



UNIVERSIDAD DE CHILE
FACULTAD DE CIENCIAS FÍSICAS Y MATEMÁTICAS
DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA

**ANÁLISIS DE LA EFICIENCIA TÉRMICA DE DIFERENTES
CONFIGURACIONES DE ALETAS MODIFICADAS EN UN
INTERCAMBIADOR DE CALOR DE CANALES PLANOS**

MEMORIA PARA OPTAR AL TÍTULO DE INGENIERO CIVIL MECÁNICO

FRANCISCO EDWARDS ZAÑARTU

PROFESOR GUÍA:
ÁLVARO VALENCIA MUSALEM

MIEMBROS DE LA COMISIÓN:
MÓNICA ZAMORA ZAPATA
RAMÓN FREDERICK GONZÁLEZ

SANTIAGO DE CHILE
2024

RESUMEN DE LA MEMORIA PARA OPTAR
AL TÍTULO DE INGENIERO CIVIL MECÁNICO
POR: FRANCISCO EDWARDS ZAÑARTU
FECHA: 2024
PROF. GUÍA: ÁLVARO VALENCIA MUSALEM

ANÁLISIS DE LA EFICIENCIA TÉRMICA DE DIFERENTES CONFIGURACIONES DE ALETAS MODIFICADAS EN UN INTERCAMBIADOR DE CALOR DE CANALES PLANOS

Los intercambiadores de calor de canales planos son ampliamente empleados en diversos sectores industriales. En la actualidad, debido a la crisis climática y a las regulaciones gubernamentales que imponen estándares mínimos de eficiencia energética para los productos, los fabricantes de estos equipos se han visto obligados a priorizar la mejora de su rendimiento. Este enfoque en la eficiencia conlleva un aumento en los costos de fabricación. Por tanto, cada vez se necesitan más investigaciones para identificar modificaciones que optimicen la transferencia de calor en estos intercambiadores, sin añadir una complejidad excesiva al proceso de producción.

En esta investigación se realiza un estudio numérico CFD en Ansys Fluent de la interacción de mejoras en la transferencia de calor en canales planos usando combinaciones de métodos como generadores de vórtices longitudinales (GVL), ondulaciones de las aletas y protuberancias, en cuatro regímenes de Reynolds entre 2000 y 4000. Esto sobre condiciones de borde y un canal dimensionado en base a un aire acondicionado. Se busca evaluar térmicamente estas configuraciones con el objetivo de seleccionar la combinación que ofrezca el mejor rendimiento.

Con respecto a la implementación de las mejoras, las ondulaciones tuvieron un impacto negativo en el rendimiento térmico, mientras que las protuberancias lo mejoraron en menor medida en comparación con la aleta plana. Sin embargo, la inserción de GVL mejora en más de un 15% todos los escenarios de Reynolds con respecto a la aleta plana, en donde el mayor valor fue de un 22% para $Re = 2347$. Combinarlas con protuberancias reduce el rendimiento, quedando esta por sí sola como la configuración que genera el mejor rendimiento térmico.

*Dedicado a mis compañeros de la universidad,
por hacer inolvidable mi estadía en ella.*

Agradecimientos

Estar redactando los agradecimientos estando a punto de entregar el informe me llena de muchas emociones. Estoy muy contento con el resultado, sin embargo, no es fácil dejar la universidad, que ha sido la mejor etapa de mi vida.

Recuerdo la alegría que sentí al conocer los resultados de la PSU y lograr mi tan anhelado objetivo de entrar a la misma facultad en la que estudiaron mi padre y mi abuelo. Esta alegría se intensificó aún más cuando tuve mi día de inducción. Fue un día inolvidable en el que conocí a muchas personas maravillosas, todas con objetivos y aspiraciones similares. Definitivamente había encontrado mi ambiente, el cual estoy a punto de abandonar.

Cómo olvidar los viernes de carrete, uno sabía que después de una semana intensa de estudios, llegaba ese día en el que podías relajarte y seguir compartiendo con tus amigos más cercanos, así como conocer a nuevos compañeros. Un día como esos cambió mi vida. Gracias a mis amigos, pude ser quien realmente era y me di cuenta de que la felicidad es lo más importante, y que nada ni nadie puede quitártela.

Agradezco especialmente a *Anto, Kauer, Chaivo, Mallen, Javier y Karla*, quienes me acompañaron durante toda mi estancia en Beauchef. Y a mi padrino *Kike*, quien siempre estuvo ahí para ayudarme en cada momento de duda que tuve en la universidad, terminando siendo un gran amigo en la recta final de mi estancia en la U. Y a cada una de las personas que fui conociendo a lo largo de los ramos.

Un saludos y agradecimiento especial para todos los profesores los cuales me ayudaron a entender y motivarme en las materias. Especialmente a *Tata Sanches, Carolina Santander* y como no, mi profesor guía *Álvaro Valencia*, siempre dispuesto, sin importar las horas y los días en los que necesite su orientación.

Indudablemente, nada de esto hubiera sido posible sin el apoyo incondicional de mi familia. Y al *Lukitas* por estar ahí durante todo el último periodo de beauchef y darme mucho ánimo cada vez que lo necesite.

Tabla de Contenido

1. Introducción	1
1.1. Motivación	1
1.2. Objetivos	1
1.2.1. Objetivo general	1
1.2.2. Objetivos Específicos	1
1.3. Alcances	2
1.4. Antecedentes	2
1.4.1. Intercambiadores de calor	2
Intercambiadores de calor de aletas (ICA)	2
Intercambiador de calor de placas y aletas (ICPA)	3
1.4.2. Sistema de Aire Acondicionado	4
Velocidades del ventilador	6
1.4.3. Modelo físico	7
1.4.4. Mejoras de un ICA	10
Generadores de vórtices Longitudinales (GVL)	10
GVL tipo ala delta	11
Ondulación de las aletas	12
Protuberancia en las aletas	14
1.4.5. Ecuaciones gobernantes	15
Ecuación de continuidad	15
Ecuación de momentum	15
Ecuación de Energía	15
1.4.6. Fluidodinámica computacional	16
2. Metodología	17
2.1. Planificación de trabajo	17
2.1.1. Dimensionamiento del canal y condiciones de borde	17
2.1.2. Simulación del caso base	17
2.1.3. Validación del caso base	17
2.1.4. Simulación de casos de estudio	18
2.1.5. Obtención de conclusiones	18
2.2. Descripción de Modelo	18
2.2.1. Dimensionamiento del canal	18
2.3. Casos de Estudio	19
2.3.1. Caso de validación del modelo	21
2.3.2. Caso Ondulación	22
2.3.3. Caso Protuberancia	23

2.3.4.	Caso GVL	23
2.3.5.	Caso combinación 1 (GVL+Pro)	24
2.3.6.	Caso combinación 2 (Pro+GVL)	25
2.4.	Dominio Computacional	26
2.4.1.	Configuración de mallado	26
2.4.2.	Configuración de modelos	27
2.4.3.	Condiciones de borde	27
	Sección de Entrada	27
	Sección del intercambiador de calor	27
	Sección de Salida	28
2.5.	Método de análisis y validación	28
2.6.	Resultados dimensionales	29
3.	Resultados y Discusión	30
3.1.	Mallado de casos e independencia de resultados	30
3.2.	Validación del caso base	31
3.3.	Efectos de los casos con mejoras	34
	3.3.1. Contorno de velocidad	34
	3.3.2. Criterio Q	37
	3.3.3. Flujo de Calor	39
	3.3.4. Temperatura	41
	3.3.5. Resultados Nu , c_f y TEF	44
3.4.	Ponderación de mejoras	46
3.5.	Comparación de resultados con otros estudios	47
3.6.	Resultados dimensionales del intercambiador	47
4.	Conclusiones	49
	Propuestas de trabajos futuros	50
	Bibliografía	51
	Anexos	53
	A. Resultados numéricos	53

Índice de Tablas

1.1.	Umbral de la métrica <i>skewness</i> para mallas en Ansys Fluent.	16
2.1.	Dimensiones del canal para todos los casos de estudio	20
2.2.	Áreas Involucradas	20
2.3.	Números de Reynolds obtenidos del caso base	20
2.4.	Constantes de las simulaciones	20
2.5.	Dimensiones de los casos de estudio	21
2.6.	Velocidades usadas para números de Reynolds constantes, caso base	21
2.7.	Áreas Involucradas, caso base	22
2.8.	Velocidades usadas para números de Reynolds constantes, caso ondulación	22
2.9.	Áreas Involucradas, caso ondulación	22
2.10.	Velocidades usadas para números de Reynolds constantes, caso protuberancias	23
2.11.	Áreas Involucradas, caso protuberancias	23
2.12.	Velocidades usadas para números de Reynolds constantes, caso GVL	23
2.13.	Áreas Involucradas, caso GVL	24
2.14.	Velocidades usadas para números de Reynolds constantes, caso GVL+PRO	24
2.15.	Áreas Involucradas, caso GVL+PRO	25
2.16.	Velocidades usadas para números de Reynolds constantes, caso PRO+GVL	25
2.17.	Áreas Involucradas, caso PRO+GVL	25
2.18.	Parámetros obtenidos de los 3 tipos de mallado, en el caso base.	26
2.19.	Configuración de modelos en Ansys Fluent	27
3.1.	Números de Nusselt Nu para mallado fino, medio y grueso.	30
3.2.	Coefficientes de resistencia c_f para mallado fino, medio y grueso.	30
3.3.	Errores del mallado grueso y medio con respecto al fino	30
3.4.	Diferencias porcentuales entre valores simulados y correlaciones en el caso de validación.	31
3.5.	Valores de TEF para GVL tipo delta ala con 30° de ángulo de ataque en diferentes rangos de Reynolds. [14]	47
A.1.	Valores de Nu para el caso de validación	53
A.2.	Valores de c_f para el caso de validación	53
A.3.	Resultados en los casos simulados para $Re = 2347$	53
A.4.	Resultados en los casos simulados para $Re = 2660$	53
A.5.	Resultados en los casos simulados para $Re = 3130$	54
A.6.	Resultados en los casos simulados para $Re = 3756$	54
A.7.	Resultados de \dot{Q} y \dot{P} para cada régimen de Reynolds en todas las configuración para 38 canales.	54

Índice de Ilustraciones

1.1.	ICA con tubos y en canales planos [2]	3
1.2.	Partes de un ICPA [5]	4
1.3.	Condensador común de un sistema de aire acondicionado	4
1.4.	Ciclo de refrigeración por compresión de vapor [6]	5
1.5.	Efecto de la velocidad del aire sobre el COP para diversas temperaturas ambiente y grados óptimos de sub-enfriamiento [6].	6
1.6.	Esquema de tipos de generadores de vórtices longitudinales [13]	11
1.7.	Representación de los vórtices longitudinales generados por un ala delta. La sustentación del ala delta conduce a la creación de estos vórtices en las puntas. [16]	12
1.8.	Aletas onduladas o corrugadas en intercambiadores de calor [18]	12
1.9.	Números de Nusselt en función de Re . [19]	13
1.10.	Factor de fricción en función de Re . [19]	13
1.11.	Fenómeno de flujo inducido por hoyuelos [20]	14
1.12.	Dimensiones de protuberancias en aletas con efectos en la transferencia de calor (s, D, d, S_T, S_L).	14
2.1.	Separador de Aire de $3200 m^3h^{-1}$ [25]	19
2.2.	Esquema volumen de control del caso validación	22
2.3.	Esquema volumen de control del caso ondulación	22
2.4.	Esquema volumen de control del caso protuberancia	23
2.5.	Esquema volumen de control del caso GVL	24
2.6.	Esquema GVL	24
2.7.	Esquema volumen de control del caso (GVL+Pro)	25
2.8.	Esquema volumen de control del caso (Pro+GVL)	25
3.1.	Mallado escogido	31
3.2.	Resultados de simulación para número de Nusselt	32
3.3.	Resultados de simulación para coeficiente de resistencia	32
3.4.	Contorno de velocidad de aleta plana, GVL y Protuberancia para $Re = 3756$.	35
3.5.	Contorno de velocidad de Ondulación, GVL+PRO y PRO+GVL para $Re = 3756$	36
3.6.	Criterio Q para $Re = 2347$	38
3.7.	Flujo de calor en los casos Aleta plana, GVL, Protuberancia, Ondulación, GVL+PRO y PRO+GVL respectivamente, para $Re = 3756$	40
3.8.	Temperatura en el <i>outlet</i> para aleta plana en $Re = 3756$	41
3.9.	Temperatura en diferentes secciones transversales de aleta plana, GVL y Protuberancia para $Re = 3756$	42
3.10.	Temperatura en diferentes secciones transversales de Ondulación, GVL+PRO y PRO+GVL para $Re = 3756$	43
3.11.	Resultados de Nu de todas las configuraciones	44

3.12.	Resultados de c_f de todas las configuraciones	44
3.13.	Resultados de TEF de todas las configuraciones	45
3.14.	Resultado de TEF para simulaciones con GVL y protuberancia junto al promedio de resultados de la simulación GVL con protuberancia	46
3.15.	Potencia mecánica usada por el ventilador \dot{P} en función de la potencia térmica transferida entre el aire y las placas \dot{Q} . Para cada una de las configuraciones en los 4 regímenes de Reynolds.	48

Capítulo 1

Introducción

1.1. Motivación

Los intercambiadores de calor son elementos fundamentales en la industria, dado que desempeñan un papel crucial en la transferencia eficiente de calor en una amplia gama de equipos y procesos industriales.

Con la creciente presión regulatoria en diversas naciones, las industrias manufactureras se ven obligadas a mejorar el rendimiento energético de su maquinaria para contribuir a la sostenibilidad del planeta.

En esta investigación, se abordarán tres tipos de mejoras para intercambiadores de calor de canales planos que se caracterizan por ser efectivas y fáciles de mecanizar. Esto logrará un mayor rendimiento sin aumentar excesivamente la complejidad del proceso de fabricación.

