]$, determinada a partir de mediciones experimentales y simulaciones numéricas realizadas en un radiador de un transformador de potencia operando en condiciones de convección natural [27]. Los valores de densidad del aire, $\rho_0 = 1.177[\text{kg/m}^3]$, así como la viscosidad cinemática $\nu = \mu/\rho_0 = 1.578 \times 10^{-5}[\text{m}^2/\text{s}]$, se obtienen a partir de [66], considerando una temperatura de referencia $T_{amb} = T_0 = T_{aire}$ de $30[^\circ\text{C}]$.

Según White [67], el flujo se vuelve completamente turbulento a $\text{Re} \approx 4000$, mientras que se observa inestabilidad en el mismo a partir de $\text{Re} \approx 2000$. Además, en el trabajo de Hanks [68], se revisaron varios estudios experimentales, y se estableció un rango de número crítico de Reynolds de $2360 \leq \text{Re} \leq 2960$. Por último, en el estudio de Oneissi et al. [69], se empleó un modelo de turbulencia cuando $\text{Re} \approx 2800$.

La temperatura de ambas placas (Top y Bottom) del canal, T_w , es $40[^\circ\text{C}]$ mayor que la temperatura del aire que ingresa al dominio del problema.

Este análisis se centra en el estudio del flujo de aire alrededor del GV del tipo ala delta (GVDW) entre placas planas, donde se realiza una variación sistemática de los ángulos de ataque (AoA) y las distancias de separación (d). El objetivo principal es mejorar la transferencia de calor y examinar la interacción del flujo con la capa límite térmica. El análisis asume que el flujo de aire es estacionario y tridimensional, y que el fluido es newtoniano. La ecuación de Navier-Stokes promediadas por Reynolds (RANS) considera la posibilidad de que exista una fuerza impulsora,

por ejemplo debido a la boyancia. La ecuación de continuidad viene dada por:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i) = 0 \quad (2.2)$$

y la ecuación de momento puede escribirse como:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_i u_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \right) \right] + g_i(\rho - \rho_0) - \frac{\partial}{\partial x_i}(\overline{\rho u'_i u'_j}) \quad (2.3)$$

En las ecuaciones, δ_{ij} es el tensor delta de Kronecker, $\overline{u'_i u'_j}$ son las fluctuaciones de la velocidad, $\overline{\rho u'_i u'_j}$ es el tensor de tensiones de Reynolds que surge como resultado del procedimiento de promediación, que tiene que ser modelado para cerrar el sistema de ecuaciones de gobierno.

En el panel del radiador, el flujo de aire es impulsado por fuerzas de flotación, y para tener en cuenta la dependencia de la densidad con la temperatura, se podría emplear el modelo de Boussinesq. De esta manera, la variación de la densidad se podría aproximar en la Ec. (2.3) de la siguiente manera:

$$(\rho - \rho_0)g_i = -\rho_0 g_i \beta \Delta T, \quad (2.4)$$

donde el coeficiente de expansión térmica β del aire es $\beta = 3.3 \times 10^{-3} [1/K]$.

Sin embargo, en la Ec. (2.3), se considera la densidad ρ como constante, es decir, $\rho = \rho_0$, y se utiliza una velocidad impuesta como condición de contorno en la entrada (Inlet) para analizar el rendimiento del GVDW. Al resolver en este apartado un flujo incompresible y estacionario, la ecuación (2.2) de continuidad se simplifica:

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(u_i) = 0 \quad (2.5)$$

y la ecuación (2.3) de momento:

$$\rho \frac{\partial}{\partial x_j}(u_i u_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\mu \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) + \rho g_i - \rho \frac{\partial}{\partial x_i}(\overline{u'_i u'_j}) \quad (2.6)$$

La ecuación de energía puede expresarse como sigue:

$$\rho \frac{\partial}{\partial x_i}(u_i C_p T) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial x_i} \right) \quad (2.7)$$

La máxima diferencia de temperatura entre las paredes del radiador, representada como $(T_w - T_0)$, es de 30[K]. Este valor se encuentra dentro del rango típico para los radiadores de los transformadores eléctricos de potencia. Es importante destacar que, según el Capítulo 9 del libro “Boundary-Layer Theory” de Schlichting and Gersten, 9th Ed., 2017 [70], si las variaciones de temperatura son lo suficientemente pequeñas, es posible desacoplar el campo de velocidad del campo de temperatura. En este estudio, que se considera una primera aproximación y análisis, se mantienen constantes las propiedades del fluido. Los valores utilizados para las propiedades son: coeficiente de conductividad térmica $\lambda = 2.623 \times 10^{-2} [W/mK]$, calor específico $C_p = 1007 [J/kgK]$ y difusividad térmica $\alpha = \frac{\lambda}{\rho C_p} = 2.213 \times 10^{-5} [m^2/s]$. De esta manera, la ecuación (2.7) se puede

reescribir como:

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (u_i T) = \frac{\lambda}{\rho C_p} \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\frac{\partial T}{\partial x_i} \right) \quad (2.8)$$

La notación que se utiliza para las ecuaciones anteriores es la notación de Einstein o indicial, en donde $i, j = 1, 2, 3$.

Las ecuaciones (2.5), (2.6) y (2.8) se discretizan utilizando el Método de Volumen Finito implementado en el código abierto de CFD, *Code_Saturne*. Se utiliza un solver segregado 3D con un algoritmo SIMPLEC (*Semi-implicit Method for Pressure-linked Equations Consistent*) para el acoplamiento entre la velocidad y la presión [71]. Para resolver el flujo convectivo se emplea el esquema Upwind Lineal de Segundo Orden (SOLU) [72–74]. Una descripción detallada de la discretización de las ecuaciones y su implementación se puede encontrar en el *Code_Saturne: Theory Guide* [75]. Las condiciones de contorno adoptadas para la salida del dominio computacional (Outlet) son gradiente nulo para la velocidad y la temperatura, presión estática nula. Para las paredes laterales (Sym) se utiliza la condición de simetría.

Es importante destacar que en el presente capítulo, el análisis del flujo de aire alrededor del GV se llevó a cabo considerando un enfoque de flujo laminar, utilizando las ecuaciones de Navier-Stokes para un flujo viscoso newtoniano, incompresible y para estado estacionario. Este enfoque se seleccionó para una descripción inicial del comportamiento del flujo y su interacción con el GV. Sin embargo, es fundamental reconocer que la presencia de vórtices en el flujo puede generar cierta complejidad, incluso en flujos que inicialmente podrían considerarse laminar. La generación de vórtices introduce una interacción entre capas de fluido con diferentes velocidades, lo que podría conducir a fenómenos de transición de laminar a turbulento en ciertas regiones. A medida que avanzamos en el análisis y consideramos la influencia de los vórtices en la transferencia de calor, se exploran modelos de turbulencia en el capítulo siguiente para capturar de manera más precisa los efectos de la turbulencia en el flujo y su interacción con el GV. La inclusión de modelos de turbulencia en estas etapas posteriores permitirá una evaluación más completa y detallada de la influencia de los vórtices en la transferencia de calor.

Las simulaciones con CFD se emplean sólidamente en la investigación de la mejora de la transferencia de calor mediante GVs. Oneissi et al. [69] realiza simulaciones tridimensionales que resaltan la eficacia de diseños aerodinámicos de GVs para intensificar la transferencia de calor con menores pérdidas de presión. Asimismo, en el trabajo de Zhang et al. [76] se detallan los mecanismos subyacentes, demostrando que los vórtices longitudinales mejoran significativamente la convección del flujo de calor. Estos estudios respaldan la utilidad de las simulaciones CFD en la optimización de GVs para intercambiadores de calor.

El modelo CFD utilizado en este estudio se sometió a una validación, la cual involucró la comparación de los resultados numéricos con los datos experimentales presentados por Gentry et al. [31]. En el estudio de Gentry, se introdujo un factor de bondad, que es el cociente entre el número de Sherwood para una placa plana sin GVs y con GVs. Este factor de bondad tiene en cuenta el efecto de los vórtices en la tasa de transferencia de calor, y puede atribuirse a dos factores: la intensidad del vórtice y su ubicación relativa con respecto a la capa límite. Según sus hallazgos, el factor de bondad máximo para un GVDW con una relación de aspecto $\Lambda = 1.0$ se obtiene cuando el ángulo de ataque (AoA) es de 40° .

En nuestras simulaciones realizadas para un número de Reynolds de 800 y con separación de $d = 0$ [m], observamos que la máxima tasa de transferencia de calor se alcanza para un ángulo de ataque de $AoA=60^\circ$. Es importante destacar que este caso, con un ángulo de 60° , no fue presentado en los resultados de Gentry et al. Si excluimos este caso, nuestros hallazgos coinciden con los de Gentry, ya que para un ángulo de ataque de 40° se obtiene la máxima tasa de transferencia de calor, como se puede apreciar en la figura 2.7.

Se procedió al estudio del desempeño del GVDW, manteniendo fija la relación de aspecto $\Lambda = 1.0$, y comparando la transferencia térmica en un flujo entre placas planas. En este estudio, la placa superior se utilizó como referencia y no contenía el generador de vórtices, mientras que la placa inferior sí contenía el generador de vórtices.

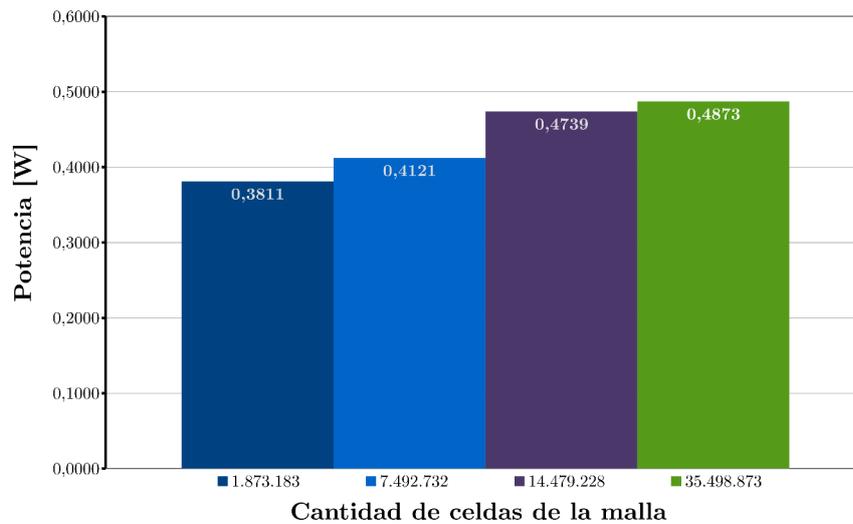


Figura 2.6: Análisis de convergencia en malla

Para llevar a cabo las simulaciones, se implementaron mallas compuestas por aproximadamente 14.5 millones de celdas. Estas mallas incluyeron refinamientos estratégicos en las zonas correspondientes al generador de vórtices y en las superficies de las placas para garantizar una representación precisa del flujo y la transferencia de calor en dichas regiones. Se consideró cuidadosamente la altura de refinamiento de manera que el vórtice longitudinal permaneciera dentro de este dominio refinado. Además, se tuvo en cuenta que el tamaño del generador de vórtices requería una resolución relativamente fina para capturar de manera precisa la geometría y, en particular, los detalles de sus bordes. El dominio computacional y las mallas se generaron utilizando el software de código abierto SALOME, que se encuentra referenciado en [77–79]. El análisis de convergencia en malla, como se muestra en la figura 2.6, se llevó a cabo para el caso con un ángulo de ataque (AoA) de 50° y una separación de $d=b/2$.

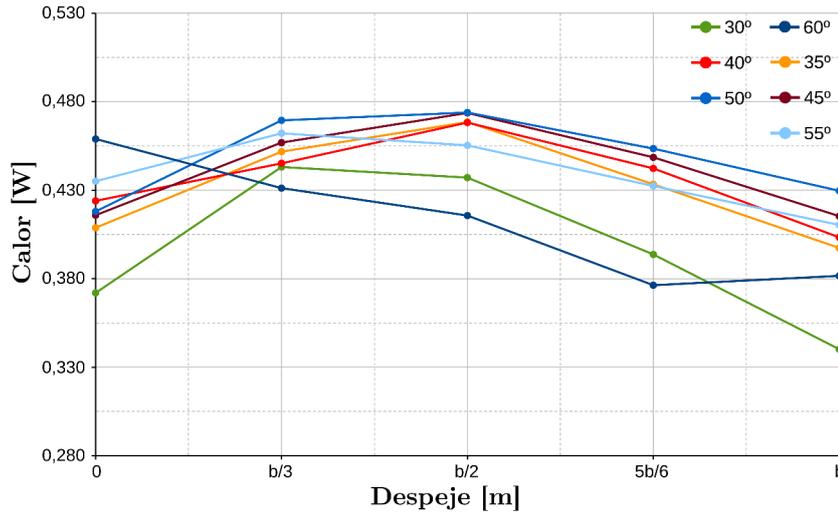


Figura 2.7: Influencia del despeje del GVDW sobre la transferencia de calor para distintos ángulos de ataque.

La figura 2.7 presenta un gráfico que ilustra las diferencias en la transferencia de calor Q_0 entre la placa de referencia (Top) y la placa equipada con el generador de vórtices (Bottom) (Q_{GVDW}) para las distintas configuraciones evaluadas.

$$\text{Calor} = (Q_0 - Q_{GVDW})[\text{W}] \quad (2.9)$$

Cabe destacar que esta diferencia representa el incremento en la transferencia de calor. Según los resultados obtenidos en el marco de este estudio paramétrico, la solución más favorable se alcanza al utilizar un ángulo de ataque (AoA) de 50° y una separación de $d = b/2$, que coincide con el caso en el que $\text{AoA} = 45^\circ$ y $d = b/2$. La diferencia en la tasa de transferencia de calor [W] es de tan solo 0.05 %, lo que subraya la similitud entre ambos casos.

Este comportamiento puede explicarse de la siguiente manera: cuando el despeje es nulo y los vórtices se encuentran sumergidos en el interior de la capa límite, el efecto de mejora en la transferencia de calor es bajo. Sin embargo, al incrementarse el despeje, los vórtices se alejan de la superficie de la placa y generan un mayor ingreso de aire fresco hacia el interior de la capa límite, lo que aumenta la transferencia de calor. No obstante, si el despeje aumenta excesivamente, los vórtices se alejan demasiado de la capa límite y su influencia en la transferencia de calor se reduce significativamente. Por lo tanto, se observa un máximo en la transferencia de calor para un valor óptimo de despeje.

2.2.2. Análisis de la configuración y zona de influencia del GVDW

En esta sección, se presentan ciertos aspectos del campo de movimiento inducido por la presencia de los vórtices generados por el ala delta en la mejor configuración encontrada ($\text{AoA} = 50^\circ$ y $d = b/2[\text{mm}]$), con el propósito de analizar cualitativamente los efectos observados en la transferencia de calor aguas abajo del generador de vórtices.

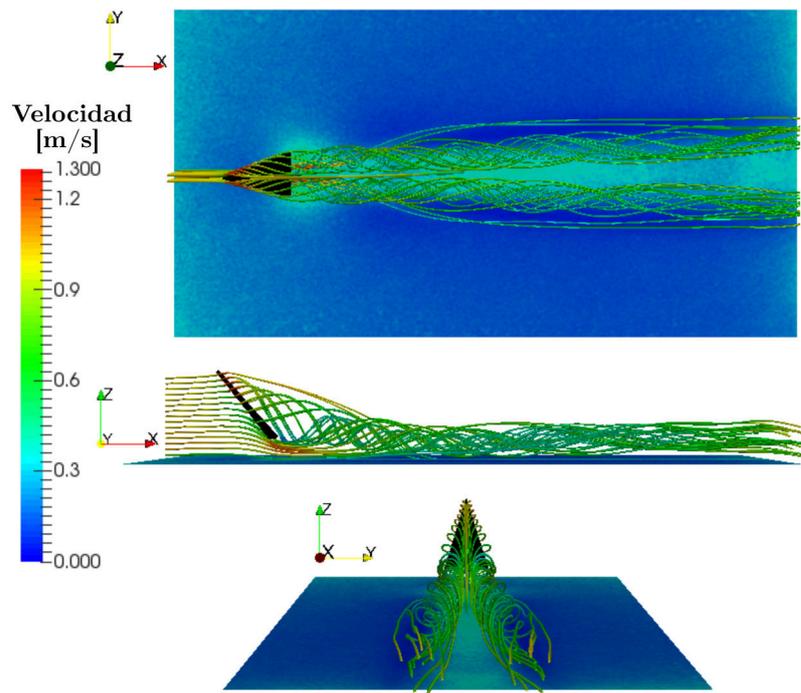


Figura 2.8: Campo de movimiento producido por el GVDW. Líneas de corriente coloreadas según magnitud de la velocidad.

Las figuras 2.8 y 2.9 muestran la generación de vórtices a lo largo de todo el borde de ataque del GVDW, resultado de la diferencia de presión entre el intradós y el extradós de la misma. En estas figuras, tanto las líneas de corriente como la superficie de la placa están coloreadas de acuerdo con la magnitud de la velocidad.

La presencia de dos vórtices girando en sentido opuesto induce un flujo vertical descendente entre ellos, de manera perpendicular a la superficie de la placa. La intensidad de este flujo vertical descendente está directamente relacionada con la proximidad de los dos vórtices; si se encuentran muy alejados, el efecto resultante en la transferencia de calor sería de menor magnitud. Por otro lado, fuera de la región comprendida entre ambos vórtices, se observa un flujo vertical ascendente, alejándose de la superficie de la placa.

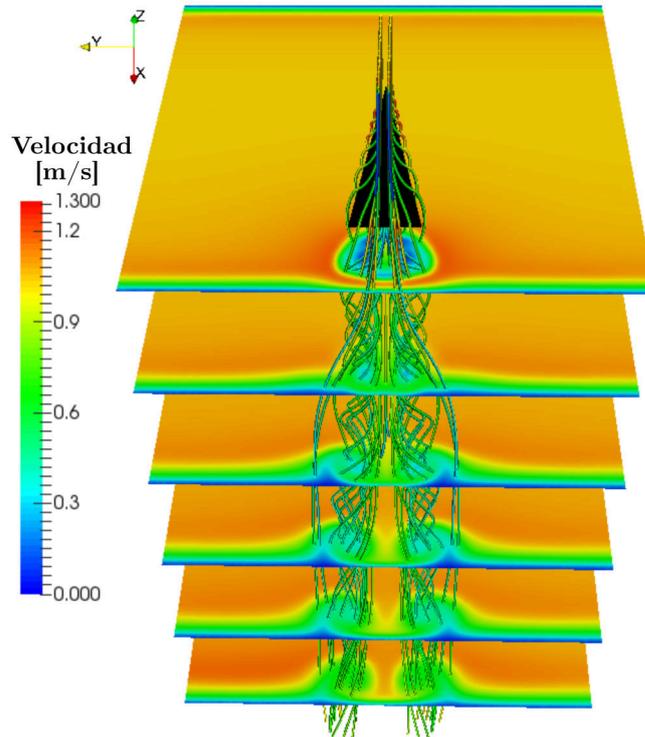


Figura 2.9: Imagen de planos perpendiculares equidistantes del campo de velocidad producido por el GVDW.

La visualización de los distintos planos de corte perpendiculares a la superficie de la aleta, representados en la figura 2.9, permite apreciar con mayor claridad la interacción del flujo con la presencia de los vórtices generados por el ala delta.

Se pueden distinguir regiones de baja velocidad sobre la superficie de la placa, resultado de la presencia de la capa límite y de la proximidad de los núcleos de los vórtices. Por fuera de estos núcleos, los vórtices inducen un campo de movimiento que da lugar a dos fenómenos importantes: en primer lugar, el flujo descendente hacia la placa provoca un adelgazamiento de la capa límite en esa zona; y en segundo lugar, el flujo con componente ascendente por fuera de ambos vórtices produce un engrosamiento de la capa límite en esas regiones.

Conforme los planos de corte se alejan del borde de fuga del GVDW, se puede observar que ambos vórtices se separan y la velocidad del flujo descendente entre ellos se incrementa aún más. Estos efectos combinados generan un comportamiento complejo en la interacción del flujo con los vórtices y la capa límite térmica, lo cual influye significativamente en la transferencia de calor cercana al generador de vórtices.

En la figura 2.10, se muestra cómo los vórtices generados impactan en la capa límite térmica en los mismos planos de corte presentados anteriormente. Estos vórtices tienen el efecto de romper la capa límite térmica, lo que conlleva a la introducción de aire a menor temperatura en la zona en contacto con la placa ubicada por debajo y entre ambos vórtices. Al mismo tiempo, estos vórtices facilitan la extracción del aire caliente presente en la región que se encuentra por fuera de ellos.

Este fenómeno de ruptura y mezcla en la capa límite térmica es responsable del aumento de la transferencia de calor en la zona cercana al generador de vórtices. La introducción de aire más

fresco y la extracción del aire caliente contribuyen significativamente a mejorar la transferencia de calor, lo que resulta en un incremento en la eficiencia de enfriamiento del radiador.

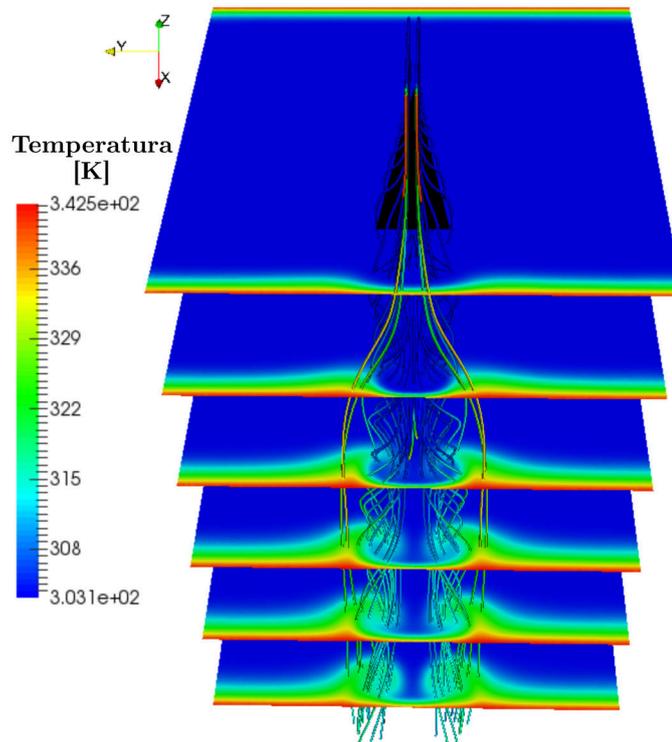


Figura 2.10: Imagen de los planos perpendiculares equidistantes del campo de temperatura producidos por la interacción con el GVDW.

En la figura 2.11, se presenta el flujo de calor en las superficies de las placas planas. En la parte superior de la figura, se muestra la transferencia de calor sobre la placa plana superior (Top), que es tomada como referencia para comparar y analizar los cambios introducidos por el generador de vórtices.

En las zonas de la placa que se encuentran por debajo del GVDW y entre los vórtices, se observa un notorio incremento en la transferencia de calor. Esto se debe a que el flujo de aire presenta una componente normal que es dirigida hacia la placa en esas áreas específicas. En contraste, en la zona externa a los vórtices, se produce una disminución en la transferencia de calor en comparación con el caso de la placa plana de referencia. Esta disminución ocurre porque el aire más caliente es removido de la parte central de la zona de influencia del GVDW y desplazado hacia el exterior, reduciendo así la capacidad del aire para absorber más calor en esa región.

La presencia de los vórtices generados por el ala delta genera una distribución no uniforme de la transferencia de calor a lo largo de la superficie de la placa. Estos efectos resultan en una mejora significativa en la eficiencia de transferencia de calor en ciertas áreas y, al mismo tiempo, en una disminución en otras regiones. La interacción compleja entre el flujo de aire y los vórtices creados por el GVDW es responsable de estos cambios en la transferencia térmica, y este análisis cualitativo nos permite comprender mejor el comportamiento del flujo y su influencia en el proceso de enfriamiento del radiador.

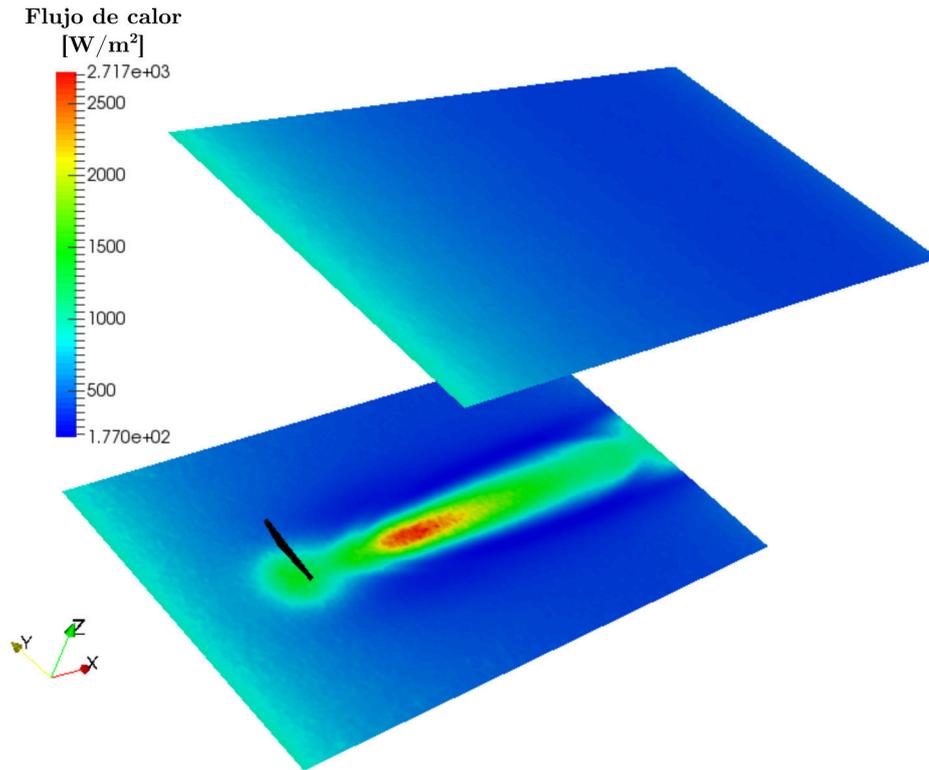


Figura 2.11: Flujo de calor entre las placas planas [W/m²].

En la figura 2.12 se muestran mediante líneas de colores, las nueve posiciones para las que se representará el coeficiente de transferencia de calor según la dirección longitudinal (eje X). Estos colores se corresponden con los utilizados en la figura 2.13.

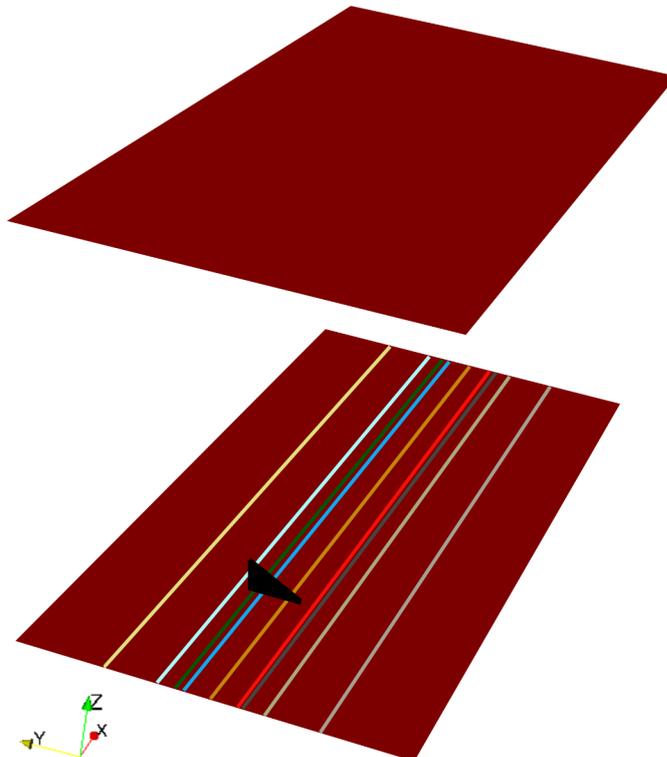


Figura 2.12: Posiciones para graficar el flujo de calor en la dirección longitudinal (eje X)

En las figuras 2.12 y 2.13, el trazo de color ocre corresponde con los valores del flujo de calor a lo largo de la línea que pasa por el centro del GV, mientras que los de colores amarillo claro y gris claro corresponden al flujo de calor evaluado a $c = 12.7[\text{mm}]$ del GVDW, es decir, a la distancia de una cuerda con respecto al centro del GVDW a cada lateral.

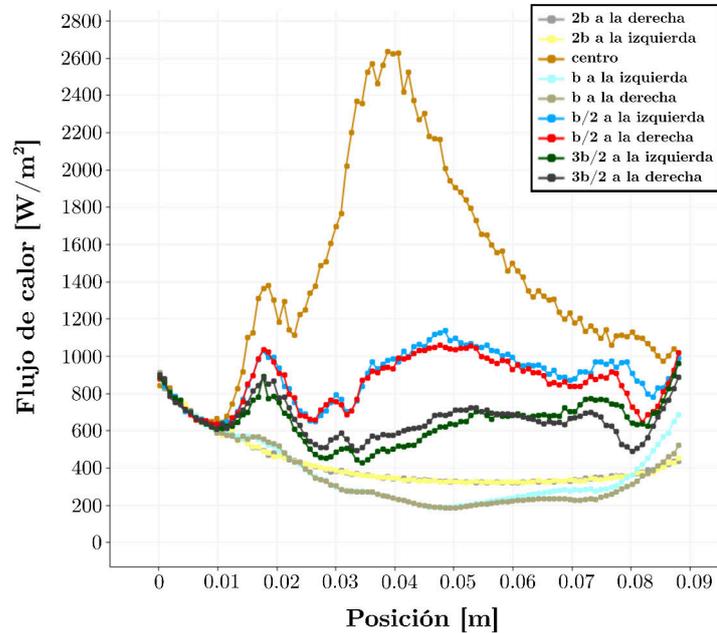


Figura 2.13: Gráfica del flujo de calor para las distintas posiciones en la dirección longitudinal (eje X)

La zona de efectividad lateral del GVDW se define como una región que se extiende a una distancia de $b/2$ a cada lado del GVDW. Esta definición se ilustra gráficamente en las figuras 2.12 y 2.13, donde las líneas de color azul claro y rojo representan esta distancia a cada lado respectivamente. Aunque se podría ampliar esta distancia a $3b/2$, en la cual la transferencia de calor es menor pero no despreciable, esta disminución se debe al hecho de que, a medida que los vórtices viajan longitudinalmente, se alejan progresivamente entre sí, además de perder intensidad y alejarse de la placa. Esta observación se respalda al examinar las figuras 2.8, 2.9 y 2.10.

Se observó que las mismas nueve trazas sobre la placa de referencia (Top), siguen una curva idéntica a las correspondientes separadas una cuerda a cada lado (amarillo claro y gris claro) mostradas en la figura 2.13, lo que verifica que a esa distancia de separación lateral, la influencia del GVDW se puede considerar nula.

Adicionalmente es posible analizar la tasa de intercambio en diferentes secciones transversales, para lo cual se grafican los valores del flujo de calor inmediatamente detrás del GVDW, a una y a dos cuerdas, junto a otras distancias. En la figura 2.14 se muestran las ocho posiciones para las que se graficará el coeficiente de transferencia de calor en la dirección transversal (eje Y).

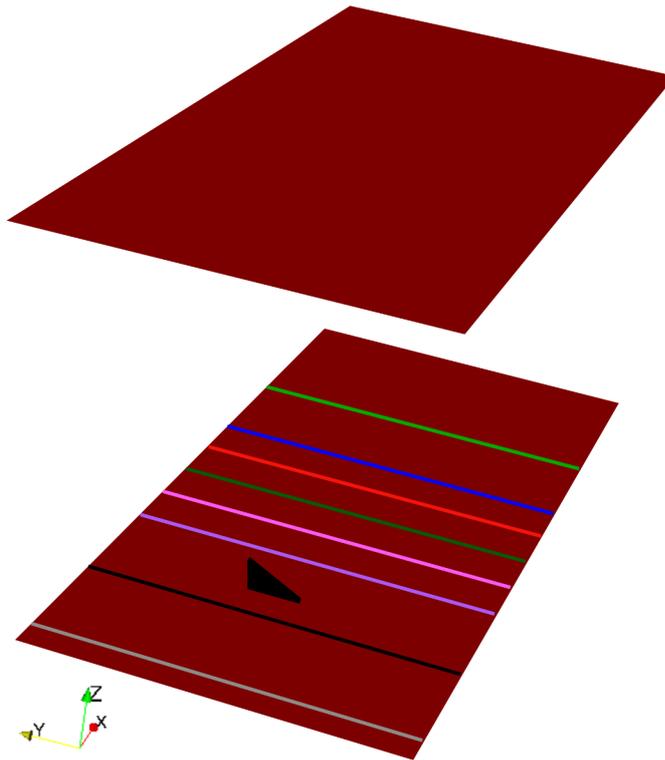


Figura 2.14: Posiciones para graficar el flujo de calor en la dirección transversal (eje Y).

En la figura 2.15 se puede observar el incremento en la tasa de transferencia en toda la zona detrás del GVDW.

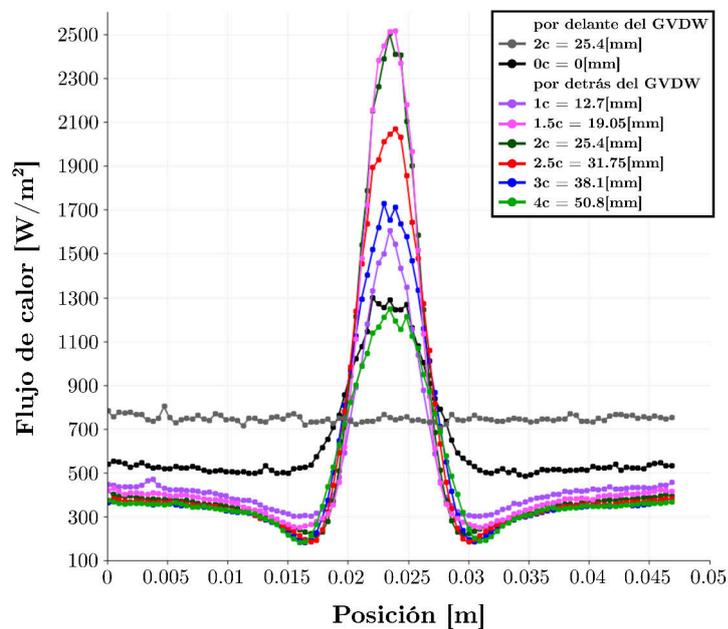


Figura 2.15: Gráfica del flujo de calor para las distintas posiciones en la dirección transversal (eje Y).

La zona de efectividad longitudinal se define como la región ubicada aproximadamente 51[mm] (alrededor de 4 veces la longitud de la cuerda c) detrás del GVDW. Esta área se identifica gráficamente como la traza de color verde en la figura 2.15. Esta región de efectividad comienza aproximadamente $1c$ por delante del borde de fuga del GVDW.

Al realizar la integral del flujo de calor en esa región, mostrada en la figura 2.16, que abarca $1c$ por delante del borde de fuga del GVDW, $4c$ por detrás del borde de fuga y $b/2$ hacia cada lateral a partir de su centro, se obtiene una disipación de aproximadamente $0.53[\text{W}]$. En contraste, en la misma región pero sin la presencia del GVDW, es decir, en la placa de referencia (Top), la disipación es de $0.18[\text{W}]$. Esto representa un incremento de aproximadamente un 294 % en la disipación de calor en la región en la que el GVDW está presente.

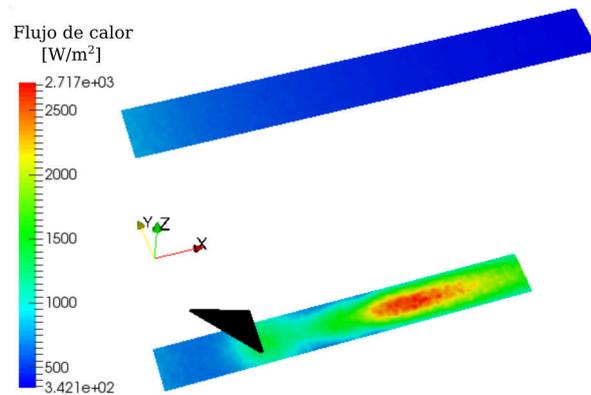


Figura 2.16: Flujo de calor para la región de influencia óptima.

2.2.3. Conclusión

La utilización de dispositivos pasivos, como los generadores de vórtices, ha demostrado ser una estrategia efectiva para mejorar significativamente la transferencia de calor en sistemas de intercambio térmico. Los vórtices generados por estos dispositivos inducen un flujo de aire con componente normal a la placa, lo que resulta en la introducción de aire más fresco desde la corriente media hacia la capa límite térmica, donde el aire se encuentra a mayor temperatura. Al mismo tiempo, los vórtices extraen el aire caliente de la capa límite y lo llevan hacia la corriente media, generando un efecto de mezclado beneficioso.

En este trabajo, se propuso y evaluó la región de efectividad de los generadores de vórtices, tanto lateralmente como aguas abajo del mismo, mediante el análisis de la transferencia de calor. Se ha determinado que esta zona de efectividad longitudinal se extiende aproximadamente hasta 4 veces la longitud de la cuerda del generador aguas abajo del borde de fuga, y hasta $b/2$ lateralmente desde el centro del generador. En esta región, se ha estimado que el incremento en la tasa de transferencia de calor es casi tres veces mayor que en el mismo área sin la presencia del generador. Estos resultados son prometedores para el diseño, ya que podrían permitir la reducción del tamaño físico de transformadores de potencia eléctrica del tipo ONAN, así como una disminución en la cantidad de aceite necesario.

2.3. Resumen de publicación derivada

Heat transfer enhancement in panel type radiators using delta-wing vortex generators.

Luciano Garelli, Gustavo Ríos Rodríguez, Jonathan J. Dorella, Mario A. Storti. International Journal of Thermal Sciences [19].



Contents lists available at ScienceDirect

International Journal of Thermal Sciences

journal homepage: www.elsevier.com/locate/ijts



Heat transfer enhancement in panel type radiators using delta-wing vortex generators



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

Centro de Investigación de Métodos Computacionales, CIMEC (UNL - CONICET), 3000, Santa Fe, Argentina

En primer lugar, se llevó a cabo un análisis de convergencia de malla para flujo entre placas planas. Este análisis se realizó en un dominio reducido, considerando las separaciones típicas entre placas de 40[mm], que son configuraciones comunes en la fabricación de radiadores para transformadores de potencia. Para este estudio, se emplearon las propiedades del aire y otras condiciones de funcionamiento obtenidas de trabajos previos y reportes proporcionados por Tadeo Czerweny S.A., una empresa ubicada en la ciudad de Gálvez, Santa Fe, especializada en la fabricación de transformadores. Es importante destacar que, a diferencia de la sección anterior, en este estudio se utiliza un modelo de turbulencia $k-\omega$ SST [80] para representar adecuadamente la turbulencia en el flujo.

Shah y Bhatti [81], obtuvieron la siguiente expresión para el número de Nusselt local (Nu_x) a partir de la correlación desarrollada por Stephan [82] para un flujo establecido entre placas paralelas para $0.1 < Pr < 100$.

$$Nu_x = 7.55 + \frac{0.024X^{*-1.14}(0.0179Pr^{0.17}X^{*-0.64} - 0.14)}{(1 + 0.0358Pr^{0.17}X^{*-0.64})^2} \quad (2.10)$$

$$X^* = \frac{x/D_h}{RePr} \quad (2.11)$$

donde Pr es el número de Prandtl, Re el número de Reynolds, D_h el diámetro hidráulico.

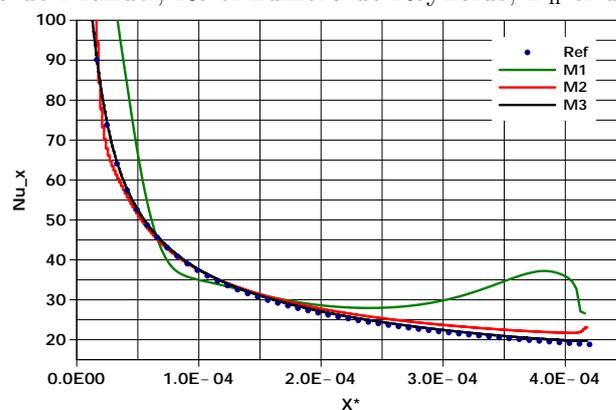


Figura 2.17: Distribución local del número de Nusselt para las distintas mallas.