Se espera que los resultados de este estudio contribuyan al desarrollo de intercambiadores de calor más eficientes desde el punto de vista energético, lo que beneficiará tanto a la industria como al medio ambiente.

1.2. Objetivos

1.2.1. Objetivo general

Evaluar térmicamente distintas mejoras a las aletas de un intercambiador de calor de canales planos mediante simulación numérica, y seleccionar la combinación que brinde el mayor rendimiento térmico.

1.2.2. Objetivos Específicos

- Seleccionar un condensador de un sistema de aire acondicionado, y a partir de esta elección, definir dimensiones y condiciones de borde necesarias para la posterior simulación.
- Seleccionar un tipo de GVL, una ondulación de aleta y un tipo de protuberancia que cumpla con las consideraciones requeridas (que aumenten bastante el intercambio térmico y que no sean difíciles de mecanizar).
- Realizar simulaciones en software Ansys Fluent para las distintas configuraciones.

- Lograr la independencia del mallado.
- Comparar resultados de las configuraciones seleccionadas con rendimiento de una aleta plana, en base a la transferencia de calor y caída de presión.
- Ver efecto de las configuraciones combinadas sobre las individuales.

1.3. Alcances

El enfoque de este trabajo se centra en la simulación computacional mediante el software Ansys Fluent, sin necesidad de llevar a cabo pruebas experimentales. Se propone analizar el funcionamiento de un condensador de un sistema de aire acondicionado estándar que opera con intercambiadores de calor de canales planos.

Se considerarán cuatro números de Reynolds que maximicen el *COP* del ciclo termodinámico del sistema del aire acondicionado. Se implementarán tres mejoras diferentes, así como configuraciones que combinen estas mejoras cuando sea conveniente. Se simulará también una aleta plana. En total, se realizarán 24 simulaciones.

1.4. Antecedentes

1.4.1. Intercambiadores de calor

Los intercambiadores de calor son fundamentales en una amplia gama de industrias y procesos, ya que permiten la transferencia de energía térmica entre diferentes medios que se encuentran a distintas temperaturas. Estos equipos desempeñan un papel clave en sectores como la generación de energía, los procesos tecnológicos, la refinación de petróleo, la manufactura, el transporte, el aire acondicionado, los sistemas criogénicos y de recuperación, entre otros [1].

Intercambiadores de calor de aletas (ICA)

Un intercambiador de calor de aletas, también conocido como intercambiador de calor de superficie extendida, está diseñado específicamente para aumentar la superficie de transferencia de calor, y con esto, mejorar la eficiencia del proceso de intercambio térmico. La principal característica distintiva de un intercambiador de calor de aletas es la presencia de aletas, que son extensiones finas y delgadas que se adhieren a la superficie de los tubos o conductos utilizados en el intercambiador. Estas aletas aumentan el área de contacto entre los fluidos y la superficie del intercambiador, lo que a su vez aumenta la transferencia de calor.

Generalmente los ICA se usan con tubos que pueden tener diferentes secciones. Pero hay otros casos donde no hay tubos, sino canales planos con aletas. Este es el caso de los ICA de canales plano, los que se trabajarán en esta investigación.

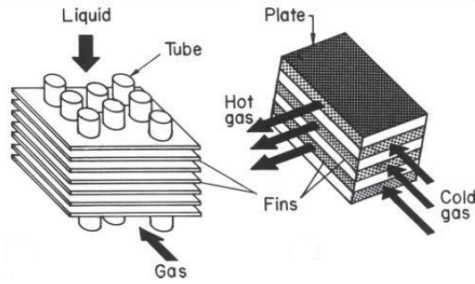


Figura 1.1: ICA con tubos y en canales planos [2]

Intercambiador de calor de placas y aletas (ICPA)

Este tipo de intercambiadores de calor se destacan por su estructura compacta y ligera, alta eficiencia y flexibilidad en la transferencia de calor. Generalmente se utilizan donde el coeficiente de convección del lado del aire o del gas es una pequeña fracción (5–20 %) del lado líquido [3].

Los intercambiadores de calor de placas y aletas (ICPA) se utilizan ampliamente en muchas áreas industriales, como ingeniería química y alimentaria, radiadores de automóviles, sistemas de energía, calefacción y aire acondicionado, refrigeración, aplicaciones aeroespaciales y otras aplicaciones de ingeniería.[4].

Para configurar los ICPA, se utilizan aletas de metal corrugado entre las placas planas, las cuales se unen mediante soldadura fuerte. Estas aletas brindan resistencia a la presión, mientras que aumentan el área de intercambio térmico. Además, en los bordes de las placas se encuentran barras que contienen cada fluido dentro del espacio entre las placas adyacentes.

El vapor intercambia calor al fluir a lo largo de las corrugaciones del pasaje entre las láminas separadoras. Estas corrugaciones están selladas en los bordes por las barras laterales. Tanto las corrugaciones como las barras laterales se soldan a las láminas separadoras en ambos lados, formando compartimentos rígidos que contienen la presión. Por lo general, las primeras y las últimas láminas, conocidas como láminas de tapa, son de un material más grueso que las láminas separadoras para soportar la presión adicional y proporcionar protección contra daños físicos. Cada corriente ingresa al bloque desde su propia cabeza a través de puertos en las barras laterales de las capas correspondientes y sale de manera similar. Los tanques de cabezal están soldados a las barras laterales y las láminas separadoras en todo el conjunto de capas. [5]

Aunque el aluminio es el material más comúnmente utilizado, se utiliza la construcción de acero inoxidable en aplicaciones de alta presión y alta temperatura.

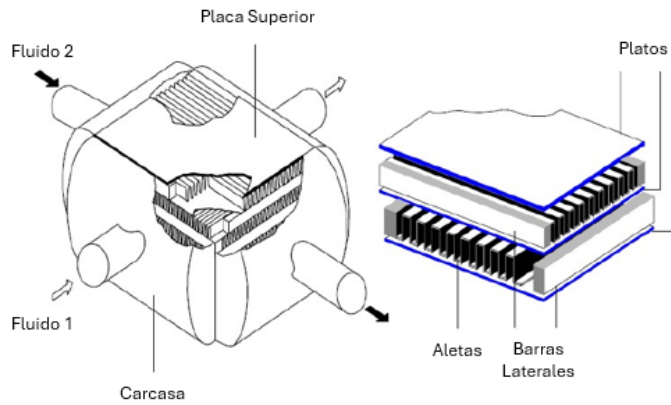


Figura 1.2: Partes de un ICPA [5]

1.4.2. Sistema de Aire Acondicionado

En este estudio, es importante adquirir una comprensión de los sistemas de aire acondicionado, dado que los objetivos se orientan hacia la mejora de las aletas de un intercambiador de calor localizado en el condensador de dicho sistema.

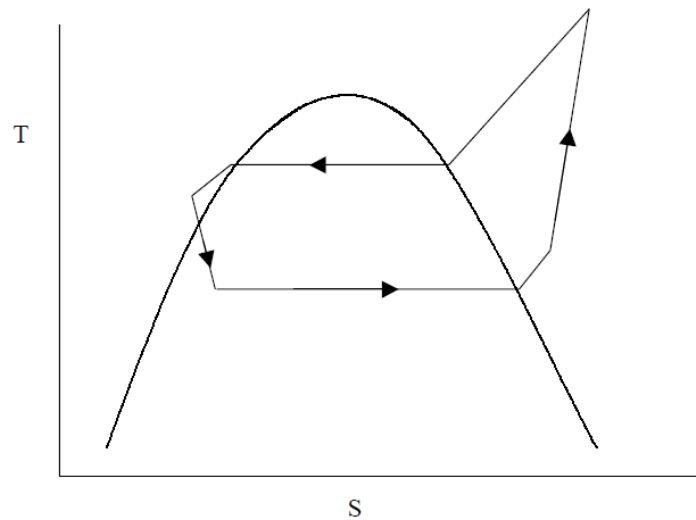


Figura 1.3: Condensador común de un sistema de aire acondicionado

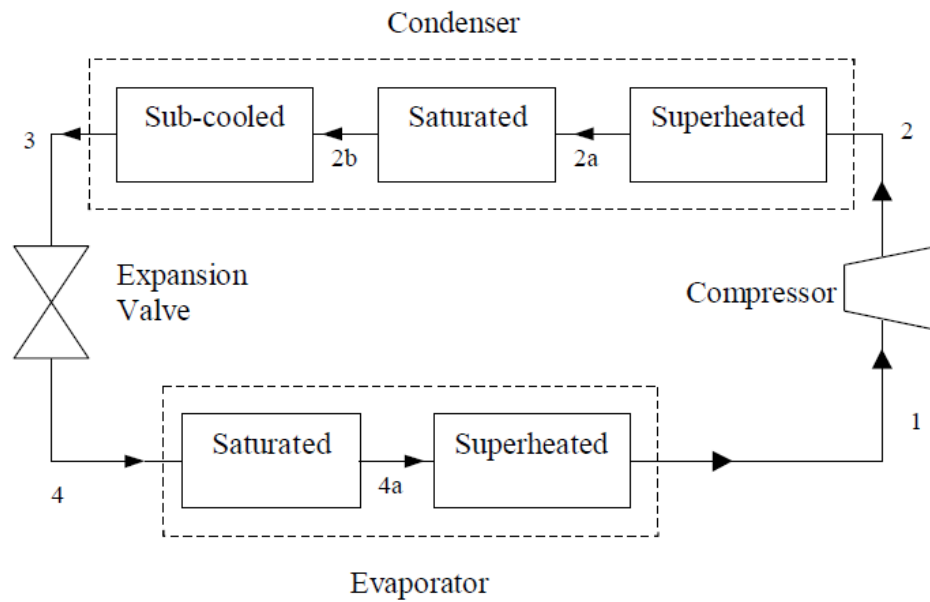
Los sistemas de Calefacción, Ventilación y Aire Acondicionado (HVAC) que proporcionan efectos de enfriamiento dependen de un ciclo de refrigeración. El ciclo típicamente utilizado en la industria HVAC es el ciclo de compresión de vapor. El fluido de trabajo para el sistema en este estudio es el refrigerante R-410a.

El ciclo de refrigeración por compresión de vapor modelado para este estudio se muestra en la Figura (1.4), en donde se observa que el vapor del refrigerante entra al compresor procedente del evaporador a baja presión y sobrecalentado (Estado 1) y sale como vapor sobrecalentado a alta presión (Estado 2). Este vapor ingresa al condensador, donde se disipa el calor al aire exterior que se fuerza a pasar sobre los canales del condensador por medio de un ventilador. Luego, el vapor del refrigerante se enfría hasta la temperatura de saturación (Estado 2b) y posteriormente se enfría por debajo del punto de saturación hasta que solo queda líquido subenfriado (Estado 3). El líquido a alta presión se fuerza a través de la válvula de expansión hacia el evaporador (Estado 4). Finalmente, el refrigerante absorbe calor del

aire interior cálido que se sopla sobre las bobinas del evaporador. El refrigerante se evapora por completo (Estado 4a) y se calienta por encima de la temperatura de saturación antes de entrar nuevamente al compresor (Estado 1). De esta manera, el aire interior se enfría y deshumidifica a medida que fluye sobre el evaporador y se devuelve al espacio habitable.



(a) Diagrama T-s del ciclo



(b) Esquema del ciclo

Figura 1.4: Ciclo de refrigeración por compresión de vapor [6]

Velocidades del ventilador

En el año 2000, se llevó a cabo un estudio realizado por Mónica Fela [6] que incluyó un análisis exhaustivo de un sistema de aire acondicionado convencional, en el cual se realizaron pruebas con distintas velocidades de aire expulsado por el ventilador. Para una cantidad fija de subenfriamiento a una temperatura ambiente de 20°C, se identificó una velocidad del aire que maximiza el Coeficiente de Desempeño (COP). La Figura (1.5) muestra cómo la velocidad del aire afecta al COP en diferentes temperaturas ambiente con subenfriamiento óptimo. Como se puede observar en la figura (1.5), el COP presenta un valor óptimo en función de la velocidad del aire, independientemente de la temperatura ambiente. Para temperaturas ambiente que varían entre 19°C y 36°C, el COP estacional máximo se alcanza en una velocidad del aire comprendida entre 7,5 y 8,5 *ft/s*. Para cada temperatura ambiente dentro de este rango de velocidades, el COP muestra una relativa insensibilidad a la velocidad del aire, con variaciones de menos del 1%.

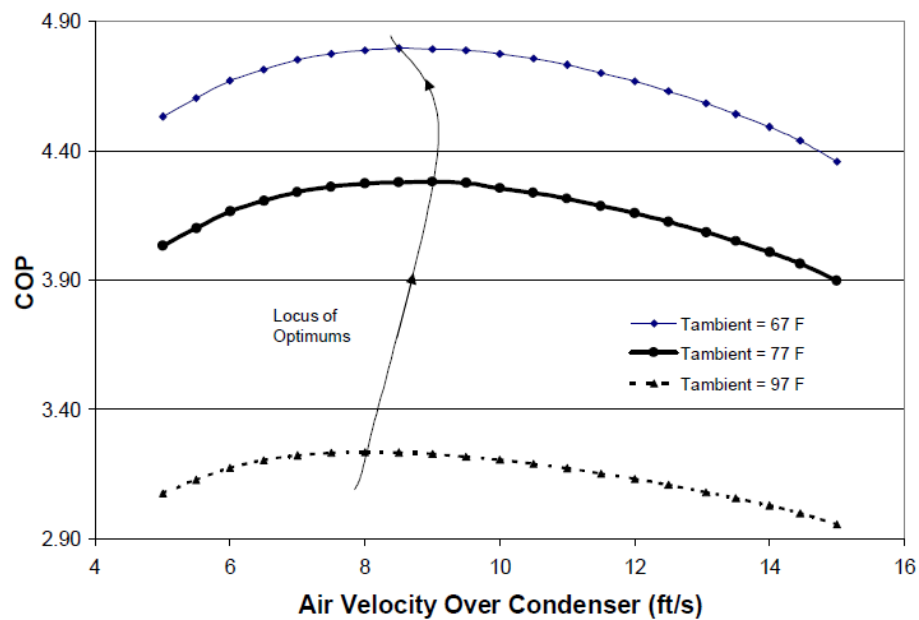


Figura 1.5: Efecto de la velocidad del aire sobre el COP para diversas temperaturas ambiente y grados óptimos de sub-enfriamiento [6].