Después de seleccionar la malla que se utilizará, se procede a analizar el comportamiento de un GVDW para una serie de configuraciones. Estas configuraciones incluyen diferentes ángulos de

ataque (AoA) de 30, 40 y 50 grados, velocidades del aire de entrada u_{in} que varían desde 0.3[m/s] hasta 1.05[m/s], y distancias de separación a la placa d de 0[mm], 3[mm] y 5[mm]. El objetivo de este análisis es encontrar la configuración óptima que equilibre la mejora térmica (evaluada a través del número de Nusselt, Nu) y la caída de presión por fricción (determinada por el factor de fricción, f). Para llevar a cabo esta evaluación de los fenómenos térmicos y fluido-dinámicos, se utiliza el indicador combinado denominado *Total Enhancement Factor* (TEF) [38, 42, 56], que relaciona Nu y f para valores promediados en todo el dominio definido de la siguiente manera:

$$TEF = \frac{\overline{Nu}}{\overline{Nu}_0} \frac{\overline{f}}{\overline{f}_0}^{-1/3}, \quad (2.12)$$

donde el subíndice 0 (cero) corresponde para los valores de la placa plana sin GVDW.

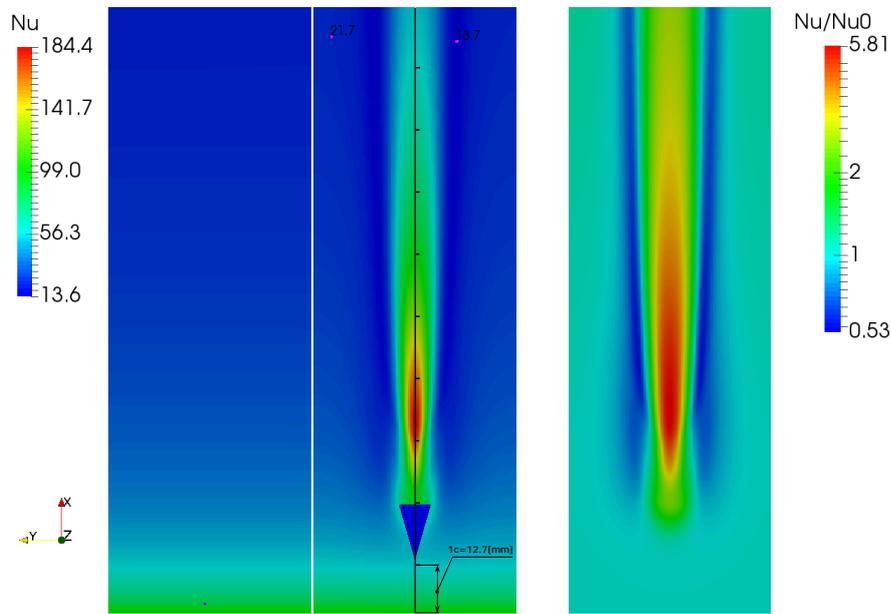


Figura 2.18: Nu calculado sin GVDW (izquierda) y con un GVDW (centro). Relativo (Nu/Nu_0) (derecha).

Se ha verificado que la separación del generador de vórtices de la superficie del panel tiene efectos positivos. Se ha encontrado que, bajo este indicador, la combinación que proporciona el mejor TEF es $AoA = 30^\circ$ y $d = 3$ [mm].

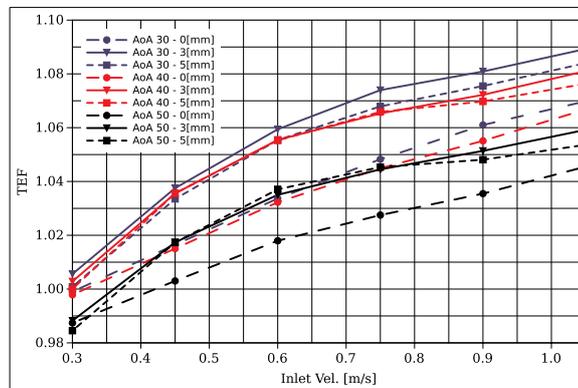


Figura 2.19: Indicador TEF para distintas configuraciones (AoA y d) del GVDW y velocidades de ingreso.

La transferencia de calor global mejora en un 22% si se considera un área de influencia de

40[mm] de ancho por 127[mm] de largo. Es importante mencionar que otros autores (por ejemplo, Oneissi et al. [69], basándose en la investigación de Tiggelbeck et al. [83]) reportan otros valores, y esto dependerá del área de incidencia seleccionada.

Después de seleccionar la configuración óptima, se procedió a colocar un arreglo de GVDWs en la superficie externa de un intercambiador de calor de geometría típica. La geometría del intercambiador de calor se muestra en la figura 2.20. Este intercambiador de calor forma parte de un transformador eléctrico de potencia y se utilizó para calcular el incremento en la transferencia de calor, el cual es resultado del flujo inducido por la flotabilidad del aire debido a la convección natural.

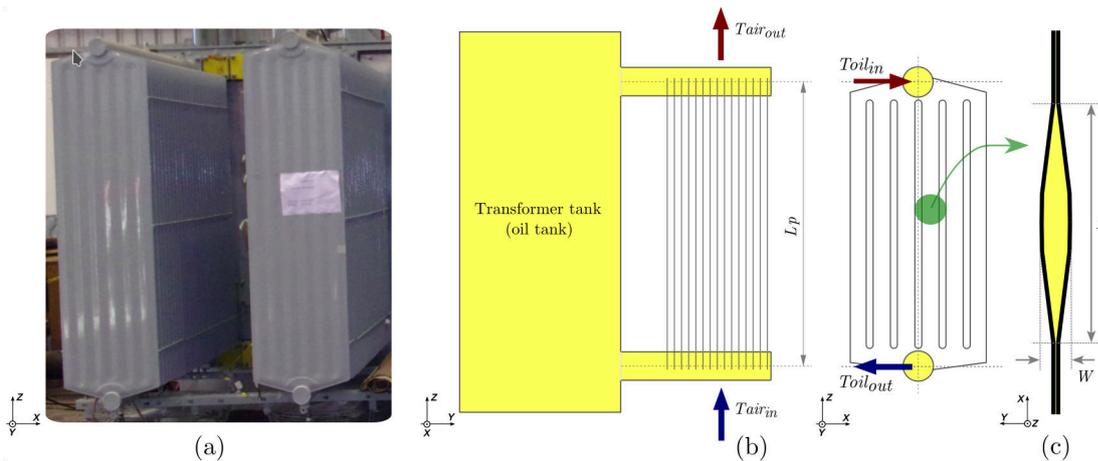


Figura 2.20: Dibujo esquemático de un radiador (paquete de 26 paneles) y el canal (cada panel esta constituido por 6 canales) para un transformador de potencia.

Los arreglos están separados longitudinalmente por una distancia de 10 (diez) cuerdas, es decir, 127[mm]. La elección de esta distancia se basó en los resultados obtenidos, no solo de la mejor configuración para la transferencia de calor (a diferencia de la sección anterior), sino también en función del indicador TEF.

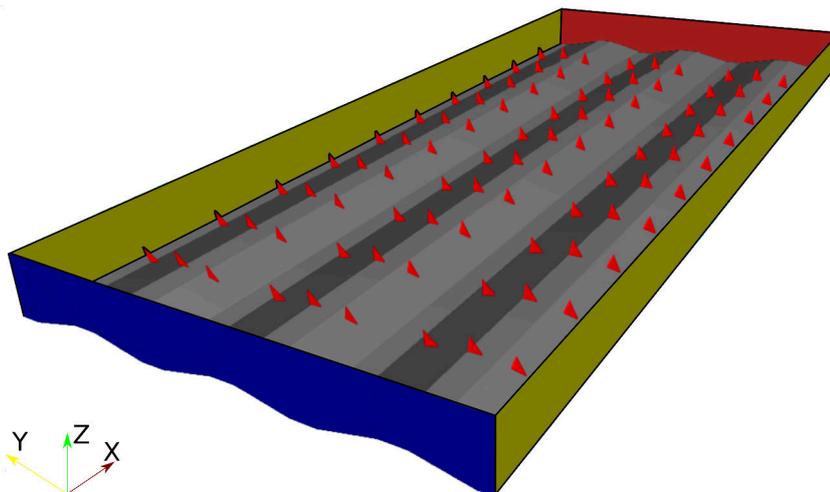


Figura 2.21: Esquema de la superficie del radiador de un transformador de potencia con arreglo de GVDWs.

Cabe destacar que la figura 2.21 representa una sección del panel del radiador, no la totalidad del panel. El diseño original incluye 6 canales de aceite en el panel, con 3 GVDWs por

canal según el ancho del panel, lo que suma un total de 18 GVDWs por arreglo en términos de ancho. Con 10 filas o arreglos a lo largo de la altura del panel, el total sería de 180 GVDWs.

Las propiedades físicas del aire se enumeran en la sección 2.2.1, con la misma temperatura de entrada de aire $T_{\text{aire}} = T_{\text{in}} = 30[\text{°C}]$. Por otro lado, se impone una distribución de temperatura en la superficie de la pared caliente. Esta distribución se obtiene a partir de un análisis de transferencia de calor conjugado en un panel de idénticas características presentado por Ríos et al. [27] y validado experimentalmente. El uso de esta distribución de temperatura variable permite una predicción más realista del caudal de aceite circulando en el radiador. Si se utilizara una distribución de temperatura constante, las fuerzas de flotación serían mayores y el caudal se sobrestimaría.

La diferencia de temperatura del aceite entre la entrada y la salida está directamente relacionada con el intercambio de calor entre el aceite y el ambiente. Esta diferencia de temperatura actúa como una fuerza impulsora que induce la circulación del aceite dentro de los canales de enfriamiento del radiador. Para representar la distribución de temperatura sobre la superficie exterior del panel, se propone una función analítica $T_{\mathbf{w}} = T(X, Y)$. Esta función presenta un comportamiento lineal a lo largo del eje X (longitudinal) y cuadrático en la dirección transversal (eje Y).

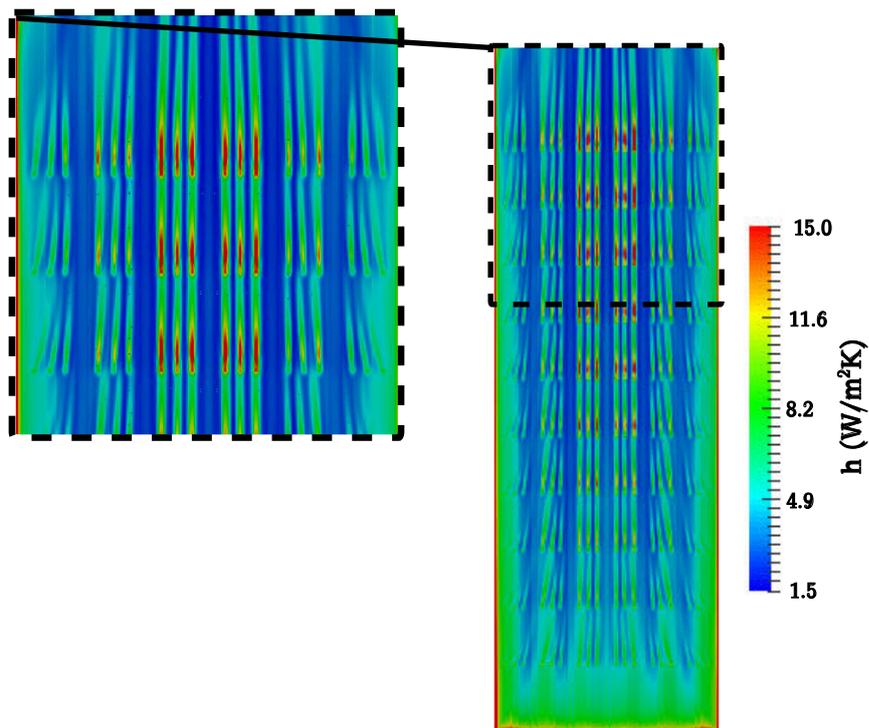


Figura 2.22: Coeficiente de intercambio de calor del panel del radiador con el arreglo de GVDWs.

Por otro lado, se observa que el flujo de calor promedio sobre el panel aumenta en un 12% cuando se utilizan los GVDWs. Este aumento está influenciado por el área de incidencia seleccionada, que es una variable sujeta a optimización. La distribución de temperatura impuesta sobre el panel y su interacción con el arreglo de GVDWs se reflejan en la figura 2.22, que muestra la distribución del coeficiente de transferencia de calor total con los GVDWs.

2.3.1. Conclusión

En este estudio, se ha empleado el indicador TEF, que considera tanto la transferencia de calor como la pérdida de presión. Esta metodología ha demostrado una mejora significativa en la transferencia de calor, con un aumento del coeficiente de transferencia de calor promedio del 12% en la configuración con la menor caída de presión utilizando un arreglo de 180 GVDWs sobre un panel de un radiador de un transformador eléctrico de potencia.

Para lograr un rendimiento óptimo, se abren nuevas vías de investigación, que incluyen la exploración de diseños geométricos y configuraciones de espaciado entre los generadores de vórtices. La optimización de la separación (d) entre la placa y el ángulo de ataque de los generadores de vórtices podría mejorar aún más su interacción con el flujo de aire. Estas investigaciones futuras tienen el potencial de elevar la eficiencia y la efectividad de los generadores de vórtices en sistemas de intercambio de calor.

Desde una perspectiva tecnológica, la fabricación de generadores de vórtices mediante impresión 3D o conformado de láminas metálicas presenta oportunidades prometedoras para futuras validaciones experimentales.

Capítulo 3

Optimización paramétrica de un Generador de Vórtices

Continuando con el trabajo anterior, en este estudio se realizaron investigaciones con el fin de optimizar la forma y el diseño de un generador de vórtices tipo ala delta, similar al utilizado previamente, así como otro objeto de forma curva diseñado para generar vórtices. Estos generadores de vórtices fueron concebidos para ser implementados y colocados sobre la superficie externa de los paneles que forman el radiador de un transformador de potencia.

3.1. Revisión del Estado del Arte

El análisis y la optimización de GVs planos y curvos han sido objeto de numerosos estudios en la literatura científica. A continuación, se revisará brevemente el estado del arte en este campo.

En el trabajo de Park et al. [84], se realizó un análisis numérico utilizando el software comercial ANSYS Fluent con el objetivo de optimizar un GV de sección triangular. La optimización se llevó a cabo mediante el método de Programación Secuencial Cuadrática (SQP) [85–87], ampliamente utilizado para resolver problemas de optimización no lineal con restricciones. Se optimizaron cuatro parámetros geométricos relacionados con la forma del disipador de aluminio. El enfoque principal fue maximizar la transferencia de calor y minimizar la pérdida de carga, con la aplicación prevista en disipadores para componentes electrónicos.

En el trabajo de Jang et al. [88], se llevó a cabo un análisis numérico mediante CFD utilizando el software comercial ANSYS Fluent. El objetivo principal fue investigar la optimización del ángulo de ataque y la ubicación transversal de generadores de vórtices tipo delta-winglets en intercambiadores de calor de tubos con aletas. Para lograr esto, se empleó un método simplificado de Gradiente Conjugado (SCGM) combinado con un Método Diferencial Finito (FDM). Se estudiaron las características termo-hidráulicas, como el factor Colburn (j) y el factor de fricción de Fanning (f), en configuraciones de intercambiadores de calor en línea (4 filas escalonadas) y escalonadas (3 filas escalonadas) dentro de un rango de números de Reynolds (Re) entre 400 y 1200.

En el estudio realizado por Abdollahi et al. [89], se llevó a cabo un análisis numérico mediante CFD utilizando el software comercial ANSYS Fluent. El objetivo principal fue investigar el efecto de la forma y el ángulo de ataque del GV en el intercambio de calor y las características del flujo en un disipador de calor rectangular. Con el propósito de lograr una mejora máxima en la transferencia de calor y una caída de presión mínima, se determinaron los

valores óptimos de estos parámetros utilizando la estrategia óptima de Pareto. Para llevar a cabo la optimización, se combinaron Algoritmos Genéticos (GA) [90] de múltiples objetivos y Redes Neuronales Artificiales (ANNs)[91], lo que permitió obtener resultados más precisos y eficientes en el proceso de optimización.

En su estudio, Wu et al. [92] llevaron a cabo un análisis numérico utilizando ANSYS Fluent para investigar el rendimiento de los GVDWs en intercambiadores de calor de aletas y tubos. Utilizando GA, analizaron cuatro variables de diseño: los efectos del espaciado de las aletas, la relación entre el espaciado de los tubos en dirección longitudinal y en dirección transversal, la relación entre los lados de los GVs, y el ángulo de ataque. El rendimiento del intercambiador de calor se evaluó a través del factor j y del factor f . Debido a la pequeña estructura de los winglets tipo delta, la relación entre los lados de los winglets y el ángulo de ataque tienen un efecto menor en el rendimiento del intercambiador de calor de aletas y tubos en comparación con el espaciado de las aletas y la relación entre el espaciado de los tubos en dirección longitudinal y en dirección transversal. El rendimiento de transferencia de calor $j/f^{(1/3)}$ aumenta con el incremento de la relación entre el espaciado de los tubos en dirección longitudinal y en dirección transversal. Sin embargo, el rendimiento de transferencia de calor $j/f^{(1/3)}$ disminuye con el aumento del espaciado de las aletas.

En Dezan et al. [93] se llevó a cabo un análisis numérico mediante CFD utilizando el software comercial ANSYS Fluent. Se implementó un procedimiento de optimización basado en modelos de sustitución que combinó el GA de clasificación no dominada NSGA-II (Non-Dominated Sorting Genetic Algorithm) con ANNs. El objetivo era optimizar cuatro variables de diseño, que incluyen dos ángulos de ataque y dos posiciones en dirección del flujo para cada tira de GVs tipo delta-winglet, con el fin de maximizar la transferencia de calor en intercambiadores de calor compactos de aletas multilobuladas.

Salviano et al. [94] realizaron un estudio numérico utilizando CFD con el software comercial ANSYS Fluent para optimizar un intercambiador de calor compacto. El objetivo principal fue encontrar una configuración óptima de los GVs tipo delta-winglet que maximizara dos funciones objetivo relacionadas con el factor j y el factor f . Se evaluaron 7 variables de diseño relacionadas con la forma y la posición relativa de los GVs con respecto a los tubos del intercambiador de calor. El problema se abordó como una optimización del coeficiente global de transferencia de calor. Por lo tanto, las funciones objetivo se definieron como la relación entre la transferencia de calor y la pérdida de presión, lo que indica un problema de optimización de un solo objetivo requerido por el método SIMPLEX el cual se utilizó.

En el estudio realizado por Silva et al. [95], se llevó a cabo un análisis numérico utilizando CFD con el software comercial ANSYS Fluent. El objetivo de la investigación fue maximizar la relación entre la transferencia de calor y la caída de presión mediante la optimización utilizando GA. Se examinó el impacto de 5 variables de diseño, que incluyen 4 variables que definen la forma y el ángulo de ataque del GV tipo delta-winglet, en la transferencia de calor de un calentador solar de agua insertados dentro de un tubo circular.

En [96] se llevó a cabo un análisis numérico mediante CFD utilizando el software comercial ANSYS Fluent. Este estudio se enfocó en la aplicación de GVDWs en microcanales con el

objetivo de mejorar la transferencia de calor y la pérdida de presión. Se exploraron diferentes variables de diseño, como el ángulo de ataque, la longitud, altura, el tipo de disposición, la distancia transversal y longitudinal entre los GVs en diferentes números de Reynolds. Las características térmicas e hidráulicas se evaluaron utilizando el número de Nusselt y el factor de fricción. Se empleó el Algoritmo Genético Multiobjetivo (MOGA) como método de optimización.

En el estudio realizado por Dey et al. [97], se utilizó el software de código abierto OpenFOAM para llevar a cabo un análisis numérico mediante CFD. El objetivo principal fue investigar y analizar el aumento de la transferencia de calor en la pared de un canal al introducir un cilindro cuadrado adiabático como GV. Se realizaron variaciones en la posición del cilindro, tanto axial (en la dirección del flujo) como transversal (normal a la dirección del flujo), con el fin de analizar el efecto de estos parámetros en el rendimiento de transferencia de calor en la pared del canal. Además, se investigó el efecto del cambio en la longitud y altura del canal, así como el número Re , en las características de transferencia de calor. Para la optimización del sistema, se utilizó la plataforma MATLAB y se implementó el algoritmo de optimización de Enjambre de Partículas (PSO) con el objetivo de maximizar la tasa de transferencia de calor.

En [98] se realiza un estudio muy interesante, se utilizó el software comercial ANSYS Fluent para realizar simulaciones numéricas en un canal de aire rectangular. Se investigaron las características térmicas y de flujo de GVs planos y curvados, tanto con como sin perforaciones en su superficie.

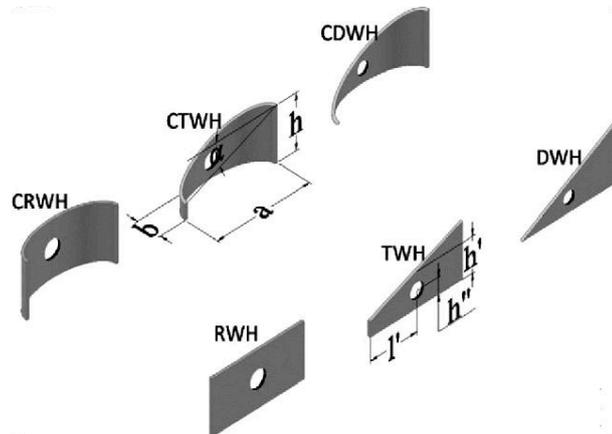


Figura 3.1: Distintos GVs. Figura extraída de [98].

La introducción de los GV en el flujo del canal generó flujos secundarios [99], específicamente vórtices longitudinales de contra-rotación. Se encontró que la intensidad de estos flujos secundarios estaba relacionada con la mejora de la transferencia de calor. Además, se propuso el principio de sinergia de campo (FSP) [100, 101] como una explicación para esta mejora, destacando la importancia de reducir el ángulo de sinergia entre el gradiente de velocidad y la temperatura del fluido. Se observó que los GVs planos exhibieron un mayor intercambio de calor, medido por el coeficiente de Nusselt (Nu), y también tuvieron un mayor factor f en comparación con los GV curvados. Por otro lado, los GV curvados mostraron un menor coeficiente de Nu pero también tuvieron un menor factor f . En consecuencia, los GV curvos lograron un mayor rendimiento térmico en términos del coeficiente TEF. La evaluación de la influencia del diámetro y la posición de los agujeros en los GV reveló que existen valores óptimos que no pueden elegirse

al azar. La presencia de agujeros puede tener un efecto tanto positivo como negativo en la transferencia de calor, dependiendo del tamaño y la ubicación de los agujeros. Es crucial seleccionar cuidadosamente estos parámetros para lograr un equilibrio óptimo entre la mejora de la transferencia de calor y la pérdida de presión.

En [102] se realiza un análisis experimental que involucra nueve configuraciones diferentes de generadores de vórtices curvos cóncavos escalonados para mejorar el rendimiento térmico en un intercambiador de calor de aletas onduladas.

En el estudio realizado por Kashyap et al. [51], se utilizó el software comercial ANSYS Fluent para realizar un análisis numérico. El objetivo fue evaluar el rendimiento de transferencia de calor y las características del flujo en GVs modificados a partir de un GV tipo winglet rectangular. Se investigaron los efectos de diferentes geometrías superficiales, incluyendo superficies cóncavas y convexas en las caras frontal y posterior del generador de vórtices.

Los GVs fueron obtenidos curvando las superficies cóncavas o convexas a partir del GV rectangular. Se mantuvo un área transversal y un volumen uniformes mediante el uso de espesores variables de la base y radios de curvatura. En todos los casos, se realizó una modificación del diseño de la superficie, afectando solo el 60-70 % del área en comparación con el GV rectangular de referencia.

Para evaluar el rendimiento de transferencia de calor, se analizaron el número de Nusselt y los coeficientes de presión y fricción. Estos parámetros proporcionaron información sobre la eficiencia de transferencia de calor y la dinámica de los vórtices generados por los diferentes diseños de GVs.

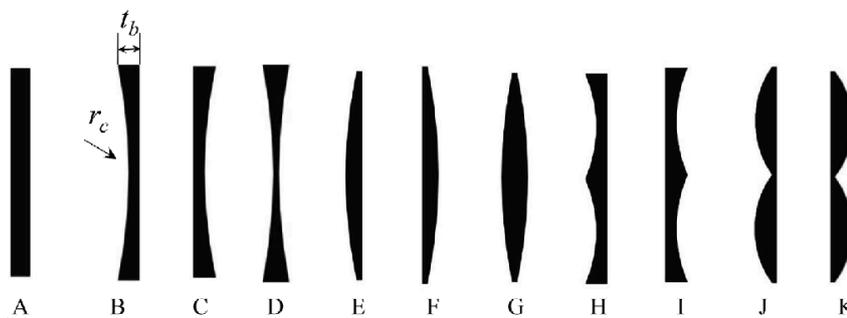


Figura 3.2: Distintas geometrías de GVs obtenidas a partir del GV rectangular A. Figura extraída de [51].

Se explica la interpretación topológica que relaciona las conexiones de las líneas de vórtice con el flujo utilizando la helicidad. La helicidad es el producto escalar del vector de velocidad y el vector de vorticidad. [103–105] Los cambios topológicos en el flujo que ocurren aguas abajo del generador de vórtices son responsables de grandes cambios en la densidad de helicidad.

Se detallan cuatro vórtices prominentes en el flujo aguas abajo de los GVs. Estos vórtices se denominan con los nombres P, I, Hp y Hl. El vórtice P se forma debido a la diferencia de presión entre las superficies frontal y posterior del GV y se le denomina vórtice primario. El flujo aguas arriba tiene una presión considerablemente alta, que se curva alrededor del extremo posterior del GV hacia el área de baja presión. El flujo que envuelve la superficie y la curvatura del flujo debido a la diferencia de presión crean el vórtice P. Bajo la influencia del vórtice P y la pared superior, se induce un vórtice de menor intensidad denominado vórtice I. Este gira en dirección

opuesta al vórtice P y se le llama vórtice inducido. Con un perfil de velocidad parabólico aguas arriba del GV, la sección cerca de la placa base tiene una velocidad inferior a la sección alejada de la placa base. La curvatura de la velocidad debido a la superficie frontal del GV se considera un vórtice de herradura de alta presión en el lado superior (Hp). La curvatura del flujo hacia abajo debido a la superficie posterior del GV crea un vórtice de herradura de baja presión en el lado inferior (Hl). Los vórtices P y Hp siempre tienen la misma orientación de circulación, mientras que los vórtices I y Hl tienen orientaciones opuestas, con alteración en la intensidad y extensión de los vórtices.

Los resultados obtenidos mediante CFD muestran que la aplicación de múltiples superficies en la cara frontal y una sola en la cara posterior del GV puede mejorar el vórtice primario aguas abajo del generador.

En el artículo de Song et al. [106], se lleva a cabo un análisis numérico con CFD para evaluar el rendimiento de transferencia de calor y las características del flujo en un canal de un intercambiador de calor de placas bajo flujo laminar. Se investigan distintos ángulos de ataque y ángulos centrales de GVs tipo winglet plano, con curvas cóncavas y otro con curva convexas. Se analizan el número Nu, la intensidad de los vórtices longitudinales y el factor f. Además, se realiza una comparación del rendimiento global con el factor TEF.

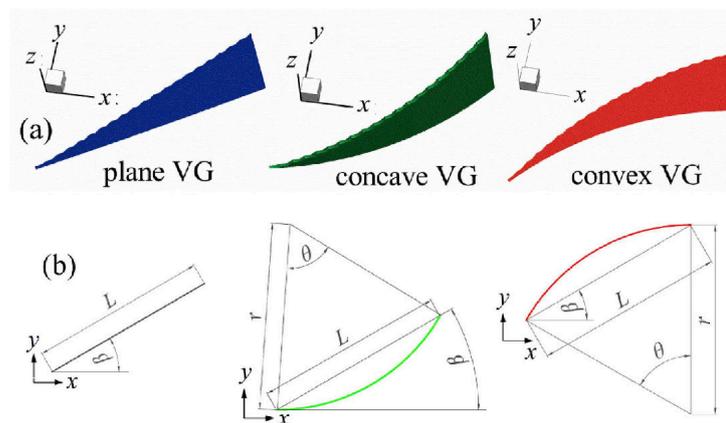


Figura 3.3: GV tipo winglet plano, cóncavo y convexo. Figura extraída de [106].

La diferencia en los vórtices longitudinales entre el GV plano y el GV cóncavo es mínima. Los vórtices longitudinales generados por el GV convexo son significativamente más débiles que los del GV plano.

Los vórtices longitudinales generados por el GV cóncavo son significativamente más grandes que los vórtices longitudinales generados por el GV convexo, y los vórtices longitudinales generados por el GV convexo son mucho más sensibles a los cambios en el ángulo de ataque y el ángulo central.

La diferencia en la intensidad de los vórtices para estas tres formas analizadas disminuye con el aumento del ángulo de ataque, lo que indica que el GV cóncavo es mucho más efectivo para aumentar la intensidad de los vórtices cuando el ángulo de ataque es pequeño en comparación con el GV plano.

Una de las características más distintivas es que el valor del número Nu para el GV cóncavo

es mayor que el del GV plano, mientras que el valor de Nu para el GV convexo es menor que el del GV plano. Otra característica distintiva es que el valor de Nu para el GV cóncavo aumenta con el aumento del ángulo central, mientras que ocurre lo contrario para el GV convexo. Por lo tanto, la diferencia en Nu entre el GV cóncavo y el GV convexo aumenta con el aumento del ángulo central.

El factor f aumenta con el aumento del ángulo de ataque tanto para el GV cóncavo como para el GV convexo. Para el GV cóncavo, f aumenta con el aumento del ángulo central. Por el contrario, para el GV convexo, f disminuye con el aumento del ángulo central, excepto para el ángulo central en el rango de 60 a 80° en el caso con ángulo de ataque igual a 20° . La razón de esto es que la curvatura del GV convexo aumenta con el aumento del ángulo central. El fluido generalmente fluye a lo largo de la superficie curva del GV convexo cuando el valor del ángulo central no es muy grande. Sin embargo, el fluido se separará de la parte trasera del GV convexo cuando el valor del ángulo central sea grande debido a la gran curvatura. Por lo tanto, la pérdida de presión aumenta ligeramente debido a la separación del flujo. Los valores de f para el GV cóncavo son siempre mayores que los valores correspondientes de f para el GV convexo con los mismos valores de ángulo de ataque y central. Y la diferencia en f entre el GV cóncavo y el GV convexo aumenta con el aumento del valor del ángulo central.

Los resultados demostraron que el GV cóncavo, que puede generar vórtices longitudinales con una gran intensidad, sería más adecuado para mejorar la transferencia de calor en comparación con el GV plano y el GV convexo.

En el estudio realizado por Xie et al. [107], se llevó a cabo una investigación numérica sobre los generadores de vórtices curvos-rectangulares que se construyen directamente en las superficies de las aletas de intercambiadores de calor de aletas-tubos. Se analizaron las características de flujo y transferencia de calor, centrándose en los efectos paramétricos de la altura del GV y el radio del GV en un amplio rango de números de Reynolds. Los mecanismos de transferencia de calor se estudiaron utilizando la teoría del flujo secundario y el principio de sinergia de campo, enfoque utilizado también en el trabajo de Lu et al. [98].

En el estudio realizado por Shi et al. [108], se llevó a cabo un análisis numérico por CFD utilizando el software comercial ANSYS Fluent para investigar la influencia de la ubicación longitudinal de un GV tipo delta-winglet curvado, en la transferencia de calor de un intercambiador de calor de tubos aletados. Se consideraron cinco posiciones longitudinales diferentes, y los resultados obtenidos complementan los hallazgos de investigaciones previas realizadas por Song [102].

En el artículo de Oh et al. [109], se utilizó el software ANSYS CFX para realizar un análisis computacional por CFD de las características térmicas y de flujo de los GVs con forma de ala rectangular curvos (CVGs), ala delta curvos aguas arriba (DWU) y ala delta curvos aguas abajo (DWD). Se emplearon coordenadas polares basadas en el centro del tubo para definir las posiciones de los GVs, lo que permitió realizar un estudio paramétrico de los efectos del ángulo de posición y la distancia radial de los GVs. Los resultados indicaron que el ángulo de posición es un parámetro importante que influye en las características de rendimiento de transferencia de calor de un intercambiador de calor con GVs curvos. Además, se observó que los GVs curvos

presentan una penalización de pérdida de presión relativamente baja, aunque sus mejoras en la transferencia de calor son comparables a las de los GVs convencionales, estos hallazgos concuerdan con investigaciones previamente citadas.

En el estudio realizado por Esmaeilzadeh et al. [110], se llevó a cabo una simulación numérica en estado estacionario utilizando el software comercial ANSYS Fluent.

Se instalaron pares de winglets trapezoidales (TWP) y pares de winglets trapezoidales curvados (CTWP, curva cóncava) en un canal plano de un intercambiador de calor compacto para analizar los efectos de los vórtices longitudinales inducidos por los GVs. La simulación del flujo turbulento se realizó mediante el modelo de tensiones de Reynolds (RSM), y el flujo tenía un número Re en el rango de 7000 a 35000. Se examinaron el número Nu, la intensidad de los vórtices longitudinales y el factor f , y se comparó el rendimiento global con el factor TEF.

Con el fin de observar el efecto del flujo secundario en el campo de temperatura desde el punto de vista del principio de sinergia de campo, (ídem al utilizado en [98, 107]) el cual es el ángulo de intersección entre los vectores de velocidad y los gradientes de temperatura. La reducción de este ángulo mejora efectivamente la transferencia de calor por convección. Si no hubiera fluctuaciones ni flujos secundarios en el canal, como en el caso del canal plano en ausencia de GVs, no existiría una condición de sinergia, ya que las líneas de flujo son perpendiculares a los gradientes de temperatura.

Para lograr una máxima mejora en la transferencia de calor y una caída de presión mínima, se determinó la altura óptima y el espacio libre entre los dos generadores de vórtices mediante ANNs y GA de un solo objetivo.

Los resultados numéricos mostraron que CTWP tiene una caída de presión menor y un mejor rendimiento general en comparación con TWP. Debido a una mayor intensidad en la generación de flujos secundarios, la circulación para TWP es mayor que para CTWP. La circulación alcanza su nivel máximo detrás de los GVs y decae gradualmente aguas abajo debido a la disipación viscosa.

Se analizó la relación de Nu/Nu_0 para los dos GVs. Se observó que el número de Nusselt promedio para TWP es relativamente mayor en comparación con CTWP. Sin embargo, al considerar el TEF, se puede ver claramente que para TWP, la caída de presión aumenta más que la mejora en la transferencia de calor, mientras que CTWP tiene un mejor rendimiento general.

En [111], se llevó a cabo un estudio numérico mediante CFD utilizando el software comercial ANSYS Fluent. El objetivo de esta investigación fue encontrar el conjunto óptimo de parámetros geométricos para un calentador solar de aire que utiliza GVs cónicos modificados. Para lograr esto, se aplicó la técnica de optimización conocida como Análisis de Relación Gris (GRA, por sus siglas en inglés). En este caso, se analizaron dos variables de diseño: la relación de altura relativa de los GVs y la relación de paso relativa.

En [112], se optimiza la geometría de los GVs tipo winglet trapezoidal curvado en un intercambiador de calor utilizando CFD y el software ANSYS Workbench. Se utilizan MATLAB, ANNs y GA para maximizar el factor j y minimizar el factor f . Se identifican tres parámetros críticos: radio del arco, ángulo subtendido y altura del borde de ataque del winglet. El GV se

ubica en la parte posterior del tubo, alternando los lados. El objetivo es mejorar la eficiencia y la transferencia de calor del intercambiador de calor. En el trabajo presentado en [113], se extiende el estudio realizado en [112] utilizando el Algoritmo Genético Multiobjetivo (MOGA) y empleando dos GVs ubicados en la parte posterior del tubo.

En el trabajo de [114], se presenta un marco de optimización para encontrar la configuración óptima de un GV en forma de semiesfera (SVG) que se colocará aguas abajo de un orificio de enfriamiento de la etapa de alta presión de una turbina para protegerla contra la fusión. Aguas abajo del orificio de enfriamiento se genera un par de vórtices de contra-rotación (CVP) que reducen la difusión lateral del chorro. Para mejorar la efectividad de la refrigeración por película, se utiliza el marco de optimización con un enfoque combinado que incluye el uso de la Red Generativa Adversarial Condicional (CGAN), CFD y el Algoritmo de Búsqueda de Gorriones (SSA) (algoritmo basado en poblaciones, con ciertas similitudes a PSO). Se consideran cuatro variables de diseño, que incluyen el ángulo de orientación compuesto, la distancia entre el centro del orificio y el SVG, la dirección del SVG y el radio del SVG. Estas variables se optimizan utilizando el algoritmo SSA para mejorar la difusión del chorro de refrigerante en el enfriamiento.

En el estudio realizado por Hu et al. [115], que es similar al trabajo realizado por Song et al. [102] y cuenta con la participación de algunos miembros del mismo equipo de investigación, se lleva a cabo un análisis numérico utilizando CFD y se realiza la optimización de la disposición de los GV tipo winglet curvos cóncavos. El objetivo principal es mejorar el rendimiento térmico del intercambiador de calor. Para lograr esto, se utiliza un enfoque de optimización multiobjetivo mediante el uso de MOGA y ANNs. Se consideran dos parámetros de optimización que están relacionados con las distancias de posicionamiento de los GV con respecto al tubo del intercambiador de calor.

3.2. Optimización de Generadores de Vórtices

Como se ha evidenciado en la bibliografía mencionada anteriormente, tanto la ubicación como la forma de los GV tienen un impacto significativo en la disipación de calor y en el rendimiento térmico global. Estos hallazgos resaltan la importancia de considerar cuidadosamente estas variables. La optimización se ha convertido en una estrategia efectiva para mejorar el rendimiento térmico.

Con el objetivo de maximizar la transferencia de calor del aceite al aire, se sigue una estrategia de optimización que implica la automatización de la generación de la geometría, la generación de la malla, la ejecución del solver termo-fluido dinámico, el post-procesamiento y el retorno de los resultados al optimizador para la optimización de las variables en tiempo real. Este proceso está completamente automatizado y se encuentra acoplado a un optimizador basado en poblaciones, todo ello gestionado a través de un script en lenguaje Python.

Muchos problemas de optimización no lineal que involucran la conducción de calor sobre geometrías complicadas poseen espacios de diseño no convexos y, por lo tanto, múltiples valores óptimos locales. Por lo tanto, encontrar una solución óptima no siempre garantiza la presencia de un óptimo global [116–118]. Por un lado, aunque los algoritmos basados en gradientes

generalmente convergen rápidamente en la región de la solución, son altamente dependientes de las soluciones iniciales de prueba y es muy probable que caigan en mínimos locales.

Entre los algoritmos versátiles de inteligencia de enjambre y algoritmos evolutivos [119] que apuntan a resolver problemas de optimización global de naturaleza numérica, la Optimización por Enjambre de Partículas (*Particle Swarm Optimization*, PSO) [120, 121] es uno de los más ampliamente aplicados. Las aplicaciones de PSO se pueden encontrar en casi todas las disciplinas científicas [122], desde estudios de lenguaje [123] hasta el desarrollo de nanotecnología [124].

El concepto de PSO se basó en el comportamiento de las bandadas de aves y fue introducido en 1995 [121], y desde entonces se han propuesto numerosas variantes cada año, con diversos niveles de modificaciones. Con raras excepciones, las variantes de PSO se basan en el movimiento de partículas individuales a través del espacio de búsqueda, imitando el enjambre de aves o insectos. Discutir la historia del desarrollo de PSO, su importancia entre las metaheurísticas o los detalles de variantes específicas de PSO está más allá del alcance de este estudio.

Por otro lado, los algoritmos basados en poblaciones generalmente utilizan algún mecanismo para mejorar las soluciones iniciales y tienen un desempeño consistente en diferentes tipos de problemas, por lo que se consideran métodos robustos que generalmente evitan mínimos locales y la solución final se encuentra en las cercanías del mínimo global. Sin embargo, su convergencia es muy lenta [125], y para la optimización de variables continuas, no se garantiza el mínimo global de la función objetivo. Parece ser que los enfoques híbridos que combinan las ventajas de varios optimizadores son generalmente el enfoque preferido [126–128].