1.4.3. Modelo físico

Los intercambiadores de calor pueden cumplir su función por conducción y radiación, sin embargo, su principal mecanismo en el cual intercambian calor es por convección. Para poder medir la transferencia de calor por convección se ocupa el número de Nusselt. Para obtenerlo, se compara una situación en iguales condiciones de transferencia de calor por convección junto a una situación de transferencia de calor por conducción, pero, en un fluido hipotéticamente inmóvil. Cuando el número de Nusselt es igual a 1, indica que la transferencia de calor es exclusivamente por conducción, es decir, el calor se transfiere a través del fluido sin la influencia del movimiento de este. Un número mayor que 1 indica transferencias de calor por convección. Valores de Nusselt entre 1 y 10 sugieren un flujo laminar, donde el fluido se mueve de manera suave y ordenada. Por otro lado, valores mayores de Nusselt indican una convección más activa, típicamente asociada con flujos turbulentos, donde el fluido se mueve de manera caótica y aleatoria.

Es por esto que el número de Nusselt proporciona información crucial sobre la eficiencia de la transferencia de calor en el fluido, lo que resulta esencial para el análisis de resultados de este estudio.

El número de Nusselt se obtiene mediante la siguiente formula: [7]

$$Nu = \frac{\bar{h}D_h}{k_{fluido}} \quad (1.1)$$

Donde $\bar{h}[\frac{W}{m^2K}]$ es el coeficiente convectivo de transferencia de calor de la geometría, $k[\frac{W}{mK}]$ el coeficiente conductivo del fluido y $D_h[m]$ el diámetro hidráulico el cual representa el ancho característico del ducto generado por el espacio entre las aletas del intercambiador, definido a continuación. [8]

$$D_h = 4 \cdot \frac{A_c L}{A_o} \quad (1.2)$$

Donde:

- $A_c[m^2]$ corresponde al área de la sección transversal del intercambiador, en la dirección del flujo.
- $A_o[m^2]$ corresponde al área total de transferencia de calor (placa inferior y superior).
- $L[m]$ corresponde al largo del intercambiador.

No basta solo con medir la transferencia de calor que hay en el intercambiador, sino que también hay que cuantificar la caída de presión, porque esta lleva consigo un gasto energético. Esta pérdida es debido al roce, en el cual influye la rapidez del fluido, la geometría del ducto y la rugosidad de la superficie. La cuantificación de este efecto es posible a través del coeficiente de resistencia c_f . Este coeficiente corresponde a una magnitud adimensional que mide la resistencia de un objeto en medio de un fluido. Este valor se define de la siguiente manera: [9]

$$c_f = \frac{2F_d}{\rho V_{max}^2 A_o} \quad (1.3)$$

Donde F_d corresponde a la fuerza de resistencia del sistema en la dirección del flujo. Utilizando el supuesto de que $F_d = \Delta P \cdot A_c$, el coeficiente queda de la siguiente manera:

$$c_f = \frac{2\Delta P}{\rho V_{max}^2} \frac{A_c}{A_o} \quad (1.4)$$

Cabe destacar que existe otro factor que se utiliza para medir la caída de presión, que es el factor de fricción f , el cual se relaciona con el coeficiente de resistencia mediante la ecuación $C_f = \frac{f}{4}$. [9]

En resumen, para evaluar la eficiencia de un intercambiador de calor es necesario obtener Nu y c_f , pero surge la necesidad de crear un valor único para poder comparar los resultados de forma mas precisa. Para esto se tiene el valor *Thermal Enhancement Factor (TEF)*, el cual considera el aumento de eficiencia en términos de Nu y c_f .

$$TEF = \frac{Nu}{c_f^{1/3}} \quad (1.5)$$

En muchos casos se hace necesario comparar los resultados con un caso base de Nu_o y c_{f_o} . De esta forma es posible calcular el factor *TEF* relativo a un caso base, el cual se compone como: [9]

$$TEF = \frac{\left(\frac{Nu}{Nu_o}\right)}{\left(\frac{c_f}{c_{f_o}}\right)^{1/3}} \quad (1.6)$$

Con el fin de cuantificar la geometría y las condiciones del fluido como un solo número adimensional se usa el número de Reynolds, definido a continuación: [8]

$$Re_{D_c} = \frac{\rho V_{max} D_h}{\mu} \quad (1.7)$$

$$V_{max} = \frac{A_{fr} V_{in}}{A_c} \quad (1.8)$$

Donde:

- $A_{fr}[m^2]$: corresponde al área frontal total del intercambiador.
- $\rho[\frac{Kg}{m^3}]$: Densidad del fluido.
- $V_{max}[\frac{m}{s}]$: Velocidad calculada en la zona de menor área transversal del intercambiador en la dirección del flujo.
- $\mu[\frac{Kg}{m \cdot s}]$: Viscosidad dinámica del fluido.
- $V_{in}[\frac{m}{s}]$: Velocidad del fluido en la entrada

El número de Reynolds es importante para poder determinar el régimen del fluido. En la literatura se debaten varios puntos de inflexión del número de Reynolds que marcan el cambio de un flujo laminar a uno turbulento en un conducto. No obstante, se observa que

la inestabilidad en el flujo puede surgir en torno a un número de Reynolds cercano a 2000, extendiéndose una zona de transición hasta aproximadamente 4000, donde el flujo adquiere un carácter plenamente turbulento.

En problemas de transferencia de calor por convección, el concepto de capa límite es esencial. Esta capa se refiere a la región adyacente a una superficie sólida donde el movimiento del fluido (momento) y la transferencia de calor (energía) experimentan cambios significativos. El número de Prandtl (Pr) es una medida crucial en este contexto. Este número relaciona la velocidad de difusión térmica de un fluido con su velocidad de difusión de momento. En otras palabras, el número de Prandtl nos indica cuán rápido se propaga el calor en comparación con el movimiento del fluido.

Cuando el número de Prandtl es pequeño, significa que el calor se difunde más rápidamente que el movimiento del fluido. En este caso, la capa límite térmica, que representa la región donde el calor se transfiere desde la superficie sólida al fluido, es relativamente delgada en comparación con la capa límite de momento, donde el fluido se estabiliza gradualmente en su velocidad.

En resumen, un número de Prandtl pequeño indica que la transferencia de calor es dominante y que la capa límite térmica es delgada en comparación con la capa límite de momento, lo que puede tener implicaciones importantes en el diseño y la comprensión de los procesos de transferencia de calor por convección.

El número de Prandtl se define de la siguiente manera: [7]

$$Pr = \frac{\mu C_{pa}}{k_{fluido}} \quad (1.9)$$

Donde:

- C_{pa} : Calor específico del fluido.

Se han llevado a cabo estudios sobre flujos en tubos y conductos con paredes de baja rugosidad utilizando los números adimensionales de Reynolds y Prandtl. A partir de estos estudios, se han desarrollado correlaciones que permiten estimar tanto el número de Nusselt como el coeficiente de resistencia en estos sistemas.

La utilidad de estas correlaciones radica en su amplio uso y validación. Son herramientas confiables que proporcionan estimaciones precisas en una variedad de situaciones. En el contexto de este estudio, estas correlaciones serán utilizadas para validar el caso base.

A continuación, se presenta la correlación de Tam y Ghajar (eq 1.10). Utilizada para estimar el coeficiente de fricción (c_f) en flujos transientes completamente desarrollados, en un rango de números de Reynolds de ($2700 < Re < 5500$): [10]

$$c_f = \left[1 + \left(\frac{Re}{5840} \right)^{-0,0145} \right]^{-6,23} \quad (1.10)$$

Seguidamente, se describe la correlación de Gnielinski (eq 1.11), una herramienta valiosa para abordar flujos en un amplio rango de números de Reynolds ($10^3 < Re < 5 \times 10^6$). [11]

$$Nu = \frac{(c_f/2)(Re - 1000) \cdot Pr}{1 + 12.7\sqrt{(c_f/2)}(Pr^{2/3} - 1)} \quad (1.11)$$

Finalmente, se presenta la correlación de Dittus-Boelter (eq 1.12), que ofrece una estimación precisa del número de Nusselt en flujos turbulentos: [12]

$$Nu = 0,023Re^{0,8}Pr^{0,4} \quad (1.12)$$

Por último, para analizar la magnitud de las vorticidades en un flujo incompresible, se emplea el *Criterio Q*, el cual identifica las áreas donde la rotación excesiva domina sobre la tasa de deformación del fluido. En este contexto, los valores positivos de Q indican áreas de reducción de presión, mientras que los valores negativos señalan fuentes de presión. De esta manera, los vórtices se identifican como regiones con valores de Q positivos y mínimos de presión. [9]

$$Q = \frac{1}{2}\text{tr}(\Omega\Omega^T - SS^T) \quad (1.13)$$

donde:

- $\Omega = \frac{1}{2}(\nabla u - \nabla u^T)$ es el tensor de la tasa rotacional.
- $S = \frac{1}{2}(\nabla u + \nabla u^T)$ es el tensor de la tasa de deformación.

Esta métrica proporciona una herramienta efectiva para identificar y analizar la presencia y la intensidad de los vórtices en un flujo incompresible, lo que resulta invaluable en la comprensión de la dinámica de fluidos.

1.4.4. Mejoras de un ICA

Generadores de vórtices Longitudinales (GVL)

Los GVL son elementos insertados o troquelados en la aleta que generan remolinos a lo largo del flujo, lo que aumenta la mezcla del fluido y modifica la capa límite, resultando en un mayor intercambio de calor. Este enfoque es atractivo debido a que produce solo una pequeña pérdida de presión y logra un aumento significativo en la transferencia de calor. [13]

Existen diversos tipos de generadores de vórtices longitudinales, que pueden ser ondulados o planos, aunque los más comunes son los de forma plana. Las geometrías más utilizadas son las formas delta y rectangulares, que se pueden disponer como alas o aletas.

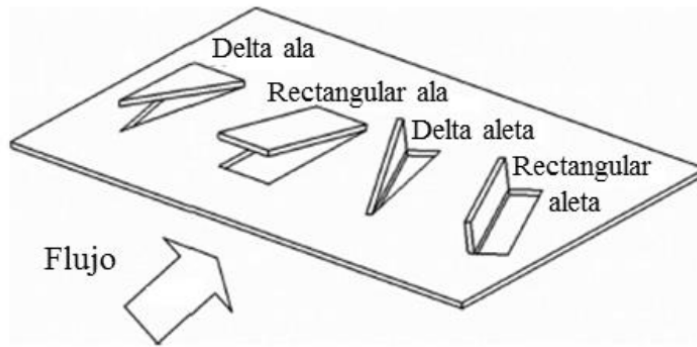


Figura 1.6: Esquema de tipos de generadores de vórtices longitudinales [13]

La investigación realizada por Hugo Fuentes [14] respalda que en un canal rectangular los GVL tipo ala delta destacan en términos de transferencia de calor en comparación con otros diseños, y también presentan ventajas en su proceso de fabricación, como una geometría simple y competitiva.

Este estudio también concluye que el ángulo de ataque que maximiza la transferencia de calor para el GVL tipo ala delta es de 30° .

En 2018, Garelli et al. [15] realizaron simulaciones computacionales utilizando Ansys Fluent para investigar el efecto de la inclusión de GVL con forma de ala delta en intercambiadores de placa plana. Como variables de estudio, consideraron el ángulo de ataque y la distancia de separación entre el GVL y la pared. El fenómeno fue modelado en rangos de regímenes que van desde laminar hasta turbulento ($Re = 1519-5316$), utilizando el modelo de turbulencia RANS SST $k - \omega$.

Este estudio concluyó que la geometría que optimiza de mejor forma la transferencia de calor lo hace con un ángulo de ataque de 30° , con una separación entre el GVL y la pared de $3mm$.

En 2023, Pedro Popelka [9] evaluó numéricamente con ANSYS Fluent la mejora de la eficiencia global en intercambiadores de calor de placas planas con aire bajo condiciones de Reynolds transientes y turbulentos, mediante la inserción de GVL con geometría de ala delta modificada, y realizó estudios sobre los efectos de la proporción de tamaño de los generadores. Este estudio concluyó que al reducir proporcionalmente las dimensiones del GVL original (donde el GVL toca justo la parte superior del canal) al 75% y al 50%, se obtienen los mejores resultados.

GVL tipo ala delta

Este tipo de GVL son muy utilizados en la industria debido a lo eficientes que son. Esto es debido a que la sustentación generada por el ala delta va acompañada de vórtices en las puntas que son arrastrados longitudinalmente aguas abajo por el flujo principal, como se muestra en la Figura (1.7). Estos vórtices intercambian calor cerca de la placa adelgazando así la capa límite.

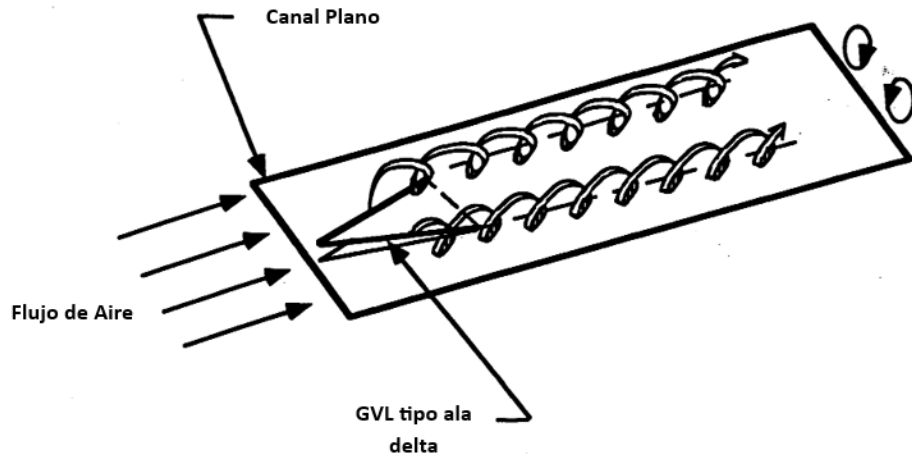


Figura 1.7: Representación de los vórtices longitudinales generados por un ala delta. La sustentación del ala delta conduce a la creación de estos vórtices en las puntas. [16]

Ondulación de las aletas

La incorporación de aletas corrugadas tiene un impacto significativo en la mejora de la transferencia de calor, la cual es muy usada en intercambiadores de calor, pero sobretodo en los de placas y aletas, por lo que su incorporación en este estudio tiene aun mas relevancia.