La estrategia seguida en este estudio se basa en tratar de encontrar el máximo global a través de simulaciones mediante CFD. Continuamos utilizando el software de código abierto *Code_Saturne* para la resolución de las ecuaciones que rigen los fenómenos termo-fluido-dinámicos. Este proceso se acopla a un esquema automático de optimización que utiliza el algoritmo basado en poblaciones ALPSO (*Augmented Lagrangian Particle Swarm Optimizer*) con restricciones, desarrollado por el Dr. Ruben E. Perez y Peter W. Jansen [129], e implementado en *pyOpt* v1.2.0 [130] el cual es un software de código abierto basado en Python que permite formular y resolver problemas de optimización no lineal con restricciones.

El autor de esta tesis ha participado en la realización de dos investigaciones utilizando esta metodología específica. Estas investigaciones han sido publicadas en dos revistas científicas: La primera investigación fue publicada en la revista “Ocean Engineering” de Elsevier. El artículo se titula “An automatic parallel scheme to design an augmented hydrokinetic river turbine using a simulation-based optimization approach” [21] La segunda investigación fue publicada en la revista “Structural and Multidisciplinary Optimization” de Springer. El artículo se titula “A simulation-based optimization approach for poultry axial exhaust fans to fulfill aerodynamic and mechanical service constraints” [20]. .

3.2.1. Análisis de convergencia de la malla

Las mallas de volúmenes finitos se generan utilizando el código abierto cfMesh [131], una herramienta especializada en generación de mallas hexaédricas que funciona de manera eficiente y ha sido optimizada para aprovechar múltiples núcleos de procesamiento en entornos paralelos. Se lleva a cabo un análisis de convergencia en malla para establecer el tamaño adecuado de las celdas de la malla a los fines de capturar con precisión los gradientes de velocidad y temperatura. Se evaluaron cuatro mallas, que se muestran en la tabla 3.1. El dominio computacional (ver figura 3.4) consiste en un canal de aire entre placas paralelas sin generadores de vórtices (GVs). Las dimensiones del dominio computacional según los ejes coordenados cartesianos son: $Lx = 80[\text{mm}]$, $Ly = 177.8[\text{mm}]$ y la altura de separación entre placas es $Lz = 40[\text{mm}]$ (que es una distancia usual entre los paneles de los radiadores de transformadores de potencia [27]).

Es importante señalar que el dominio computacional utilizado en este capítulo difiere del utilizado en el trabajo previo [19], ya que buscamos optimizar un GV que puede tener mayores dimensiones. No obstante, hemos mantenido la separación entre paneles (Lz), que es una distancia constructiva proporcionada por el fabricante.

Para el análisis de convergencia de la malla, se estableció una velocidad de aire (u_{in}) de $1.05[\text{m/s}]$ en la entrada (Inlet). Esta velocidad corresponde al número Re más alto mencionado en [19], es decir, $Re = (\rho_0 u_{\text{in}} D_h) / \mu = 5316$, donde ρ_0 es la densidad del aire ($1.177[\text{kg/m}^3]$), y ν es la viscosidad cinemática ($1.578 \times 10^{-5}[\text{m}^2/\text{s}]$), valores que se mantienen constantes desde el capítulo anterior. El diámetro hidráulico (D_h) para el caso de flujo entre placas paralelas es igual a dos veces la separación entre ellas, lo que da como resultado $D_h = 80[\text{mm}]$.

Las condiciones de contorno (ver figura 3.4) se definen de la siguiente manera: en la entrada (Inlet), se impone la velocidad u_{in} y se establece un gradiente nulo para la presión. En la salida (Outlet), se aplica una presión de referencia y se establece un gradiente nulo para la velocidad. En las superficies inferior (Bottom) y superior (Top), se aplica la condición de no deslizamiento (No-Slip) para la velocidad y se establece un gradiente nulo para la presión. En las superficies laterales, se aplican condiciones de simetría para la velocidad y la presión.

La temperatura de entrada (T_{in}) se fija en $303[\text{K}]$, y la temperatura de las paredes calentadas (T_w) se establece en $343[\text{K}]$.

El problema se resuelve utilizando cuatro mallas (M1, M2, M3, M4), que tienen diferentes niveles de refinamiento, es decir, en cada malla, el tamaño de la celda se va disminuyendo para mejorar la precisión de la simulación. Además se emplea un nivel mayor de refinamiento en la zona de influencia donde se alojará el GV, así como en las superficies inferior (Bottom) y superior (Top), como se puede apreciar en la figura 3.6. Estas mallas son dominantes en hexaedros para evitar problemas de calidad de la malla, como la no-ortogonalidad de las celdas, la distorsión de las celdas y el desplazamiento de las celdas (skewness) [62, 132, 133], que pueden afectar adversamente la resolución de las ecuaciones de Navier-Stokes y, por consiguiente, la precisión de los resultados del análisis térmico y fluidodinámico.

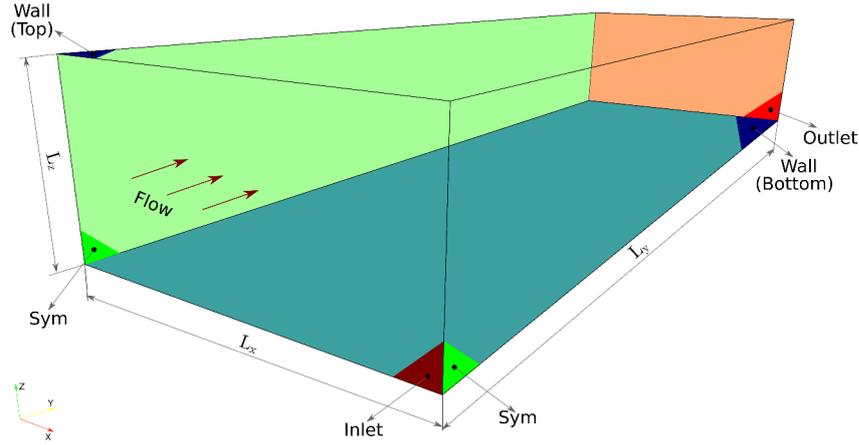


Figura 3.4: Representación del dominio computacional para el análisis de convergencia en malla.

Shah y Bhatti [81], obtuvieron la siguiente expresión para el número de Nusselt local (Nu_x) a partir de la correlación desarrollada por Stephan [82] para el flujo establecido entre placas paralelas con la misma temperatura impuesta en ambas placas para $0.1 < Pr < 100$. En la figura 3.5 se presentan los resultados obtenidos por CFD para las distintas mallas y la solución analítica.

$$Nu_x = 7.55 + \frac{0.024X^{*-1.14} (0.0179Pr^{0.17}X^{*-0.64} - 0.14)}{(1 + 0.0358Pr^{0.17}X^{*-0.64})^2} \quad (3.1)$$

donde

$$X^* = \frac{x/D_h}{Re Pr}; \quad (3.2)$$

donde: x representa el eje coordenado en dirección del flujo.

Nota Importante: Debido a la representación visual en algunas imágenes de resultados, los ejes de coordenadas han sido rotados con respecto a la orientación convencional. Las ecuaciones y los cálculos se mantienen fieles a las convenciones estándar en la Dinámica de Fluidos Computacional, y los resultados se interpretan de acuerdo con estos cálculos.

Para evaluar el tamaño de malla cerca de la pared, se define la distancia adimensional a la pared y^+ :

$$y^+ = \frac{u^*y}{\nu}; \quad u^* = \frac{\tau_w}{\rho} \quad (3.3)$$

donde u^* es la velocidad de fricción y τ_w es el esfuerzo cortante en la pared. T^+ es la temperatura adimensional, definida de la siguiente manera:

$$T^+ = \frac{T_w - T_b|_x}{T^*}; \quad T^* = \frac{q_w}{\rho C_p u^*} \quad (3.4)$$

siendo q_w el calor transferido a través de las paredes calentadas (Wall).

$$T_b|_x = \frac{\int_A \rho u T dA}{\dot{m}} = \frac{\int_A \rho u T dA}{\rho \int_A u dA} = \frac{1}{\bar{u} A} \int_A u T dA, \quad (3.5)$$

donde $T_b|_x$ es la temperatura del bulk promediado por el área A transversal a la dirección principal del flujo calculado en la posición x ; \dot{m} es el flujo másico, \bar{u} es la velocidad promedio.

Las ecuaciones que gobiernan, los esquemas de resolución numérica y los modelos de turbulencia son los mismos que los utilizados al final del capítulo anterior, como se describió en detalle en el artículo previamente publicado [19]. El modelo de turbulencia utilizado es el $k-\omega$ SST, propuesto por Menter [80].

Se construyeron mallas dominantes en hexaedros de alta calidad para el análisis de convergencia en malla. Esta etapa es crucial, ya que los resultados de las simulaciones de CFD dependen considerablemente de la calidad de la malla.

La figura 3.5 muestra la convergencia del número de Nusselt local con el refinamiento de la malla. Los resultados calculados con la malla M1 (curva azul) muestran grandes discrepancias cerca de la región de entrada. Los resultados obtenidos utilizando la malla M3 y M4 se ajustan mucho mejor a la solución analítica.

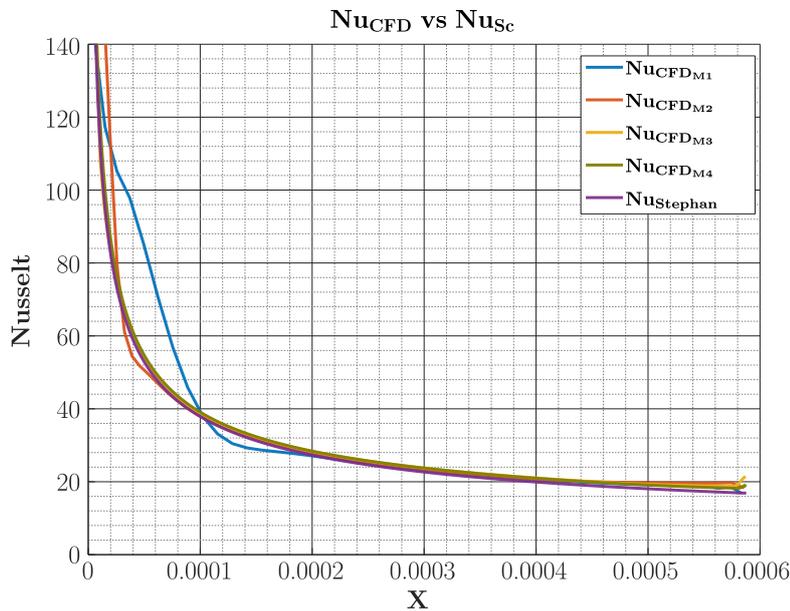


Figura 3.5: Comparación del Nusselt local computado para las distintas mallas con aquel obtenido mediante la correlación de Stephan [82].

	Cells	y^+_{max}	y^+_{avg}	T^+_{max}	T^+_{avg}	$q_w [W]$
M1	52844	5.86	3.36	4.19	2.40	6.03
M2	287096	4.04	1.71	2.89	1.22	5.97
M3	1928036	2.68	8.71×10^{-1}	1.92	6.23×10^{-1}	5.99
M4	14030544	1.77	4.39×10^{-1}	1.27	3.14×10^{-1}	6.00

Tabla 3.1: Resultados del análisis de convergencia en malla para el flujo entre placas planas paralelas a temperatura constante.

La malla M3 fue seleccionada como la más adecuada en términos de la transferencia de calor (q_w) y el criterio del Nu local, debido a su menor costo computacional en comparación con la malla M4. A pesar de la diferencia en el número de celdas entre ambas mallas, la variación en la transferencia de calor fue mínima. Esta elección se basó en la necesidad de reducir los tiempos y recursos computacionales sin comprometer significativamente la precisión del análisis.

La tabla 3.2 presenta algunos parámetros de calidad de malla para la malla M3. Tiene 1928036 celdas, de las cuales 1892304 son hexaedros, 32 son prismas, 32 son pirámides, 32 son tetraedros y 35636 son poliedros (ver Fig. 3.6).

Las mallas hexaédricas ofrecen soluciones de mayor precisión en comparación con las mallas tetraédricas cuando se emplea el mismo número de celdas, especialmente si las líneas de la malla están alineadas con el flujo. Las mallas tetraédricas también son viables, pero requieren la elección cuidadosa de esquemas numéricos para alcanzar un nivel de precisión equiparable. Las mallas tetraédricas consumen recursos computacionales adicionales durante la fase de resolución.

Se estableció un tamaño máximo de celda de 1[mm] en todo el dominio. Para las placas (Top y Bottom) y la región que alojará el GV, se utilizó un tamaño de celda de 0.5[mm]. Se aplicaron dos capas de refinamiento fino para capturar de manera efectiva los efectos de las capas límite térmicas y viscosas, asegurando un buen comportamiento de las variables adimensionales y^+ (capa límite) y T^+ (temperatura adimensional) en estas áreas. Estos parámetros se mantuvieron constantes en todos los casos.

Los casos de optimización de los GVs, que se describirán a continuación, se basaron en esta malla de referencia. También se verificó que al incorporar los GVs en el dominio, no se observaron cambios significativos en los parámetros de calidad de la malla. Cualquier alteración en la calidad de la malla se abordó mediante un proceso de corrección con la herramienta cfMesh.

Máxima no-ortogonalidad	40.510
No-ortogonalidad promedio	1.613
Máximo Skewness	4.864×10^{-1}

Tabla 3.2: Algunas propiedades de calidad de malla para la malla M3.

Para verificar la calidad de la malla, los valores fueron calculados utilizando la utilidad CheckMesh de OpenFOAM [134, 135]. Los principales parámetros que definen la calidad de la malla seleccionada se muestran en la tabla 3.2. El valor de la no-ortogonalidad (*non-orthogonality*) se define como el ángulo entre la línea que conecta dos centros de celda y la normal a su cara común. Cuando la malla está sesgada (*skewness*), la línea que une dos centros de celda no pasa necesariamente por el centroide de la cara común. El valor de sesgo es entonces la distancia entre el centroide de la cara común y el punto de intersección de la línea que une los dos centros de celda.

Como buena práctica recomendada, se considera que un valor de no ortogonalidad menor de 40 es excelente, mientras que un valor inferior a 60 se clasifica como bueno. Por otro lado, un valor superior a 70 grados se considera relativamente deficiente. Los errores relacionados con el skewness tiene un impacto significativo en la precisión de la solución y el rendimiento del solucionador.

La calidad de la malla tiene un impacto directo en la calidad de la solución. En palabras de Hrvoje Jasak, el co-autor de OpenFOAM: “Aquel que controla la malla, controla la solución”.

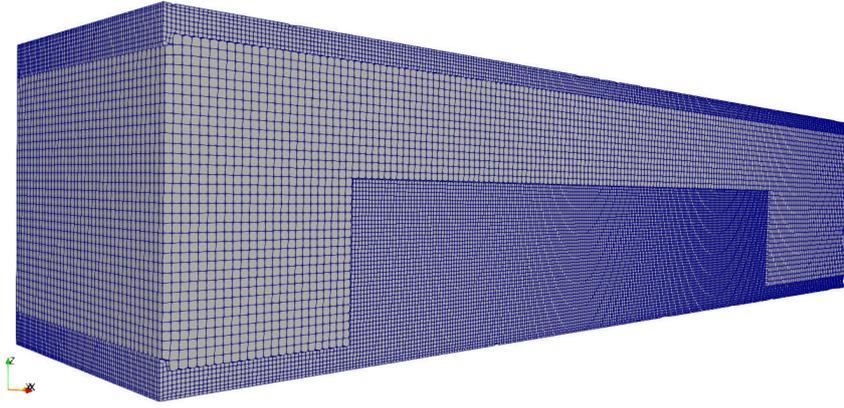


Figura 3.6: Vista 3D de la sección transversal de la malla seleccionada M3. Las placas poseen un nivel de refinamiento mayor al igual que la zona donde se alojará el GV.

3.2.2. Validación

Con el propósito de validar y verificar los resultados previamente reportados en [19], se adoptó el mismo GV tipo ala delta, caracterizado por las siguientes dimensiones: envergadura del ala $b = 6.35[\text{mm}]$, cuerda $c = 12.7[\text{mm}]$, ángulo de ataque del generador $\text{AoA} = 30.0^\circ$, distancia de separación entre el borde de fuga del GV y la superficie del panel $d = 3.0[\text{mm}]$, y espesor $t = 1.0[\text{mm}]$ (para todos los GV el espesor se mantiene igual).

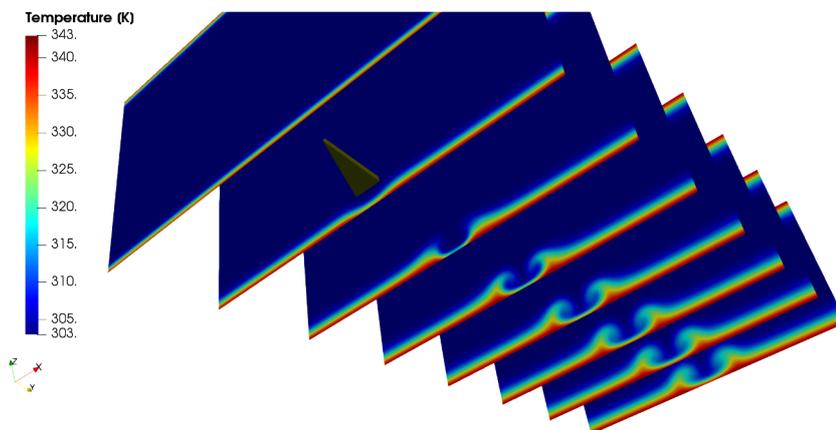


Figura 3.7: Distribución del campo de temperatura para el caso de validación.

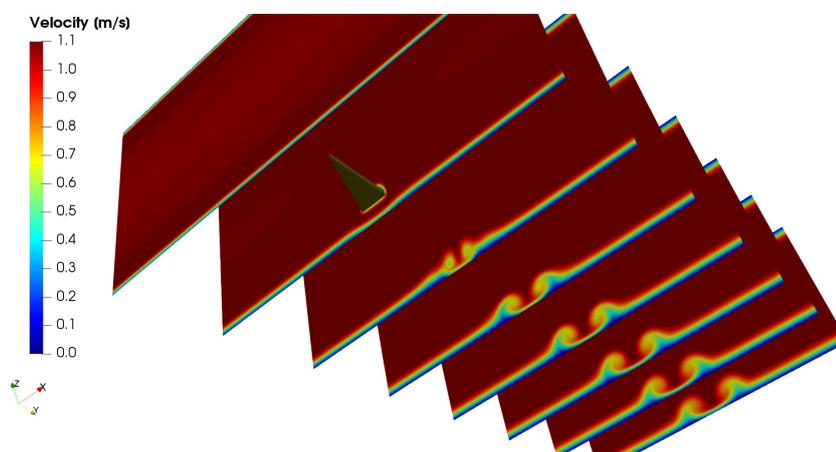


Figura 3.8: Distribución del campo de velocidades para el caso de validación.

La vorticidad $\vec{\omega}$ [1/s] es una propiedad fundamental en la mecánica de fluidos que describe la rotación local de un fluido en un punto dado [136]. Se define como el rotacional del campo de velocidad del fluido:

$$\vec{\omega} = \nabla \times \vec{u} \quad (3.6)$$

y proporciona información sobre la tendencia del fluido a girar en su lugar. Cuando la vorticidad es nula, significa que el fluido fluye de manera suave y no se produce rotación local. Por otro lado, valores no nulos de vorticidad indican la presencia de remolinos o torbellinos en el fluido. La vorticidad es una magnitud clave en el análisis de flujos complejos y turbulentos, ya que está relacionada con la generación de estructuras vorticales que afectan la transferencia de calor y la dinámica de los flujos.

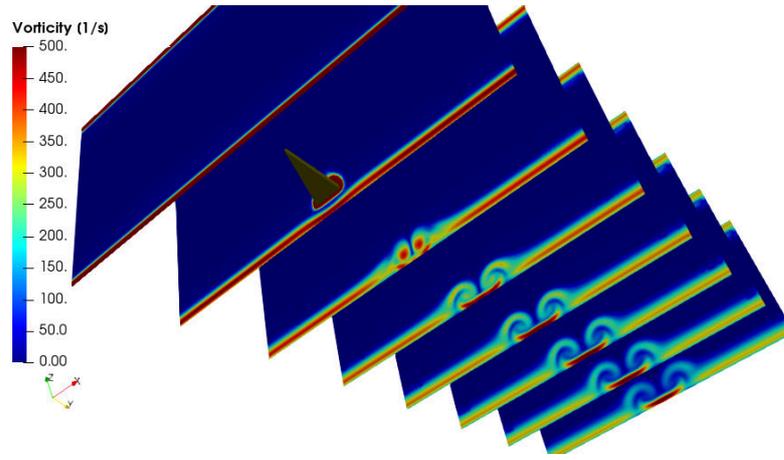


Figura 3.9: Distribución del campo de la vorticidad para el caso de validación.

El criterio Q [1/s²], propuesto por Hunt et al. [137] también es una herramienta fundamental para evaluar la estabilidad y la dinámica de los flujos. Este criterio se basa en la comparación de las magnitudes de las velocidades tangenciales y radiales en un flujo, lo que proporciona información crucial sobre la presencia de vorticidad y la posible formación de regiones de recirculación.

$$Q = 0.5((\nabla \cdot \vec{u})^2 - (\vec{\omega} / |\vec{\omega}| \cdot \vec{u}^T)) \quad (3.7)$$

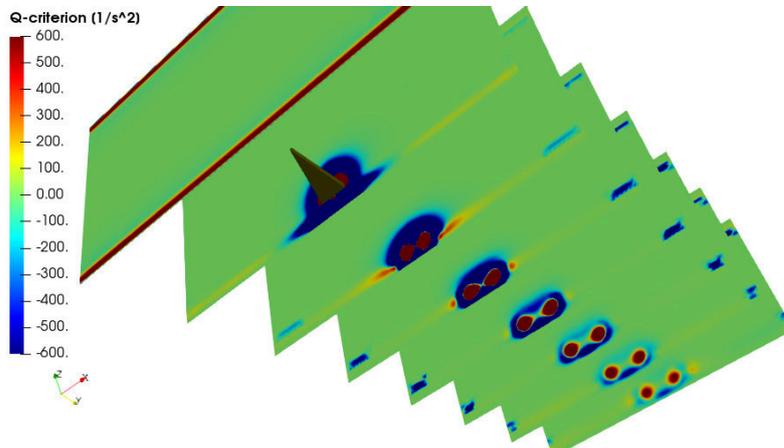


Figura 3.10: Distribución del criterio Q para el caso de validación.

Se consideran estos dos parámetros como variables importantes para evaluar los generadores

de vórtices en la modificación de la distribución de vorticidad del flujo de aire en la interfaz con las placas del radiador.

Al igual que en el trabajo [19], para evaluar ambos fenómenos (térmico y fluido-dinámico) se utiliza el indicador combinado TEF para valores promediados en todo el dominio (ver ecuación (2.12)).

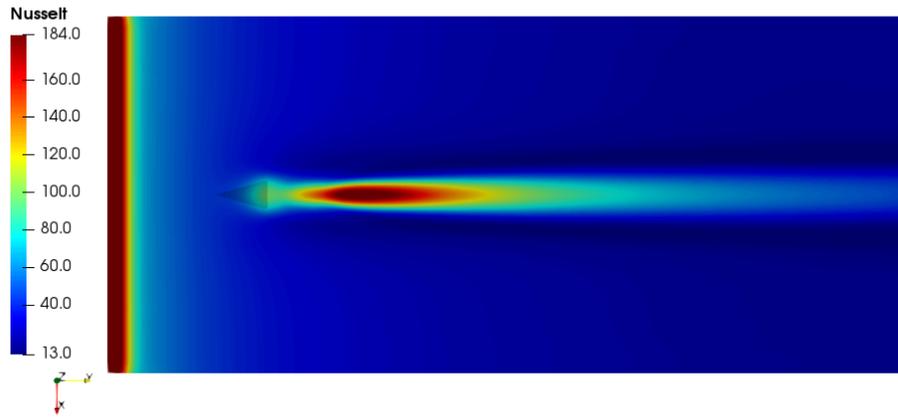


Figura 3.11: Distribución de Nusselt para el caso de validación.

La figura 3.11 y la figura 2.18 son equivalentes. El valor de TEF obtenido es 1.0806, y concuerda con el valor reportado en la figura 2.19, lo que valida tanto el modelo como la malla utilizada.

3.3. Metodología de optimización

En el contexto mencionado, la metodología propuesta tiene como objetivo principal desarrollar un esquema automático paralelizado utilizando la computación de alto rendimiento (HPC, por sus siglas en inglés) para optimizar la geometría de un GV. Esta optimización se realizará primero para un GV plano y luego para un GV curvo, específicamente uno cóncavo y otro convexo.

Como se describió al inicio de este capítulo, se utiliza el optimizador estocástico ALPSO (Optimización de Enjambre de Partículas Aumentada con Lagrange) y técnicas automáticas de generación de las geometrías y de las mallas acopladas al software de código abierto *Code_Saturne* para las simulaciones CFD.

En el análisis se utilizan variables de decisión continuas, conocidas como variables de diseño, que se encuentran dentro de un rango específico para asegurar que el GV no supere el tamaño máximo permitido por la distancia de separación entre los paneles del radiador. La función objetivo es maximizar el valor global de TEF. A continuación, se presentarán las variables de diseño específicas para cada caso analizado.

Los valores de las variables de diseño son propuestas por el optimizador y se cargan automáticamente mediante un script generado en Python para el software de código abierto SALOME v8.2.0 [77–79]. Mediante este script, se genera automáticamente la geometría tridimensional del GV y se crea una malla de superficie en formato .fms que incluye el dominio

computacional y los grupos de celdas para establecer las condiciones de borde. Luego esta malla se carga en cfMesh, se genera una malla de volumen y se exporta en formato .med para ser utilizada en *Code_Saturne*.

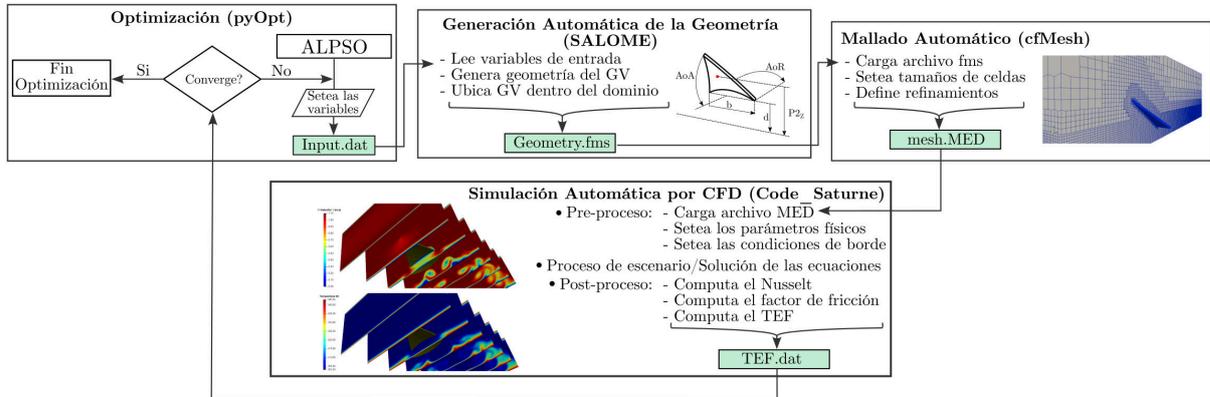


Figura 3.12: Diagrama de flujo del esquema de optimización

3.3.1. Optimizador ALPSO

El algoritmo ALPSO se utiliza para resolver problemas de optimización no lineales y no suaves sujetos a restricciones de igualdad y desigualdad. El algoritmo utiliza un enfoque de multiplicadores de Lagrange aumentados para transformar el problema de optimización con restricciones en un problema de optimización sin restricciones [138]. Dado que este enfoque se basa en métodos de PSO (Optimización por Enjambre de Partículas) [120], es más probable encontrar el mínimo global de la función objetivo. Cada partícula del enjambre se define por su posición y velocidad (Ec. 3.8), y cada una constituye una solución al problema. En primer lugar, cada partícula evalúa la función objetivo en su posición inicial aleatoria. Luego, cada partícula se actualiza de acuerdo a:

$$\begin{aligned} \mathbf{x}_i^{k+1} &= \mathbf{x}_i^k + \mathbf{v}_i^{k+1} \\ \mathbf{v}_i^{k+1} &= \omega \mathbf{v}_i^k + c_1 r_1 (\mathbf{x}_i^{p_{best},k} - \mathbf{x}_i^k) + c_2 r_2 (\mathbf{x}_i^{g_{best},k} - \mathbf{x}_i^k) \end{aligned} \quad (3.8)$$

donde p_{best} representa el mejor valor que la partícula ha alcanzado hasta el momento; g_{best} es la mejor partícula de toda la población; ω es el factor de peso de inercia; \mathbf{v}_i^k y \mathbf{x}_i^k son la velocidad y posición de la partícula, respectivamente, en la iteración k ; r_1 y r_2 son números aleatorios entre (0,1); y c_1 y c_2 se conocen como parámetros cognitivos y sociales.

3.3.2. Parámetros del optimizador

La evaluación del rendimiento y la eficacia de un proceso de optimización desempeña un papel crucial en la validación y selección de algoritmos. Para el algoritmo PSO, como se ha mencionado anteriormente, varios parámetros pueden influir en su comportamiento. La evaluación de su desempeño implica considerar una serie de criterios. Entre estos criterios se incluyen la convergencia, que se refiere a la capacidad del algoritmo para alcanzar una solución óptima o cercana a ella. La calidad de la solución obtenida es un indicador clave que mide qué

tan cercana está la solución a la óptima o qué tan buena es. La robustez del algoritmo se evalúa examinando su capacidad para encontrar soluciones de alta calidad en diferentes contextos y conjuntos de datos. La eficiencia computacional es esencial, ya que un algoritmo eficiente puede encontrar soluciones de alta calidad en menos tiempo, lo que es valioso en aplicaciones prácticas. En última instancia, encontrar un equilibrio entre la exploración y la explotación del espacio de búsqueda es fundamental en algoritmos como PSO.

Varios trabajos en la literatura han estudiado la influencia en la propiedad de convergencia de las diferentes variables, incluyendo la selección de ω , c_1 y c_2 ; el límite de velocidad v_{\max} ; y la topología del vecindario, entre otros [139, 140]. Por ejemplo, Xueyan y Zheng [141] han analizado el rendimiento de PSO utilizando diferentes valores del tamaño del enjambre N_{sw} y ω . Después de varias simulaciones, concluyeron que para valores de N_{sw} inferiores a 40, el rendimiento de PSO mejora al aumentar N_{sw} ; sin embargo, no se logra una mejora adicional para valores mayores. En cuanto a ω , los valores mayores que 0.5 parecen ser la mejor opción.

Además, Jiang et al. [140] analizaron el comportamiento de PSO en función de diferentes configuraciones de la tupla ω , c_1 , c_2 y determinaron márgenes de parámetros para garantizar la convergencia. En el trabajo de [142] se proporcionaron algunas pautas para elegir el número correcto de iteraciones necesarias para que un algoritmo de búsqueda estocástica descubra el óptimo global. Para el criterio de parada se utilizó lo propuesto por los desarrolladores de ALPSO [129] que corresponde a la cantidad máxima de iteraciones y al número de iteraciones consecutivas que determinan que la convergencia.

Basándose en esta experiencia y en experimentos numéricos realizados en otras investigaciones en las que el autor de esta tesis ha participado [20, 21], se han seleccionado los parámetros de ALPSO que se muestran en la tabla 3.3 como los más adecuados:

Optimizador	Parámetro	Descripción	Valor
ALPSO	N_{sw}	Número de partículas	40
	N_{hd}	Número de vecinos de cada partícula	40
	HoodModel	Modelo de vecindario	gbest
	v_{init}	Velocidad inicial de las partículas	1.0
	v_{max}	Velocidad máxima de las partículas	2.0
	c_1	Parámetro cognitivo	2.0
	c_2	Parámetro social	1.0
	ω_1	Peso de inercia inicial	0.99
	ω_2	Peso de inercia final	0.55
	stopIters	Número de iteraciones consecutivas para convergencia	5
	etol	Tolerancia absoluta para restricciones de igualdad	0.001
	itol	Tolerancia absoluta para restricciones de desigualdad	0.001
	rtol	Tolerancia relativa para multiplicadores de Lagrange	0.01
	atol	Tolerancia absoluta para función de Lagrange	0.01
	dtol	Tolerancia relativa en la distancia de partículas	0.1
	IterMax	Cantidad máxima de iteraciones	213

Tabla 3.3: Valores seleccionados para los parámetros del optimizador ALPSO de *pyOpt*.

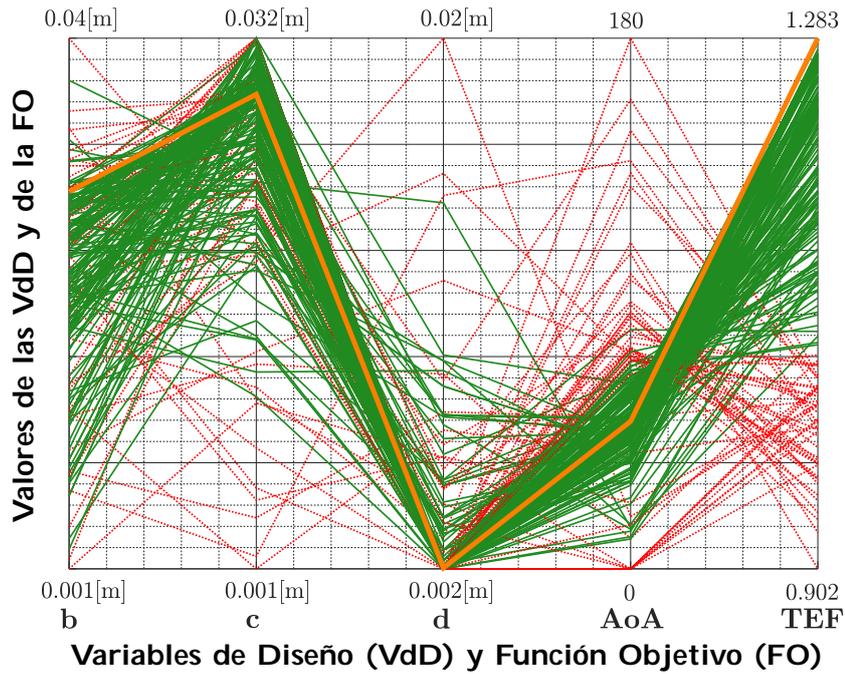


Figura 3.14: Número de variables de diseño y función objetivo (TEF) para el GV tipo ala delta.

Los valores óptimos encontrados para cada una de las variables de diseño son: $b = 29.0[\text{mm}]$, $c = 28.7[\text{mm}]$, $\text{AoA} = 47.0^\circ$ y $d = 2.0[\text{mm}]$, el valor de la función objetivo es $\text{TEF} = 1.283$. En comparación con el GV de validación, el GV optimizado presenta un aumento del 357.31 % en envergadura, un aumento del 126.14 % en cuerda, un aumento del 56.73 % en el ángulo de ataque y una disminución del 32.47 % en el despeje. Además, el TEF mejora en un 18.73 % con respecto al GV de validación.

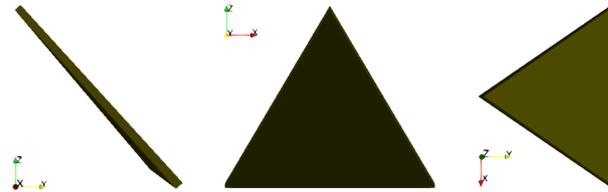


Figura 3.15: Vistas del GV tipo ala delta óptimo (las imágenes no están a escala).

Como se puede observar en la figura 3.15 y en los valores de las variables óptimas, la forma del GV es prácticamente un triángulo rectángulo isósceles.

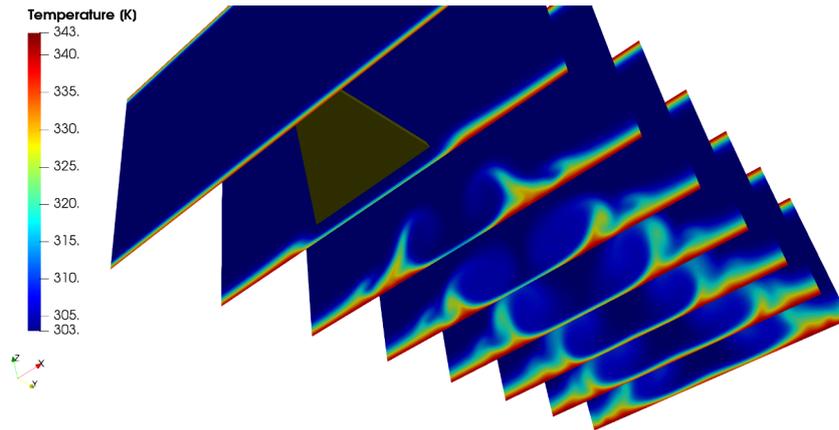


Figura 3.16: Distribución del campo de temperatura para el GV plano optimizado.

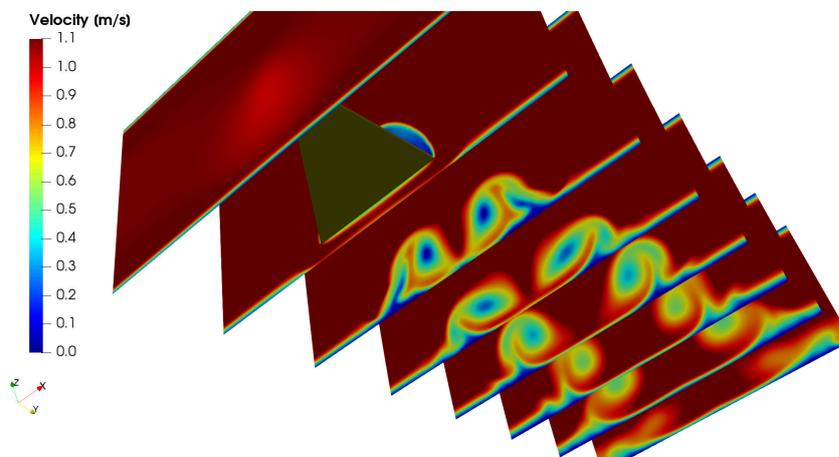


Figura 3.17: Distribución del campo de velocidades para el GV plano optimizado.

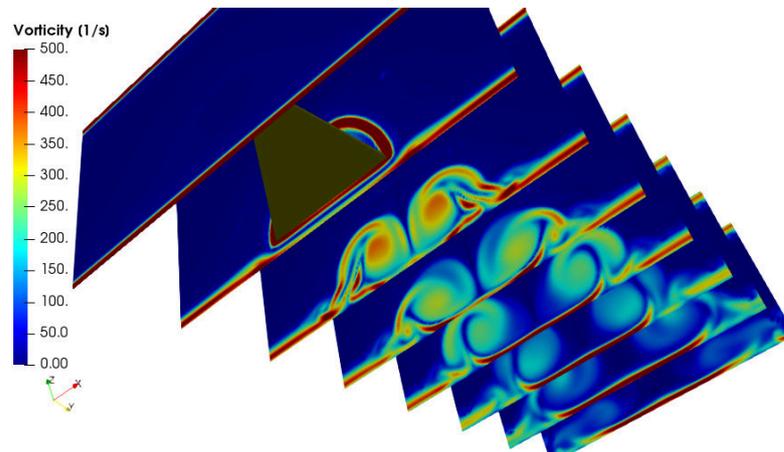


Figura 3.18: Distribución del campo de la vorticidad para el GV plano optimizado.

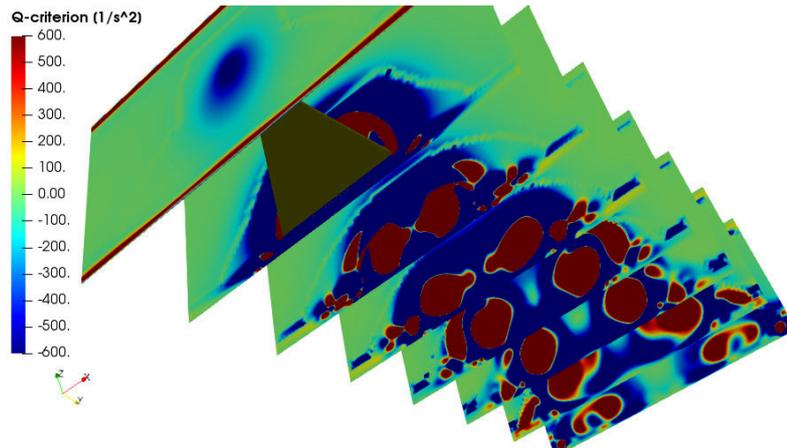


Figura 3.19: Distribución del criterio Q para el GV plano optimizado.