Al utilizar aletas corrugadas, se logra un incremento en la superficie disponible para la transferencia de calor. Esta superficie adicional permite un mayor contacto entre los fluidos caliente y frío, lo que facilita una transferencia de calor más efectiva.

La forma ondulada de las aletas permite que el flujo de aire siga trayectorias más largas. Además inducen choques espontáneos en el flujo. Estos choques generan inestabilidades en el flujo, promoviendo así la perturbación y mezcla de este. [17]

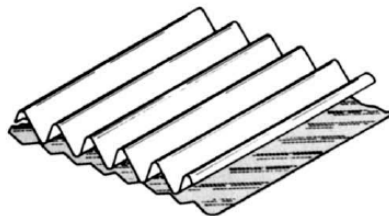


Figura 1.8: Aletas ondulas o corrugadas en intercambiadores de calor [18]

En 2007, Asako et al. [19] investigaron el rendimiento de transferencia de calor de un conducto corrugado utilizando aire ($Pr=0.7$) y evaluaron los efectos del ángulo de corrugación, Re , espaciado entre paredes y esquinas redondeadas.

A continuación se muestran los resultados de Nu y f obtenidos en los distintos efectos estudiados.

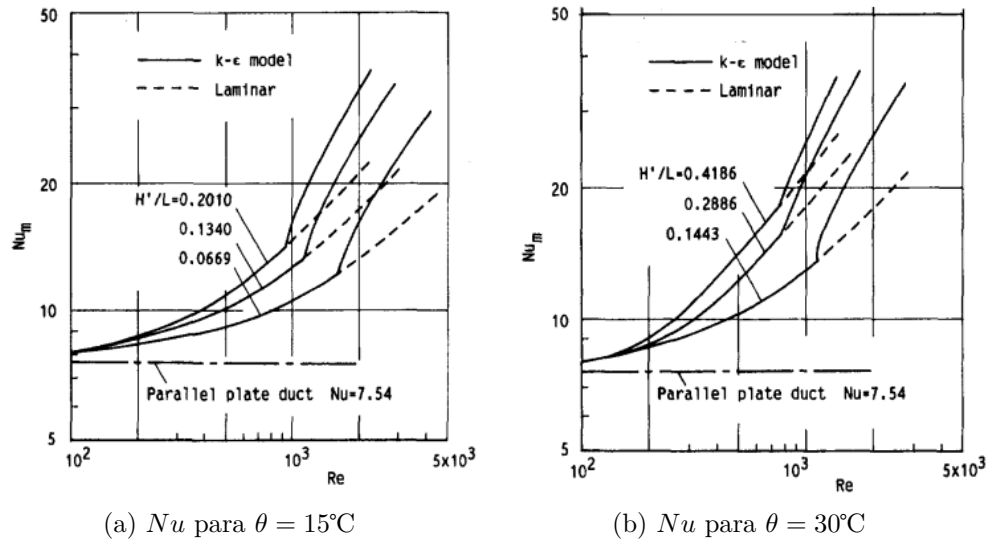


Figura 1.9: Números de Nusselt en función de Re . [19]

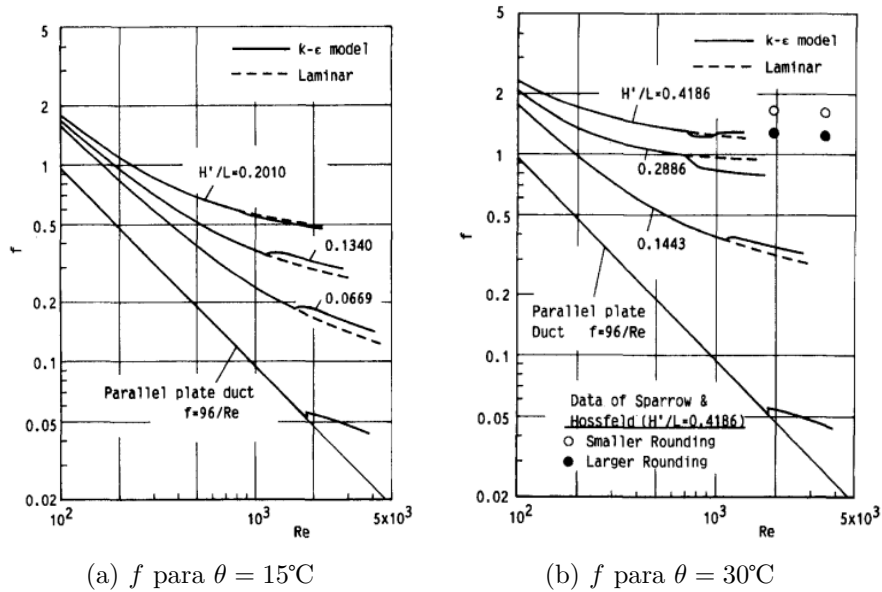


Figura 1.10: Factor de fricción en función de Re . [19]

En las figuras (1.9) y (1.10), se observa que para números de Reynolds superiores a 2000, Nu muestra resultados similares en ambos ángulos de corrugación. Sin embargo, en el caso de f , se evidencia una mayor caída de presión para $\theta = 30^\circ$, independientemente de otros factores geométricos.

Por lo tanto, se concluye que para valores de Reynolds correspondientes al régimen de transición, es más conveniente utilizar ángulos de corrugación cercanos a $\theta = 15^\circ$.

Protuberancia en las aletas

Añadir protuberancias en la superficie de una aleta implica crear pequeñas depresiones o agujeros, comúnmente en forma de hoyuelos. Estas depresiones aumentan la turbulencia del fluido, lo que a su vez mejora la transferencia de calor entre el fluido y la superficie.

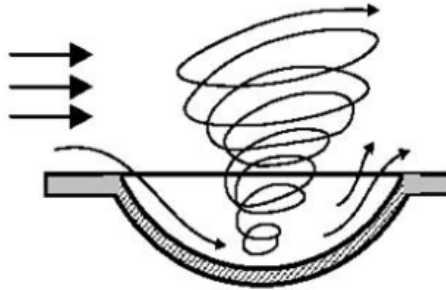


Figura 1.11: Fenómeno de flujo inducido por hoyuelos [20]

Los resultados experimentales indican que la transferencia de calor y el rendimiento del flujo del conjunto de aletas se ven significativamente influenciados por el aumento de la profundidad de las protuberancias. Además, la resistencia del flujo aumenta al disminuir la relación de paso (s/d) y aumentar la relación de profundidad (D/d). El rendimiento máximo de las aletas corresponde a una disposición escalonada de las protuberancias con una relación de paso de hendidura (s/d) = 2,5 y una relación de profundidad de hendidura (D/d) = 0,5 [21].

En adición a esto, para maximizar la transferencia de calor, la disposición de las protuberancias debe ser escalonada y con una relación de distancias de $S_T/S_L = 1,33$ [22].

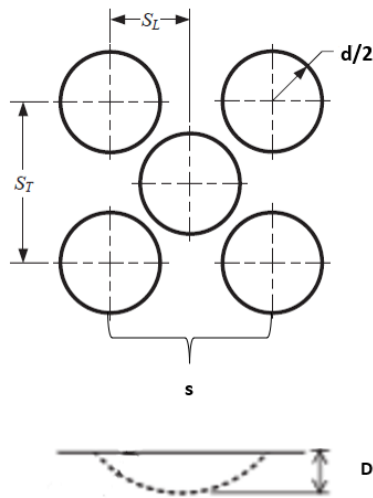


Figura 1.12: Dimensiones de protuberancias en aletas con efectos en la transferencia de calor (s , D , d , S_T , S_L).

1.4.5. Ecuaciones gobernantes

Las fórmulas que rigen este fenómeno son las ecuaciones de continuidad, momento y energía. Se considera que el flujo es incompresible y que las propiedades del fluido son constantes.

Ecuación de continuidad

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x}(\rho u) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho v) + \frac{\partial}{\partial z}(\rho w) = 0 \quad (1.14)$$

Donde ρ representa la densidad del fluido y u , v , w representan las velocidades en las direcciones x , y y z respectivamente. Las derivadas parciales con respecto al tiempo ($\partial\rho/\partial t$) y a las coordenadas espaciales ($\partial/\partial x$, $\partial/\partial y$, $\partial/\partial z$) representan los cambios en la densidad y en las velocidades en cada dirección respectivamente. La ecuación de continuidad establece que la suma de las variaciones en la densidad y en el flujo de masa en todas las direcciones es igual a cero, lo que implica que la masa se conserva en el sistema.

Ecuación de momentum

Las ecuaciones de momentum en las direcciones x , y y z se expresan de la siguiente manera:
Ecuación de momentum en la dirección x :

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u^2)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho uv)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho uw)}{\partial z} = -\frac{\partial P}{\partial x} + \mu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) \quad (1.15)$$

Ecuación de momentum en la dirección y :

$$\frac{\partial(\rho v)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho uv)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v^2)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho vw)}{\partial z} = -\frac{\partial P}{\partial y} + \mu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) \quad (1.16)$$

Ecuación de momentum en la dirección z :

$$\frac{\partial(\rho w)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho uw)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho vw)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w^2)}{\partial z} = -\frac{\partial P}{\partial z} + \mu \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) \quad (1.17)$$

Donde ρ representa la densidad del fluido, u , v , w son las velocidades en las direcciones x , y y z respectivamente, P es la presión y μ es la viscosidad del fluido.

Ecuación de Energía

La ecuación de energía sin tener en cuenta la disipación viscosa se expresa de la siguiente manera:

$$\rho C_p \left(\frac{\partial T}{\partial t} + u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} + w \frac{\partial T}{\partial z} \right) = k_{aire} \nabla^2 T \quad (1.18)$$

En esta ecuación, ρ representa la densidad del fluido, u , v , w son las velocidades en las direcciones x , y y z respectivamente. C_p es el calor específico del fluido en unidades de energía por unidad de masa y temperatura, y k_{aire} es la conductividad térmica del aire en unidades de energía por unidad de tiempo, área y gradiente de temperatura.

1.4.6. Fluidodinámica computacional

Para llevar a cabo la simulación computacional, se empleará Ansys Fluent, un software especializado en dinámica de fluidos ampliamente utilizado en la ingeniería.

Para calcular la solución, se divide el volumen de control del problema en pequeñas regiones mediante una malla. De esta manera, se pueden resolver iterativamente las ecuaciones en cada región hasta que la diferencia en los valores de varias variables (llamadas residuos) sea menor que un cierto umbral predefinido.

Es crucial contar con una malla de buena calidad para asegurar que la simulación computacional converja correctamente. Para evaluar la calidad de la malla, se puede utilizar el indicador de *skewness*. Este indicador mide qué tan cercanas están las celdas de la malla a una forma ideal. Las celdas con alto *skewness* son problemáticas, ya que las ecuaciones que se están resolviendo suponen que las celdas son relativamente ideales. [23]

Tabla 1.1: Umbrales de la métrica *skewness* para mallas en Ansys Fluent.

Valor de skewness	Calidad de celda
1	degenerada
0,9 - <1	mala (torcida)
0,75 - 0,9	pobre
0,5 - 0,75	aceptable
0,25 - 0,5	buena
>0 - 0,25	excelente
0	equilateral

Dado que los casos de estudio implican flujos turbulentos, es imprescindible emplear un modelo de turbulencia en la simulación computacional. La turbulencia es un fenómeno aleatorio, por lo tanto, es imposible representar con total precisión sus efectos en una simulación CFD. Para abordar esto, se utilizan diversos modelos que operan con valores promedio en el tiempo, lo que permite obtener una aproximación razonablemente cercana a la solución real. Existen varios modelos disponibles y la calidad de sus resultados varía según las condiciones específicas del estudio. Por lo tanto, elegir el modelo más adecuado para las condiciones particulares del estudio es fundamental para obtener soluciones precisas.

Para resolver el problema numérico mediante mallado, ANSYS ocupa ecuaciones de Navier-Stokes promediadas por Reynolds (RANS). Estas resuelven el comportamiento promedio del flujo en el tiempo, teniendo en cuenta la magnitud de las fluctuaciones turbulentas. Para este estudio, los modelos de viscosidad turbulenta (EVM) son los más adecuados dentro de la categoría RANS. Estos modelos consideran que el esfuerzo de Reynolds es proporcional a los gradientes de velocidad del fluido. Entre los EVM, los modelos más adecuados para las condiciones de este estudio son el Realizable $k - \varepsilon$ (RKE), el Standard $k - \omega$ (SKW) y el Shear Stress Transport $k - \omega$ (SSTKW). [24]

Capítulo 2

Metodología

2.1. Planificación de trabajo

Se emplearon los ordenadores disponibles en el Departamento de Ingeniería Mecánica de la Universidad de Chile para realizar las simulaciones. Se utilizó la versión actualizada del software Ansys Fluent 2023.

Se siguió la siguiente metodología de trabajo para alcanzar los objetivos establecidos:

2.1.1. Dimensionamiento del canal y condiciones de borde

- Selección de la utilidad del ICA de canal plano.
- Seleccionar material de las placas y tipo de flujo.
- Dimensionar el canal en base a geometría de un ICA estándar del rubro.
- Seleccionar velocidades de entrada de flujo en base a condiciones óptimas de operación.
- Obtención de valores globales de Reynolds.
- Decidir sobre condiciones de borde del modelo en base a temperatura de flujo y pared.

2.1.2. Simulación del caso base

- Selección del modelo de turbulencia.
- Elegir método de solución del programa.
- Obtención de valores globales de Nusselt.
- Obtención de valores de coeficiente de resistencia.

2.1.3. Validación del caso base

- Demostración de convergencia de malla.
- Encontrar correlaciones que se hayan utilizado en otras investigaciones que validen la misma geometría del caso base.
- Comparación y posterior validación del caso base simulado con las correlaciones seleccionadas.

2.1.4. Simulación de casos de estudio

- Selección del tipo de mejoras en base a antecedentes.
- Dimensionamiento de las mejoras en base a antecedentes.
- Simulación de las tres mejoras seleccionadas.
- Elección del número de inserciones por cada mejora en base a resultados.
- Combinar las mejoras respetando el número de inserciones para poder comparar. En caso de no obtener un aumento en la transferencia de calor de una mejora, poder descartar una de estas en las posteriores combinaciones.
- Obtención de valores globales de Nusselt en cada caso.
- Obtención de valores de coeficiente de resistencia en cada caso

2.1.5. Obtención de conclusiones

- Obtención del valor global de intercambio térmico en comparación a aleta plana (TEF).
- Generar figuras y gráficos correspondientes para concluir.

2.2. Descripción de Modelo

El tipo de intercambiador de placas y aletas seleccionado para abordar los objetivos planteados en este estudio es un condensador utilizado en un sistema de aire acondicionado. La situación que se simula corresponde al proceso en el que el refrigerante sale del compresor en forma de vapor sobrecalentado y entra al condensador, donde se transforma en líquido subenfriado. El enfriamiento del refrigerante se logra mediante un ventilador que dirige aire a diferentes velocidades sobre el condensador.

En esta simulación, el enfoque se centra en el flujo de aire a través del canal, construido con aluminio, un material comúnmente utilizado en este tipo de condensadores, al igual que en el estudio de Mónica Fela [6]. Este aire enfría las aletas mediante convección, las cuales también están fabricadas con aluminio. A su vez, estas aletas contribuyen al enfriamiento del refrigerante que circula a través de los canales superior e inferior. El estudio se centra en el intercambio térmico entre el aire y las aletas, considerando que las placas superior e inferior mantienen una temperatura constante, coincidiendo con la temperatura del refrigerante sobrecalentado.

2.2.1. Dimensionamiento del canal

En la figura (2.1) se muestra un intercambiador de calor de placas y aletas fabricado por Kaifeng Air Separation Group Co. Ltd. en la República Popular de China [25]. El intercambiador tiene un largo de $L = 200mm$, un ancho de $W = 178mm$ y una distancia entre aletas de $H = 6,5 mm$.

Las dimensiones de este separador de aire sirven principalmente como punto de referencia para facilitar la determinación de las dimensiones del canal. Es importante señalar que el

enfoque de esta investigación se concentra en el análisis de un condensador empleado en un sistema de aire acondicionado, a diferencia de un sistema de separación de aire. A pesar de esto, las medidas del separador de aire guardan proporción y, por ende, se asemejan a las del condensador.

La Figura (2.1) muestra las dimensiones del separador de aire seleccionado.

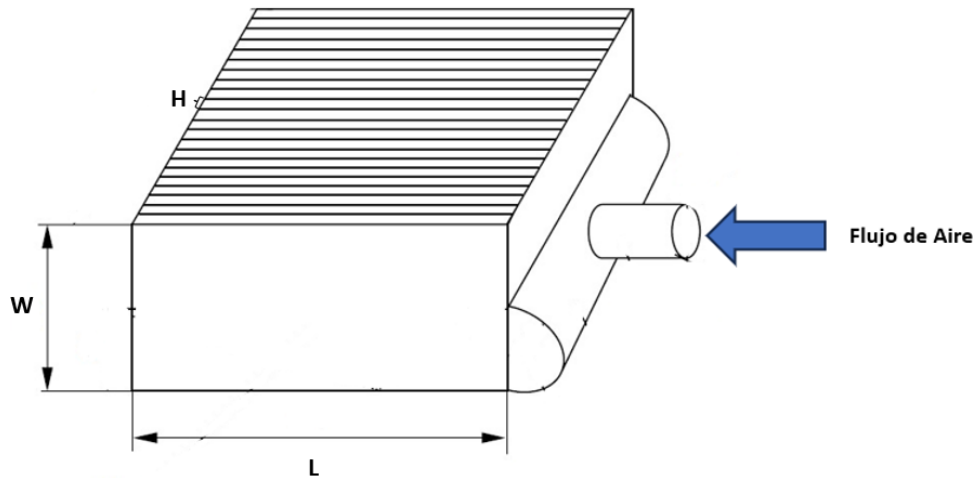


Figura 2.1: Separador de Aire de $3200 \text{ m}^3\text{h}^{-1}$ [25]

2.3. Casos de Estudio

Las dimensiones del canal para todos los casos de estudio se basan en un intercambiador de calor de placas y aletas, similar al utilizado en aplicaciones industriales, como el empleado por Kaifeng Air Separation Group Co. Ltd. en la República Popular de China [25]. Estas dimensiones proporcionan un punto de referencia valioso para la configuración de las dimensiones del canal de esta investigación.

Para optimizar la eficiencia computacional, se adopta una estrategia que utiliza una fracción del ancho original del canal, representado como $W/4$. Esta reducción se fundamenta en el principio de simetría, donde se asume que las condiciones son reflejadas de manera simétrica en las paredes laterales del canal.

Además, se selecciona un espesor de placa de $e = 0,5 \text{ mm}$. Se utiliza la herramienta *shell conduction* de Ansys Fluent para modelar eficientemente la transferencia de calor a través de las aletas, simplificando así la representación geométrica del canal.

Las dimensiones del canal para todos los casos de estudio se presentan en la siguiente tabla:

Tabla 2.1: Dimensiones del canal para todos los casos de estudio

H [mm]	6,5
$W/4$ [mm]	44,5
L [mm]	200
e [mm]	0,5

A continuación se calculan las áreas que son constantes en todas las simulaciones.

Tabla 2.2: Áreas Involucradas

A_c [mm ²]	289,25
A_{fr} [mm ²]	333,75

También se ocuparán las velocidades del estudio de Mónica Fela, con estos se calculará los números de Reynolds para el caso base, los cuales se conservarán en las otras simulaciones cambiando la velocidad de entrada del fluido.

Estos números de Reynolds en función de las velocidades son:

Tabla 2.3: Números de Reynolds obtenidos del caso base

v [ft/s]	Re
7,5	2347
8,5	2660
10	3130
12	3756

En la tabla (2.4) se muestran todos los valores que son constantes en todas las simulaciones, las cuales se obtuvieron del programa de Ansys Fluent para tener mas coherencia con los resultados de las simulaciones.

Tabla 2.4: Constantes de las simulaciones

μ [kg/ms]	$1,79 \cdot 10^{-5}$
ρ [kg/m ³]	1,225
c_p [J/kgK]	1006,43
k [W/mK]	0,0242
Pr	0,7442

En las siguientes subsecciones, para cada caso de simulación, se muestran las velocidades de entrada utilizadas para obtener los números de Reynolds mencionados en la tabla (2.3). Luego, se presenta el área de intercambio térmico A_o y el diámetro hidráulico D_h , dos dimensiones que se ajustan según la configuración y geometría de las mejoras realizadas. Además, se incluye un esquema del volumen de control y de la geometría en cada caso.

Consideraciones

- Luego de simular con canales que presentan distintas cantidades de mejoras, se ha llegado a la conclusión de que en cada una de las configuraciones se colocarán 4 mejoras. De esta manera, todas las configuraciones quedan comparables entre sí.
- Para el caso de las simulaciones con protuberancias, primero se simuló teniendo estas como hoyuelos. Pero la simulación dio mejor resultado como elevaciones redondas.
- En los esquemas de esta sección se muestran las dimensiones en letras. A continuación se presentan todos los valores correspondientes a estas dimensiones. Además, tanto para el GVL como la protuberancia, se muestran sus dimensiones cuando estas mejoras están presentes de manera individual; cuando están combinadas, se asume que tienen las mismas dimensiones.

Tabla 2.5: Dimensiones de los casos de estudio

H [mm]	6,5
L [mm]	200
$W/4$ [mm]	44,5
e [mm]	0,5
θ	10°
S_L [mm]	16,73
S_T [mm]	$W/8 = 22,25$
l_o [mm]	$(L - 3S_L)/2 = 74,91$
d [mm]	6,8
h [mm]	$2H \cdot 0,75 = 9,75$
b [mm]	$h = 9,75$
x_o [mm]	$b + H = 16,25$
dx [mm]	$(L - 2x_o)/3 = 55,83$
β	30°

Destacar que todas las dimensiones se establecieron en base al estudio de antecedentes, asegurando que estas contribuyan de manera efectiva a la mejora en la eficiencia.

2.3.1. Caso de validación del modelo

Tabla 2.6: Velocidades usadas para números de Reynolds constantes, caso base

v [ft/s]	v [m/s]
7,5	2,29
8,5	2,59
10	3,05
12	3,66

Tabla 2.7: Áreas Involucradas, caso base

A_o [mm^2]	17800
D_h [mm]	13

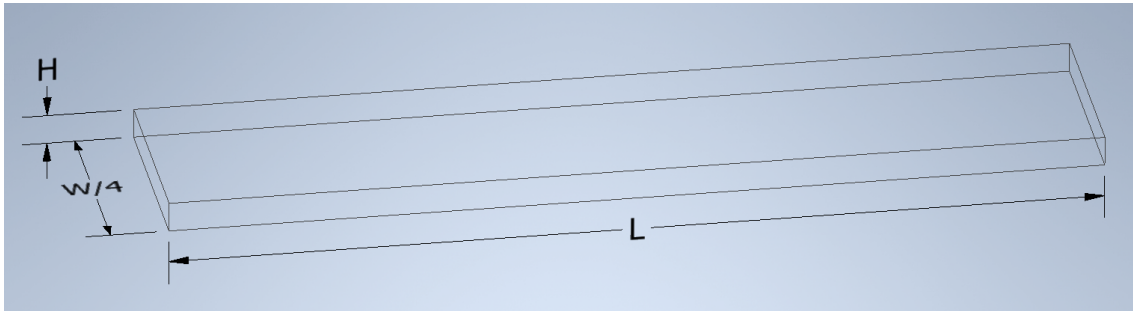


Figura 2.2: Esquema volumen de control del caso validación

2.3.2. Caso Ondulación

Tabla 2.8: Velocidades usadas para números de Reynolds constantes, caso ondulación

v [ft/s]	v [m/s]
7,6	2,32
8,6	2,63
10,2	3,10
12,2	3,71

Tabla 2.9: Áreas Involucradas, caso ondulación

A_o [mm^2]	18075
D_h [mm]	12,80

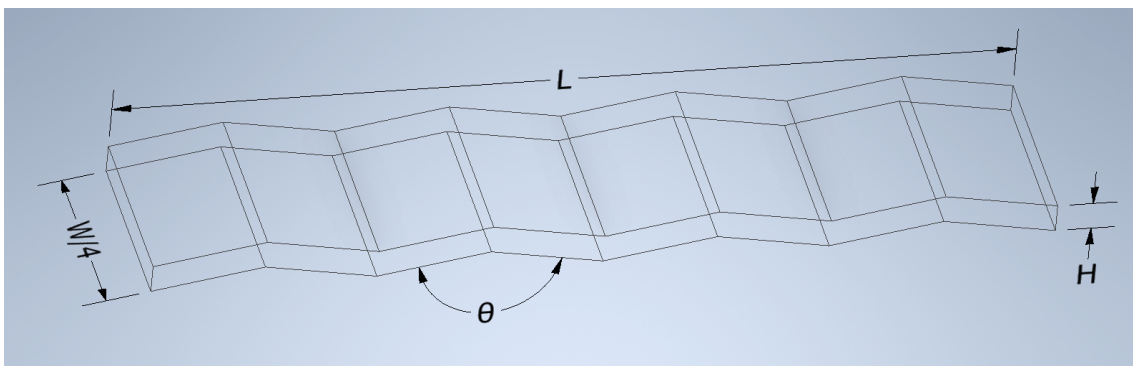


Figura 2.3: Esquema volumen de control del caso ondulación

2.3.3. Caso Protuberancia

Tabla 2.10: Velocidades usadas para números de Reynolds constantes, caso protuberancias