Al analizar las figuras anteriores, que son cortes transversales equidistantes a la dirección del flujo, se puede observar que los vórtices generados por el GV plano optimizado son de mayor intensidad y tienen un radio mayor en comparación con los generados por el GV de validación. Estos vórtices interactúan en mayor medida con la capa límite térmica, mezclando aire fresco con el caliente y mejorando la transferencia de calor. Es notable que los vórtices tienen la capacidad de inducir una mayor convección de aire caliente desde las regiones adyacentes a la placa hacia su interior. Este fenómeno colabora en una mejora sustancial de la eficiencia de la transferencia de calor. Además, los vórtices generados por el GV optimizado se separan entre sí a una tasa mayor en dirección longitudinal en comparación con el caso de validación.

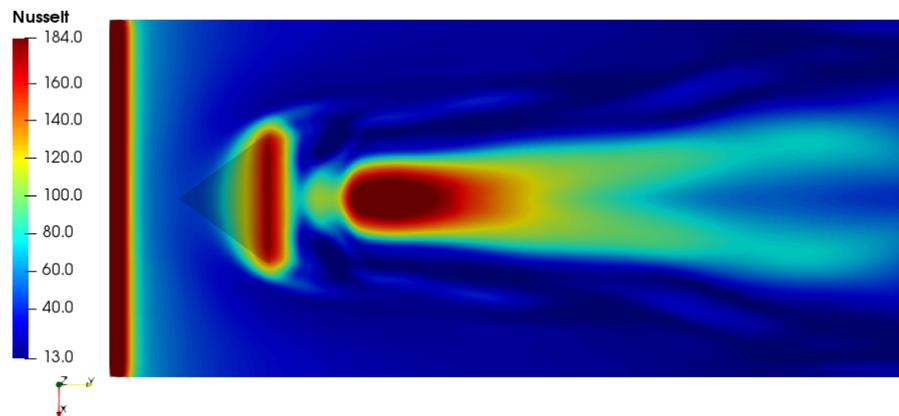


Figura 3.20: Distribución de Nusselt para el GV plano óptimo.

La figura 3.20 ilustra la influencia previamente mencionada, resaltando tanto la separación de los vórtices principales como la contribución significativa de los vórtices secundarios. Debido a un menor espacio libre en comparación con el caso de validación, se produce una caída de presión más pronunciada (con un factor de fricción un 68.42 % mayor). Sin embargo, esta configuración obliga al flujo a pasar por debajo de la placa, lo que a su vez mejora la transferencia de calor en esa zona (con un número de Nusselt un 41.22 % mayor).

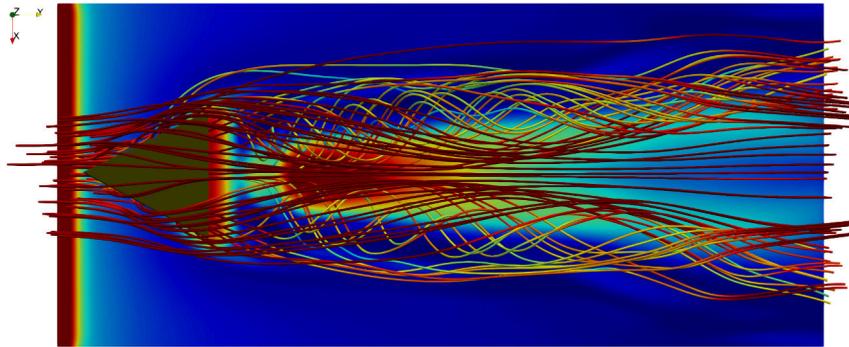


Figura 3.21: Vista superior de líneas de flujo sobre el GV plano óptimo coloreadas según magnitud de la velocidad.

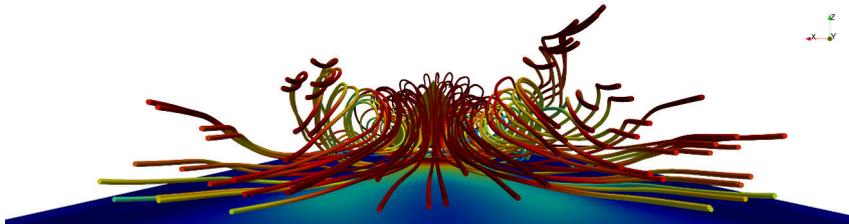


Figura 3.22: Vista posterior de líneas de flujo sobre el GV plano óptimo coloreadas según magnitud de la velocidad.



Figura 3.23: Vista lateral de líneas de flujo sobre el GV plano óptimo coloreadas según magnitud de la velocidad.

Las figuras anteriores complementan lo descrito anteriormente. Se puede observar que los vórtices generados son estables y se desplazan longitudinalmente sobre la placa, lo que beneficia el mezclado y mejora la transferencia térmica. Además, se puede observar que parte del fluido que choca contra el GV (en la parte superior de la cuerda) no contribuye a la generación de vórtices, pero es redirigido hacia abajo y viaja longitudinalmente por el centro de la placa, lo que también contribuye a la mejora en la transferencia de calor.

3.3.4. Optimización del GV curvo

Serían necesarias varias variables de diseño continuas para definir explícitamente la geometría del GV curvo. Por lo tanto, se ha propuesto una parametrización con una curva Bézier para reducir ese número de variables.

Las curvas de Bézier, patentadas por Pierre Bézier en 1962, son funciones paramétricas que han gozado de un amplio uso durante más de tres décadas y se han convertido en una herramienta fundamental en el diseño asistido por computadoras [143].

La parametrización de Bézier se ha preferido sobre los polinomios clásicos debido a que presentan o exhiben:

- Mayor control sobre la forma: una de las principales ventajas de las curvas de Bézier es que

permiten un mayor control sobre la forma de la curva. Esto se logra mediante el uso de puntos de control, que son coordenadas que definen la posición y la dirección de la curva en diferentes segmentos. Al ajustar la posición de estos puntos de control, se puede modificar la forma de la curva de manera más intuitiva, lo que es especialmente útil en aplicaciones de diseño gráfico y modelado.

- **Facilidad de modificación:** la parametrización de Bézier facilita la modificación de la curva sin afectar a otros segmentos de la misma. Al modificar los puntos de control o sus coordenadas, se puede alterar una sección específica de la curva sin tener que redefinir toda la función, lo que proporciona una mayor flexibilidad en el proceso de diseño y edición.
- **Eficiencia en representación:** las curvas de Bézier se pueden representar con un número relativamente bajo de puntos de control, lo que reduce la cantidad de datos necesarios para describir la curva. En comparación, los polinomios clásicos pueden requerir un mayor número de coeficientes para lograr una representación similar, lo que puede resultar en una mayor complejidad computacional y de almacenamiento.
- **Interpolación y aproximación:** las curvas de Bézier son especialmente adecuadas para la interpolación y aproximación de puntos, lo que permite ajustar una curva a una serie de puntos dados con gran precisión.
- **Continuidad:** las curvas de Bézier ofrecen una continuidad de grado n , lo que significa que una curva Bézier de grado n es continua hasta la $(n - 1)$ -ésima derivada. Esta propiedad es valiosa en aplicaciones de diseño que requieren curvas suaves y continuas. Esto es fundamental si se utilizan optimizadores basados en gradientes.

A continuación, se presentan algunas referencias donde se han empleado curvas Bézier en conjunto con técnicas de optimización además de aquellas en las cuales participó el autor de esta tesis.

En el estudio realizado por Wood [144], se lleva a cabo una optimización del rango de posibles trayectorias para la perforación de pozos gasíferos entre dos puntos definidos utilizando curvas Bézier.

Rezek et al. [145] propusieron un esquema de optimización que emplea curvas de Bézier para diseñar un difusor con perfil alar para una turbina hidráulica con el fin de maximizar la potencia generada por la turbina. Este proceso de optimización se basó en el uso del software comercial ANSYS Fluent para llevar a cabo las simulaciones CFD.

En [146] se propone una optimización multiobjetivo para perfiles aerodinámicos con el objetivo de mejorar la relación sustentación-arrastre en diversas condiciones de funcionamiento. La parametrización del perfil se realizó utilizando la curva de Bézier, y las coordenadas de los puntos de control de la curva Bezier, un total de 8, se seleccionaron como variables de diseño mediante el Algoritmo Genético de Clasificación No Dominada II (NSGA II).

La ecuación de la curva Bézier de orden n es:

$$B(t) = \sum_{i=0}^n P_i \cdot B_i^n(t) \quad (3.9)$$

donde los coeficientes binomiales (combinatoria) $B_i^n(t)$ se definen como:

$$B_i^n(t) = \binom{n}{i} \cdot (1-t)^{n-i} \cdot t^i \quad (3.10)$$

donde P_i son los puntos que definen la curva, t es la variable paramétrica ($t \in (0, 1)$), $B_i^n(t)$ es la función de base de Bernstein.

Las variables de diseño constan de seis parámetros continuos: el despeje (d), las coordenadas ($P2y, P2z$), la cuerda (c), la envergadura (b , que determina la rotación $\theta = \arcsin(b/2c)$ de la curva Bézier que genera la superficie del GV) y el ángulo de ataque (AoA , como se muestra en la figura 3.24).

El dominio computacional tiene las mismas dimensiones que el caso del GV plano, y las condiciones de borde son también idénticas.

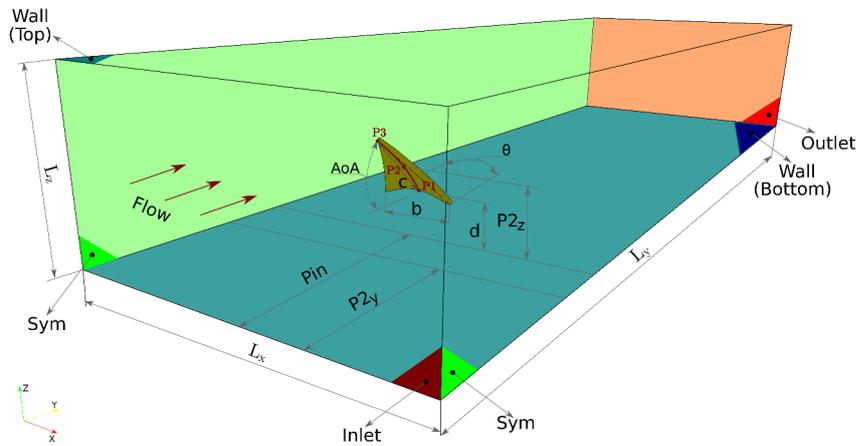


Figura 3.24: Representación del dominio computacional con el GV curvo.

Específicamente, se han elegido curvas de Bézier de segundo orden, que se construyen a partir de tres puntos de control (consulte la figura 3.25). El primer punto ($P1$) se caracteriza por tener las coordenadas ($P1x, d$), mientras que el segundo punto se define por ($P2y, P2z$), y el tercer punto ($P3$) por (c_y, c_z), donde $c_y = -c \cdot \cos(AoA)$ y $c_z = c \cdot \sin(AoA)$ (ver figura 3.24). Es importante destacar que $P1x$ no es una variable; es una distancia fija y constante para todos los casos de optimización.

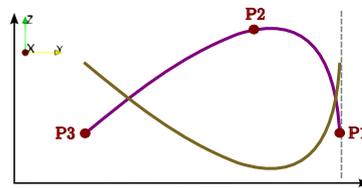


Figura 3.25: Esquema de los tres puntos de control para la curva Bézier de segundo orden.

A través de un script en Python, se ha empleado el software de código abierto SALOME para construir todas las curvas de Bézier para generar los GVs curvos.

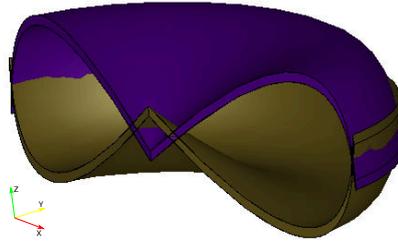


Figura 3.26: Imagen de un GV cóncavo (color violeta) y el mismo GV pero convexo (color oliva).

Como se mencionó anteriormente, en esta sección se realizará la optimización de generadores de vórtices, tanto cóncavos como convexos. En el script de SALOME, se genera una de las curvas, y la otra se obtiene mediante su reflejo especular (consulte la figura 3.26).

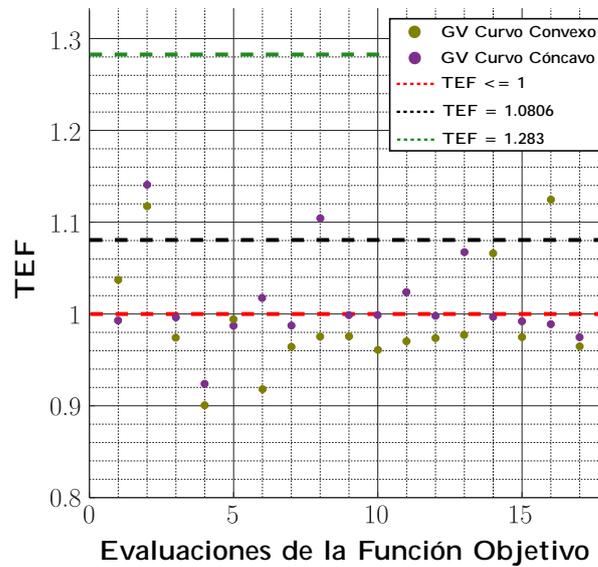


Figura 3.27: Importancia de los diferentes tipos de curvas.

La gráfica 3.27 muestra que, para el mismo conjunto de variables, una curva cóncava (puntos de color violeta) puede tener valores muy distintos de la función objetivo (maximizar el TEF) en comparación con la misma curva pero convexa (puntos de color oliva). Estos resultados corroboran lo mencionado en la revisión bibliográfica al inicio de este capítulo. Además, se representa con una línea de trazos roja el límite para $TEF = 1$, con una línea de trazos negra el valor de referencia (TEF para el GV plano de validación) y con una línea de trazos verde el valor del TEF para el mejor caso encontrado del GV plano optimizado.

GV convexo

Al comparar las figuras 3.14 y 3.28 se puede observar que hubo una menor cantidad de casos con resultado de TEF menor que uno (representados por líneas de trazo rojo) en comparación con la optimización del GV plano. Esto se debe a que los GV curvos generalmente presentan un menor factor de fricción (f).

Nuevamente, en concordancia con lo anterior, la línea naranja representa la mejor solución encontrada.

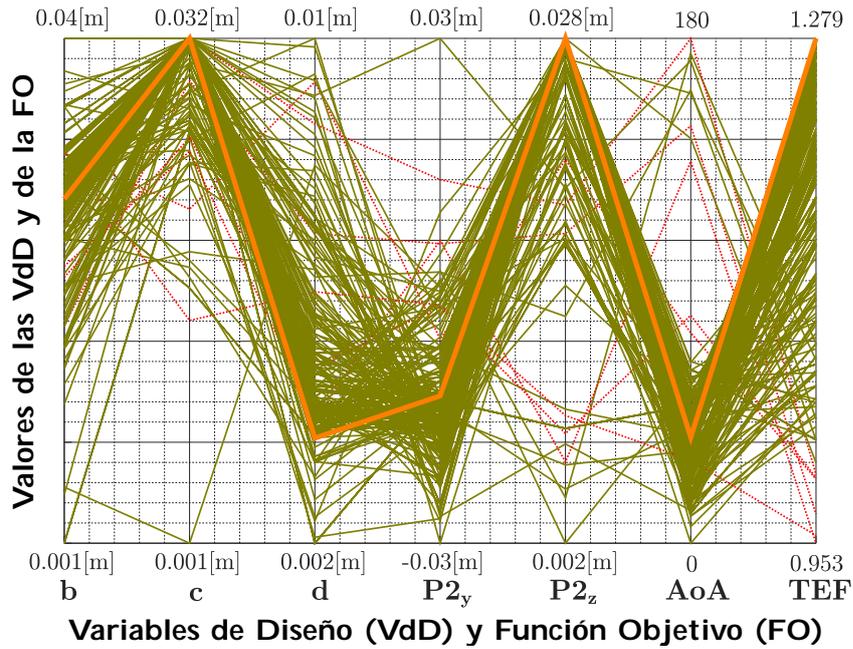


Figura 3.28: Número de variables de diseño y función objetivo (TEF) para el GV convexo.

Las variables óptimas encontradas son: $b = 27.6[\text{mm}]$, $c = 32.0[\text{mm}]$, $\text{AoA} = 43.6^\circ$ y $d = 4.4[\text{mm}]$, $P2y = 23.1[\text{mm}]$, $P2z = 28.0[\text{mm}]$ y el valor de la función objetivo es $\text{TEF} = 1.279$. En comparación con el GV plano optimizado, este GV presenta una disminución del 4.97% en envergadura, un aumento del 11.42% en cuerda, una disminución del 7.26% en el ángulo de ataque y un aumento del 116.30% en el despeje. Además, el TEF es 0.31% menor con respecto al GV plano optimizado.

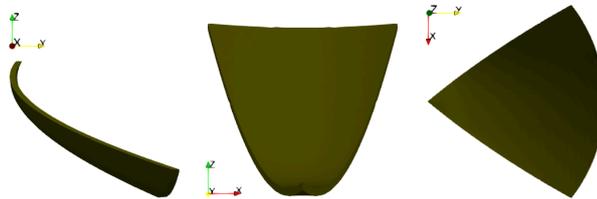


Figura 3.29: Vistas para el GV convexo óptimo (las imágenes no están a escala).

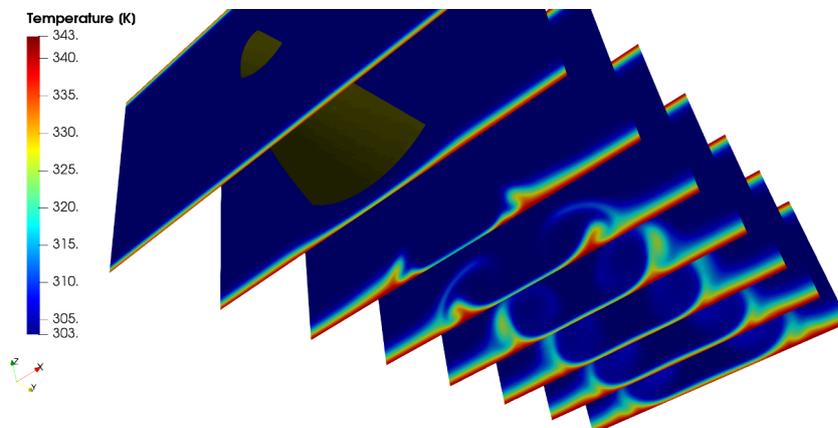


Figura 3.30: Distribución del campo de temperatura para el GV convexo optimizado.

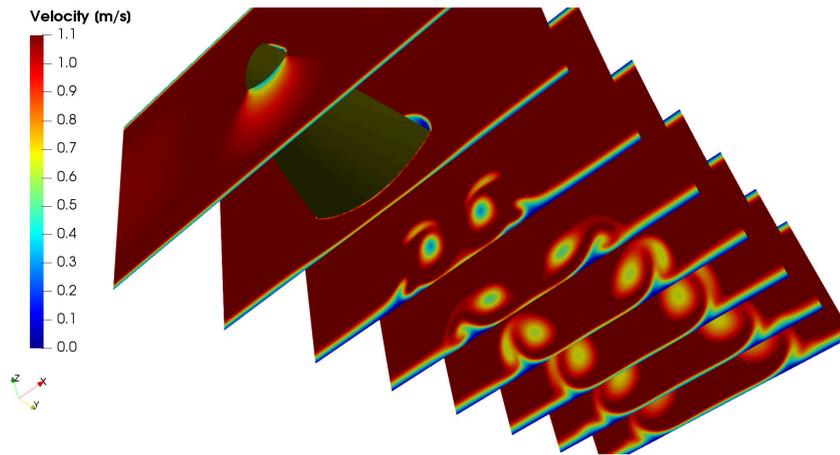


Figura 3.31: Distribución del campo de velocidad para el GV convexo optimizado.

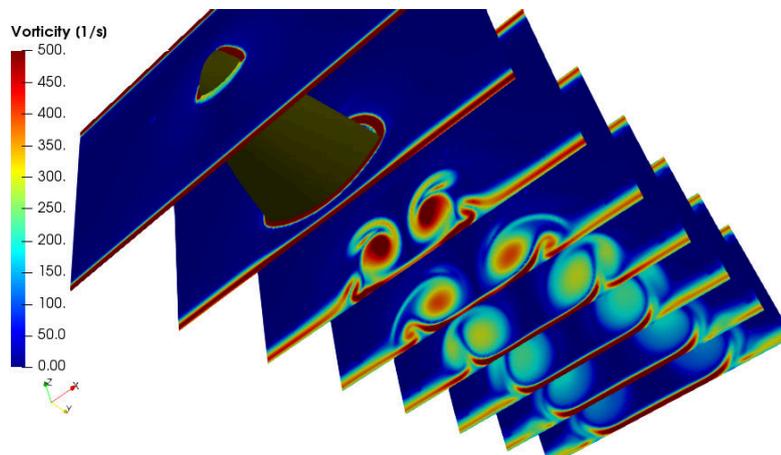


Figura 3.32: Distribución del campo de la vorticidad para el GV convexo optimizado.

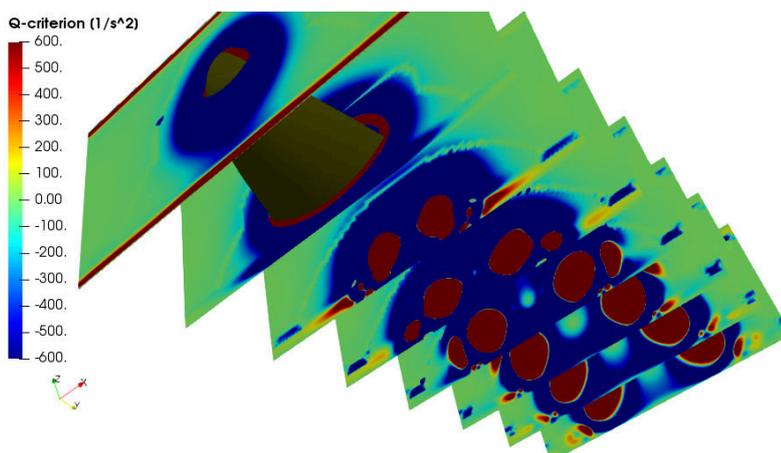


Figura 3.33: Distribución del criterio Q para el GV convexo optimizado.

Al comparar las imágenes obtenidas con el GV plano optimizado (consulte las figuras 3.17 y 3.16) con las observadas en el caso del GV convexo, se observa que los vórtices generados exhiben un comportamiento similar, aunque con un efecto menor en la capa límite térmica. Los vórtices generados por el GV plano optimizado parecen ser más caóticos, transportando una mayor cantidad de aire fresco a través de su centro e interactuando de manera más significativa con la placa en la dirección transversal. En contraste, los vórtices generados por el GV convexo

muestran una estructura más ordenada, pero transportan menos aire fresco en su núcleo y tienen una interacción menos pronunciada con la placa en dirección transversal.

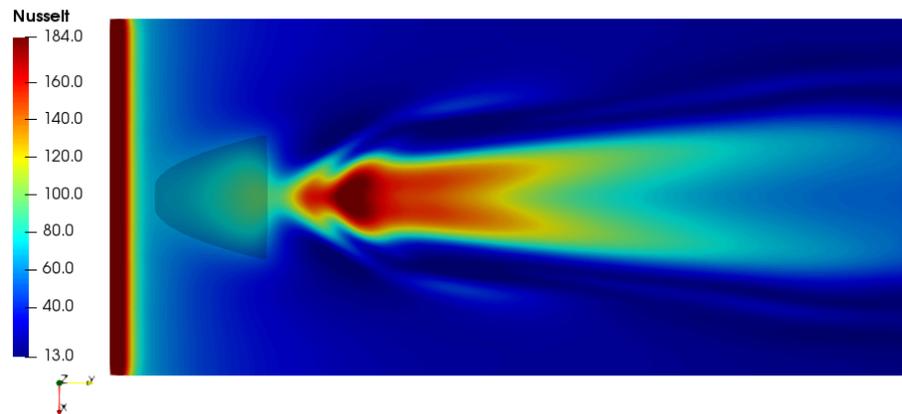


Figura 3.34: Distribución de Nusselt para el GV convexo óptimo.

La imagen 3.34 complementa los hallazgos previamente expuestos. Debido al mayor espacio libre entre el GV y la superficie a enfriar, se observa un incremento en la velocidad del fluido que fluye entre el GV y la placa (ver figura 3.31). Esta mayor velocidad conduce a una reducción del factor de fricción, que es un 7.88 % menor en comparación con el caso del GV plano optimizado. Sin embargo, es importante destacar que una mayor velocidad del aire no se traduce en un aumento lineal de la transferencia de calor por convección, debido a la formación de vórtices. Como resultado, el número de Nusselt es un 2.95 % menor en comparación con el caso del GV plano optimizado. Es relevante señalar que el efecto principal, con la mayor concentración de calor transferido (zona de alto valor de Nusselt), se localiza en el centro de la placa, a una distancia y con un radio prácticamente idénticos en ambos casos. Sin embargo, en el caso del GV plano optimizado, esta región presenta una mayor longitud, similar a la de una elipse.

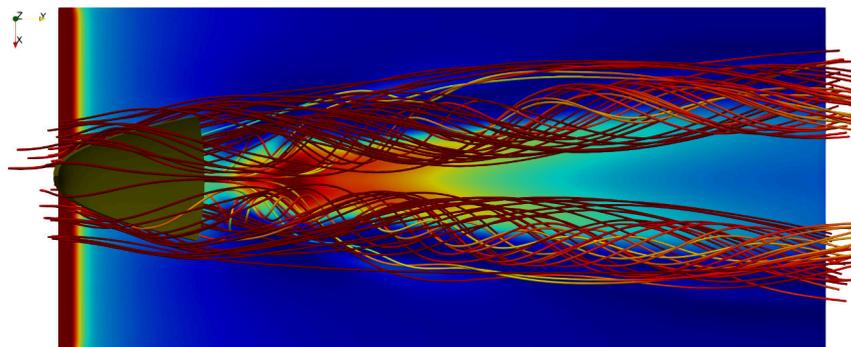


Figura 3.35: Vista superior de líneas de flujo sobre el GV convexo óptimo coloreadas según magnitud de la velocidad.

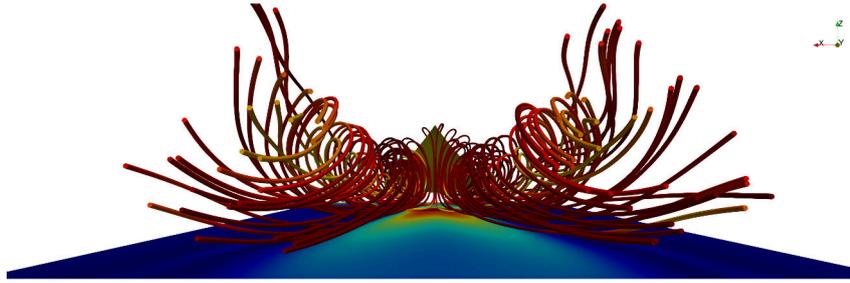


Figura 3.36: Vista posterior de líneas de flujo sobre el GV convexo óptimo coloreadas según magnitud de la velocidad.

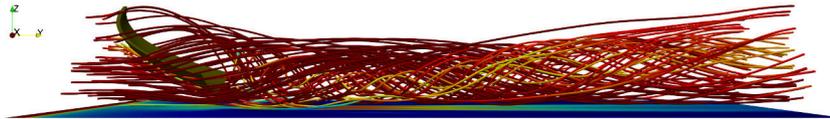


Figura 3.37: Vista lateral de líneas de flujo sobre el GV convexo óptimo coloreadas según magnitud de la velocidad.

Las imágenes anteriores muestran vórtices más estables y ordenados, donde todo el flujo que impacta en el GV contribuye a su generación. De manera clara, se observa el desarrollo de dos vórtices contrarrotatorios que, debido al mayor despeje, viajan a distancias más lejanas de la placa, lo que resulta en una interacción menor con la capa límite térmica. Al igual que en el caso del GV plano optimizado, estos vórtices se separan progresivamente a medida que avanzan longitudinalmente aguas abajo del GV, pero manteniéndose estables, ordenados y alejándose gradualmente de la placa (esta tendencia se visualiza a partir de la mitad de la placa).

GV cóncavo

Se pueden observar mayor cantidad de casos donde el TEF es menor que 1 con respecto a la optimización del GV convexo. Esto se debe a que los valores de f para el GV cóncavo son generalmente mayores que los valores correspondientes de f para el GV convexo con los mismos valores de las variables.

Nuevamente, en concordancia con lo anterior, la línea naranja representa la mejor solución encontrada.

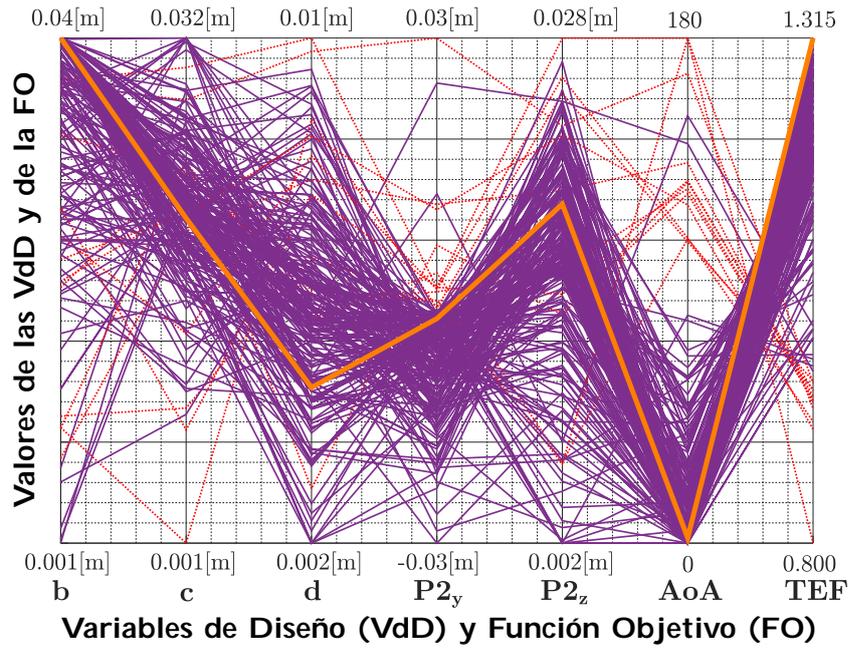


Figura 3.38: Número de variables de diseño y función objetivo (TEF) para el GV cóncavo.

Las variables óptimas encontradas son: $b = 40.0[\text{mm}]$, $c = 23.7[\text{mm}]$, $\text{AoA} = 18.6^\circ$ y $d = 4.5[\text{mm}]$, $P2y = 34.3[\text{mm}]$, $P2z = 19.5[\text{mm}]$ y el valor de la función objetivo es $\text{TEF} = 1.315$. En comparación con el GV plano optimizado, este GV presenta un aumento del 37.75 % en envergadura, una disminución del 17.35 % en cuerda, una disminución del 60.42 % en el ángulo de ataque y un aumento del 120.40 % en el despeje. Además, el TEF es 2.49 % mayor con respecto al GV plano optimizado. Es relevante destacar que este aumento para un solo GV tiene un valor de gran importancia, y si además lo consideramos a nivel global, como parte de un arreglo de GV, el impacto en el valor final del TEF para todo el panel será considerable.

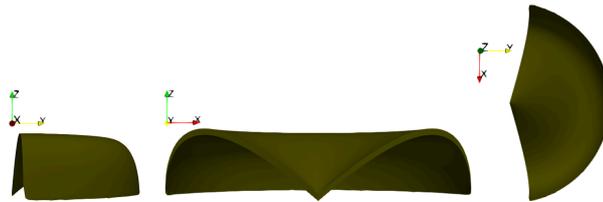


Figura 3.39: Vistas para el GV cóncavo óptimo (las imágenes no están a escala).

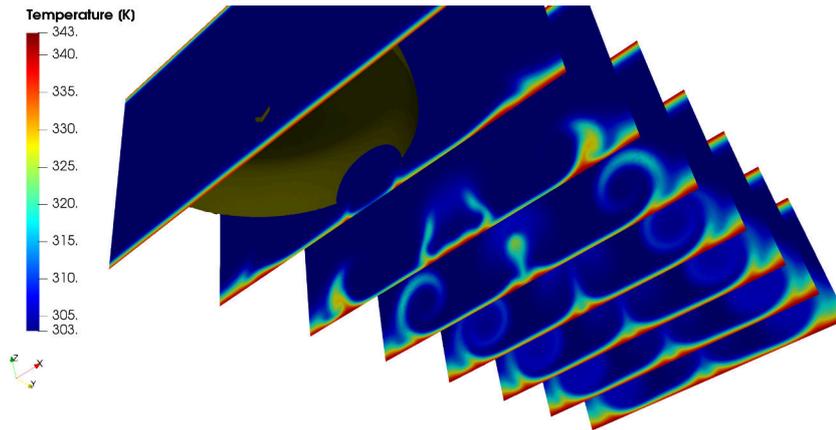


Figura 3.40: Distribución del campo de temperatura para el GV cóncavo optimizado.

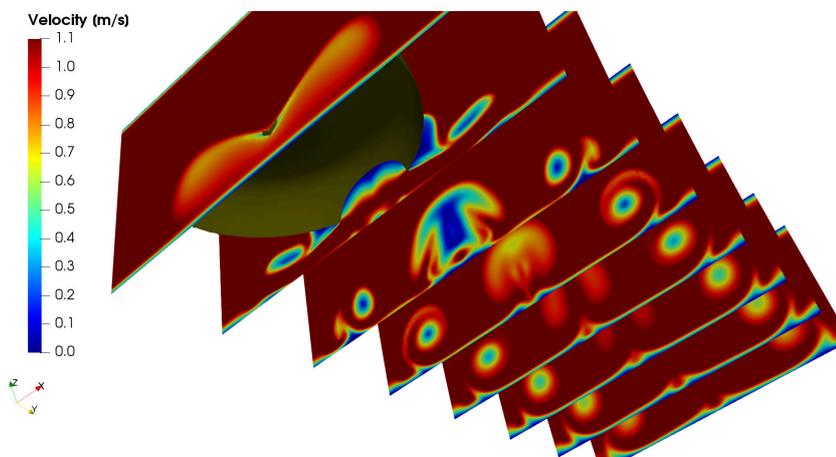


Figura 3.41: Distribución del campo de velocidad para el GV cóncavo optimizado.

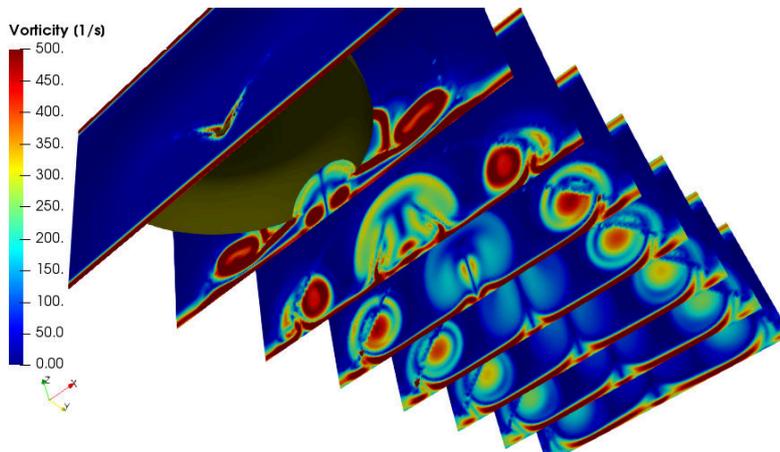


Figura 3.42: Distribución del campo de la vorticidad para el GV cóncavo optimizado.

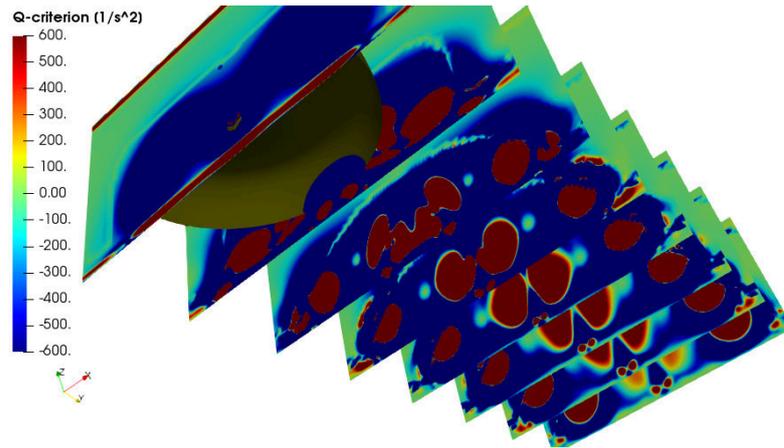


Figura 3.43: Distribución del criterio Q para el GV cóncavo optimizado.

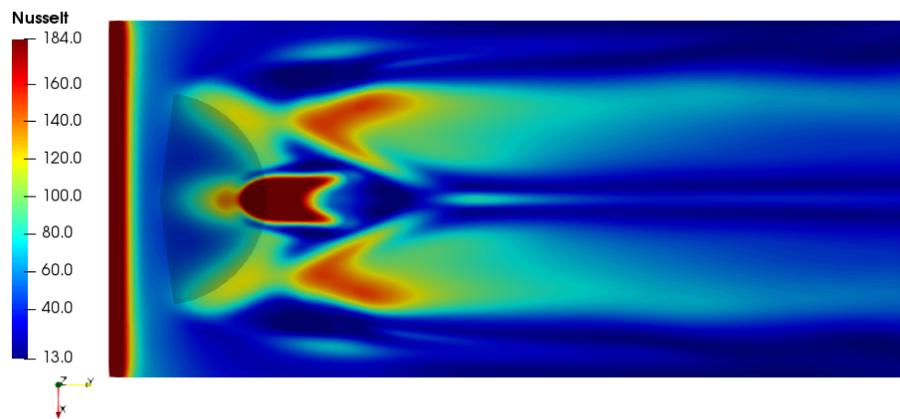


Figura 3.44: Distribución de Nusselt para el GV cóncavo óptimo.

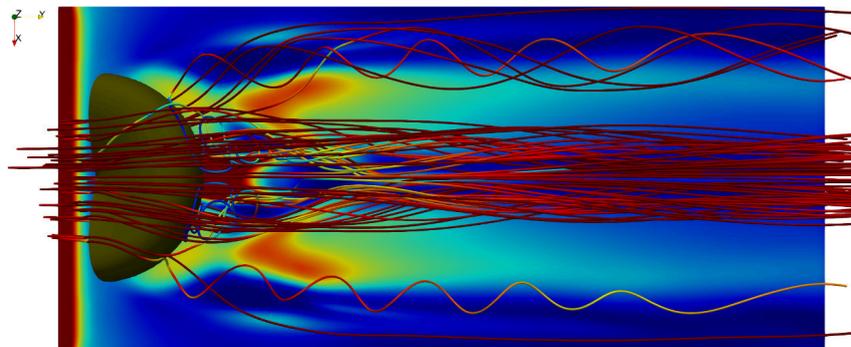


Figura 3.45: Vista superior de líneas de flujo sobre el GV cóncavo óptimo coloreadas según magnitud de la velocidad.

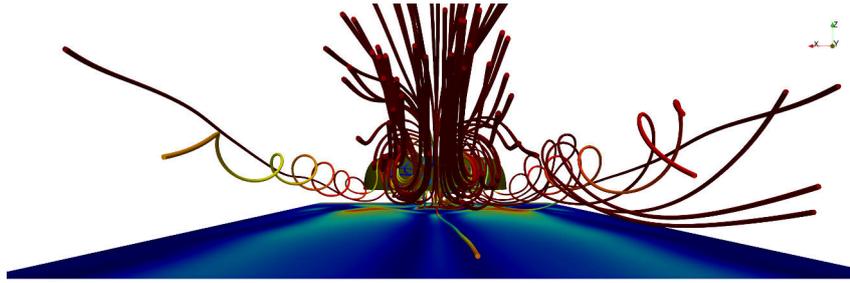


Figura 3.46: Vista posterior de líneas de flujo sobre el GV cóncavo óptimo coloreadas según magnitud de la velocidad.