$v[ft/s]$	$v[m/s]$
7,6	2,32
8,6	2,63
10,2	3,10
12,2	3,72

Tabla 2.11: Áreas Involucradas, caso protuberancias

$A_o [mm^2]$	18084
$D_h [mm]$	12,80

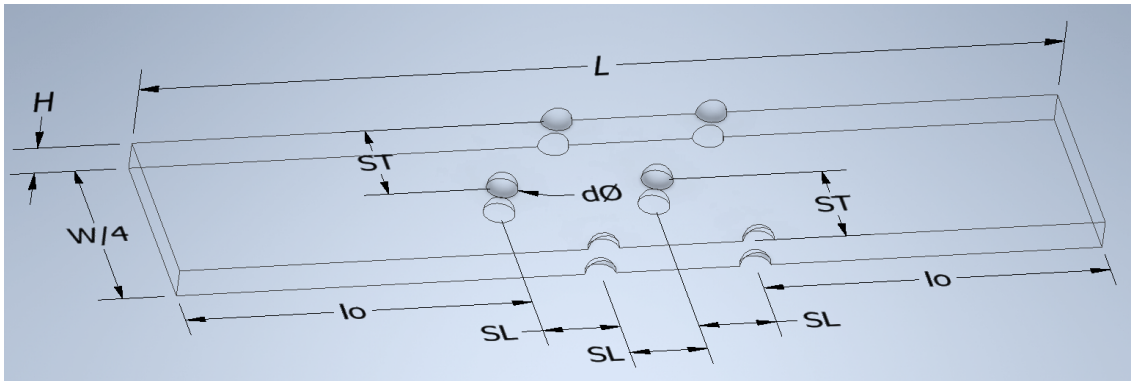


Figura 2.4: Esquema volumen de control del caso protuberancia

2.3.4. Caso GVL

Tabla 2.12: Velocidades usadas para números de Reynolds constantes, caso GVL

$v[ft/s]$	$v[m/s]$
7,34	2,24
8,41	2,56
9,89	3,02
11,87	3,62

Tabla 2.13: Áreas Involucradas, caso GVL

A_o [mm^2]	17420
D_h [mm]	13,28

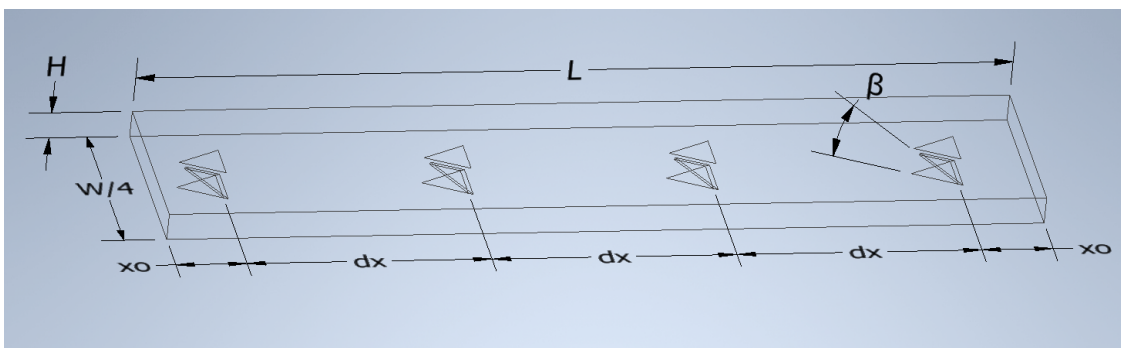


Figura 2.5: Esquema volumen de control del caso GVL

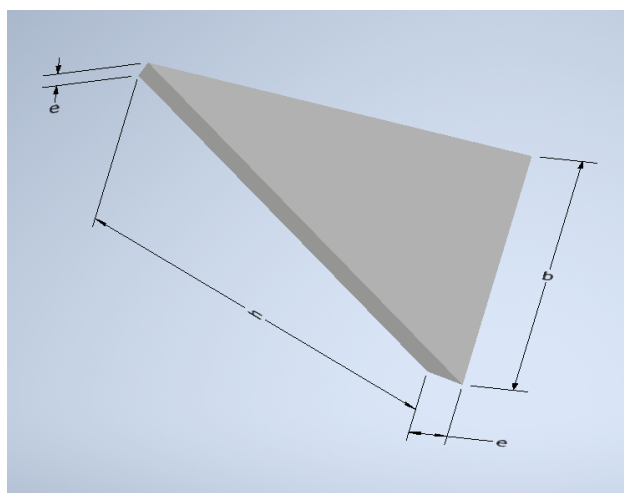


Figura 2.6: Esquema GVL

2.3.5. Caso combinación 1 (GVL+Pro)

Tabla 2.14: Velocidades usadas para números de Reynolds constantes, caso GVL+PRO

v [ft/s]	v [m/s]
7,48	2,28
8,48	2,58
9,97	3,04
11,97	3,65

Tabla 2.15: Áreas Involucradas, caso GVL+PRO

A_o [mm^2]	17754
D_h [mm]	13,03

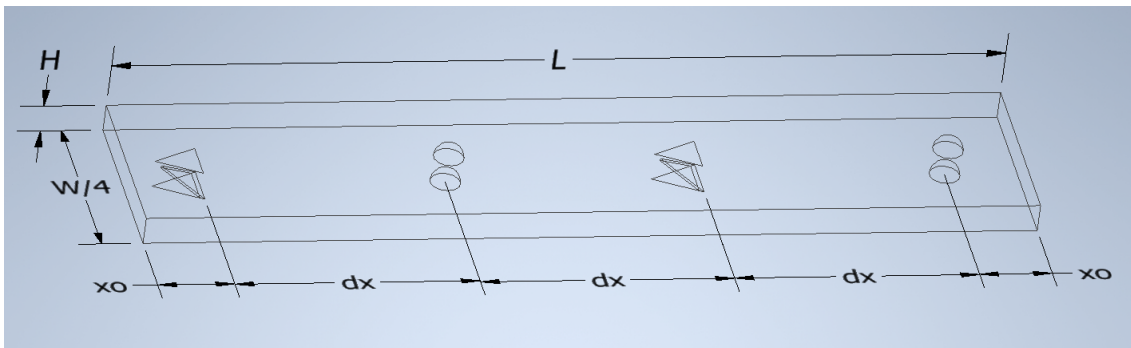


Figura 2.7: Esquema volumen de control del caso (GVL+Pro)

2.3.6. Caso combinación 2 (Pro+GVL)

Tabla 2.16: Velocidades usadas para números de Reynolds constantes, caso PRO+GVL

v [ft/s]	v [m/s]
7,48	2,28
8,48	2,58
9,97	3,04
11,97	3,65

Tabla 2.17: Áreas Involucradas, caso PRO+GVL

A_o [mm^2]	17754
D_h [mm]	13,03

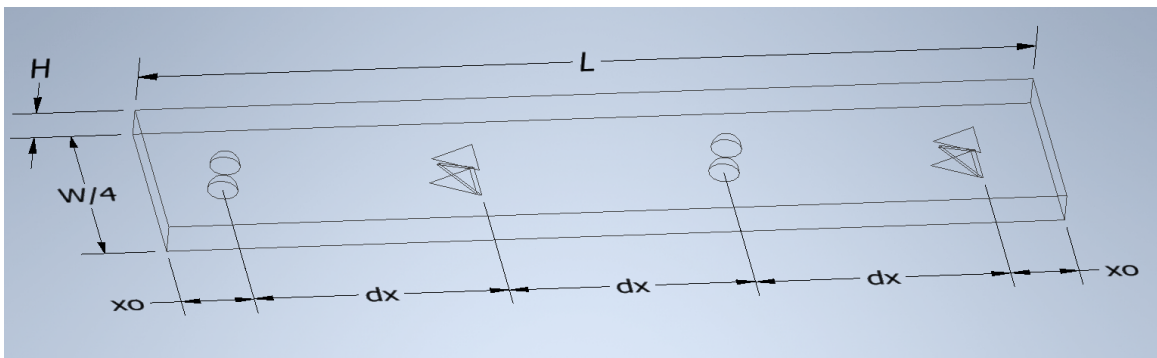


Figura 2.8: Esquema volumen de control del caso (Pro+GVL)

2.4. Dominio Computacional

2.4.1. Configuración de mallado

Para la validación, se configuraron varias mallas con el fin de realizar un estudio de convergencia del mallado, buscando alcanzar un error menor al 6 %. La determinación del tamaño de la malla se realiza utilizando la opción de *body sizing*, que implica la selección de todo el volumen de control y la definición del tamaño de las celdas.

En la tabla (2.18), se presentan los detalles de las diferentes mallas, indicando que la malla finalmente seleccionada fue la fina. Los últimos tres parámetros listados en la tabla describen la calidad de la malla. Para el parámetro de *skewness*, se espera un valor cercano a 0 (ver tabla 1.1), mientras que para la relación de aspecto y la calidad de los elementos, se busca un valor cercano a 1.

Tabla 2.18: Parámetros obtenidos de los 3 tipos de mallado, en el caso base.

	Gruesa	Media	Fina
Tamaño elemento (mm)	1,5	0,56	0,5
Nodos	20770	376974	505260
Elementos	15960	342720	462800
Skewness promedio	0	0	0
Relacion de aspecto promedio	1,096	1,034	1
Calidad de elementos promedio	0,995	0,999	1

Como se puede ver en la tabla, la malla fina cumple con todos los valores de calidad de malla a su perfección.

2.4.2. Configuración de modelos

Las simulaciones computacionales son realizadas en ANSYS Fluent 2023, donde el criterio de convergencia de residuos utilizado es de 10^{-6} para todos los casos. A continuación se resume la configuración del modelo.

Tabla 2.19: Configuración de modelos en Ansys Fluent

Solver	Basado en presión
Formulación de velocidad	Absoluta
Tiempo	Estacionario
Energía	Si
Modelo de turbulencia	<i>SST</i> $k - \omega$
Corrección de Bajo-Reynolds	Si
Fluido	Aire
Intensidad de turbulencia de entrada	5 %
Método	SIMPLEC
Corrección de skewness	0
Discretización de gradiente	Mínimos cuadrados
Discretización de presión	Segundo orden
Discretización de momentum	Segundo orden aguas arriba
Discretización de energía cinética turbulenta	Segundo orden aguas arriba
Discretización de tasa específica de disipación	Segundo orden aguas arriba
Discretización de energía	Segundo orden aguas arriba

2.4.3. Condiciones de borde

Las condiciones de borde para el modelo de validación y los demás casos son muy similares y se dividen en tres secciones: la primera sección se refiere al sector de entrada, la segunda sección corresponde a la zona central (la sección del intercambiador de calor), que incluye las placas superiores, inferiores y las paredes laterales, mientras que la última sección se encuentra en la salida del flujo.

Sección de Entrada

El aire entra con propiedades constantes a una temperatura ambiente de $T_{in} = 20^\circ\text{C}$. El flujo de aire es uniforme y entra a velocidades descritas en la sección (2.3). Esto se resumen en:

$$u = u_\infty = \text{constante} \quad v = w = 0 \quad T = T_\infty = 20^\circ\text{C}$$

Sección del intercambiador de calor

La sección del intercambiador de calor consta de dos placas de aluminio, una inferior y otra superior.

Al definir las placas como paredes (*wall*) en ANSYS Fluent, se asume que son estacionarias. Por lo tanto:

$$u = v = w = 0$$

Fuera de estas placas pasa un refrigerante a una temperatura de 38°C , por lo que ambas placas se asume que tienen una temperatura de pared constante de $T_{wall} = 38^{\circ}\text{C}$. Ambas placas tienen un grosor $e = 0.5\text{ mm}$, por lo que ANSYS Fluent, mediante *Shell Conduction*, se activa la opción de transferencia de calor de forma tangencial a la superficie.

En cuanto a las paredes laterales, se impone condición de simetría.

$$\frac{\partial u}{\partial y} = \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \qquad v = 0 \qquad \frac{\partial T}{\partial y} = 0$$

En el caso de las simulaciones donde estén los GVL se impuso condición periódica.

Sección de Salida

En la sección de salida se utiliza la opción de *outflow* ya que no se conocen las presiones ni en la entrada ni en la salida. El *outflow* extrapola la información necesaria a partir de los datos del interior del sistema. Además, en esta área, no hay gradientes en la dirección normal a la salida, lo que se expresa como:

$$\frac{\partial u}{\partial x} = \frac{\partial v}{\partial x} = \frac{\partial w}{\partial x} = \frac{\partial P}{\partial x} = \frac{\partial T}{\partial x} = 0$$

2.5. Método de análisis y validación

Una vez configurado el programa para los diferentes casos, se obtiene el valor de \bar{h} en la placa inferior utilizando ANSYS. Con este valor, es posible calcular Nu utilizando la ecuación (1.1). Para determinar c_f , se calcula la diferencia de presión entre el *outlet* y el *inlet*, obteniendo así ΔP , y mediante la ecuación (1.4) se determina c_f . Tanto \bar{h} como ΔP se obtienen mediante un promedio ponderado por área (*Area Weight Average*, en ANSYS). Una vez obtenidos Nu y c_f para todos los casos, se emplea la ecuación (1.6) para determinar la mejora (o empeoramiento) de cada configuración con respecto a la aleta plana.

Para presentar los resultados de las simulaciones, se generan figuras que muestran los contornos de velocidad del aire y temperatura en diferentes secciones transversales, el criterio Q y el flujo de calor sobre la pared inferior.

2.6. Resultados dimensionales

Para obtener valores dimensionales de los resultados se calcula la potencia usada por el ventilador \dot{P} [W], además de la transferencia de calor a las aletas del intercambiador \dot{Q} [W].

Calculados mediante las siguientes ecuaciones:

$$\dot{P} = \Delta P \cdot Q_{aire} \quad (2.1)$$

$$\dot{Q} = \bar{h} \cdot \Delta T \quad (2.2)$$

Donde:

- ΔP [Pa]: Es la diferencia de presión entre la salida y la entrada.
- Q_{aire} [$\frac{m^3}{s}$]: Es el flujo volumétrico de aire que pasa por el canal.
- \bar{h} [$\frac{W}{m^2K}$]: Es el coeficiente convectivo de transferencia de calor de la geometría.
- ΔT [K]: Es la diferencia de temperatura entre la superficie del objeto y el medio circundante, medida en kelvin.

Capítulo 3

Resultados y Discusión

3.1. Mallado de casos e independencia de resultados

Tabla 3.1: Números de Nusselt Nu para mallado fino, medio y grueso.

Reynolds	Fino	Medio	Grueso
2347	8,8011	9,2961	9,4732
2660	10,3063	10,4417	10,2307
3130	11,7767	11,7406	11,2773
3756	13,2292	13,0399	12,6134

Tabla 3.2: Coeficientes de resistencia c_f para mallado fino, medio y grueso.

Reynolds	Fino	Medio	Grueso
2347	0,0164	0,0170	0,0141
2660	0,0162	0,0162	0,0126
3130	0,0150	0,0148	0,0121
3756	0,0135	0,0133	0,0110

Tabla 3.3: Errores del mallado grueso y medio con respecto al fino

Reynolds	Nu		c_f	
	Grueso	Medio	Grueso	Medio
2347	7,6 %	5,6 %	14,0 %	3,5 %
2660	0,7 %	1,3 %	22,0 %	0,1 %
3130	4,2 %	0,3 %	19,7 %	1,4 %
3756	4,7 %	1,4 %	18,3 %	1,7 %

En el mallado medio, se logró reducir todos los errores con respecto a la malla fina a menos del 6 %, lo que indica una convergencia entre el mallado y los resultados. Esta convergencia garantiza que haya independencia de los resultados al refinar la malla hasta obtener la versión escogida.

Es importante recalcar que durante el estudio se refinó aún más la malla, llegando a tener más de un millón de elementos. Sin embargo, los resultados no variaban en más de un 4%, lo que indica que la malla escogida es adecuada para el estudio.

Dado que se trata de un canal plano sin inserciones, no fue necesario utilizar herramientas como *inflation* o afinar aún más la malla en zonas específicas. A continuación se muestra la malla escogida.

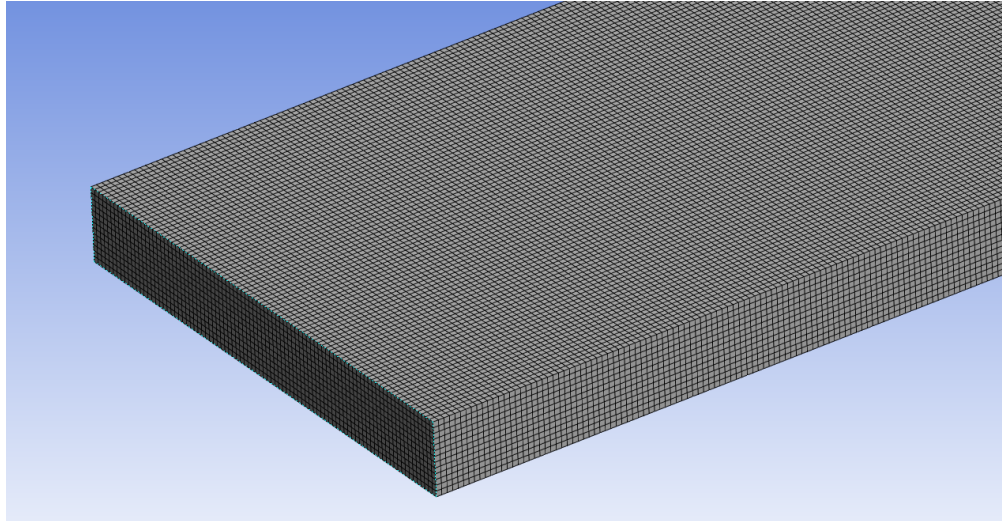


Figura 3.1: Mallado escogido

Cabe mencionar que en los casos con mejoras, se utilizaron refinamientos de malla en zonas de perturbación del flujo.

3.2. Validación del caso base

Los resultados simulados del caso base de canal plano se comparan con las correlaciones descritas en la literatura (ver sección 1.4.3). La Tabla (3.4) resume las diferencias porcentuales entre las simulaciones y dichas ecuaciones para los cuatro números de Reynolds descritos anteriormente. Los valores de las simulaciones se encuentran en las tablas (A.1) y (A.2) del Anexo.

Tabla 3.4: Diferencias porcentuales entre valores simulados y correlaciones en el caso de validación.

Re	Nu		c_f
	Dittus-Boelter	Gnielinski	Tam y Ghajar
2347	15 %	14 %	28 %
2660	9 %	14 %	26 %
3130	9 %	9 %	16 %
3756	12 %	2 %	3 %

Al analizar la tabla, se observa que los resultados para Nu son confiables debido a los bajos errores presentados. En el caso de c_f , se presenta un comportamiento particular: para

los dos primeros números de Reynolds, cercanos a la zona del régimen laminar, se observan errores más altos. Esto se debe a la complejidad del flujo en esta región, donde se vuelve muy complicado obtener predicciones precisas. Sin embargo, es importante destacar que estos errores no superan el 29%, lo que los ubica dentro de un rango aceptable para validar el estudio.

No obstante, para los dos últimos valores de Reynolds, correspondientes a un régimen transiente completamente desarrollado, los errores de c_f son bajos. En base a esto, se puede concluir que los resultados para c_f también son confiables.

A continuación se muestra el gráfico correspondientes a los resultados de Nu y c_f comparados con las correlaciones mencionadas en antecedentes.

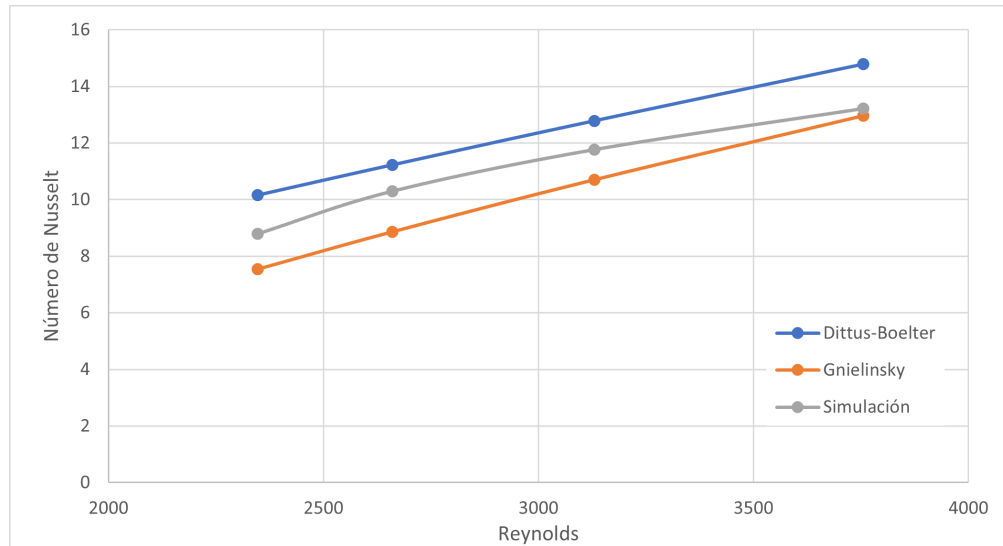


Figura 3.2: Resultados de simulación para número de Nusselt

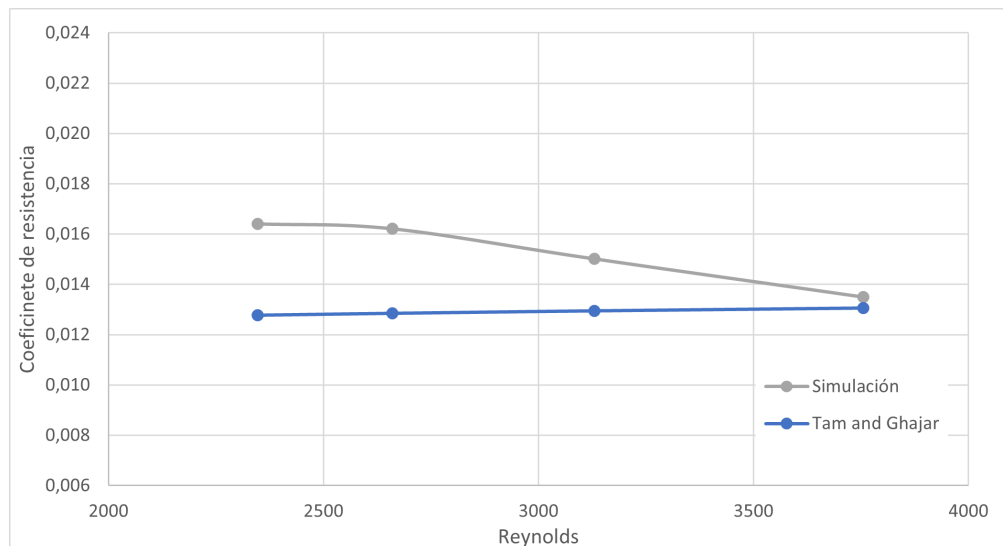


Figura 3.3: Resultados de simulación para coeficiente de resistencia

Al observar el gráfico (3.2), la simulación coincide bastante bien con las correlaciones.

Incluso, considerando los tres primeros Re , es posible afirmar que los resultados tienden a ser una suerte de promedio entre ambas correlaciones. Sin embargo, al observar el último valor de Re , la ecuación de *Gnielinski* se ajusta mejor a los resultados que la de *Dittus-Boelter*.

En el caso del gráfico (3.3) se observa que los dos primeros valores de la simulación tienen valores mas altos, pero al pasar $Re = 3000$, el error de la simulación baja abruptamente. Esto debido a que la correlación es precisa en valores de $Re > 2700$.

Los valores de Nu y c_f , tienen una tendencia clara: el porcentaje de error disminuye a medida que aumenta el número de Reynolds. Esta tendencia se observa más allá de las explicaciones relacionadas con la naturaleza de las correlaciones y los intervalos de Re donde estas funcionan mejor. Es importante destacar un posible error adicional para valores bajos de Re en el modelo de simulación. Este error se debe a la condición de borde de entrada, que establece una velocidad uniforme. Inmediatamente aguas abajo de la entrada, los resultados de la simulación muestran que se genera un perfil de velocidades. Este perfil de velocidades es más heterogéneo con respecto a la velocidad de entrada para valores bajos de Re , mientras que para valores altos de Re es más cercano a la uniformidad. En un experimento real, el desarrollo del perfil de velocidades no es instantáneo, lo que significa que hay una diferencia entre el modelo de simulación y la realidad. Esta diferencia puede explicar la discordancia que se observa para valores bajos de Re .

3.3. Efectos de los casos con mejoras

3.3.1. Contorno de velocidad

En las figuras (3.4) y (3.5) se puede observar cómo se desarrolla el flujo a través del canal en cada una de las configuraciones para $Re = 3756$.

En las aletas plana y ondulada, no se generan vórtices a simple vista. El flujo se comporta de forma similar en ambos casos, con una mayor velocidad en la configuración ondulada.

Por otro lado, en todas las otras configuraciones se generan vórtices, pero con diferentes características. En el caso de la configuración con solo GVL se generan 2 vórtices longitudinales que se forman rápidamente después del primer GVL, manteniendo su forma a lo largo de los siguientes. La figura sugiere que estos GVL posteriores mantienen la estabilidad de los vórtices.

En el caso de la configuración con protuberancias, se observa la generación de 4 vórtices después de pasar por todas las protuberancias. Sin embargo, no terminan desarrollándose completamente en su forma característica camino a la salida del canal. De hecho, se observa que los vórtices terminan disminuyendo casi por completo en el último plano.

Para las configuraciones GVL+PRO y PRO+GVL, se observa la generación de 2 vórtices. En la figura (3.5), se puede notar que en el caso de la primera combinación, debido a que el GVL está primero, los dos vórtices se desarrollan rápidamente, influyendo en una mejor formación de vórtices aguas abajo. Esto contrasta con el caso de la segunda combinación, donde la formación de los 2 vórtices longitudinales solo se observa en el cuarto plano después de pasar la primera protuberancia, desarrollándose de manera más efectiva posterior a pasar por el GVL.

En resumen, el análisis de las diferentes configuraciones revela una variedad de comportamientos en la generación y estabilidad de vórtices longitudinales en el flujo a través del canal. Se observa que las configuraciones con GVL y protuberancias individuales generan resultados distintos. Mientras que las aletas plana y ondulada no generan vórtices, el GVL y las protuberancias muestran una formación de vórtices específica en cada caso. Los vórtices son estables y rápidamente formados con el GVL, mientras que las protuberancias generan vórtices que no alcanzan su forma característica al final del canal. Estos hallazgos resaltan la importancia del diseño en la influencia del comportamiento del flujo. La disposición y el orden de las mejoras en el diseño se reflejan en las combinaciones GVL+PRO y PRO+GVL como una consecuencia de los resultados individuales, lo que sugiere un rendimiento intermedio del flujo entre ambas mejoras. Sin embargo, se observan resultados distintos al configurar las combinaciones de distinta forma.

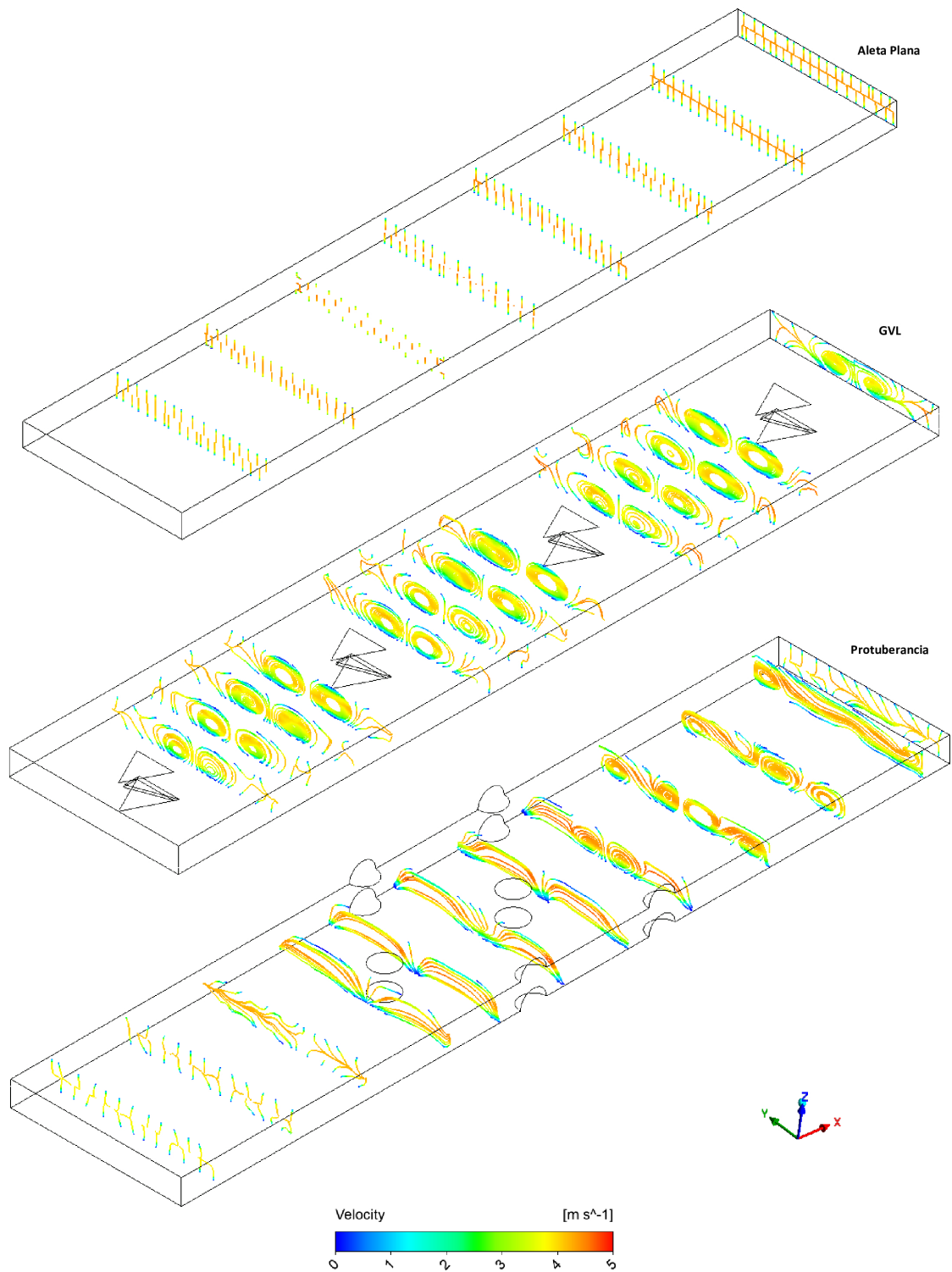


Figura 3.4: Contorno de velocidad de aleta plana, GVL y Protuberancia para $Re = 3756$