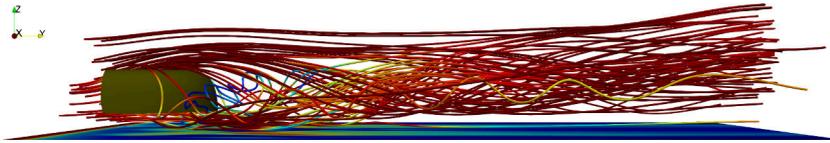


Figura 3.47: Vista lateral de líneas de flujo sobre el GV cóncavo óptimo coloreadas según magnitud de la velocidad.

Al observar todas las imágenes anteriores, se aclara el efecto producido por este GV. Se genera una zona de baja velocidad y alta presión (comportamiento similar al de un perfil alar, esto a su vez demanda un despeje mayor para facilitar el flujo por debajo del GV), lo que da lugar al par de vórtices primarios que recorren longitudinalmente la placa por su zona central. Estos vórtices son muy estables, ordenados y contrarrotatorios, ubicados muy cerca uno del otro. A medida que avanzan longitudinalmente, se alejan progresivamente de la placa sin separarse entre ellos. Con un despeje considerable, el flujo pasa fluidamente y, debido a la forma del GV, se ve forzado a chocar contra la placa al final del GV. En esta zona, se genera el mayor Nusselt.

Adicionalmente, se pueden observar un par de vórtices secundarios, también contrarrotatorios, que recorren longitudinalmente la placa en cercanía a sus extremos laterales. Estos vórtices también son estables y ordenados, y mantienen una distancia relativamente constante entre sí, sin separarse. Además, la velocidad de rotación es mayor que en los vórtices primarios. A su vez, los vórtices primarios y secundarios son contrarrotantes entre sí, y esto explica cómo el fluido caliente es removido hacia fuera de la placa desde el interior, mientras que el fluido frío es traído por los vórtices secundarios para mezclarse con el fluido caliente. Esta interacción da lugar a la formación de una estructura similar a un hongo de bomba como se observa en la figura 3.41.

Los efectos combinados de los vórtices secundarios y los vórtices primarios se reflejan de manera significativa en el número de Nusselt global, que es un 10.25 % mayor en comparación con el caso del GV plano optimizado, alcanzando su valor máximo entre los casos presentados. Además, el factor de fricción alcanza su valor máximo, siendo un 24.44 % mayor que en el caso del GV plano optimizado.

Esta geometría genera una menor cantidad de “aire sucio”. Además los vórtices secundarios viajan por fuera de la zona principal. Este GV es el más adecuado para formar un arreglo de GVs para el panel del radiador del transformador.

3.4. Conclusiones

Los resultados de este estudio indican que el número de Nusselt (Nu) para el generador de vórtices (GV) cóncavo es un 10.25 % mayor que el del GV plano, mientras que el Nu para el GV convexo es un 2.95 % menor que el del GV plano.

Caso	Nu global	f global
Plano	52.283	0.196
Convexo	50.740	0.181
Cóncavo	57.642	0.244

Tabla 3.4: Resultados de los valores globales del Nusselt y el factor de fricción para los GVs optimizados.

Estos hallazgos son coherentes con la información proporcionada en la revisión bibliográfica presentada al inicio de este capítulo.

Cabe destacar que, a diferencia de la mayoría de las optimizaciones previas que se centraban en cambios de posición y mínimas modificaciones en la forma de los GV (geometrías simples, como rectángulos, trapecios y triángulos), hasta la fecha, ninguno de los trabajos de la literatura abordaba de manera amplia y completa el impacto de todas estas variables al mismo tiempo. En esta investigación, se incorporó una nueva variable en la optimización, específicamente el despeje con respecto a la placa, y se utilizó una curva Bézier para modelar los GV curvos. El valor máximo del TEF hallado es de 1.315 y corresponde al GV cóncavo.

Muchas de las optimizaciones de la literatura se basan en gradientes. Es importante señalar que, si bien puede ser un enfoque más económico en términos computacionales que el enfoque estocástico, la solución obtenida depende en gran medida de la configuración inicial. Además, debido a la naturaleza de los algoritmos basados en gradientes, la solución puede ser un mínimo/máximo local y no uno global. En contraste, en este trabajo, se llevó a cabo una optimización basada en algoritmos de poblaciones, lo que permitió explorar de manera más exhaustiva el espacio de soluciones.

Es relevante destacar que la forma resultante del GV, con su apariencia que recuerda a un molde para flan, fue un resultado que emergió durante el proceso de optimización. Además, la configuración que genera dos pares de vórtices contrarrotatorios y estables representa un aspecto distintivo de interés en este estudio.

En conjunto, estos resultados demuestran el potencial significativo de mejora en la transferencia de calor en un radiador de un transformador de potencia mediante el uso de estos GVs curvos. La aplicación de estas geometrías en futuros diseños de radiadores podría proporcionar mejoras sustanciales en su eficiencia térmica.

3.5. Investigaciones futuras

Se propone realizar simulaciones con distintas configuraciones y optimizar el arreglo del GV cóncavo optimizado.

En una etapa posterior, se analizará cómo construir y colocar los generadores de vórtices, ya sea mediante impresión 3D o plegado de chapa.

Posteriormente, ensayar estos resultados experimentalmente en el banco de ensayo construido ad-hoc con el que cuenta el grupo de trabajo. Este banco de ensayos está compuesto por placas paralelas verticales calefaccionadas, termocuplas y anemómetros de hilo caliente.

Capítulo 4

Análisis con condiciones periódicas

4.1. Introducción y Revisión del Estado del Arte

La introducción de turbulencia adicional en el flujo de fluidos puede mejorar la transferencia de calor, y esto se puede lograr mediante el uso de dispositivos que aumentan la mezcla del fluido. Las técnicas para mejorar la transferencia de calor mediante el aumento de la turbulencia del flujo se pueden clasificar como pasivas o activas [147]. Los enfoques pasivos implican la inserción de turbuladores, como los tipos de cinta y alambre (como se muestra en la figura 4.1), dentro del canal o la creación de protuberancias, corrugaciones, depresiones (estampados), etc., (como se puede ver en la figura 4.2), en las paredes de los canales. Por otro lado, las técnicas activas requieren fuentes externas o internas (como materiales piezoeléctricos) para generar movimientos en diferentes accesorios que generarán turbulencia, presentando una mayor complejidad [148, 149]. Los dispositivos pasivos suelen preferirse debido a su simplicidad, y son el foco de este estudio.

Los turbuladores suelen operar principalmente en el seno del fluido, mientras que las indentaciones (estampados) solo pueden ubicarse en la superficie del canal o conducto, y por ende solo tienen influencia en la región del flujo cercana a la misma. El uso de indentaciones en la pared y turbuladores para mejorar la transferencia de calor es de interés en varios campos de investigación.



Figura 4.1: Diferentes tipos de turbuladores.

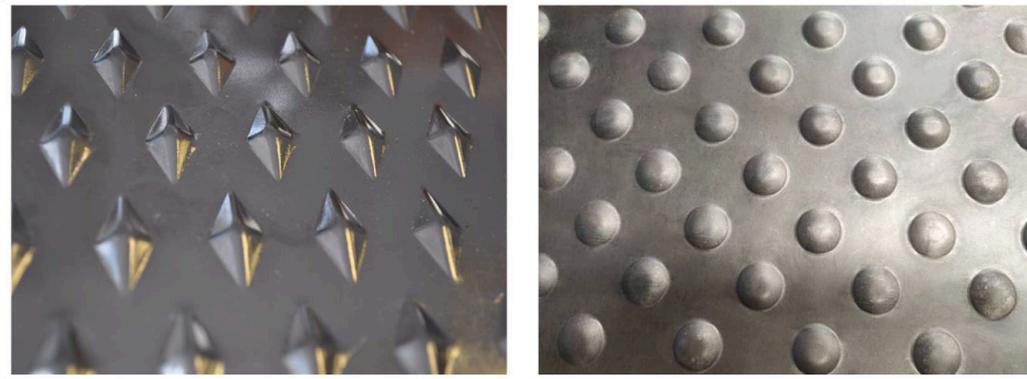


Figura 4.2: Diferentes tipos de indentaciones.

Se han realizado numerosos estudios para analizar el comportamiento de distintos tipos de turbuladores en diversas aplicaciones. Por ejemplo, Shiina [150] realizó un estudio experimental en un cilindro cerca de las paredes de un canal de sección rectangular para generar turbulencia, con aplicación en áreas de alta temperatura en un reactor nuclear. Han et al. [151, 152] llevaron a cabo investigaciones experimentales sobre la implementación de turbuladores rectangulares para aumentar el intercambio de calor dentro de los conductos de refrigeración de una turbina de gas. En la figura 4.3, se pueden observar los turbuladores rectangulares señalados en azul. Nanan et al. [153] realizaron estudios experimentales para diferentes configuraciones geométricas de turbuladores con formas de costilla helicoidal colocados dentro de tubos circulares, donde se midió el rendimiento térmico mediante la relación Nusselt/pérdida de carga.

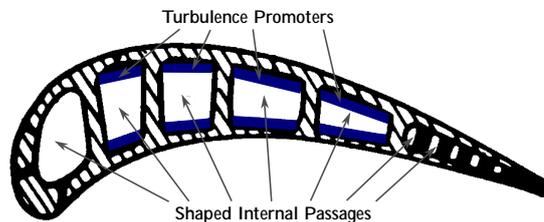


Figura 4.3: Imagen de turbuladores rectangulares dentro del canal de refrigeración de una turbina de gas. (Imagen tomada de [151, 152].)

Por ejemplo, Li et al. [154] llevaron a cabo un estudio numérico y experimental sobre el rendimiento termo-hidráulico de un tubo mejorado con depresiones, en un rango de número de Reynolds de $150 < Re < 8000$, utilizando dos fluidos distintos (agua y una solución de glicol). Encontraron que las depresiones no solo mejoran la mezcla de las capas límite, sino que también introducen flujos secundarios, lo que resulta en una mejora en la turbulencia del fluido. Posteriormente, los mismos autores [155] realizaron un estudio numérico para mejorar la geometría de estas depresiones y analizar el mejoramiento del rendimiento térmico y fluidodinámico. En este estudio, compararon tres formas distintas (esférica, elipsoidal y cónica) con distintos tamaños, distancias de separación y profundidades de indentación. Sugirieron que la disposición en línea de las depresiones, donde una depresión está alineada con respecto a la anterior en la dirección del flujo principal, es mejor que la disposición escalonada, donde las depresiones están desplazadas lateralmente con respecto a la anterior. La disposición escalonada provoca más turbulencias, y aunque el número Nusselt para ambas disposiciones es comparable, la diferencia se sitúa dentro del 1%. Sin embargo, el factor de fricción de la disposición

escalonada es un 5 % superior al de la disposición en línea. Por lo tanto, el rendimiento general de la disposición en línea es mejor que el de la disposición escalonada para toda la gama de números de Reynolds analizados. El tubo mejorado con ocho indentaciones elipsoidales, con una profundidad de 0.9[mm], un diámetro de 5[mm] y un paso de 7[mm], con configuración en línea, ha mostrado el mayor rendimiento ($PEC = 1,9$) a $Re = 4100$. Gong et al. [156] realizaron estudios numéricos y experimentales en una pared acanalada para estudiar el rendimiento de transferencia de calor para diferentes disposiciones de las indentaciones para diferentes números de Reynolds. El rendimiento térmico se evaluó considerando tanto el número de Nusselt (Nu) como la pérdida de carga del sistema debido a pérdidas por fricción. Los autores destacaron la aplicabilidad de estas técnicas en el sistema de refrigeración de las palas de una turbina de gas.

En un estudio reciente realizado por Aasa et al. [157], se llevaron a cabo simulaciones numéricas para investigar el ángulo de ataque de cuatro configuraciones de indentaciones elipsoidales. El caso con un ángulo de ataque de 45° mostró un aumento del 26 % en la relación del número de Nusselt, considerando el Nusselt con y sin los hoyuelos.

En [158], se realizó una investigación tanto experimental como numérica, para comparar diferentes tipos de turbuladores de cinta (ver figura 4.1) en fluidos como aire y agua que circulan dentro de tubos cilíndricos rectos a números de Reynolds medios y altos. Por otro lado, Gallegos et al. [159] presentaron una revisión teórica y experimental sobre un dispositivo con forma de bandera rectangular flexible. Este dispositivo tiene propiedades mecánicas y geométricas que le permiten comportarse como un dispositivo activo, aunque en realidad es pasivo. La flexibilidad del dispositivo permite una interacción fluido-estructura, donde las fuerzas del fluido actúan sobre la estructura flexible, generando efectos dinámicos. Al oscilar con una cierta frecuencia genera o desprende vórtices que promueven el mezclado y la transferencia de calor. En su revisión, destacaron los resultados de Soti et al. [160], quienes demostraron que, aunque la pérdida de carga aumenta con el dispositivo oscilante, la vorticidad creada por las oscilaciones estructurales es mayor que para GV's cilíndricos o de placa. El rendimiento global (PEC o TEF , dependiendo de la terminología utilizada por los autores) es comparable al de otros generadores de vórtices pasivos (como cintas torcidas, insertos, costillas, corrugaciones, etc.).

En esta tesis se desarrolla una técnica numérica que, mediante la aplicación de condiciones de borde periódicas y la introducción de un factor de decaimiento, permitirá analizar el aumento en la transferencia de calor causado por turbuladores e indentaciones en los canales de aceite de un transformador de potencia con el objetivo de romper y desplazar el núcleo caliente que se forma en el centro del canal, lo que resultará en una transferencia de calor mayor. Debido a la alta relación de aspecto de dichos conductos y a la forma intrincada de los turbuladores e indentaciones, es fundamental contar con una técnica o estrategia numérica que reduzca el elevado costo de cálculo de las simulaciones termo-fluidodinámicas acopladas. Además, se introducirán fuerzas de cuerpo en los términos correspondientes de las ecuaciones de conservación de momento de Navier-Stokes para inducir distintos patrones de flujos secundarios, emulando la presencia de los turbuladores, con el objetivo de reducir el costo de cálculo y la generación de las mallas de volúmenes finitos. Una vez evaluadas las configuraciones más convenientes, se procederá al análisis convencional del flujo y la transferencia de calor con mallas de volúmenes finitos. En particular, se considera un radiador de un transformador de potencia de 30[MVA] -

132/34.5/13.8[kV], el mismo que fue estudiado en [19, 27, 161], trabajando en modo ONAN. Se utilizan datos obtenidos en trabajos previos sobre los parámetros físicos y geométricos. Es importante destacar que el radiador en estudio pertenece a la empresa Tadeo Czerweny S.A., con sede en Santa Fe, Argentina, lo cual resalta su relevancia local en el contexto del estudio.

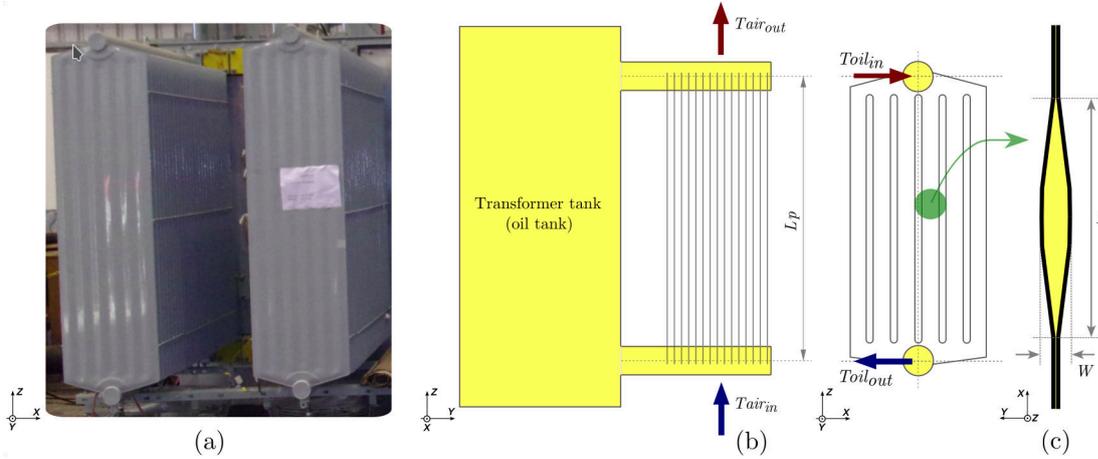


Figura 4.4: Esquema descriptivo del radiador y sección transversal del canal de aceite.

En las Figs. 4.4 (a) y 4.4 (b) se muestra el radiador mencionado con su modelo esquemático. En la Fig. 4.4 (c) se representa una sección transversal del canal de aceite. En el lado derecho de la figura se puede observar un panel completo, mientras que en el lado izquierdo se muestran el tanque del transformador, las tuberías de aceite desde el tanque de aceite hasta los radiadores (colectores) y los paneles del radiador. El radiador completo consta de veintiséis paneles ($N_p = 26$) y cada panel tiene seis canales de aceite ($N_{cha} = 6$). Además, la figura 4.4 muestra las dimensiones de la sección transversal del canal de aceite, que son $L = 7 \times 10^{-2}$ [m] y un ancho de $W = 8 \times 10^{-3}$ [m] luego del proceso de pintado. Dado que la altura del panel es grande ($L_p = 1.5 - 1.8$ [m] dependiendo de la potencia del transformador) y el número de Prandtl del aceite aislante es alto ($Pr = 133.84$), el uso de mallas de volúmenes finitos muy refinadas es obligatorio en las interfaces sólido-fluido en una simulación termo-fluidodinámica mediante CFD. El número de celdas de la malla de volumen requeridas es mayor a 20 millones para un solo panel.

4.2. Flujos secundarios a partir de fuerzas de cuerpo

Con el objetivo de incrementar la capacidad de disipación de calor del radiador del transformador de potencia, se estudiará la influencia en el desempeño térmico producido por la presencia de flujos secundarios dentro de un canal de aceite.

Teniendo esto en cuenta y con el objetivo de reducir el esfuerzo computacional, se plantea el uso de condiciones de contorno periódicas en una porción reducida del canal, en adelante denominada *celdaP*, con una longitud $L_c = Z_{out} - Z_{in} = 5 \times 10^{-2}$ [m] (ver Fig. 4.5), varias veces más pequeña que la del canal de aceite.

Si bien la definición de condiciones de contorno periódicas para el problema de dinámica de fluidos es clara, en el problema termodinámico dichas condiciones no están directamente definidas. En el contexto de la dinámica de fluidos, las condiciones de contorno periódicas

implican la repetición de un mismo volumen de control a lo largo de la dirección del flujo, simplificando el análisis al considerar un dominio reducido. Por otro lado, en el problema termodinámico, la periodicidad de las condiciones de contorno puede no ser evidente debido a fenómenos como la transferencia de calor a través de las paredes del dominio, que varía de manera no periódica a lo largo del tiempo. Por lo tanto, la definición de condiciones de contorno periódicas en el contexto termodinámico requiere un enfoque más cuidadoso y detallado para garantizar la validez de las simulaciones. Para solucionar este problema, se propone un factor de atenuación, el cual se explicará a continuación.

Las condiciones de contorno periódicas se definen en las superficies de entrada y salida de la *celda* P , Γ_{in} y Γ_{out} , respectivamente.

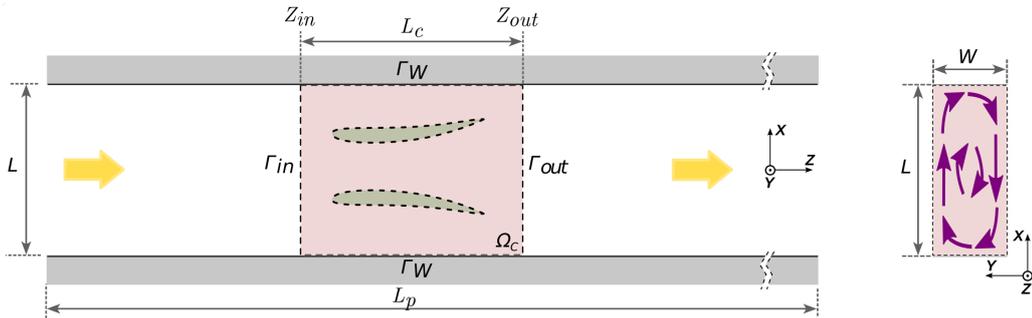


Figura 4.5: Representación de una *celda* P con condiciones de contorno periódicas. Se emplean fuerzas de cuerpo en lugar de turbuladores.

Las ecuaciones que gobiernan la dinámica del flujo transiente de un fluido viscoso, newtoniano, incompresible, sometido a la acción de un campo de fuerzas de cuerpo \mathbf{b} por unidad de masa, son las ecuaciones de Navier-Stokes y la ecuación de conservación de la masa:

$$\begin{aligned} \rho \frac{\partial \mathbf{u}}{\partial t} + \rho \mathbf{u} \cdot \nabla \mathbf{u} &= \mu \Delta \mathbf{u} - \nabla P + \rho \mathbf{b} & \text{en } \Omega_{\mathbf{c}}, \\ \nabla \cdot \mathbf{u} &= 0 \end{aligned} \quad (4.1)$$

en donde se aplica la siguiente condición de no deslizamiento (no-slip) en la superficie del canal:

$$\mathbf{u} = 0 \quad \text{en } \Gamma_{\mathbf{W}}, \quad (4.2)$$

y las condiciones de contorno periódicas se definen como:

$$\begin{aligned} \mathbf{u}(\Gamma_{in}) &= \mathbf{u}(\Gamma_{out}) \\ \Delta P &= P(\Gamma_{in}) - P(\Gamma_{out}) = \quad \text{para } Z \text{ en } [0, L_{\mathbf{c}}], \\ &= P(\mathbf{z}_{in+L_{\mathbf{c}}}) - P(\mathbf{z}_{in+2L_{\mathbf{c}}}) = \dots \end{aligned} \quad (4.3)$$

donde $\Omega_{\mathbf{c}}$ es el volumen de la *celda* P , \mathbf{u} el campo de velocidad, μ la viscosidad dinámica del aceite, ρ su densidad y P el campo de presión.

En el caso real, el flujo del aceite se desarrolla debido a las fuerzas de flotación causadas por la diferencia de densidad, por lo que sería posible modelar tales fenómenos mediante la aproximación de Boussinesq. Sin embargo, al utilizar este enfoque, el problema termo-fluidodinámico estaría estrictamente acoplado.

Con el fin de desacoplar ambos problemas físicos, se emplea en las simulaciones una fuerza de cuerpo por unidad de volumen \mathbf{b} para generar, por un lado, un flujo principal o en la dirección principal del canal con el mismo caudal que aquel inducido por termoflotación o boyancia, y por otro lado, un flujo secundario que correspondería a aquellos inducidos por los turbuladores o indentaciones en la pared (objetos verdes en la figura 4.5) si estuvieran realmente presentes. Los flujos secundarios inducidos se esquematizan con flechas magenta en la figura 4.5. El objetivo de usar fuerzas de cuerpo en lugar de colocar un turbulador u otro objeto real dentro del canal es doble: por un lado, se evita el remallado de todo el canal en cada caso de estudio, lo que reduce significativamente el costo computacional; y por otro lado, este enfoque proporciona una manera rápida y sencilla de evaluar el comportamiento de los flujos secundarios a través de diferentes funciones matemáticas.

De esta manera, \mathbf{b} se define como:

$$\mathbf{b} = \underbrace{b_X \hat{\mathbf{i}} + b_Y \hat{\mathbf{j}}}_{\text{Componente de la fuerza de cuerpo responsable de generar el flujo secundario}} + \underbrace{b_Z \hat{\mathbf{k}}}_{\text{Componente de la fuerza de cuerpo responsable de generar el flujo primario (axial)}}, \quad (4.4)$$

donde $\hat{\mathbf{i}}, \hat{\mathbf{j}}, \hat{\mathbf{k}}$ son los versores directores según los ejes X, Y y Z , respectivamente.

El flujo volumétrico en cada canal se considera constante y se calcula mediante el promedio del flujo volumétrico total que circula a través de un radiador, resultando en $Q_{\text{canal}} = Q_{\text{radiador}} / (N_p N_{\text{cha}})$, donde recordemos que N_p es el número de paneles en el radiador y N_{cha} es el número de canales de aceite en cada panel. Se utiliza un valor constante de b_Z tal que el flujo volumétrico obtenido por CFD, sea igual al reportado en los estudios experimentales [27]. Para el cálculo del mismo se considera el caso de referencia presentado en la sección 4.2.3).

Las ecuaciones que rigen el problema térmico transitorio son:

$$\begin{aligned} \rho C_p \frac{\partial T}{\partial t} + \mathbf{u} \cdot \nabla T &= \nabla \cdot (k \nabla T) & \text{en } \Omega_C \\ T &= T_0 & \text{en } \Omega_C \\ T &= T_W & \text{en } \Gamma_W, \end{aligned} \quad (4.5)$$

donde $T_0 = 343[\text{K}]$ es la temperatura inicial en todo el volumen de la *celdaP*, T_W es la temperatura en las paredes de la misma, k es la conductividad térmica del aceite y C_p es el calor específico a presión constante. Se considera una temperatura impuesta en las paredes de $T_W = 303[\text{K}]$ en la superficie del canal, lo que corresponde a la temperatura del aire en condiciones de referencia [27]. En este modelo, se considera que el flujo del fluido es periódico. Sin embargo, el campo de temperatura no lo es y decae con el tiempo a través del canal de aceite de acuerdo con la conocida ecuación diferencial de enfriamiento de Newton.

$$\frac{dT}{dt} = -\gamma(T_m - T_W), \quad (4.6)$$

donde T_m es la temperatura media en el dominio Ω_C y γ es la constante de decaimiento de la temperatura, ambos para un tiempo dado t . Al operar sobre la Ec. (4.6), se puede obtener la

siguiente expresión:

$$\ln \frac{(T_{\mathbf{m}} - T_{\mathbf{W}})}{(T_0 - T_{\mathbf{W}})} = -\gamma t. \quad (4.7)$$

El parámetro γt se utilizará para cuantificar la tasa de disminución de temperatura del aceite en el dominio computacional. En la convección, la ley de Newton se cumple bien para el caso forzado, donde los cambios en la temperatura del fluido no afectan marcadamente sus propiedades físicas; sin embargo, solo se cumple aproximadamente en el caso de la convección por flotabilidad, donde la velocidad del flujo aumenta con la diferencia de temperatura. Por lo tanto, en nuestro caso, esta ley es una buena aproximación al caso real. Este tratamiento agrega como beneficio que la dinámica del fluido está desacoplada de la termodinámica, lo que permite resolver ambas físicas de manera desacoplada, es decir, una vez que se alcanza la convergencia del problema de dinámica de fluidos, se fijan los campos de velocidad y presión y luego se calcula la ecuación de transporte de energía térmica. Se implementa una subrutina en lenguaje C en el software de código abierto *Code_Saturne* para realizar esta estrategia, la cual proporciona un ahorro en tiempo computacional de 95 %. El enfoque mencionado en conjunto con el análisis de una porción reducida de la longitud total del canal del radiador con condiciones de contorno periódicas ahorra notablemente el tiempo computacional.

Para todos los casos presentados a continuación, el campo de velocidades corresponde a la solución una vez alcanzado el estado estacionario, mientras que para el campo de temperatura se adopta su solución en el tiempo de 60 segundos para el posprocesamiento y también se utiliza como referencia para fines de comparación. A medida que la temperatura continúa disminuyendo, el gradiente térmico también se reduce, lo que ocasiona una homogeneización de los colores en el posprocesamiento, dificultando la visualización y el análisis de los resultados.

Las ecuaciones de dinámica de fluidos y transferencia de calor son resueltas utilizando el software de código abierto *Code_Saturne* [64], basado en el Método de Volúmenes Finitos (FVM) [60, 62]. Estas ecuaciones son calculadas de forma segregada usando el algoritmo SIMPLEC (*Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equations Consistent*) para el acoplamiento entre la velocidad y la presión [71]. Para el flujo convectivo se emplea un esquema de discretización de segundo orden SOLU (*Second Order Linear Upwind*) [72, 73], y como esquema de integración temporal se utiliza el método de Crank-Nicolson de segundo orden. Una descripción detallada de la discretización y la implementación de las ecuaciones se puede encontrar en la guía teórica de *Code_Saturne* [75]. Como se mencionó anteriormente las condiciones de frontera en la entrada $\Gamma_{\mathbf{in}}$ y en la salida $\Gamma_{\mathbf{out}}$ se definen como periódicas, mientras que para la pared del canal $\Gamma_{\mathbf{W}}$ se emplea una condición de no deslizamiento.

4.2.1. Propiedades del aceite

Las propiedades del aceite se consideran constantes con respecto a la temperatura y se toman de [162] para el aceite mineral transformador YPF-64® producido por la empresa YPF S.A. en Argentina. Dichas propiedades se muestran en la tabla 4.1.

Los números de Reynolds, Péclet y Prandtl se estiman a partir de los parámetros físicos del aceite, las condiciones de trabajo del transformador eléctrico y las dimensiones de los canales

Propiedades físicas	valores
Densidad (ρ) [kg/m ³]	880
Viscosidad (μ) [Pa s]	9.067×10^{-3}
Calor específico (C_p) [J/(kg K)]	1860
Conductividad térmica (k) [W/(m K)]	1.26×10^{-1}
Coefficiente de expansión térmica (β) [1/K]	7.5×10^{-4}

Tabla 4.1: Propiedades del aceite mineral aislante YPF-64® para transformadores.

previamente mostrados, resultando en $Re_{D_h} = 20.95$, $Pe = 2803.1$ y $Pr = 133.8$, respectivamente, siendo el diámetro hidráulico D_h igual a 1.025×10^{-2} [m]. Claramente, el régimen de flujo es laminar.

4.2.2. Análisis de convergencia y calidad de la malla

La malla de volúmenes finitos se genera utilizando el software de código abierto cfMesh [131], la cual es importada luego en *Code_Saturne*. Con el fin de garantizar que la solución sea independiente de la malla utilizada, se emplearon cuatro mallas para el estudio de convergencia en malla. El parámetro seleccionado para llevar a cabo dicho análisis es el flujo de calor a través de las paredes de la celda representativa y los resultados se muestran en la tabla 4.2.

	Nº de celdas	q_w [W]
M1	30284	2.1276
M2	155428	2.0517
M3	763528	1.9672
M4	4152540	1.9536

Tabla 4.2: Resultados de convergencia de malla para el caso de referencia en $t = 60$ [s].

Al observar la columna correspondiente al flujo de calor q_w , la convergencia en la malla se da correctamente. Al analizar las variaciones porcentuales en el flujo de calor respecto al incremento en la cantidad de celdas, se observa que, si bien para la malla M4 se alcanza la convergencia en malla porque la variación con respecto a la M3 es mínima (menos del 1%), el incremento en la cantidad de celdas es de 34 millones. Por otro lado, la elección de la malla M3 es la mejor opción, ya que al pasar de la malla M2 a la malla M3 se produce la mayor variación en cuanto al flujo de calor (poco más de un 4%) con un incremento en la cantidad de celdas mucho menor, del orden de 600000 celdas. La malla es hexa-dominante y está conformada por 763528 celdas, de las cuales 714812 son hexaedros (ver Fig. 4.6).

Los principales parámetros que definen la calidad de la malla seleccionada se muestran en la tabla 4.3. El valor de la no-ortogonalidad (*non-orthogonality*) se define como el ángulo entre la línea que conecta dos centros de celda y la normal a su cara común. Cuando la malla está sesgada (*skewness*), la línea que une dos centros de celda no pasa necesariamente por el centroide de la cara común. El valor de sesgo es entonces la distancia entre el centroide de la cara común y el punto de intersección de la línea que une los dos centros de celda. Los parámetros de la tabla 4.3 demostraron ser adecuados para las simulaciones realizadas.

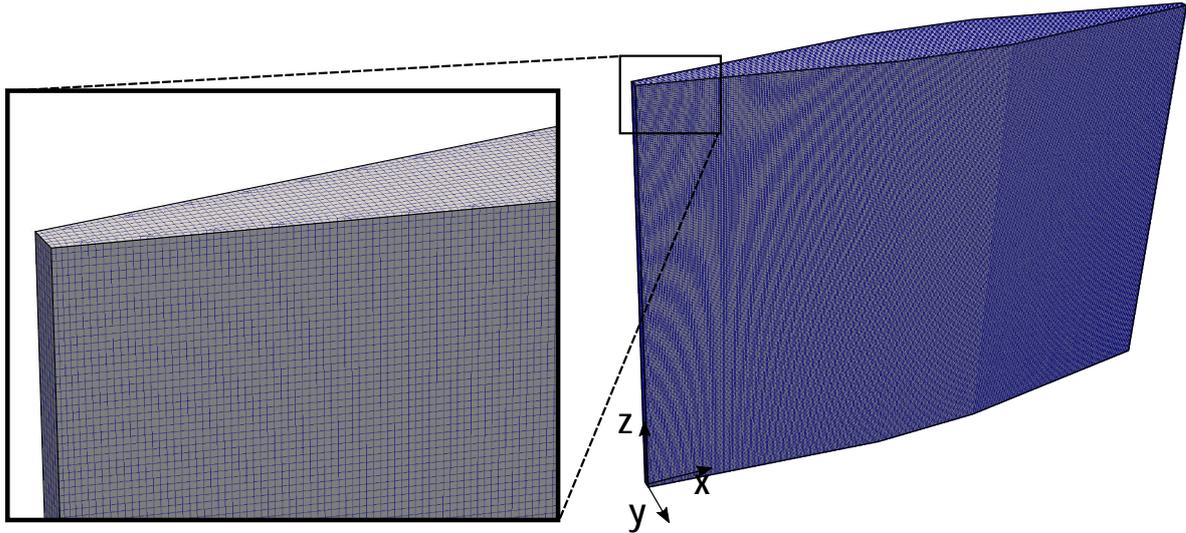


Figura 4.6: Vista isométrica de la malla utilizada para las simulaciones numéricas. También se puede observar una vista detallada de una esquina de la malla del canal.

Máximo valor de <i>Non-Orthogonality</i>	37.762
Promedio de <i>Non-Orthogonality</i>	4.182
Máximo valor de <i>Skewness</i>	0.528

Tabla 4.3: Principales parámetros de calidad de la malla

Según los resultados de convergencia para la malla M3, los principales parámetros de mallado utilizados en cfMesh para todos los dominios computacionales utilizados en este capítulo son los siguientes: $\text{maxCellSize} = 0.0004[\text{m}]$, $\text{boundaryCellSize} = 0.0002[\text{m}]$ y $\text{minCellSize} = 0.0002[\text{m}]$.

4.2.3. Validación y caso de referencia

Como se mencionó anteriormente, se considera que la fuerza de cuerpo es $\mathbf{b} = 0\hat{\mathbf{i}} + 0\hat{\mathbf{j}} + b_z\hat{\mathbf{k}}$.

En la figura 4.7 se presenta el campo de velocidad obtenido para este caso empleando la celda representativa con condiciones de contorno periódicas, que servirá como referencia. En la parte superior de la figura se muestra la magnitud del campo de velocidad en una sección transversal del canal. En la parte inferior de la figura, se puede observar el comportamiento periódico del campo de velocidad en la sección longitudinal del canal. Se muestra que el campo de velocidad permanece relativamente constante a lo largo de toda su longitud al no tener en cuenta los efectos de la entrada y salida. Basándose en esta observación, se considera que la condición de periodicidad empleada en nuestro enfoque es una buena representación de la dinámica de fluidos encontrada dentro del canal. Se puede observar una muy buena concordancia del campo de velocidad obtenido, donde la velocidad máxima obtenida en el centro del canal es $u_{\text{max}} = 2.252 \times 10^{-2}[\text{m/s}]$, la velocidad promedio es $u_{\text{m}} = 9.795 \times 10^{-3}[\text{m/s}]$, y la relación entre ellas es $u_{\text{max}}/u_{\text{m}} = 2.3$. Esto representa un error relativo del 6.1% en comparación con el modelo 3D completo [27]. Este bajo error relativo valida el modelo numérico propuesto.

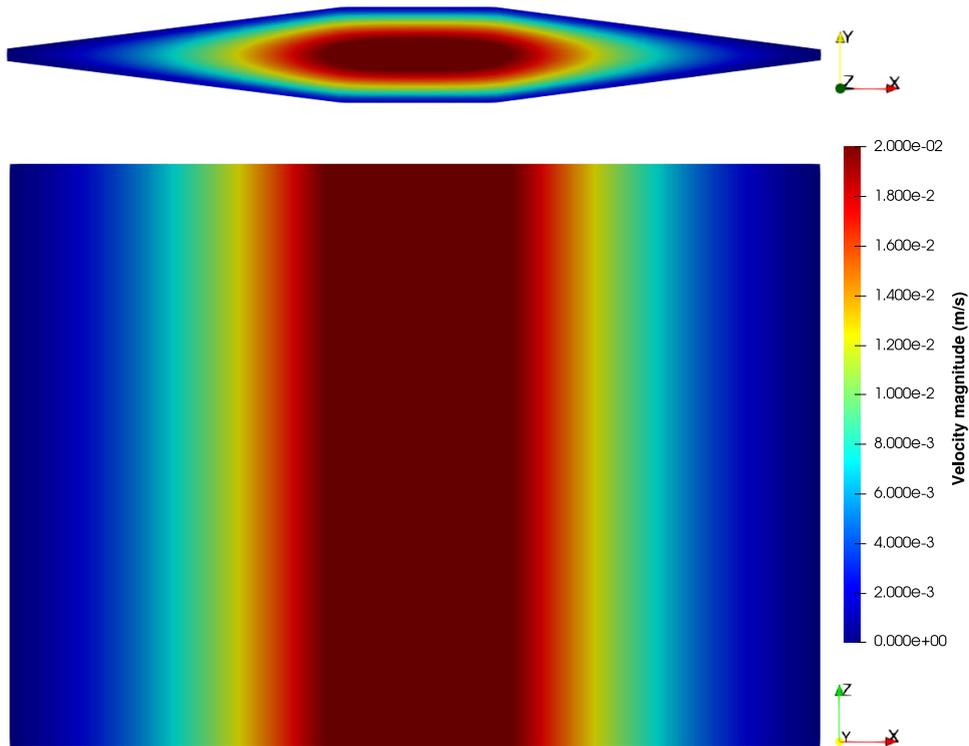


Figura 4.7: Campo de la velocidad con condiciones periódicas para el caso de referencia.

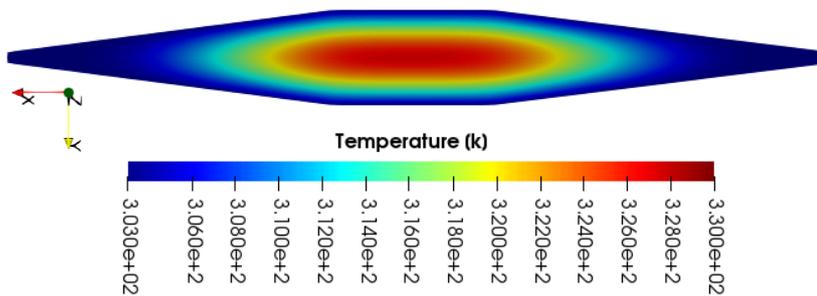


Figura 4.8: Campo de la temperatura para $t = 60[s]$ en la sección central del canal para el caso de referencia.

La figura 4.8 muestra el campo de temperatura en una sección transversal del canal para $t = 60[s]$. Se analiza el desempeño termo-fluidodinámico del canal del radiador evaluando dos parámetros representativos: el valor de γt , que expone el desempeño térmico, y el flujo volumétrico Q , que refleja la caída de presión. El flujo volumétrico está estrechamente relacionado con la caída de presión, ya que un aumento en Q se asocia con una menor resistencia del flujo. Por lo tanto, al analizar la tasa de flujo volumétrico y su relación con la caída de presión, podemos obtener información valiosa sobre la eficiencia del canal del radiador en términos de resistencia al flujo de fluido.

Entonces, en la figura 4.9 se muestra el comportamiento del factor de decaimiento γt en función del tiempo.

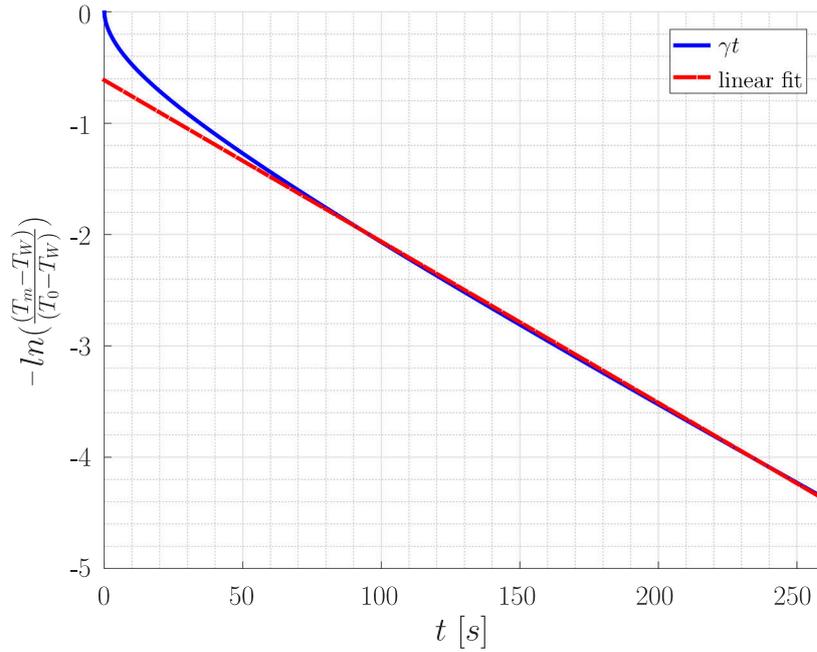


Figura 4.9: Comportamiento en el tiempo del parámetro t .

Para obtener un valor aproximado de γt , se utiliza una regresión lineal, representada en la Fig. 4.9 por la línea roja. Luego, se calcula la pendiente de la regresión lineal, denominada $m\gamma_{\mathbf{fit}}$, que caracterizará la tasa de decaimiento de la temperatura del aceite, es decir, cuanto mayor sea el valor de $m\gamma_{\mathbf{fit}}$, mayor será la cantidad de energía extraída del aceite. Este caso se denota como caso (0), y su valor de $m\gamma_{\mathbf{fit}}$ es de aproximadamente 1.495×10^{-2} .

Se proponen diferentes ecuaciones para la fuerza de cuerpo \mathbf{b} con el fin de generar un flujo secundario. Esta fuerza se aplica a una porción de la *celdaP* entre $Z_{\mathbf{in}} + 0.01[\text{m}]$ y $Z_{\mathbf{in}} + 0.04[\text{m}]$ (ver Fig. 4.5). Las componentes de la fuerza de cuerpo se definen como $b_{\mathbf{x}} = \lambda b_{\mathbf{z}} f(W, L, X_{\mathbf{c}}, Y_{\mathbf{c}})$ y $b_{\mathbf{y}} = \lambda b_{\mathbf{z}} f(W, L, X_{\mathbf{c}}, Y_{\mathbf{c}})$, respectivamente, donde λ es un factor de escala que toma valores de 0.2 a 1.6, con intervalos de 0.2, mientras que $X_{\mathbf{c}}$ e $Y_{\mathbf{c}}$ son las coordenadas X e Y del centroide de cada celda de la malla. Se implementa una subrutina en lenguaje C para modificar la ecuación de momento de Navier-Stokes en el software de código abierto *Code_Saturne*.

Para evaluar el desempeño térmico y fluidodinámico logrado por una función de fuerza de cuerpo dada, se define un factor de mejora FM de cada caso i -ésimo como:

$$\text{FM}(i) = \frac{m\gamma_{\mathbf{fit}}(i) Q(i)}{m\gamma_{\mathbf{fit}}(0) Q(0)}, \quad (4.8)$$

donde $Q(i)$ y $Q(0)$ representan el caudal volumétrico del caso de estudio y del caso de referencia, respectivamente. Al considerar la velocidad del caso de referencia y la superficie transversal del canal, se tiene $Q(0) = 3.532 \times 10^{-6}[\text{m}^3/\text{s}]$. Se puede observar que el FM representa el desempeño térmico y la tasa de flujo volumétrico logrado por una configuración determinada ponderado por el caso de referencia, es decir, solo los valores mayores que uno representarían una mejora en comparación con el caso sin flujos secundarios.

Se analizaron un total de 30 casos diferentes con distintas funciones matemáticas empleadas para definir las fuerzas de cuerpo. Solo aquellos casos considerados como los más representativos

se muestran en la figura 4.10 y en la tabla 4.4. El caso de referencia sin flujos secundarios corresponde a Id (0).

Id	Componentes del vector \mathbf{b}			$m\gamma t_{\mathbf{fit}}$ ($\lambda = 1$)	FM ($\lambda = 1$)
	$b_{\mathbf{x}}$	$b_{\mathbf{y}}$	$b_{\mathbf{z}}$		
(0)	0	0	$b_{\mathbf{z}}$	1.495×10^{-2}	1
(1)	$\lambda b_{\mathbf{z}} \cos(2\pi Y_{\mathbf{c}}/W)$	0	$b_{\mathbf{z}} - b_{\mathbf{x}}$	2.770×10^{-2}	1.295
(2)	$\lambda b_{\mathbf{z}} \cos(4\pi Y_{\mathbf{c}}/W)$	0	$b_{\mathbf{z}} - b_{\mathbf{x}}$	2.445×10^{-2}	1.733
(4)	$\lambda b_{\mathbf{z}} \cos(4\pi X_{\mathbf{c}}/L)$	0	$b_{\mathbf{z}} - b_{\mathbf{x}}$	1.525×10^{-2}	0.962
(6)	$\lambda b_{\mathbf{z}} \sin(2\pi X_{\mathbf{c}}/L)$	0	$b_{\mathbf{z}} - b_{\mathbf{x}}$	1.556×10^{-2}	1.084
(12)	$\lambda b_{\mathbf{z}} \cos \frac{4 Y_{\mathbf{c}}}{W} \quad \frac{300 X_{\mathbf{c}}}{0.5 L - 1}$	0	$b_{\mathbf{z}} - b_{\mathbf{x}}$	4.561×10^{-2}	3.916
(13)	$\lambda b_{\mathbf{z}} \cos \frac{4 Y_{\mathbf{c}}}{W} \quad \frac{200 X_{\mathbf{c}}}{0.5 L - 1}$	0	$b_{\mathbf{z}} - b_{\mathbf{x}}$	4.032×10^{-2}	2.910
(14)	$\lambda b_{\mathbf{z}} \cos \frac{4 Y_{\mathbf{c}}}{W} \quad \frac{100 X_{\mathbf{c}}}{0.5 L - 1}$	0	$b_{\mathbf{z}} - b_{\mathbf{x}}$	3.273×10^{-2}	2.190
(15)	$\lambda b_{\mathbf{z}} \sin \frac{4 Y_{\mathbf{c}}}{W} \quad \frac{100 X_{\mathbf{c}}}{0.5 L - 1}$	0	$b_{\mathbf{z}} - b_{\mathbf{x}}$	3.475×10^{-2}	2.469
(16)	0	$\lambda b_{\mathbf{z}} \cos(2\pi Y_{\mathbf{c}}/W)$	$b_{\mathbf{z}} - b_{\mathbf{y}}$	1.503×10^{-2}	0.684
(18)	0	$\lambda b_{\mathbf{z}} \cos(2\pi X_{\mathbf{c}}/L)$	$b_{\mathbf{z}} - b_{\mathbf{y}}$	1.734×10^{-2}	1.865
(26)	0	$\lambda b_{\mathbf{z}} \sin(6\pi X_{\mathbf{c}}/L)$	$b_{\mathbf{z}} - b_{\mathbf{y}}$	1.914×10^{-2}	1.340
(28)	0	$\lambda b_{\mathbf{z}} \cos \frac{4 Y_{\mathbf{c}}}{W} \quad \frac{200 X_{\mathbf{c}}}{0.5 L - 1}$	$b_{\mathbf{z}} - b_{\mathbf{y}}$	2.294×10^{-2}	1.529

Tabla 4.4: Influencia de los flujos secundarios para los casos más representativos.

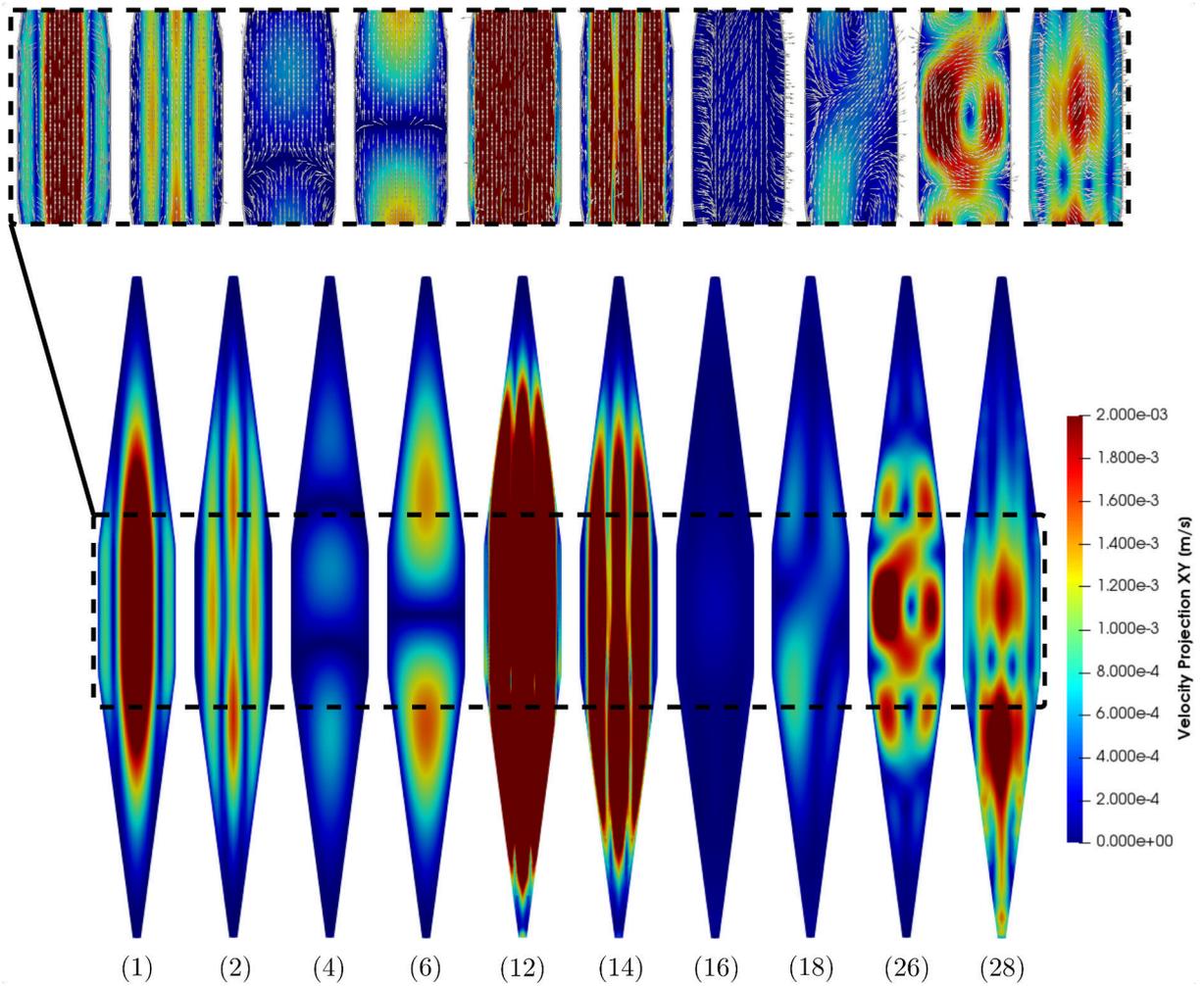


Figura 4.10: Campos de velocidad transversal para $\mu = 1.0$ en la sección media de la celda para los casos representados en la tabla 4.4. En la vista de acercamiento se pueden observar los vectores del campo de velocidad.

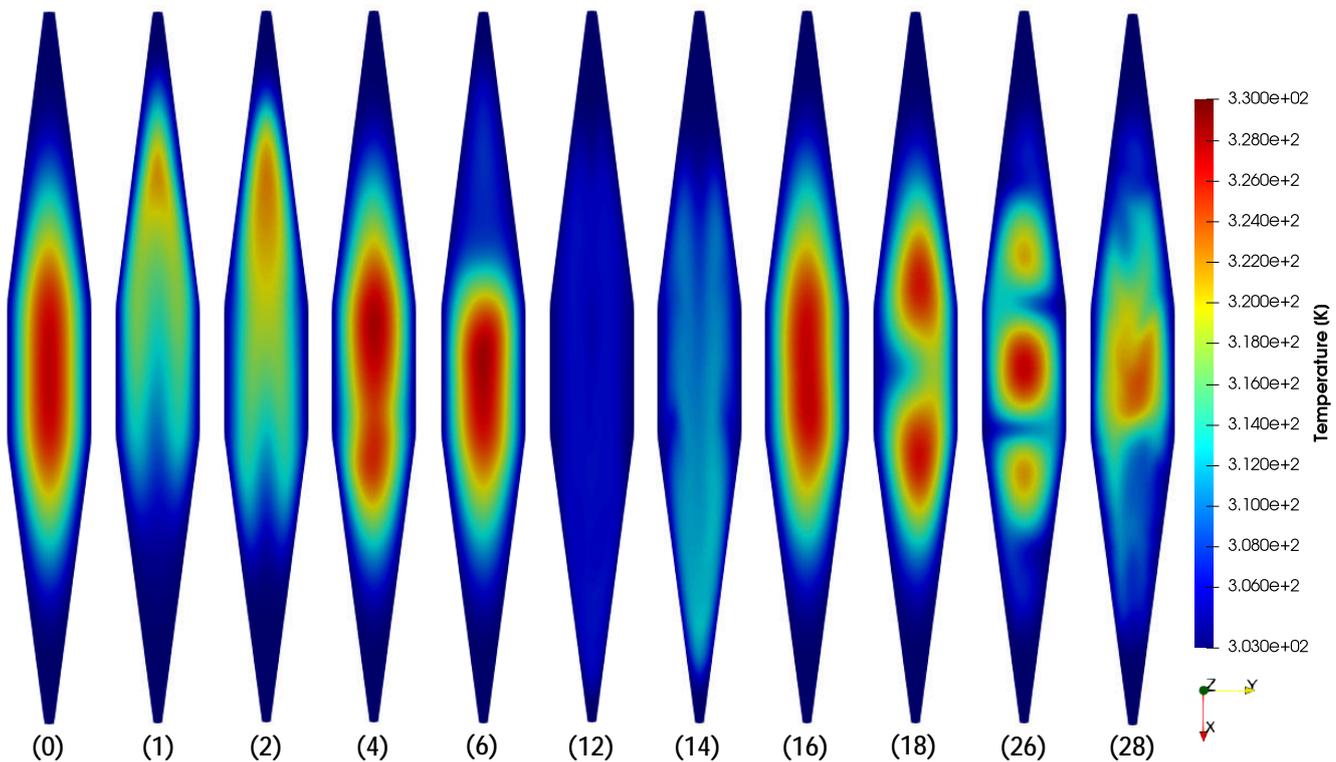


Figura 4.11: Campo de temperatura en la sección media de la *celdaP* para $t = 60[s]$ y $\gamma = 1$ para los casos representativos mostrados en la tabla. 4.4.

En la Fig. 4.11 se muestran los campos de temperatura resultantes de cada caso presentado en la tabla 4.4. Se ha agregado el caso de referencia (0) para comparar fácilmente los resultados. Se puede observar que, aunque se induzca un flujo secundario en el caso (16), el campo de temperatura obtenido es muy similar al del caso (0). Por lo tanto, no se puede observar una mejora térmica significativa en el término $m\gamma t_{fit}$, y además, se reduce el flujo volumétrico disminuyendo el FM.

Las casos (1) y (2) tienen un comportamiento similar en el sentido de que el fluido se desplaza hacia una esquina del canal, sin embargo, el FM del caso (2) resulta ser mayor que el del caso (1), incluso teniendo un $m\gamma t_{fit}$ más bajo. Esto se debe a que el caso (2) logra un mayor Q .

Además, se puede observar en la Fig. 4.11 que la temperatura media del canal del caso (12) es muy cercana a la temperatura de la condición de frontera ($T_m = 305.3[K]$ y $T_w = 303[K]$). Ciertamente, las fuerzas aplicadas en ese caso rompen completamente el núcleo de aceite caliente en el centro del canal, lo que resulta en un fenómeno de transferencia de calor considerablemente más rápido en comparación con los otros casos ($m\gamma t_{fit} = 4.561 \times 10^{-2}$).

A partir de los resultados anteriores se puede concluir que las corrientes secundarias inducidas dentro del canal deben ser generadas cuidadosamente para lograr una mejora significativa en la transferencia de calor, de lo contrario, puede ser contraproducente. Además, de las figuras anteriores se observa que las corrientes transversales que desplazan, rompen o dividen el núcleo caliente son las más beneficiosas en términos de rendimiento de transferencia de calor.

Estas investigaciones fueron presentadas en el MECOM 2018 - XII Congreso Argentino de Mecánica Computacional (San Miguel de Tucumán, 6-9 Noviembre

2018) y publicadas en la revista de la Asociación Argentina de Mecánica Computacional (AMCA) *Mecánica Computacional* Vol XXXVI, págs. 1889-1900. ISSN 2591-3522. <https://ci.mec.org.ar/ojs/index.php/mc/issue/archivo> [23].

4.3. Flujos secundarios con ley de Darcy-Forchheimer

Si consideramos resolver cada uno de estos canales estrechos, terminaremos con una malla con una gran cantidad de celdas. Además, el paso de tiempo se reducirá debido a las celdas pequeñas y al aumento de la velocidad (definición del número de Courant-Friedrichs-Levy).

Una alternativa ampliamente utilizada para evitar esta problemática consiste en modelar el flujo utilizando “modelos de flujos en medios porosos”.

En muchas aplicaciones de ingeniería, se pueden insertar diferentes objetos en el flujo, como panal de abejas, placas perforadas y filtros. El principal efecto en el flujo de estos objetos es una caída de presión y, en la mayoría de los casos, una corrección adicional en la dirección de la velocidad. Por ejemplo, a través de placas perforadas con un grosor grande o panal de abejas, el fluido solo puede pasar en una dirección. Sin embargo, en los filtros, la corrección en la dirección del flujo puede o no ocurrir. No obstante, el aspecto central es la caída de presión en el flujo de fluido.

En la mayoría de las aplicaciones, no es necesario resolver el flujo de fluidos a escala de poros, entonces se modela un medio poroso y se resuelve solo el flujo promediado en el volumen. Uno de estos modelos es el de “Darcy-Forchheimer”. Estos modelos se aplican comúnmente a una zona definida en la que a la ecuación de momento de Navier-Stokes (4.1) se ve modificada por un nuevo término de fuente o sumidero S_i :

$$S_i = \frac{\Delta P}{\Delta x_i} = -(\mu D_i u_i + 0.5 \rho F_i |u_k| u_i) \quad (4.9)$$

siendo ΔP la caída de presión, Δx_i el espesor del medio poroso.

El primer término de la Ec. (4.9) corresponde al tensor de permeabilidad de la ley de Darcy [163], que depende únicamente de las propiedades geométricas del medio poroso considerado, es decir, de la resistencia viscosa del fluido que fluye a través del medio poroso. El segundo término es un tensor que representa una corrección inercial, es decir, la resistencia inercial del fluido en movimiento dentro de los poros, correspondiente a la ecuación de Forchheimer [164].

- Cuando $D = 0$ y $F = 0$, significa que no hay resistencia viscosa (Darcy) pero sí resistencia inercial (Forchheimer). En este caso, la relación entre la velocidad y la caída de presión es parabólica, lo que indica que la caída de presión aumenta cuadráticamente con la velocidad.
- Por otro lado, cuando $F = 0$ y $D = 0$, implica que no hay resistencia inercial pero sí resistencia viscosa. En este escenario, la relación entre la velocidad y la caída de presión es lineal, lo que significa que la caída de presión aumenta proporcionalmente a la velocidad.

La elección del modelo depende de la relación entre la presión y la velocidad en el medio

poroso. En la mayoría de los casos, una relación parabólica entre la velocidad y la caída de presión es suficiente para representar adecuadamente la caída de presión real causada por el obstáculo. Varios autores han propuesto formulaciones empíricas y correcciones para esta ley en función de la porosidad y el número de Reynolds.

En [165] se confirma lo establecido en [166], donde se indica que la ley de Darcy-Forchheimer es efectiva para valores de Reynolds (Re) inferiores a 25, como en nuestro caso de estudio con $Re_{D_h} = 20.95$. Además, los mismos autores sugieren que la ley de Darcy es similar a la ley de Forchheimer cuando la porosidad es pequeña. Por otro lado, en [167] se concluye que la ley de Darcy-Forchheimer puede considerarse exacta para medios porosos espacialmente periódicos. La teoría indica claramente que la corrección de Forchheimer es cuadrática en la velocidad para valores bajos de Reynolds, y el análisis de magnitudes sugiere que esta dependencia funcional no debería cambiar significativamente con el número de Reynolds. El estudio del flujo de fluidos a través de medios porosos es un campo de investigación con diversas aplicaciones relevantes. En el trabajo de [168] se realiza una revisión del estado del arte de esta ley y se propone un tensor de Darcy que se evalúa mediante simulaciones CFD para Reynolds de hasta 5000, con la intención de aplicarlo en la industria de reactores químicos. Estos fenómenos son importantes en fisiología para entender la filtración sanguínea en arterias, en procesos industriales que implican filtros de aire [169] o aceite, y en el diseño de materiales porosos [170–172]. También son relevantes para la perforación de aguas subterráneas en cuencas hidrológicas a través de rocas y arena, así como en yacimientos de petróleo y gas en el medio ambiente.

Al asumir que el fluido es incompresible, el flujo es laminar y estacionario, el medio poroso es isotrópico y homogéneo, la ecuación (4.9) se puede simplificar a:

$$S = -\frac{\mu}{\kappa} \mathbf{u} - \beta_{\mathbf{F}} \rho \mathbf{u}^2 \quad (4.10)$$

Donde \mathbf{u} es la velocidad del fluido, $\beta_{\mathbf{F}}$ es el término de Forchheimer [$1/m$], κ es la permeabilidad del medio [m^2], μ es la viscosidad dinámica del fluido [$Pa \cdot s$] y ρ es la densidad del fluido [kg/m^3].

Con el objetivo de investigar el comportamiento de indentaciones o turbuladores en el flujo sin la necesidad de generar una malla compleja para representar el objeto o la pared del canal indentada, se ha desarrollado una subrutina en lenguaje C para modificar la ecuación de momento de Navier-Stokes (4.1) en el software de código abierto *Code_Saturne*. Esta subrutina permite la selección de celdas en la malla y la asignación de un valor alto de porosidad ($S = 7.744 \times 10^8 [Pa/m]$). El término de porosidad aplicado a las celdas seleccionadas actúa como una caída de presión localizada, que resulta en una velocidad nula en esas celdas, simulando la presencia del objeto o pared indentada en el flujo. Al ser el tratamiento similar a un gradiente de presión, no afecta la convergencia de las simulaciones. Además, el tiempo de simulación no se ve significativamente afectado, ya que el costo computacional adicional asociado a la compilación y ejecución de la subrutina es despreciable y se realiza únicamente una vez antes de iniciar la simulación CFD. Cabe destacar que, como resultado de esta estrategia de resolución, las celdas a las que se aplica la porosidad adquieren las propiedades térmicas del fluido.

Esta técnica ofrece una alternativa eficiente para analizar la influencia de objetos o paredes indentadas en el flujo sin la necesidad de generar mallas complejas, lo que resulta en una

simplificación del proceso de simulación y una reducción en el tiempo y costo computacionales de la misma.

Se simularon once (11) casos a modo de exploración. En la tabla 4.5 se presentan los resultados y se muestra el caso de referencia Id (0). Las figuras 4.12, 4.13, 4.14 y 4.15 muestran esquemas de los 11 casos analizados. Las zonas en gris oscuro representan las celdas de la malla de volúmenes finitos a las cuales se les asignó el valor de porosidad S . En las imágenes de los casos E4, E7-E11 se pueden observar 2 tonos de colores grises oscuros, los cuales se utilizaron para mostrar las posiciones de estas celdas asignadas. Se puede observar que hay zonas extendidas por fuera de la celda representativa del canal; esto se realizó para tratar de evidenciar su forma geométrica. Estas zonas no influyen, ya que no forman parte del dominio computacional.

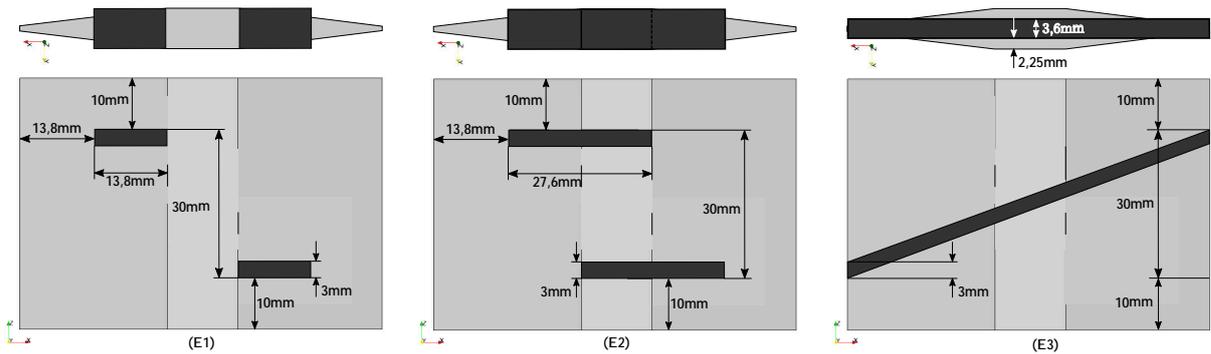


Figura 4.12: Dimensiones principales para los casos (E1), (E2) y (E3) mostrados en la tabla 4.5.

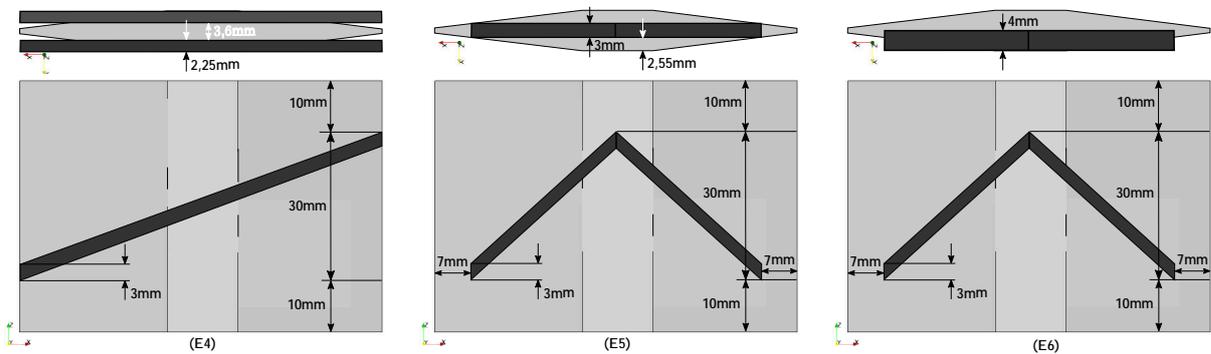


Figura 4.13: Dimensiones principales para los casos (E4), (E5) y (E6) mostrados en la tabla 4.5.

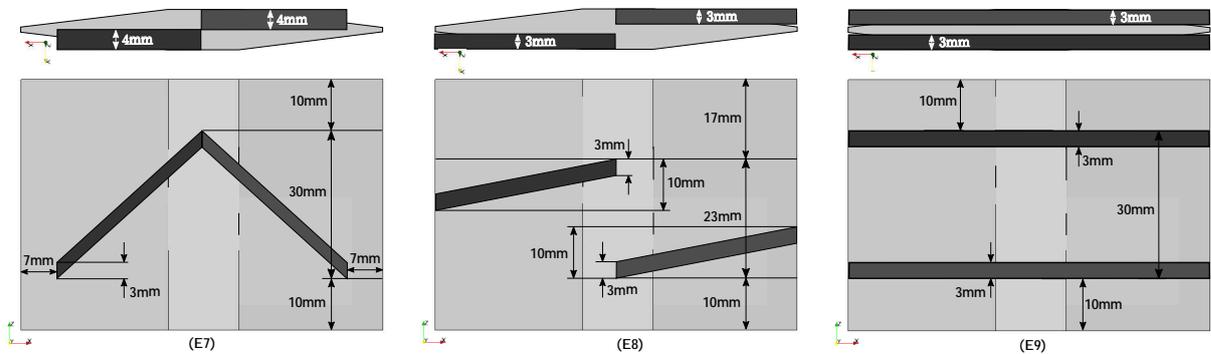


Figura 4.14: Dimensiones principales para los casos (E7), (E8) y (E9) mostrados en la tabla 4.5.

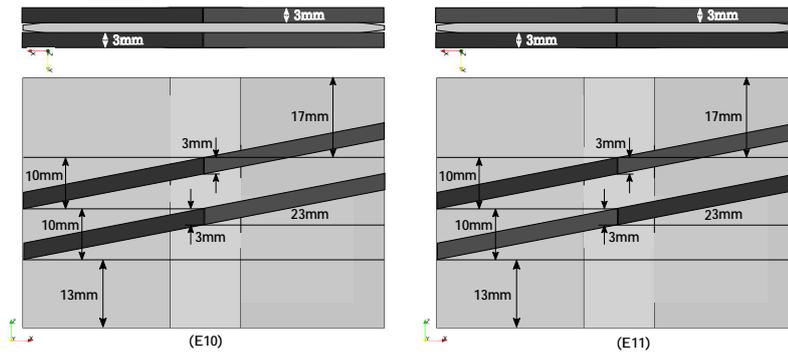


Figura 4.15: Dimensiones principales para los casos (E10), (E11) mostrados en la tabla 4.5.

A continuación se presentan imágenes de los campos de velocidad para algunos casos. Como se mencionó anteriormente, se puede observar que los “objetos” tienen velocidad nula. El espesor de los mismos son de 3[mm], cabe aclarar que si el centroide de la celda queda dentro o fuera de los límites establecidos en la subrutina puede que el espesor final sea 3[mm] ± paso de malla (tamaño local de la malla).

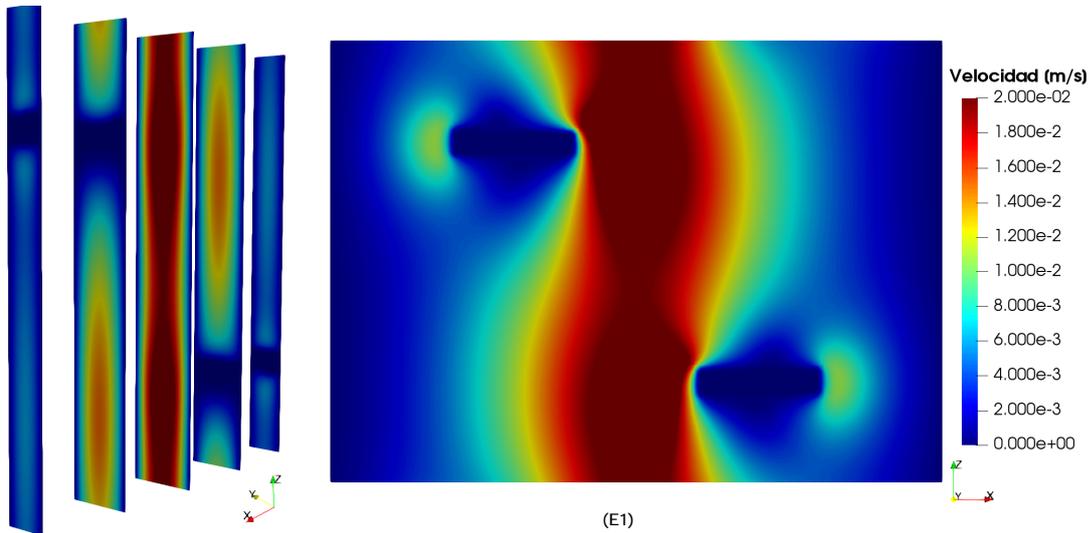


Figura 4.16: Campo de velocidad para caso Id (E1): (lado derecho) la sección media longitudinal, (lado izquierdo) cortes normales al eje X de la $celdaP$ para $\alpha = 1$.

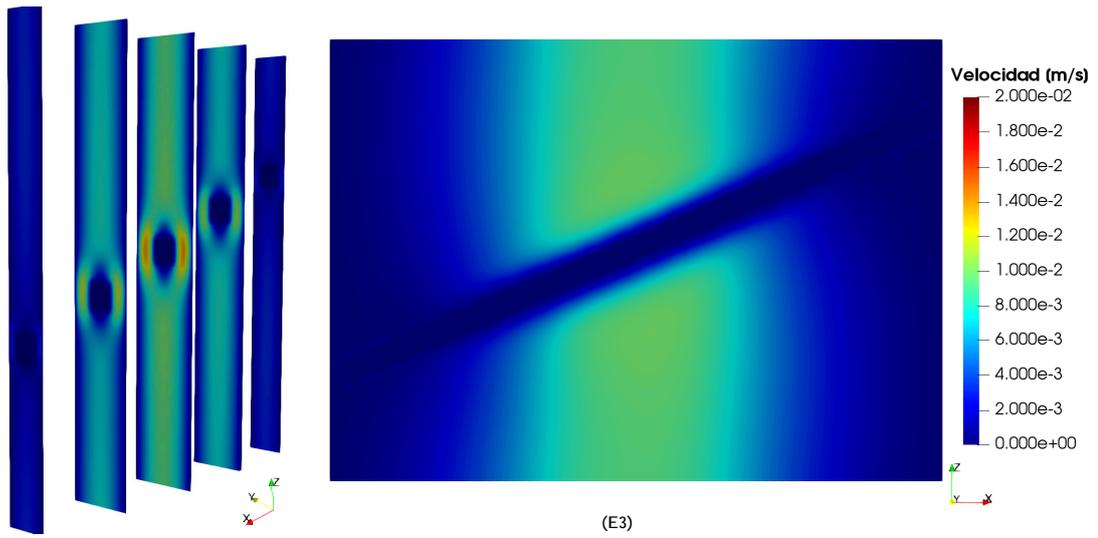


Figura 4.17: Campo de velocidad para caso Id (E3): (lado derecho) la sección media longitudinal, (lado izquierdo) cortes normales al eje X de la *celdaP* para $\beta = 1$.

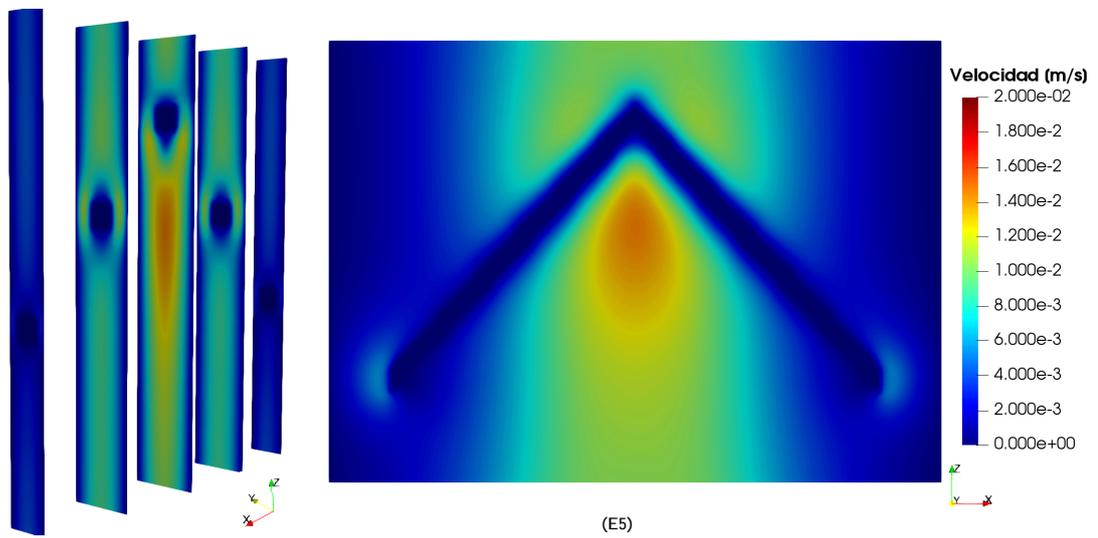


Figura 4.18: Campo de velocidad para caso Id (E5): (lado derecho) la sección media longitudinal, (lado izquierdo) cortes normales al eje X de la *celdaP* para $\beta = 1$.

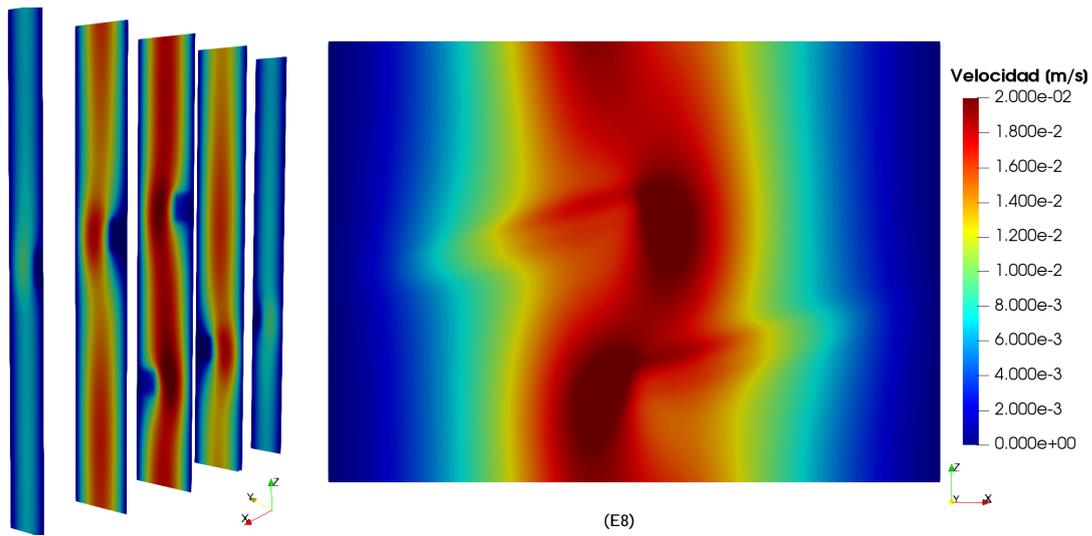


Figura 4.19: Campo de velocidad para caso Id (E8): (lado derecho) la sección media longitudinal, (lado izquierdo) cortes normales al eje \mathbf{X} de la *celdaP* para $\gamma = 1$.

Id	$m\gamma t_{\mathbf{fit}}$	FM
(0)	1.495×10^{-2}	1
(E1)	1.739×10^{-2}	8.789×10^{-1}
(E2)	1.690×10^{-2}	4.224×10^{-1}
(E3)	1.653×10^{-2}	4.508×10^{-1}
(E4)	1.955×10^{-2}	6.278×10^{-1}
(E5)	2.092×10^{-2}	6.886×10^{-1}
(E6)	2.068×10^{-2}	9.162×10^{-1}
(E7)	1.864×10^{-2}	8.178×10^{-1}
(E8)	1.817×10^{-2}	1.009
(E9)	2.040×10^{-2}	5.848×10^{-1}
(E10)	1.940×10^{-2}	8.733×10^{-1}
(E11)	1.934×10^{-2}	8.702×10^{-1}

Tabla 4.5: Resultados de los casos analizados con ley de Darcy-Forchheimer.

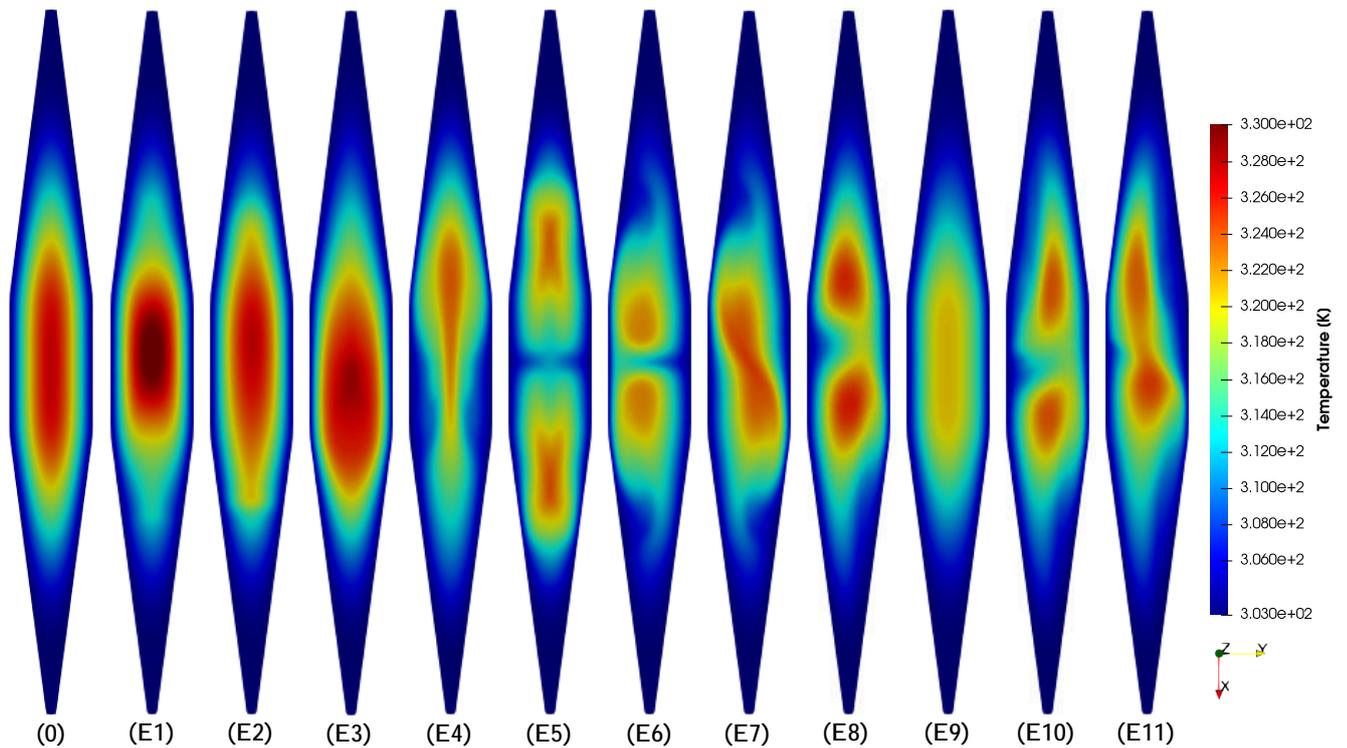


Figura 4.20: Campo de temperatura en la sección media de la *celdaP* para $t = 60[s]$ y $\gamma = 1$ para los casos mostrados en la tabla. 4.5.

Se ha comprobado entonces que, a través de indentaciones u obstáculos en el canal de aceite (en este apartado simuladas con modelo de porosidad), se pueden generar comportamientos similares a los modelados con funciones matemáticas en las fuerzas de cuerpo, demostrando su viabilidad física.

Se podría utilizar optimización topológica con restricciones, a las celdas de la malla de volumen se les puede asignar un coeficiente S suficientemente grande ($1 \times 10^8 [Pa/m]$) para lograr los efectos buscados. Esto ofrece una estrategia potencialmente efectiva para la optimización de conductos y canales para mejorar el desempeño térmico y fluido-dinámico.

Se puede observar que se logran los efectos buscados de desplazar o dividir el núcleo caliente como los generados con las fuerzas de cuerpo en la figura 4.11. El caso con fuerzas de cuerpo Id (18) tiene el mismo comportamiento que el caso con ley de porosidad Id (E8), ya que en ambos casos se divide el núcleo caliente de similar forma. En este último caso el coeficiente FM es cercano a 1, pero el coeficiente $m\gamma t_{fit}$ que representa la transferencia de calor es el 21.54 % mayor que el caso de referencia Id (0).

Es importante tener en cuenta que las fuerzas de cuerpo se aplican en todas las celdas de la malla de la *celdaP*, comprendida entre $Z_{in} + 0.01[m]$ y $Z_{in} + 0.04[m]$ (ver Fig. 4.5), dado que se considera una separación constante (se debe a la aplicación de condiciones de borde periódicas) entre estos “objetos” de $0.02[m]$. Debido a esta distribución, el “objeto” modelado con la ley de porosidad no experimenta la misma intensidad de fuerzas que con las fuerzas de cuerpo \mathbf{b} , ya que estas no actúan con la misma magnitud sobre todas las celdas de esa porción (ver Fig. 4.21), lo que explica las diferencias observadas en los parámetros medidos.

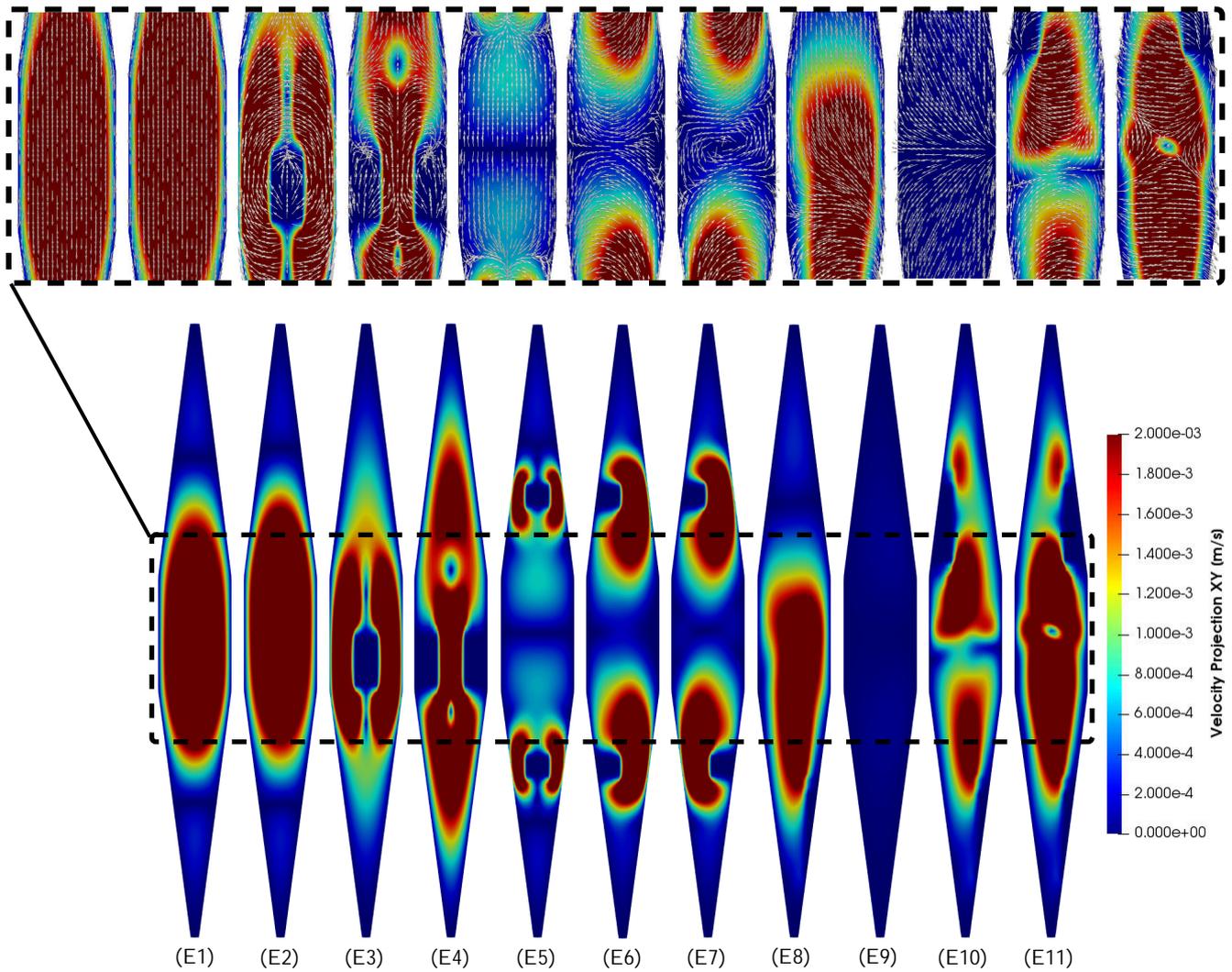


Figura 4.21: Campos de velocidad transversal para $\mu = 1.0$ en la sección media de la celda para los casos representados en la tabla 4.5. En la vista de acercamiento se pueden observar los vectores del campo de velocidad.

Se advierte que debido al bajo número de Reynolds (Re), las fuerzas viscosas predominan y el fluido percibe los objetos sin bordes definidos como si estuvieran suaves y redondeadas. Esta característica representa un desafío mayor al momento de diseñar un objeto.

Se ha observado que limitar demasiado el flujo resulta en un aumento del tiempo de permanencia dentro del canal, lo que aumenta la transferencia de calor pero disminuye notablemente el caudal. Por otro lado, la introducción de un objeto dentro del canal provoca una gran pérdida de caudal. A igual cantidad de celdas con ley de porosidad asignada (“objeto”), si se lo coloca en la pared del canal provoca menos pérdidas por fricción que si se lo coloca dentro del canal, y el factor FM es similar, tal como se puede observar en la comparación de los casos (E5) y (E6). Por lo tanto, resulta beneficioso utilizar indentaciones en las paredes del canal para lograr los efectos deseados.

4.4. Generación de flujos secundarios con turbuladores

Después de haber explorado el comportamiento de los flujos secundarios y los “objetos” con ley de porosidad en la transferencia de calor dentro del canal, esta sección tiene como objetivo reproducir algunos de ellos mediante la implementación de elementos turbuladores (ver Fig. 4.1).

Como primer enfoque, se diseñó el turbulador mostrado en la Fig. 4.22 para reproducir el comportamiento térmico del caso (2). Este caso se seleccionó debido a su buen rendimiento térmico ($m\gamma t_{\text{fit}} = 2.445 \times 10^{-2}$) a pesar de haberse obtenido mediante un campo de velocidad no muy complejo. Para el caso (E4) el rendimiento térmico ($m\gamma t_{\text{fit}} = 1.955 \times 10^{-2}$). Al igual que el caso (E3) logra desplazar el núcleo caliente pero en menor intensidad, a pesar de que el valor de $m\gamma t_{\text{fit}}$ ha aumentado en este caso en comparación con el caso (0), el FM se ve notablemente afectado (4.224×10^{-1}) debido a las pérdidas adicionales por fricción, lo que conlleva a una disminución en el caudal (Q).

La intención principal de introducir este turbulador es desplazar el núcleo de aceite caliente lejos del centro del canal, donde la distancia a la superficie de la pared es la mayor, reduciendo así la transferencia de calor. Las vistas superior y frontal del dispositivo propuesto, ya colocado dentro del canal, se muestran en la figura donde se lo llama *Turbulador N°1*. Su grosor se toma como 1[mm]. La malla se generó usando cfMesh con los mismos parámetros de la sección 4.2.2, lo que permite definir correctamente la geometría del dispositivo.

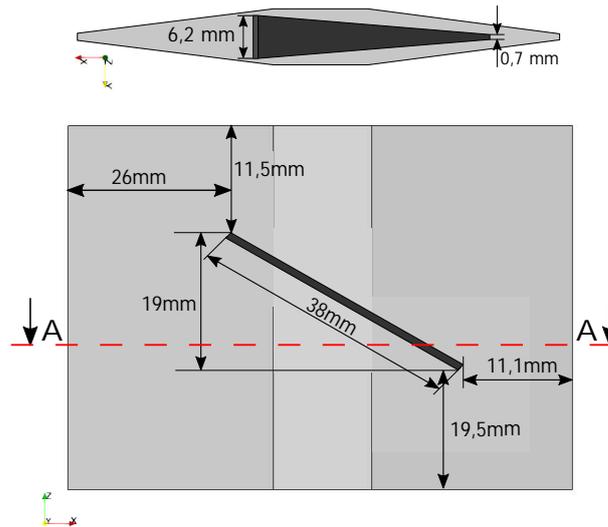


Figura 4.22: Dimensiones principales del *Turbulador N 1*.

Al comparar los campos de temperatura obtenidos por el caso (2) (ver Fig. 4.11) y el obtenido por el turbulador propuesto (ver Fig. 4.23), se puede observar que, cualitativamente, el comportamiento de transferencia de calor se reproduce con éxito al introducir el dispositivo diseñado dentro del canal, es decir, se logra el efecto de desplazar el núcleo caliente hacia una esquina del canal. Además, se observa que el objeto causa un segundo núcleo caliente de menor intensidad.

A pesar de que el valor de $m\gamma t_{fit}$ ha aumentado para este caso con respecto al caso (0), siendo 1.902×10^{-2} , el FM se ve severamente afectado (7.377×10^{-1}) debido a una menor Q causada por las pérdidas por fricción adicionales.

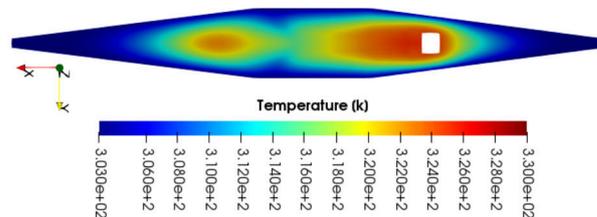


Figura 4.23: Distribución de temperatura para $t = 60[s]$ para *Turbulador N 1* en la sección A-A de la celda.

Con el fin de reducir esta pérdida de carga, se estudia a continuación una geometría similar a la de *Turbulador N° 1*, pero con orificios internos perforados. El diámetro de cada orificio es de 2[mm] y la distancia entre centros es de 5[mm]. El dispositivo mencionado se muestra en la Fig. 4.24 y se le denomina *Turbulador N° 2*.

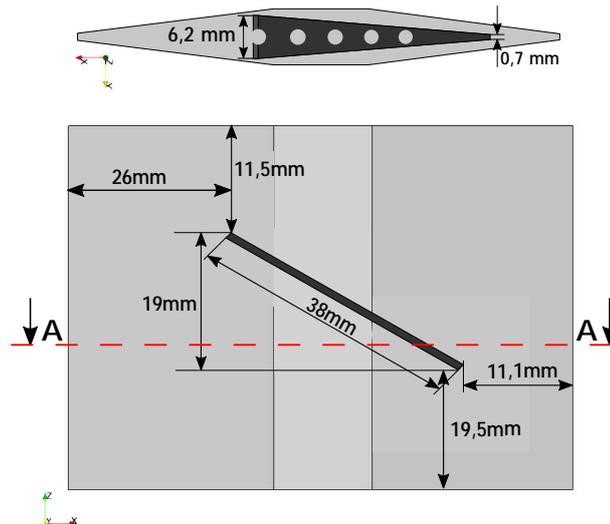


Figura 4.24: Dimensiones principales del *Turbulador N 2*.

El campo de temperatura obtenido con el turbulador propuesto se muestra en la Fig. 4.25. Se puede observar que es similar al de *Turbulador N° 1*, donde el valor de $m\gamma t_{fit}$ es aproximadamente 1.870×10^{-2} con FM aproximado de 7.380×10^{-1} . Como era de esperar, los orificios perforados han aumentado el flujo de volumétrico (Q), sin embargo, el valor de $m\gamma t_{fit}$ ha disminuido. Por otro lado, el valor de FM se mantiene casi igual al de *Turbulador N° 1*.

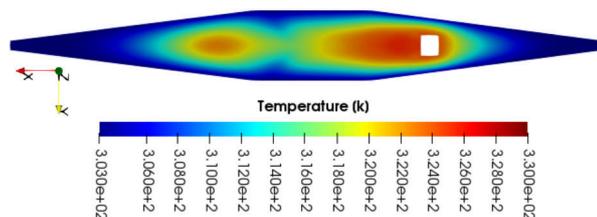


Figura 4.25: Distribución de temperatura para $t = 60[s]$ para *Turbulador N 2* en la sección A-A de la celda.

A partir del análisis de estos dos casos, se puede inferir que, en el contexto de esta geometría específica del canal, resulta desfavorable la incorporación de dispositivos en el centro del mismo debido a la significativa reducción en la tasa de flujo. Estos hallazgos son coherentes con los resultados obtenidos en la sección 4.3. Por consiguiente, es de suma importancia ejercer precaución en el diseño de dispositivos que se encuentren ubicados dentro del canal.

4.5. Generación de flujos secundarios con indentaciones

En lugar de utilizar turbuladores, se propone aquí el uso de indentaciones en las paredes del canal (ver Fig. 4.2) similares al caso E4 en forma explícita para generar flujos secundarios sin reducir la tasa de flujo (Q). Varias configuraciones con diferentes cantidades, formas y profundidades de indentaciones son evaluadas. Según la forma y distribución de las indentaciones, los casos de estudio se categorizan en tres grupos: indentaciones con forma de prisma rectangular único, indentaciones con forma de cilindro único e indentaciones con forma de prisma triangular múltiple y semiesférica. El primer caso de estudio, denominado *Indentation N° 1.a*, es una indentación de forma cuadrada que se muestra en la Fig. 4.26 (a). La profundidad y el espesor de

la indentación son de $2.1[\text{mm}] \times 2.1[\text{mm}]$, y el ángulo es aproximadamente de 144 grados con respecto al eje X . De manera similar a los casos con turbuladores, esta configuración tiene como objetivo reproducir el comportamiento térmico del caso (2). Además, se analiza una variante del caso cuadrado tomando las mismas dimensiones geométricas de *Indentation N° 1.a*, pero reduciendo su espesor a $1.5[\text{mm}]$. Este caso se denominará *Indentation N° 1.b*.

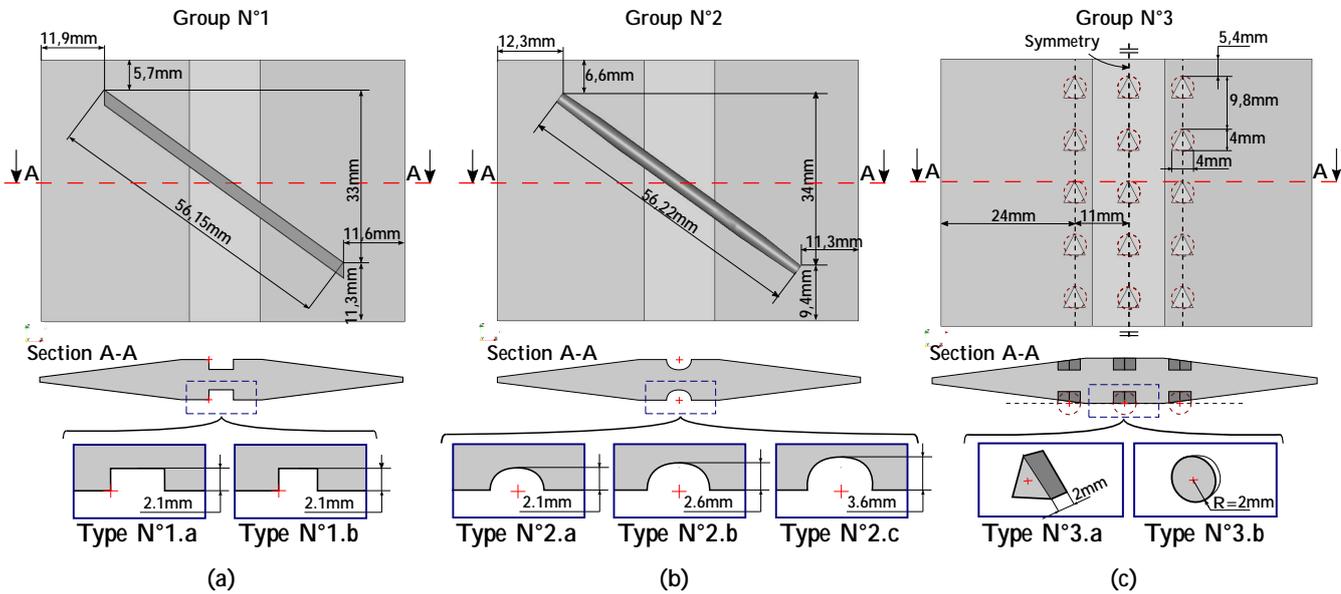


Figura 4.26: Posición de las diferentes indentaciones de cada grupo.

En cuanto a la geometría de las indentaciones del segundo grupo, el primer caso comprende una indentación de forma cilíndrica, como se muestra en la figura 4.26 (b), donde su radio es de $2.1[\text{mm}]$, y el ángulo es aproximadamente de 143 grados con respecto al eje X . Este caso se denomina *Indentation N° 2.a*. Además, se analizan dos casos adicionales en los que se aumenta la profundidad de la indentación en $0.5[\text{mm}]$ y $1.5[\text{mm}]$, denominados *Indentation N° 2.b* y *Indentation N° 2.c*, respectivamente. Los casos de este grupo tienen como objetivo evaluar la influencia de las superficies sin borde en el comportamiento termo-fluidodinámico dentro del canal.

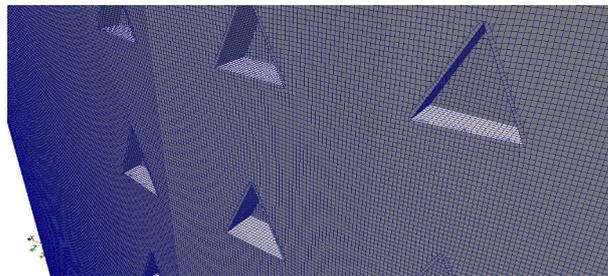


Figura 4.27: Vista frontal de la malla obtenida para el Caso 3.a utilizando los parámetros de la Sección 4.2.2

Finalmente, en el tercer grupo, se estudian dos disposiciones diferentes de indentaciones en forma de prisma triangular y semiesférica. El objetivo principal de estos diseños es energizar la capa límite térmica dentro del canal, de manera análoga al trabajo de [19], donde se utiliza una matriz de generadores de vórtices de alas delta en la superficie externa del canal para mejorar su rendimiento térmico. Cada matriz comprende un total de 15 indentaciones en cada lado de la superficie del canal, donde se muestra su posición y dimensiones en la figura 4.26 (c). En la figura

4.27 se muestra la alta calidad de la malla hexa-dominante utilizada para las simulaciones de CFD. Se observa una descripción adecuada de la geometría de las indentaciones. Cabe mencionar que estos diseños, junto con los de los grupos anteriores, se sugirieron considerando su factibilidad de fabricación.

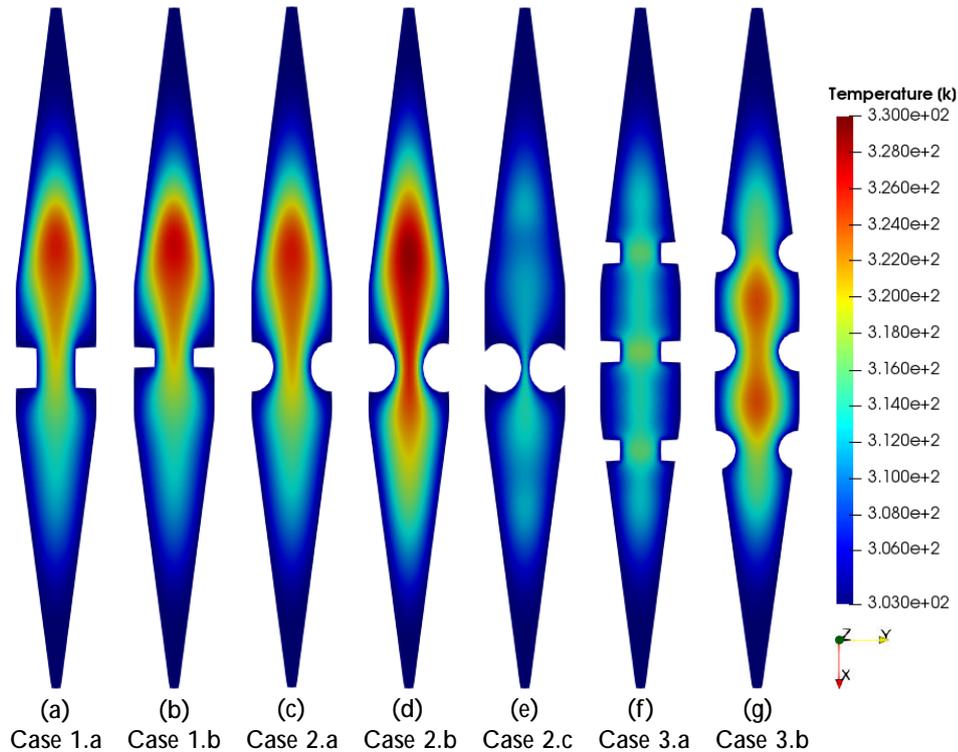


Figura 4.28: Distribución de temperatura para $t = 60[s]$ en la sección media de la celda.

Las distribuciones de temperatura obtenidas en la sección media de cada caso se muestran en la figura 4.28. Se puede observar que para los casos del primer y segundo grupo se logró el efecto deseado de desplazar la masa de aceite caliente hacia un lado del canal, como en el caso (2). Los valores del factor de mejora y $m\gamma t_{\text{fit}}$ obtenidos en cada caso se reportan en la tabla 4.6. Se puede notar que el caso *Indentation N°2.c* es aquel con el mejor factor $m\gamma t_{\text{fit}}$. Sin embargo, dado que la profundidad de la indentación es mayor en este caso en comparación con los otros casos, el flujo se ve severamente restringido, lo que disminuye el valor de Q , obteniendo así el peor valor de FM.

Type	ID	$m\gamma t_{\text{fit}}$	FM
Group 1	N°1.a	2.167×10^{-2}	1.077
	N°1.b	2.137×10^{-2}	1.128
Group 2	N°2.a	2.032×10^{-2}	1.050
	N°2.b	2.164×10^{-2}	9.048×10^{-1}
	N°2.c	3.021×10^{-2}	3.600×10^{-1}
Group 3	N°3.a	2.910×10^{-2}	1.360
	N°3.b	1.842×10^{-2}	9.921×10^{-1}

Tabla 4.6: El rendimiento termo-fluidodinámico de los casos de indentación.

Por otro lado, *Indentation N°3.a* es el que presenta el mejor coeficiente de mejora FM. Este arreglo de indentadores de forma triangular-prismal demostró mejorar el comportamiento termo-fluidodinámico del canal de aceite en un 36% en comparación con el caso de referencia.

Esto es una mejora considerable teniendo en cuenta que solo se requiere agregar una única operación en la etapa de fabricación del canal de aceite, evitando la introducción de cualquier objeto en su interior, lo cual podría complicar su fabricación. Además, se puede observar en el campo de temperatura de la figura 4.28 (f) que la temperatura media del aceite en la sección media del canal se ha reducido considerablemente de 312.5[K] (caso de referencia) a 308.2[K]. Esta es una característica muy importante, ya que reducir la temperatura del núcleo caliente conducirá directamente a una menor temperatura de los puntos calientes, aumentando la vida útil normal del aislamiento [9].

4.6. Costo computacional

El costo computacional de cada simulación, considerando la resolución de las ecuaciones de la dinámica termo-fluida descritas en la Sección 4.2 y su postprocesamiento, resulta aproximadamente en 204 minutos en una PC única equipada con un procesador Intel® Core™ i7-6700K CPU @ 4.00[GHz], 64214[MB] de memoria RAM DDR4 2133[MHz] utilizando 4 núcleos de procesador. Sin embargo, mediante el uso del enfoque propuesto, al desacoplar el problema térmico del problema de la dinámica de fluidos, se logra reducir el costo computacional. Esto se logra resolviendo primero el problema de la dinámica de fluidos y, una vez que se ha convergido, resolviendo el problema térmico con un campo de velocidad de advección prescrito. Finalmente, el tiempo computacional para cada caso resulta en aproximadamente 5 minutos para resolver el problema de la dinámica de fluidos y 7 minutos para obtener la solución del problema térmico. De esta manera, el tiempo computacional se reduce en un factor de 17 en comparación con el caso no desacoplado.

De lo contrario, realizar pruebas paramétricas y optimización utilizando un dominio completo de la geometría del panel del radiador sería computacionalmente costoso y requeriría un tiempo considerable.

4.7. Conclusión

Este estudio investigó el impacto de los flujos secundarios en el comportamiento termo fluidodinámico del aceite que fluye a través de un canal de radiador de un transformador de potencia de 30[MVA]. Para reducir los costos computacionales, implementamos con éxito una nueva metodología en *Code_Saturne* que desacopla los problemas térmicos y de fluidodinámica, lo que permite el uso de condiciones periódicas de contorno para el campo de temperatura. La introducción de varias fuerzas de cuerpo para inducir flujos secundarios en el aceite permitió una evaluación rápida y sencilla del comportamiento de los flujos secundarios a través de diferentes funciones matemáticas sin necesidad de remallado del dominio. Se consideraron dos parámetros principales para evaluar el rendimiento de transferencia de calor y dinámica de fluidos del aceite. Los resultados indicaron que los flujos secundarios cuidadosamente generados son cruciales para lograr una mejora significativa en la transferencia de calor. Además, los flujos transversales que desplazan, rompen o dividen el núcleo de aceite caliente son los más efectivos en términos de

rendimiento de transferencia de calor.

Basándonos en estos hallazgos, reemplazamos las fuerzas corporales con objetos como turbuladores e indentaciones en la pared. Aunque el uso de turbuladores mejoró el rendimiento de transferencia de calor, no se recomienda para esta forma particular de canal debido a la disminución severa de la tasa de flujo. En contraste, las indentaciones en la pared tuvieron un mejor desempeño, con indentadores en forma de prisma triangular aumentando el comportamiento termo fluidodinámico del canal de aceite en un 36 % en comparación con el caso de referencia. Además, su implementación en el proceso de producción del radiador sería más factible.

En conclusión, los resultados proporcionan información sobre el comportamiento termo fluidodinámico del aceite dentro de un canal de radiador, y resaltan la importancia de diseñar cuidadosamente dispositivos pasivos para mejorar el rendimiento de transferencia de calor de dichos sistemas.

Estas investigaciones se publicaron en la revista *International Journal of Heat and Mass Transfer* con el título *Enhancing heat transfer in power transformer radiators via thermo-fluid dynamic analysis with periodic thermal boundary conditions*. por Jonathan J. Dorella, Bruno A. Storti, Gustavo A. Ríos Rodríguez, Mario A. Storti en enero del 2024. [18]

4.8. Investigaciones futuras

Los trabajos futuros se centrarán en la optimización de la forma de dispositivos pasivos que permitan una mejor transferencia de calor con la menor disminución del flujo resultante, teniendo en cuenta las restricciones de fabricación proporcionadas por el proveedor. Además, se llevarán a cabo mediciones experimentales en una configuración de prueba ad hoc para validar los resultados obtenidos.

Se dispone de un banco de pruebas específicamente diseñado proporcionado por la compañía Tadeo Czerweny para continuar con las mediciones experimentales de diferentes variables termo-fluidodinámicas. El montaje incluye un tanque de 3000 litros donde se calienta aceite refrigerante mediante tres calentadores de 10[kW] cada uno, aunque también es posible utilizar uno o dos calentadores. Cada radiador está equipado con una válvula ubicada en la cabeza inferior, que permite cerrar el circuito de aceite de ese radiador en particular. Esta característica, combinada con la capacidad de conectar de uno a tres calentadores de aceite, permite realizar pruebas con flujo de aceite a través de un solo radiador, eliminando así cualquier efecto de interacción entre múltiples radiadores. Esto resulta especialmente útil para realizar las comparaciones con las simulaciones de CFD. La temperatura del aceite se mide utilizando termopares de tipo K ubicados en las cabezas superior e inferior del radiador central, a medio camino entre el radiador y el tanque de aceite. La tasa de flujo de aceite se mide en la cabeza de retorno, después de que el aceite se ha enfriado en el radiador.

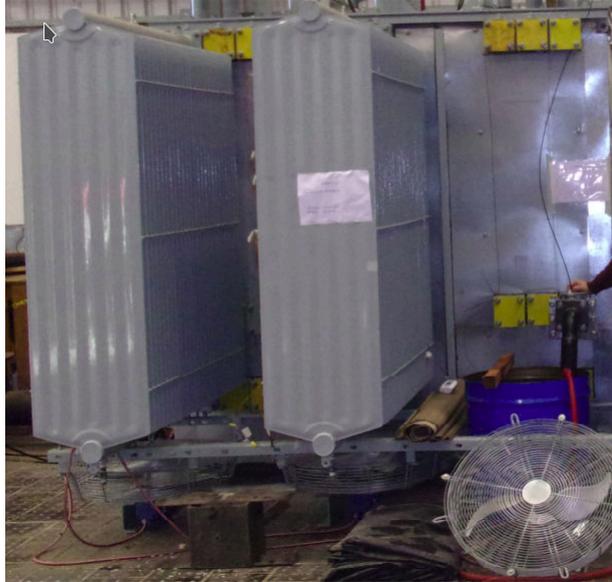


Figura 4.29: Banco de ensayos experimental para radiadores.

Además, la temperatura en la superficie de las aletas se mide utilizando termopares de tipo K en seis ubicaciones diferentes. Además, las mismas ubicaciones se utilizan para medir la velocidad del aire y la temperatura entre las aletas del radiador utilizando un anemómetro de hilo caliente.

Para garantizar mediciones precisas, el banco de pruebas está rodeado por paredes de protección (no mostradas en la Fig. 4.29) para minimizar las perturbaciones causadas por corrientes de aire espurias. El tanque de aceite está completamente aislado para minimizar las pérdidas de calor.

El banco de ensayos proporcionado por la compañía Tadeo Czerweny permitirá realizar análisis de diferentes geometrías de canales, explorar y comparar diversas configuraciones y probar distintos tipos de aceites y ésteres utilizados en transformadores para mejorar el rendimiento y la eficiencia de transferencia de calor.

Capítulo 5

Conclusiones

El objetivo general de esta tesis consistió en el desarrollo de estrategias y algoritmos de cálculo de alto desempeño para la resolución de problemas acoplados termo-fluido dinámicos de gran escala. Se aplicó la técnica de Dinámica de Fluidos Computacional (CFD) a través del método de Volúmenes Finitos, utilizando diversas metodologías y enfoques para analizar las complejas interacciones entre el calor y el flujo de fluidos en radiadores de transformadores eléctricos de potencia.

A lo largo de la tesis, se emplearon algoritmos de optimización acoplados a un esquema automático para lograr la mejora deseada en la transferencia de calor y el comportamiento fluidodinámico. Se implementaron condiciones de borde periódicas tanto para la temperatura como para la velocidad y presión, permitiendo un análisis más completo y preciso de los fenómenos termo-fluidodinámicos en los radiadores de los transformadores.

Un aspecto destacado de la investigación fue el uso de fuerzas de cuerpo modificando las ecuaciones de Navier-Stokes para analizar la influencia de flujos secundarios en el comportamiento termo-fluidodinámico del aceite que fluye a través del canal del radiador. Esta metodología permitió una evaluación rápida y sencilla de los flujos secundarios sin necesidad de remallar los objetos de estudio. Además, se planteó la metodología de resolución con condiciones de la Ley de Darcy-Forchheimer para evitar la necesidad de mallar los objetos de estudio, lo que resultó en una mayor eficiencia computacional y tiempos de cálculo reducidos.

Los resultados obtenidos a partir de la aplicación de estas metodologías y algoritmos demostraron mejoras significativas tanto en la transferencia de calor como en el comportamiento fluidodinámico de los radiadores de transformadores. Las soluciones ingenieriles obtenidas son prácticas y posibles de fabricar, lo que indica el potencial de estas estrategias para optimizar y mejorar el desempeño térmico y fluidodinámico de estos sistemas críticos en la industria eléctrica.

En conjunto, esta tesis presenta un enfoque innovador y exhaustivo para resolver problemas acoplados termo-fluido dinámicos de gran escala en radiadores de transformadores eléctricos de potencia. La implementación de distintas metodologías y algoritmos de optimización acoplados a un esquema automático, junto con el uso de condiciones de borde periódicas y fuerzas de cuerpo modificando las ecuaciones de Navier-Stokes, ha permitido avanzar en el conocimiento y la aplicación de la Mecánica de Fluidos Computacional en el diseño y mejora de radiadores de transformadores eléctricos de potencia.

Las contribuciones de esta investigación tienen un alcance más allá de la industria eléctrica, ya que las estrategias y enfoques desarrollados pueden ser aplicables a otros problemas que involucren transferencia de calor y flujo de fluidos en geometrías con relaciones de aspecto

significativamente diferentes. Estos resultados proporcionan una base sólida para futuras investigaciones y optimizaciones en la búsqueda continua de soluciones más eficientes y efectivas en el diseño de sistemas termo-fluidodinámicos para aplicaciones industriales y ambientales.

Bibliografía

- [1] McKinsey & Company. **World Economic Forum. WEF, 2018.** http://www3.weforum.org/docs/WEF_Fostering_Effective_Energy_Transition_report_2018.pdf.
- [2] **World Economic Forum. World Economic Forum. WEF, 2019.** <https://www.weforum.org/reports/fostering-effective-energy-transition-2019>.
- [3] **World Energy Council. World Energy Issues Monitor. WEC, -. https://www.worldenergy.org/.**
- [4] **Martin Heathcote. J&P Transformer Book. Elsevier Science Ltd, thirteenth edition, 2007.** <https://doi.org/10.1016/B978-0-7506-8164-3.X5000-5>.
- [5] **Background information on high temperature insulation for liquid-immersed power transformers. IEEE Transactions on Power Delivery, 9(4):1892–1906, 1994.**
- [6] **IEEE-C57.91-2011. Guide for loading mineral-oil-immersed transformers and step-voltage regulators, 2012.**
- [7] **IEC-60076-7:2018. Power transformers - part 7: Loading guide for mineral-oil-immersed power transformers, 2018.**
- [8] **Asea Brown Boveri. ABB. ABB.** <https://library.abb.com/es/results>.
- [9] **M. Wang, A.J. Vandermaar, y K.D. Srivastava. Review of condition assessment of power transformers in service. IEEE Electrical Insulation Magazine, 18(6):12–25, 2002.**
- [10] **Inmaculada Fernández, Fernando Delgado, Félix Ortiz, Alfredo Ortiz, Cristina Fernández, Carlos J. Renedo, y Agustín Santisteban. Thermal degradation assessment of kraft paper in power transformers insulated with natural esters. Applied Thermal Engineering, 104:129–138, 2016. ISSN 1359-4311. https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S135943111630672X.**
- [11] **IEC 60450 Ed. 2.0 b:2004. Measurement of the average viscometric degree of polymerization of new and aged cellulosic electrically insulating materials, 2004.**
- [12] **IEC 60450 Amd.1 Ed. 2.0 b:2007. Amendment 1 - measurement of the average viscometric degree of polymerization of new and aged cellulosic electrically insulating materials, 2007.**
- [13] **Wilfredo Flores, Enrique Mombello, Giuseppe Ratta, y Jose Antonio Jardini. Life of power transformers immersed in oil. -state-of-the-art- part i. correlation between life and temperature. IEEE Latin America Transactions, 5(1):50–54, 2007.**
- [14] **Dejan Susa. Sintef, Power Transformers. SINTEF Energy Research.** https://www.sintef.no/en/sintef-energy/departments-at-sintef-energy-research/departament_electrical_power_technology/.
- [15] **Royal Dutch Shell-Shell Oil Company. SHELL. Royal Dutch Shell-Shell Oil Company.** <https://www.shell.es/informacion-sobre-nuestra-empresa/informes-y-publicaciones.html>.
- [16] **Wilfredo Flores, Enrique Mombello, y Giuseppe Ratta. Life of power transformers immersed in oil: State-of-the-art. part ii. correlation between results of physical -quimical tests. IEEE Latin America Transactions, 5(8):591–598, 2007.**
- [17] **Compañía Administradora del Mercado Mayorista Eléctrico Argentino. CAMMESA. CAMMESA, 2019.** <https://portalweb.cammesa.com/default.aspx>.
- [18] **Jonathan J. Dorella, Bruno A. Storti, Gustavo A. Ríos Rodríguez, y Mario A. Storti. Enhancing heat transfer in power transformer radiators via thermo-fluid dynamic analysis with periodic thermal boundary conditions. International Journal of Heat and Mass Transfer, 222:125142, 2024. ISSN 0017-9310. https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0017931023012875.**
- [19] **Luciano Garelli, Gustavo A. Ríos Rodríguez, Jonathan J. Dorella, y Mario A. Storti. Heat transfer enhancement in panel type radiators using delta-wing vortex generators. International Journal of Thermal Sciences, 137:64–74, 2019. ISSN 1290-0729.**

<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1290072918303454>.

- [20] Alejandro E. Albanesi, Jonathan J. Dorella, Bruno A. Storti, y Nahuel J. Volpe. A simulation-based optimization approach for poultry axial exhaust fans to fulfill aerodynamic and mechanical service constraints. *Structural and Multidisciplinary Optimization*, 66(2):39, Feb 2023. ISSN 1615-1488. <https://doi.org/10.1007/s00158-023-03506-y>.
- [21] Jonathan J. Dorella, Nahuel J. Volpe, Bruno A. Storti, Alejandro E. Albanesi, y Federico E. Zeitler. An automatic parallel scheme to design an augmented hydrokinetic river turbine using a simulation-based optimization approach. *Ocean Engineering*, 268:113374, 2023. ISSN 0029-8018. <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0029801822026579>.
- [22] Bruno A. Storti, Jonathan J. Dorella, Nadia D. Roman, Ignacio Peralta, y Alejandro E. Albanesi. Improving the efficiency of a savonius wind turbine by designing a set of deflector plates with a metamodel-based optimization approach. *Energy*, 2019. ISSN 0360-5442. <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0360544219314860>.
- [23] Jonathan J. Dorella, Gustavo A. Ríos Rodríguez, Mario A. Storti, y Luciano Garelli. Mecom 2018 - xii congreso argentino de mecánica computacional. Vol XXXVI:1889–1900, 2018. ISSN 2591-3522. <https://ci.mec.org.ar/ojs/index.php/mc/issue/archivo>.
- [24] Jonathan J. Dorella, Luciano Garelli, Gustavo A. Ríos Rodríguez, y Mario A. Storti. Xxii congreso sobre métodos numéricos y sus aplicaciones - enief 2016. Vol XXXIV:935–946, 2016. ISSN 2591-3522. <https://ci.mec.org.ar/ojs/index.php/mc/issue/archivo>.
- [25] Bruno A. Storti, Ignacio Peralta, Jonathan J. Dorella, Nadia D. Román, Alejandro E. Albanesi, y Luciano Garelli. Xxiii congreso sobre métodos numéricos y sus aplicaciones - enief 2017. Vol XXXV: 1697–1711, 2017. ISSN 2591-3522. <https://ci.mec.org.ar/ojs/index.php/mc/issue/archivo>.
- [26] Hugo D. Pasinato, Jonathan J. Dorella, Alejandro R. Gorosito, y Hernán M. Solier Z. Xxii congreso sobre métodos numéricos y sus aplicaciones - enief 2016. Vol XXXIV:1891–1905, 2016. ISSN 2591-3522. <https://ci.mec.org.ar/ojs/index.php/mc/issue/archivo>.
- [27] Gustavo A. Ríos Rodríguez, Luciano Garelli, Mario A. Storti, Daniel Granata, Mauro Amadei, y Marcelo Rossetti. Numerical and experimental thermo-fluid dynamic analysis of a power transformer working in ONAN mode. *Applied Thermal Engineering*, 112:1271–1280, 2017. ISSN 1359-4311. <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1359431116315290>.
- [28] G. B. Schubauer y W. G. Spangenberg. Forced mixing in boundary layers. *Journal of Fluid Mechanics*, 8(1):10–32, 1960.
- [29] M. Brüderlin, M. Zimmer, N. Hosters, y M. Behr. Numerical simulation of vortex generators on a winglet control surface. *Aerospace Science and Technology*, 71:651–660, 2017. ISSN 1270-9638. <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1270963817313937>.
- [30] John C Lin. Review of research on low-profile vortex generators to control boundary-layer separation. *Progress in Aerospace Sciences*, 38(4):389–420, 2002. ISSN 0376-0421. <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0376042102000106>.
- [31] M.C. Gentry y A.M. Jacobi. Heat transfer enhancement by delta-wing vortex generators on a flat plate: Vortex interactions with the boundary layer. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 14(3): 231–242, 1997. ISSN 0894-1777. <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0894177796000672>.
- [32] TR Johnson y PN Joubert. The influence of vortex generators on the drag and heat transfer from a circular cylinder normal to an airstream. *Journal of Heat Transfer*, 91(1):91–99, 1969. <https://doi.org/10.1115/1.3580126>.
- [33] A.M. Jacobi y R.K. Shah. Heat transfer surface enhancement through the use of longitudinal vortices: A review of recent progress. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 11(3):295–309, 1995. ISSN 0894-1777. <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S089417779500066U>. Generation and Structure of Vortical Flows for Heat Transfer Enhancement.
- [34] Ralph L Webb y Nae-Hyun Kim. Principles of enhanced heat transfer. 2004.

- [35] H. Gül y D. Evin. Heat transfer enhancement in circular tubes using helical swirl generator insert at the entrance. *International Journal of Thermal Sciences*, 46(12):1297–1303, 2007. ISSN 1290-0729. <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1290072907000117>.
- [36] Shyy Woei Chang, Arthur William Lees, y Hsien-Tsung Chang. Influence of spiky twisted tape insert on thermal fluid performances of tubular air–water bubbly flow. *International Journal of Thermal Sciences*, 48(12):2341–2354, 2009. ISSN 1290-0729. <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1290072909001057>.
- [37] Mohammad A. Elyyan y Danesh K. Tafti. A novel split-dimple interrupted fin configuration for heat transfer augmentation. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 52(5):1561–1572, 2009. ISSN 0017-9310. <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0017931008004857>.
- [38] Charbel Habchi, Serge Russeil, Daniel Bougeard, Jean-Luc Harion, Thierry Lemenand, Dominique Della Valle, y Hassan Peerhossaini. Enhancing heat transfer in vortex generator-type multifunctional heat exchangers. *Applied Thermal Engineering*, 38:14–25, 2012. ISSN 1359-4311. <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1359431112000221>.
- [39] A. García, J.P. Solano, P.G. Vicente, y A. Viedma. The influence of artificial roughness shape on heat transfer enhancement: Corrugated tubes, dimpled tubes and wire coils. *Applied Thermal Engineering*, 35:196–201, 2012. ISSN 1359-4311. <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1359431111005680>.
- [40] Sebastien Vintrou, Daniel Bougeard, Serge Russeil, Rabie Nacereddine, y Jean-Luc Harion. Quantitative infrared investigation of local heat transfer in a circular finned tube heat exchanger assembly. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 44:197–207, 2013. ISSN 0142-727X. <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0142727X13001276>.
- [41] Jiansheng Wang y Yunjian Zhao. Heat and fluid flow characteristics of a rectangular channel with a small diameter circular cylinder as vortex generator. *International Journal of Thermal Sciences*, 92: 1–13, 2015. ISSN 1290-0729. <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1290072915000216>.
- [42] M. Khoshvaght-Aliabadi, S. Zangouei, y F. Hormozi. Performance of a plate-fin heat exchanger with vortex-generator channels: 3d-cfd simulation and experimental validation. *International Journal of Thermal Sciences*, 88:180–192, 2015. ISSN 1290-0729. <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1290072914002853>.
- [43] G. Biswas, N.K. Mitra, y M. Fiebig. Heat transfer enhancement in fin-tube heat exchangers by winglet type vortex generators. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 37(2):283–291, 1994. ISSN 0017-9310. <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S001793109490099X>.
- [44] P. Deb, G. Biswas, y N.K. Mitra. Heat transfer and flow structure in laminar and turbulent flows in a rectangular channel with longitudinal vortices. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 38(13):2427–2444, 1995. ISSN 0017-9310. <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0017931094003572>.
- [45] Y. Chen, M. Fiebig, y N.K. Mitra. Heat transfer enhancement of a finned oval tube with punched longitudinal vortex generators in-line. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 41(24): 4151–4166, 1998. ISSN 0017-9310. <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0017931098001306>.
- [46] J.M. Wu y W.Q. Tao. Numerical study on laminar convection heat transfer in a channel with longitudinal vortex generator. part b: Parametric study of major influence factors. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 51(13):3683–3692, 2008. ISSN 0017-9310. <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0017931007002505>.
- [47] Charbel Habchi, Jean-Luc Harion, Serge Russeil, Daniel Bougeard, Farouk Hachem, y Ahmed Elmarakbi. Chaotic mixing by longitudinal vorticity. *Chemical Engineering Science*, 104:439–450, 2013. ISSN 0009-2509.

- <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0009250913006519>.
- [48] Pankaj Saha, Gautam Biswas, y Subrata Sarkar. Comparison of winglet-type vortex generators periodically deployed in a plate-fin heat exchanger – a synergy based analysis. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 74:292–305, 2014. ISSN 0017-9310.
<https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S001793101400221X>.
- [49] Li Li, Xiaoze Du, Yuwen Zhang, Lijun Yang, y Yongping Yang. Numerical simulation on flow and heat transfer of fin-and-tube heat exchanger with longitudinal vortex generators. *International Journal of Thermal Sciences*, 92:85–96, 2015. ISSN 1290-0729.
<https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1290072915000435>.
- [50] Guobing Zhou y Zhizheng Feng. Experimental investigations of heat transfer enhancement by plane and curved winglet type vortex generators with punched holes. *International Journal of Thermal Sciences*, 78:26–35, 2014. ISSN 1290-0729.
<https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1290072913002780>.
- [51] Uddip Kashyap, Koushik Das, y Biplab Kumar Debnath. Effect of surface modification of a rectangular vortex generator on heat transfer rate from a surface to fluid. *International Journal of Thermal Sciences*, 127:61–78, 2018. ISSN 1290-0729.
<https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1290072917313091>.
- [52] Lei Luo, Fengbo Wen, Lei Wang, Bengt Sundén, y Songtao Wang. Thermal enhancement by using grooves and ribs combined with delta-winglet vortex generator in a solar receiver heat exchanger. *Applied Energy*, 183:1317–1332, 2016. ISSN 0306-2619.
<https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0306261916313794>.
- [53] Mushtaq T. Al-Asadi, Fahad S. Alkasmoul, y Mark C.T. Wilson. Benefits of spanwise gaps in cylindrical vortex generators for conjugate heat transfer enhancement in micro-channels. *Applied Thermal Engineering*, 130:571–586, 2018. ISSN 1359-4311.
<https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1359431117321026>.
- [54] Yang Yang, David S-K. Ting, y Steve Ray. Convective heat transfer enhancement downstream of a flexible strip normal to the freestream. *International Journal of Thermal Sciences*, 145:106059, 2019. ISSN 1290-0729. <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1290072919301978>.
- [55] Ralph Kristofer B. Gallegos y Rajnish N. Sharma. Heat transfer performance of flag vortex generators in rectangular channels. *International Journal of Thermal Sciences*, 137:26–44, 2019. ISSN 1290-0729. <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1290072918311013>.
- [56] Samer Ali, Sébastien Menanteau, Charbel Habchi, Thierry Lemenand, y Jean-Luc Harion. Heat transfer and mixing enhancement by using multiple freely oscillating flexible vortex generators. *Applied Thermal Engineering*, 105:276–289, 2016. ISSN 1359-4311.
<https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1359431116306184>.
- [57] Samer Ali, Charbel Habchi, Sébastien Menanteau, Thierry Lemenand, y Jean-Luc Harion. Three-dimensional numerical study of heat transfer and mixing enhancement in a circular pipe using self-sustained oscillating flexible vorticity generators. *Chemical Engineering Science*, 162: 152–174, 2017. ISSN 0009-2509.
<https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0009250916307023>.
- [58] A. M. Gentry, M. C. and Jacobi. Heat Transfer Enhancement by Delta-Wing-Generated Tip Vortices in Flat-Plate and Developing Channel Flows. *Journal of Heat Transfer*, 124(6):1158–1168, 12 2002. ISSN 0022-1481. <https://doi.org/10.1115/1.1513578>.
- [59] A. Joardar y A.M. Jacobi. Heat transfer enhancement by winglet-type vortex generator arrays in compact plain-fin-and-tube heat exchangers. *International Journal of Refrigeration*, 31(1):87–97, 2008. ISSN 0140-7007.
<https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0140700707000837>.
- [60] J. Ferziger y M. Peric. *Computational Methods for Fluid Dynamics*. Springer International Publishing, 2002.

- [61] H. Versteeg y W. Malalasekera. **An Introduction to Computational Fluid Dynamics: The Finite Volume Method**. Pearson, 2nd edition, 2007. <https://www.pearson.com/store/p/an-introduction-to-computational-fluid-dynamics-the-finite-volume-method/P100001392465/9780131274983>.
- [62] F. Moukalled, L. Mangani, y M. Darwish. **The Finite Volume Method in Computational Fluid Dynamics: An Advanced Introduction with OpenFOAM® and Matlab**. Springer International Publishing, 2015. <https://books.google.com.ar/books?id=k8AQrgEACAAJ>.
- [63] Michael Schäfer. **Finite-Volume Methods**. Springer International Publishing, Cham, 2022. ISBN 978-3-030-76027-4. https://doi.org/10.1007/978-3-030-76027-4_4.
- [64] Code Saturne Web. <http://www.code-saturne.org>.
- [65] F. Archambeau, N. Méchitoua, y M. Sakiz. 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.
- [66] John H. IV Lienhard y John H. V Lienhard. **A Heat Transfer Textbook**. Plhogiston Press, Cambridge Massachusetts, 4th edition, June 2012.
- [67] Frank M. White. **Viscous Fluid Flow**. McGraw-Hill, 3rd edition, 2005.
- [68] R. W. Hanks y H. C. Ruo. Laminar-turbulent transition in ducts of rectangular cross section. *Industrial & Engineering Chemistry Fundamentals*, 5(4):558-561, 1966. <https://doi.org/10.1021/i160020a022>.
- [69] Mohammad Oneissi, Charbel Habchi, Serge Russeil, Daniel Bougeard, y Thierry Lemenand. Novel design of delta winglet pair vortex generator for heat transfer enhancement. *International Journal of Thermal Sciences*, 109:1-9, 2016. ISSN 1290-0729. <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1290072916306597>.
- [70] Hermann Schlichting (Deceased) and Klaus Gersten. **Boundary-Layer Theory**. Springer International Publishing, 2017. ISBN 978-3-030-76027-4. <https://doi.org/10.1007/978-3-662-52919-5>.
- [71] DS Jang, R Jetli, y S Acharya. Comparison of the piso, simpler, and simplec algorithms for the treatment of the pressure-velocity coupling in steady flow problems. *Numerical Heat Transfer, Part A: Applications*, 10(3):209-228, 1986.
- [72] Barth Timothy y Jaspersen Dennis. The design and application of upwind schemes on unstructured meshes. 27th Aerospace sciences meeting, página 366, 1989.
- [73] Panos Tamamidis y Dennis N. Assanis. Evaluation of various high-order-accuracy schemes with and without flux limiters. *International Journal for Numerical Methods in Fluids*, 16(10):931-948. <https://onlinelibrary.wiley.com/doi/abs/10.1002/flid.1650161006>.
- [74] Stuart Edward Norris. **A Parallel Navier Stokes Solver for Natural Convection and Free Surface Flow**. PhD thesis, 2000-01-01. <http://hdl.handle.net/2123/376>.
- [75] Code saturne: Theory guide. <http://code-saturne.org/cms/sites/default/files/docs/5.0/theory.pdf>.
- [76] Qiang Zhang, Liang-Bi Wang, y Yong-Heng Zhang. The mechanism of heat transfer enhancement using longitudinal vortex generators in a laminar channel flow with uniform wall temperature. *International Journal of Thermal Sciences*, 117:26-43, 2017. ISSN 1290-0729. <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1290072916311346>.
- [77] Vincent Bergeaud y Vincent Lefebvre. Salome a software integration platform for multi-physics, pre-processing and visualisation. página 1630, 2010. http://inis.iaea.org/search/search.aspx?orig_q=RN:43053515. MATHEMATICAL METHODS AND COMPUTING.
- [78] D. A. Thakore. **Finite Element Analysis Using Open Source Software**. *Int. J. Finite Vol.* 1(1), 1-62. ISSN 1634(0655), 2da edition, 2014.
- [79] SALOME Web. <http://www.salome-platform.org>.
- [80] F. R. Menter. Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications. **AIAA**

- Journal, 32(8):1598–1605, 1994. <https://doi.org/10.2514/3.12149>.
- [81] MS Bhatti. Turbulent and transition flow convective heat transfer in ducts. Handbook of single-phase convective heat transfer, 1987.
- [82] Karl Stephan. Wärmeübergang und Druckabfall laminarer Strömungen im Einlauf von Rohren und ebenen Spalten. PhD thesis, Technische Hochschule Karlsruhe, 1959.
- [83] S. Tiggelbeck, N.K. Mitra, y M. Fiebig. Comparison of wing-type vortex generators for heat transfer enhancement in channel flows. Journal of heat transfer, 116(4):880–885, 1994. <https://doi.org/10.1115/1.2911462>.
- [84] Kyoungwoo Park y Dong-Hoon Choi. Shape optimization of a plate-fin type heat sink with triangular-shaped vortex generator. KSME International Journal, 18(9):1590–1603, Sep 2004. ISSN 1738-494X. <https://doi.org/10.1007/BF02990374>.
- [85] G. N. Vanderplaats. Numerical Optimization Techniques for Engineering Design: with Applications. G. N. Vanderplaats. McGraw-Hill Book Company, 1984.
- [86] Paul T. Boggs y Jon W. Tolle. Sequential quadratic programming for large-scale nonlinear optimization. Journal of Computational and Applied Mathematics, 124(1):123–137, 2000. ISSN 0377-0427. <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0377042700004295>. Numerical Analysis 2000. Vol. IV: Optimization and Nonlinear Equations.
- [87] Jon W. Tolle. Nonlinear Programming. Academic Press, New York, third edition edition, 2003. ISBN 978-0-12-227410-7. <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/B0122274105004865>.
- [88] Jiin-Yuh Jang, Ling-Fang Hsu, y Jin-Sheng Leu. Optimization of the span angle and location of vortex generators in a plate-fin and tube heat exchanger. International Journal of Heat and Mass Transfer, 67:432–444, 2013. ISSN 0017-9310. <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0017931013006893>.
- [89] Azita Abdollahi y Mehrzad Shams. Optimization of shape and angle of attack of winglet vortex generator in a rectangular channel for heat transfer enhancement. Applied Thermal Engineering, 81: 376–387, 2015. ISSN 1359-4311. <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1359431115000587>.
- [90] Worthy N. Martin y William M. Spears. Foundations of Genetic Algorithms 6. Elsevier Inc, 2001.
- [91] Alma Y. Alanis, Nancy Arana-Daniel, y Carlos López-Franco. Artificial Neural Networks for Engineering Applications. Elsevier Inc, 2019.
- [92] Xuehong Wu, DanDan Liu, Min Zhao, YanLi Lu, y Xiaoyong Song. The optimization of fin-tube heat exchanger with longitudinal vortex generators using response surface approximation and genetic algorithm. Heat and Mass Transfer, 52(9):1871–1879, Sep 2016. ISSN 1432-1181. <https://doi.org/10.1007/s00231-015-1709-x>.
- [93] Daniel Jonas Dezan, Leandro Oliveira Salviano, y Jurandir Itizo Yanagihara. Heat transfer enhancement and optimization of flat-tube multilouvered fin compact heat exchangers with delta-winglet vortex generators. Applied Thermal Engineering, 101:576–591, 2016. ISSN 1359-4311. <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1359431115015100>.
- [94] Leandro O. Salviano, Daniel J. Dezan, y Jurandir I. Yanagihara. Thermal-hydraulic performance optimization of inline and staggered fin-tube compact heat exchangers applying longitudinal vortex generators. Applied Thermal Engineering, 95:311–329, 2016. ISSN 1359-4311. <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1359431115013150>.
- [95] Felipe A. S. Silva, Luis Júnior, José Silva, Sandilya Kambampati, y Leandro Salviano. Parametric optimization of a stamped longitudinal vortex generator inside a circular tube of a solar water heater at low Reynolds numbers. SN Applied Sciences, 3(8):736, Jul 2021. ISSN 2523-3971. <https://doi.org/10.1007/s42452-021-04723-0>.
- [96] Ali an Gönül, Abdulkerim Okbaz, Nurullah Kayaci, y Ahmet Selim Dalkilic. Flow optimization in a microchannel with vortex generators using genetic algorithm. Applied Thermal Engineering, 201:

- 117738, 2022. ISSN 1359-4311.
<https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1359431121011625>.
- [97] Prasenjit Dey. Optimal position of square cylinder vortex generator in channel is not a function of ordinate only – a heat transfer and optimization study. *Engineering Science and Technology, an International Journal*, 28:101013, 2022. ISSN 2215-0986.
<https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S2215098621001257>.
- [98] Gaofeng Lu y Guobing Zhou. Numerical simulation on performances of plane and curved winglet type vortex generator pairs with punched holes. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 102:679–690, 2016. ISSN 0017-9310.
<https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0017931016307840>.
- [99] Gautam Biswas, Himadri Chattopadhyay, y Anupam Sinha. Augmentation of heat transfer by creation of streamwise longitudinal vortices using vortex generators. *Heat Transfer Engineering*, 33 (4-5):406–424, 2012.
- [100] Z.Y. Guo, D.Y. Li, y B.X. Wang. A novel concept for convective heat transfer enhancement. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 41(14):2221–2225, 1998. ISSN 0017-9310.
<https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S001793109700272X>.
- [101] Z.Y. Guo, W.Q. Tao, y R.K. Shah. The field synergy (coordination) principle and its applications in enhancing single phase convective heat transfer. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 48(9):1797–1807, 2005. ISSN 0017-9310.
<https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0017931004005319>.
- [102] KeWei Song, ZhiPeng Xi, Mei Su, LiangChen Wang, Xiang Wu, y LiangBi Wang. Effect of geometric size of curved delta winglet vortex generators and tube pitch on heat transfer characteristics of fin-tube heat exchanger. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 82:8–18, 2017. ISSN 0894-1777. <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0894177716303107>.
- [103] H. Aref y T. Kambe. Report on the iutam symposium: fundamental aspects of vortex motion. *Journal of Fluid Mechanics*, 190:571–595, 1988. ISSN 0022-1120. <https://www.cambridge.org/core/article/report-on-the-iutam-symposium-fundamental-aspects-of-vortex-motion/179F09371CEA2A984938940DDFCFD72B>.
- [104] A. Moffatt, H. K. and Tsinober. Helicity in laminar and turbulent flow. *Annual Review of Fluid Mechanics*, 24(1):281–312, Jan 1992. ISSN 0066-4189.
<https://doi.org/10.1146/annurev.fl.24.010192.001433>.
- [105] Masanori Takaoka. Helicity generation and vorticity dynamics in helically symmetric flow. *Journal of Fluid Mechanics*, 319:125–149, 1996. ISSN 0022-1120. <https://www.cambridge.org/core/article/helicity-generation-and-vorticity-dynamics-in-helically-symmetric-flow/FD3EAD9B7D7E8657453FBEB148352D1A>.
- [106] KeWei Song, Toshio Tagawa, ZhongHao Chen, y Qiang Zhang. Heat transfer characteristics of concave and convex curved vortex generators in the channel of plate heat exchanger under laminar flow. *International Journal of Thermal Sciences*, 137:215–228, 2019. ISSN 1290-0729.
<https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1290072918309748>.
- [107] Jinlong Xie y Hsiao Mun Lee. Flow and heat transfer performances of directly printed curved-rectangular vortex generators in a compact fin-tube heat exchanger. *Applied Thermal Engineering*, 180:115830, 2020. ISSN 1359-4311.
<https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1359431120333123>.
- [108] WeiNa Shi, TengFei Liu, KeWei Song, Qiang Zhang, WanLing Hu, y LiangBi Wang. The optimal longitudinal location of curved winglets for better thermal performance of a finned-tube heat exchanger. *International Journal of Thermal Sciences*, 167:107035, 2021. ISSN 1290-0729.
<https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1290072921002003>.
- [109] Yeongtaek Oh y Kuisoon Kim. Effects of position and geometry of curved vortex generators on fin-tube heat-exchanger performance characteristics. *Applied Thermal Engineering*, 189:116736,

2021. ISSN 1359-4311.
<https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1359431121001915>.
- [110] A. Esmailzadeh, N. Amanifard, y H.M. Deylami. Comparison of simple and curved trapezoidal longitudinal vortex generators for optimum flow characteristics and heat transfer augmentation in a heat exchanger. *Applied Thermal Engineering*, 125:1414–1425, 2017. ISSN 1359-4311.
<https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1359431117304313>.
- [111] Parag Jyoti Bezbaruah, Rajat Subhra Das, y Bikash Kumar Sarkar. Experimentally validated 3d simulation and performance optimization of a solar air duct with modified conical vortex generators. *Solar Energy*, 224:1040–1062, 2021. ISSN 0038-092X.
<https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0038092X21005363>.
- [112] S.K. Sarangi, D.P. Mishra, H. Ramachandran, N. Anand, V. Masih, y L.S. Brar. Analysis and optimization of the curved trapezoidal winglet geometry in a high-efficiency compact heat exchanger. *International Journal of Thermal Sciences*, 164:106872, 2021. ISSN 1290-0729.
<https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1290072921000417>.
- [113] S.K. Sarangi, D.P. Mishra, H. Ramachandran, N. Anand, V. Masih, y L.S. Brar. Analysis and optimization of the curved trapezoidal winglet geometry in a compact heat exchanger. *Applied Thermal Engineering*, 182:116088, 2021. ISSN 1359-4311.
<https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1359431120335687>.
- [114] Yaning Wang, Wen Wang, Guocheng Tao, Honglin Li, Yao Zheng, y Jiahuan Cui. Optimization of the semi-sphere vortex generator for film cooling using generative adversarial network. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 183:122026, 2022. ISSN 0017-9310.
<https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0017931021011327>.
- [115] DongLiang Hu, Qiang Zhang, KeWei Song, Chen Gao, Kun Zhang, Mei Su, y LiangBi Wang. Performance optimization of a wavy finned-tube heat exchanger with staggered curved vortex generators. *International Journal of Thermal Sciences*, 183:107830, 2023. ISSN 1290-0729.
<https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1290072922003581>.
- [116] H.S. Ryoo y N.V. Sahinidis. Global optimization of nonconvex nlps and minlps with applications in process design. *Computers and Chemical Engineering*, 19(5):551–566, 1995. ISSN 0098-1354.
<https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0098135494000972>.
- [117] de Mokhtar S. Bazaraa, Hanif D. Sherali, y C. M. Shetty. *Nonlinear Programming: Theory and Algorithms*. Wiley-Interscience, 3rd edición edition, 2006.
- [118] Frederick Hillier y Gerald Lieberman. *Introduction to Operations Research 11th Edición*. McGraw Hill, 11a edición edition, 2020.
- [119] Javier Del Ser, Eneko Osaba, Daniel Molina, Xin-She Yang, Sancho Salcedo-Sanz, David Camacho, Swagatam Das, Ponnuthurai N. Suganthan, Carlos A. Coello Coello, y Francisco Herrera. Bio-inspired computation: Where we stand and what's next. *Swarm and Evolutionary Computation*, 48:220–250, 2019. ISSN 2210-6502.
<https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S2210650218310277>.
- [120] R. Eberhart y J. Kennedy. A new optimizer using particle swarm theory. páginas 39–43, 1995.
<https://doi.org/10.1109/MHS.1995.494215>.
- [121] J. Kennedy y R. Eberhart. Particle swarm optimization. 4:1942–1948 vol.4, 1995.
- [122] Yudong Zhang, Shuihua Wang, y Genlin Ji. A comprehensive survey on particle swarm optimization algorithm and its applications. *Mathematical Problems in Engineering*, 2015:931256, Oct 2015. ISSN 1024-123X. <https://doi.org/10.1155/2015/931256>.
- [123] George Tambouratzis. Using particle swarm optimization to accurately identify syntactic phrases in free text. *Journal of Artificial Intelligence and Soft Computing Research*, 8(1):63–77, 2018.
<https://doi.org/10.1515/jai-scr-2018-0004>.
- [124] Xiaojun Wu, Jun Dai, Yu Zhao, Zhiwen Zhuo, Jinlong Yang, y Xiao Cheng Zeng. Two-dimensional boron monolayer sheets. *ACS Nano*, 6(8):7443–7453, Aug 2012. ISSN 1936-0851.

- <https://doi.org/10.1021/nn302696v>.
- [125] F. Schmid, K. Hirschen, S. Meynen, y M. Schäfer. An enhanced approach for shape optimization using an adaptive algorithm. *Finite Elements in Analysis and Design*, 41(5):521–543, 2005. ISSN 0168-874X. <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0168874X04001556>.
- [126] Ajit K. Parwani, Prabal Talukdar, y P. M. V. Subbarao. A hybrid approach using cgm and de algorithm for estimation of boundary heat flux in a parallel plate channel. *Numerical Heat Transfer, Part A: Applications*, 65(5):461–481, 2014.
- [127] Mahdiah Abolhasani, Alimohammad Karami, y Masoud Rahimi. Numerical modeling and optimization of the enhancement of the cooling rate in concentric tubes under ultrasound field. *Numerical Heat Transfer, Part A: Applications*, 67(11):1282–1309, 2015.
- [128] Majid Siavashi, Hamid Garusi, y Shahram Derakhshan. Numerical simulation and optimization of steam-assisted gravity drainage with temperature, rate, and well distance control using an efficient hybrid optimization technique. *Numerical Heat Transfer, Part A: Applications*, 72(9):721–744, 2017.
- [129] P.W. Jansen y R.E. Perez. Constrained structural design optimization via a parallel augmented lagrangian particle swarm optimization approach. *Computers & Structures*, 89(13):1352–1366, 2011. ISSN 0045-7949. <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0045794911000824>.
- [130] Ruben E. Perez, Peter W. Jansen, y Joaquim R. R. A. Martins. pyopt: a python-based object-oriented framework for nonlinear constrained optimization. *Structural and Multidisciplinary Optimization*, 45(1):101–118, Jan 2012. ISSN 1615-1488. <https://doi.org/10.1007/s00158-011-0666-3>.
- [131] Dr. Franjo Juretić. *cfMesh Web*. <https://cfmesh.com/cfmesh/>.
- [132] Aaron Katz y Venkateswaran Sankaran. Mesh quality effects on the accuracy of cfd solutions on unstructured meshes. *Journal of Computational Physics*, 230(20):7670–7686, 2011. ISSN 0021-9991. <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0021999111003871>.
- [133] Masahiro Ishigaki, Satoshi Abe, Yasuteru Sibamoto, y Taisuke Yonomoto. Influence of mesh non-orthogonality on numerical simulation of buoyant jet flows. *Nuclear Engineering and Design*, 314:326–337, 2017. ISSN 0029-5493. <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0029549317300596>.
- [134] OpenFOAM. . <https://openfoam.org/>.
- [135] OpenFOAM. . <https://www.openfoam.com/>.
- [136] George Keith Batchelor. *An Introduction to Fluid Dynamics*. Cambridge University Press, 1967. <https://doi.org/10.1017/CB09780511800955>.
- [137] J. C. R. Hunt, A. A. Wray, y P. Moin. Eddies, streams, and convergence zones in turbulent flows. *Center for Turbulence Research, Proceeding of the Summer Program 1988*, 1988. <https://ntrs.nasa.gov/citations/19890015184>.
- [138] Kai Sedlaczek y Peter Eberhard. Using augmented lagrangian particle swarm optimization for constrained problems in engineering»using augmented lagrangian particle swarm optimization for constrained problems in engineering. *Structural and Multidisciplinary Optimization*, 32(4):277–286, Oct 2006. ISSN 1615-1488. <https://doi.org/10.1007/s00158-006-0032-z>.
- [139] Y. Shi y R.C. Eberhart. Empirical study of particle swarm optimization. 3:1945–1950 Vol. 3, 1999.
- [140] M. Jiang, Y.P. Luo, y S.Y. Yang. Stochastic convergence analysis and parameter selection of the standard particle swarm optimization algorithm. *Information Processing Letters*, 102(1):8–16, 2007. ISSN 0020-0190. <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0020019006003103>.
- [141] Lin Xueyan y Xu Zheng. Swarm size and inertia weight selection of particle swarm optimizer in system identification. 01:1554–1556, 2015.
- [142] Francisco J. Solis y Roger J-B. Wets. Minimization by random search techniques. *Mathematics of Operations Research*, 6(1):19–30, 2023/07/03/ 1981. <http://www.jstor.org/stable/3689263>. Full publication date: Feb., 1981.
- [143] Michael E. Mortenson. *Mathematics for Computer Graphics Applications*. Industrial Press Inc.,

second edition edition, 1999.

- [144] David A. Wood. Constrained optimization assists deviated wellbore trajectory selection from families of quadratic and cubic bezier curves. *Gas Science and Engineering*, 110:204869, 2023. ISSN 2949-9089. <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S2949908922000164>.
- [145] T.J. Rezek, R.G.R. Camacho, N. Manzanares Filho, y E.J. Limacher. Design of a hydrokinetic turbine di user based on optimization and computational fluid dynamics. *Applied Ocean Research*, 107:102484, 2021. ISSN 0141-1187. <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0141118720310439>.
- [146] Xuesong Wei, Xiaoyang Wang, y Songying Chen. Research on parameterization and optimization procedure of low-reynolds-number airfoils based on genetic algorithm and bezier curve. *Advances in Engineering Software*, 149:102864, 2020. ISSN 0965-9978. <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0965997820303045>.
- [147] Varun, M.O. Garg, Himanshu Nautiyal, Sourabh Khurana, y M.K. Shukla. Heat transfer augmentation using twisted tape inserts: A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 63: 193–225, 2016. ISSN 1364-0321. <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1364032116300843>.
- [148] Gareth M. Gilson, Stephen J. Pickering, David B. Hann, y Chris Gerada. Piezoelectric fan cooling: A novel high reliability electric machine thermal management solution. *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, 60(11):4841–4851, 2013.
- [149] Hung-Yi Li y Yu-Xian Wu. Heat transfer characteristics of pin-fin heat sinks cooled by dual piezoelectric fans. *International Journal of Thermal Sciences*, 110:26–35, 2016. ISSN 1290-0729. <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S129007291630816X>.
- [150] Yasuaki SHIINA. Flow around turbulence promoters in parallel channel, (ii). *Journal of Nuclear Science and Technology*, 20(5):389–399, 1983. <https://doi.org/10.1080/18811248.1983.9733408>.
- [151] JC Han, Jong Soo Park, y CK Lei. Heat transfer and pressure drop in blade cooling channels with turbulence promoters. NASA, The National Aeronautics and Space Administration, página 164, 1984. <https://ntrs.nasa.gov/api/citations/19850004007/downloads/19850004007.pdf>.
- [152] JC Han, Jong Soo Park, y MY Ibrahim. Measurement of heat transfer and pressure drop in rectangular channels with turbulence promoters. NASA, The National Aeronautics and Space Administration, página 205, 1986. <https://ntrs.nasa.gov/api/citations/19870007570/downloads/19870007570.pdf>.
- [153] Kwanchai Nanan, Monsak Pimsarn, Chinaruk Thianpong, y Smith Eiamsa-ard. Heat transfer enhancement by helical screw tape coupled with rib turbulators. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 28(11):4771–4779, Nov 2014. ISSN 1976-3824. <https://doi.org/10.1007/s12206-014-1044-z>.
- [154] Ming Li, Tariq S. Khan, Ebrahim Al-Hajri, y Zahid H. Ayub. Single phase heat transfer and pressure drop analysis of a dimpled enhanced tube. *Applied Thermal Engineering*, 101:38–46, 2016. ISSN 1359-4311. <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1359431116303349>.
- [155] Ming Li, Tariq S. Khan, Ebrahim Al Hajri, y Zahid H. Ayub. Geometric optimization for thermal-hydraulic performance of dimpled enhanced tubes for single phase flow. *Applied Thermal Engineering*, 103:639–650, 2016. ISSN 1359-4311. <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1359431116306299>.
- [156] Jianying Gong, Xiong Zhang, Junxiong Zeng, Tieyu Gao, y Weifeng Wu. Experimental and numerical investigation of heat transfer characteristics in a square channel with various truncated ribs. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 33(8):4029–4038, Aug 2019. ISSN 1976-3824. <https://doi.org/10.1007/s12206-019-0748-5>.
- [157] S.A. Aasa, A.S. Shote, S.O. Giwa, y M. Sharifpur. Convective thermohydraulic heat transfer enhancement of mixed dimpled geometries in rectangular channel. *Fuel Communications*, 10:100044,

2022. ISSN 2666-0520.
<https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S2666052021000376>.
- [158] Cancan Zhang, Dingbiao Wang, Kun Ren, Yong Han, Youjian Zhu, Xu Peng, Jing Deng, y Xiyang Zhang. A comparative review of self-rotating and stationary twisted tape inserts in heat exchanger. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 53:433–449, 2016. ISSN 1364-0321.
<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1364032115009119>.
- [159] Ralph Kristofer B. Gallegos y Rajnish N. Sharma. Flags as vortex generators for heat transfer enhancement: Gaps and challenges. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 76:950–962, 2017. ISSN 1364-0321. <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1364032117304501>.
- [160] Atul Kumar Soti, Rajneesh Bhardwaj, y John Sheridan. Flow-induced deformation of a flexible thin structure as manifestation of heat transfer enhancement. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 84:1070–1081, 2015. ISSN 0017-9310.
<https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0017931015000563>.
- [161] Luciano Garelli, Gustavo A. Ríos Rodríguez, Mario A. Storti, Daniel Granata, Mauro Amadei, y Marcelo Rossetti. Reduced model for the thermo-fluid dynamic analysis of a power transformer radiator working in ONAF mode. *Applied Thermal Engineering*, 124:855–864, 2017. ISSN 1359-4311. <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1359431117300868>.
- [162] Paola A. Córdoba, Nicolás Silin, Darío Osorio, y Enzo Dari. An experimental study of natural convection in a distribution transformer slice model. *International Journal of Thermal Sciences*, 129:94–105, 2018. ISSN 1290-0729.
<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1290072916317896>.
- [163] Henry Darcy. *Les fontaines publiques de la ville de Dijon: exposition et application des principes à suivre et des formules à employer dans les questions de distribution d'eau*, volumen 1. Victor dalmont, 1856.
- [164] P Forchheimer. *Wasserbewegung durch boden* 45th edition. Zeitschrift des Vereines Deutscher Ingenieur. Düsseldorf., 1901.
- [165] O. Coulaud, P. Morel, y J. P. Caltagirone. Numerical modelling of nonlinear effects in laminar flow through a porous medium. *Journal of Fluid Mechanics*, 190:393–407, 1988.
- [166] J. L. Beck. Convection in a Box of Porous Material Saturated with Fluid. *The Physics of Fluids*, 15 (8):1377–1383, 08 1972. ISSN 0031-9171. <https://doi.org/10.1063/1.1694096>.
- [167] Stephen Whitaker. The forchheimer equation: A theoretical development. *Transport in Porous Media*, 25(1):27–61, Oct 1996. ISSN 1573-1634. <https://doi.org/10.1007/BF00141261>.
- [168] Cyprien Soulaire y Michel Quintard. On the use of a darcy–forchheimer like model for a macro-scale description of turbulence in porous media and its application to structured packings. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 74:88–100, 2014. ISSN 0017-9310.
<https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0017931014001975>.
- [169] Jelle Roegiers y Siegfried Denys. Cfd-modelling of activated carbon fibers for indoor air purification. *Chemical Engineering Journal*, 365:80–87, 2019. ISSN 1385-8947.
<https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1385894719302244>.
- [170] A.J. Otaru, H.P. Morvan, y A.R. Kennedy. Measurement and simulation of pressure drop across replicated porous aluminium in the darcy-forchheimer regime. *Acta Materialia*, 149:265–273, 2018. ISSN 1359-6454. <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1359645418301678>.
- [171] Sung-Ho Park, Dong-Ho Seo, y Ji Hwan Jeong. Experimental and numerical analysis of thermal flow in open-cell porous metal during darcy-forchheimer transition regime. *Applied Thermal Engineering*, 181:116029, 2020. ISSN 1359-4311.
<https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1359431120335109>.
- [172] Arash Rezaei Gorjaei, Ramin Haghighi Khoshkhoo, Fatemeh Joda, y Sahand Majidi. Thermo-hydraulic analysis of eurotrough-150 solar receiver with porous foam by using cfd and mcrt techniques. *International Journal of Thermal Sciences*, 184:107942, 2023. ISSN 1290-0729.

<https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1290072922004707>.

Doctorado en Ingeniería
Mención mecánica computacional

Título de la obra:

**Desarrollo de estrategias y algoritmos de cálculo
de alto desempeño para la resolución de problemas
acoplados termo- fluido dinámicos de gran escala**

Autor: Jonathán Jesús Dorella

Lugar: Santa Fe, Argentina

Palabras Claves:

CFD,

Método de Volúmenes Finitos,

Problemas termo-fluido dinámicos de gran escala,

Generadores de Vórtices,

Turbuladores,

Optimización