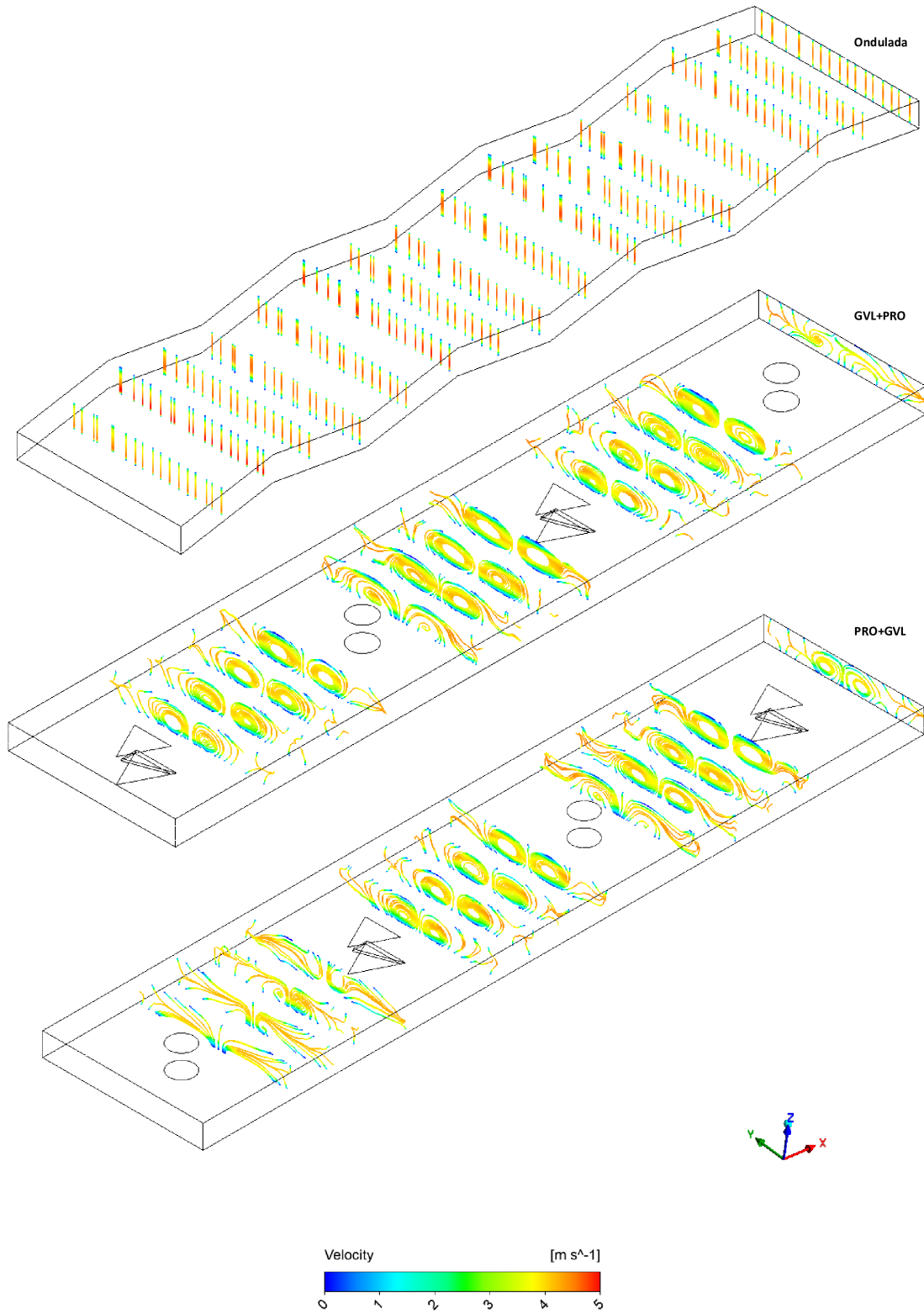


Figura 3.5: Contorno de velocidad de Ondulación, GVL+PRO y PRO+GVL para $Re = 3756$

3.3.2. Criterio Q

En la figura (3.6) se pueden observar resultados distintos de los vórtices bajo el criterio Q para cada una de las mejoras estudiadas para $Re = 2347$. Esta variabilidad implica que las tres mejoras inducen vórtices de formas y características distintas, además de presentar disparidades en su desarrollo.

En el caso del GVL se observa que se generan zonas de rotación y deformación muy altas en todo el GVL, además de que aguas abajo se observan claramente como dos vórtices mantienen una evolución bien definida.

Por otro lado, en el caso de las protuberancias, se observa una concentración de zonas con una elevada tasa de rotación en las regiones adyacentes a las mismas. Sin embargo, los vórtices generados muestran inestabilidades aguas abajo, lo que resulta en una evolución menos desarrollada en comparación con el GVL.

En cuanto a las aletas onduladas, se observan vórtices locales en las zonas cóncavas entre el aire y la placa. Este tipo de vórtices se denominan vórtices de *Görtler* y surgen en un flujo de capa límite a lo largo de una pared cóncava cuando el grosor de la capa límite es comparable al radio de curvatura.

En las configuraciones combinadas, se constata una similitud significativa en los resultados obtenidos, con el GVL y las protuberancias generando los mismos tipos de vórtices que en sus configuraciones individuales.

Además, es importante destacar que el criterio Q complementó de manera efectiva los contornos de velocidad. Por ejemplo, en el caso de las aletas planas y onduladas, los contornos de velocidad no revelaron ningún tipo de rotación en el flujo. Sin embargo, bajo el criterio Q , se pudo observar cierta rotación aguas arriba de la aleta plana, mientras que en la aleta ondulada se manifestaron claramente los vórtices de *Görtler*.

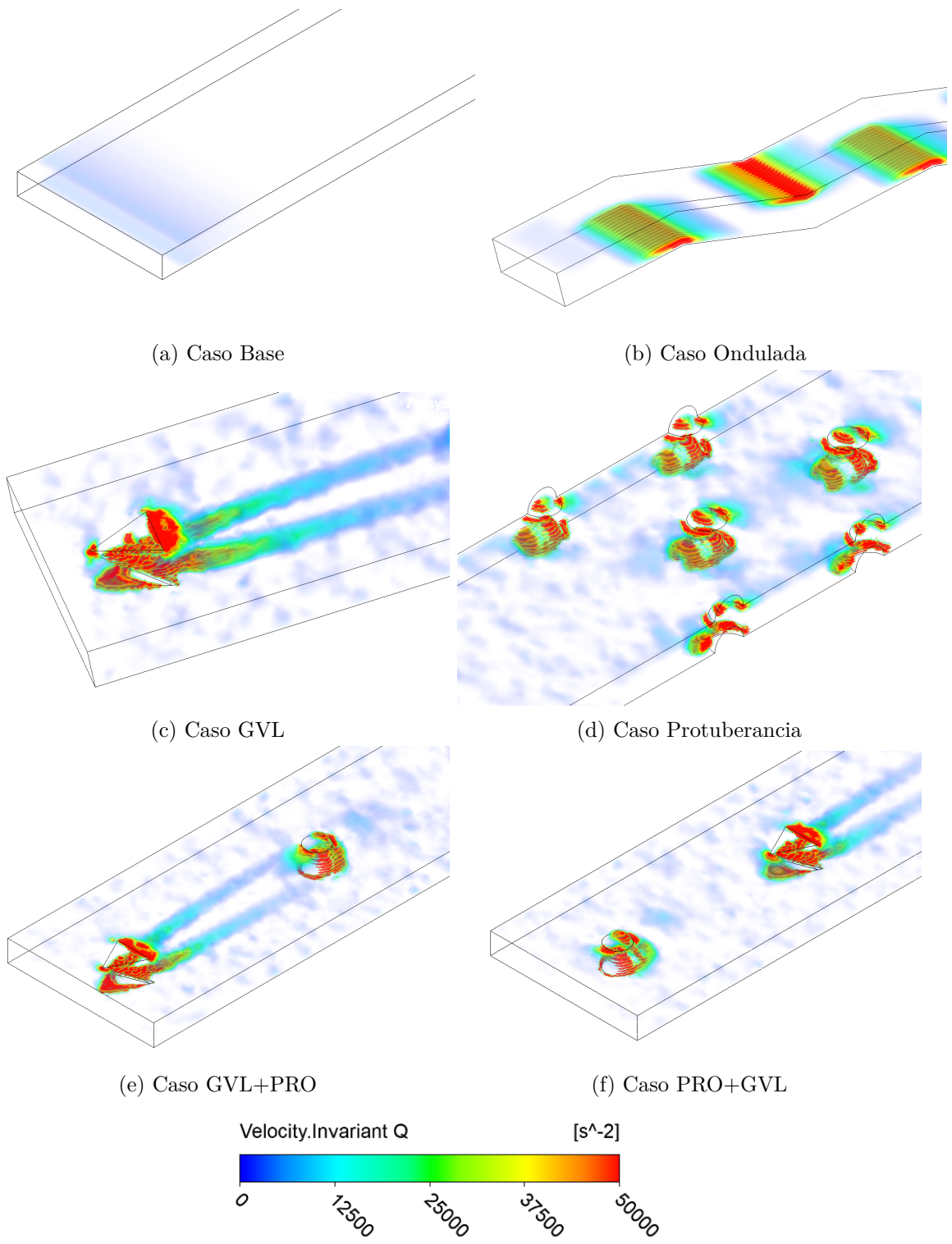


Figura 3.6: Criterio Q para $Re = 2347$

3.3.3. Flujo de Calor

En la figura (3.8) se muestra el flujo de calor en la placa inferior en cada una de las configuraciones para $Re = 3756$.

En el caso de la aleta plana, se observa un intercambio térmico muy alto en la entrada, que luego se estabiliza debido al calentamiento del aire. Para la configuración ondulada, el intercambio térmico es similar pero en 2 fases. La primera es cuando la aleta entra en contacto directo con la corriente de aire, el choque entre el aire y la placa genera zonas de intercambio mayor al mostrado en la aleta plana, sin embargo el fluido pasa de largo sin interactuar mucho con la parte opuesta de la ondulación, generando una fase azul de poco flujo térmico, siendo esta última fase menor al de la aleta plana.

En la configuración con solo GVL, se observa un aumento en el intercambio térmico en las geometrías, lo que genera vórtices longitudinales aguas abajo que son reflejados en un aumento del flujo de calor entre la placa inferior y el aire.

En la configuración con las 4 protuberancias, se registra un aumento muy alto en el flujo de calor en la parte de la esfera que entra en contacto directo con el flujo de aire. Sin embargo, en la parte opuesta de la esfera, se observa una zona donde el aire circula poco, creando huecos con un intercambio de calor reducido.

Se evidencia que tanto las protuberancias como los GVL facilitan el intercambio térmico, pero los recorridos generados por los GVL son más anchos y tienen un impacto mayor en comparación con los de las protuberancias, que son más estrechas y tienen un impacto menor. Sin embargo, en ambos casos se generan zonas de intercambio térmico reducido, donde el flujo de calor es menor que en la aleta plana. En este sentido, se observa un impacto similar en ambos casos.

Al combinar protuberancias y GVL, se observa con mayor claridad la diferencia en el impacto, siendo la configuración que comienza con GVL más efectiva que la que inicia con una protuberancia. En el recorrido inicial de ambas configuraciones, cuando el aire entra en contacto con el primer obstáculo, se evidencia que en el caso de la protuberancia, la zona de intercambio térmico aguas abajo es menor que en el caso del GVL. Como primera predicción, la configuración GVL+PRO sería mejor que PRO+GVL, ya que en esta última el aire ingresa al GVL en el segundo obstáculo, pero el fluido ya se ha calentado lo suficiente para que el GVL no sea tan efectivo como si se hubiera encontrado con un GVL primero.

En resumen, el análisis de las diversas configuraciones revela patrones distintivos en el intercambio térmico a lo largo de la placa inferior. Se observa que las configuraciones con aletas planas, onduladas, protuberancias y GVL muestran comportamientos únicos en la distribución del flujo de calor. Mientras que las aletas planas y onduladas presentan un intercambio térmico más uniforme, se evidencia que los GVL y las protuberancias generan un intercambio térmico más heterogéneo pero más efectivo. En particular, se destaca que el GVL demuestra ser más efectivo que la protuberancia en la mejora del intercambio térmico.

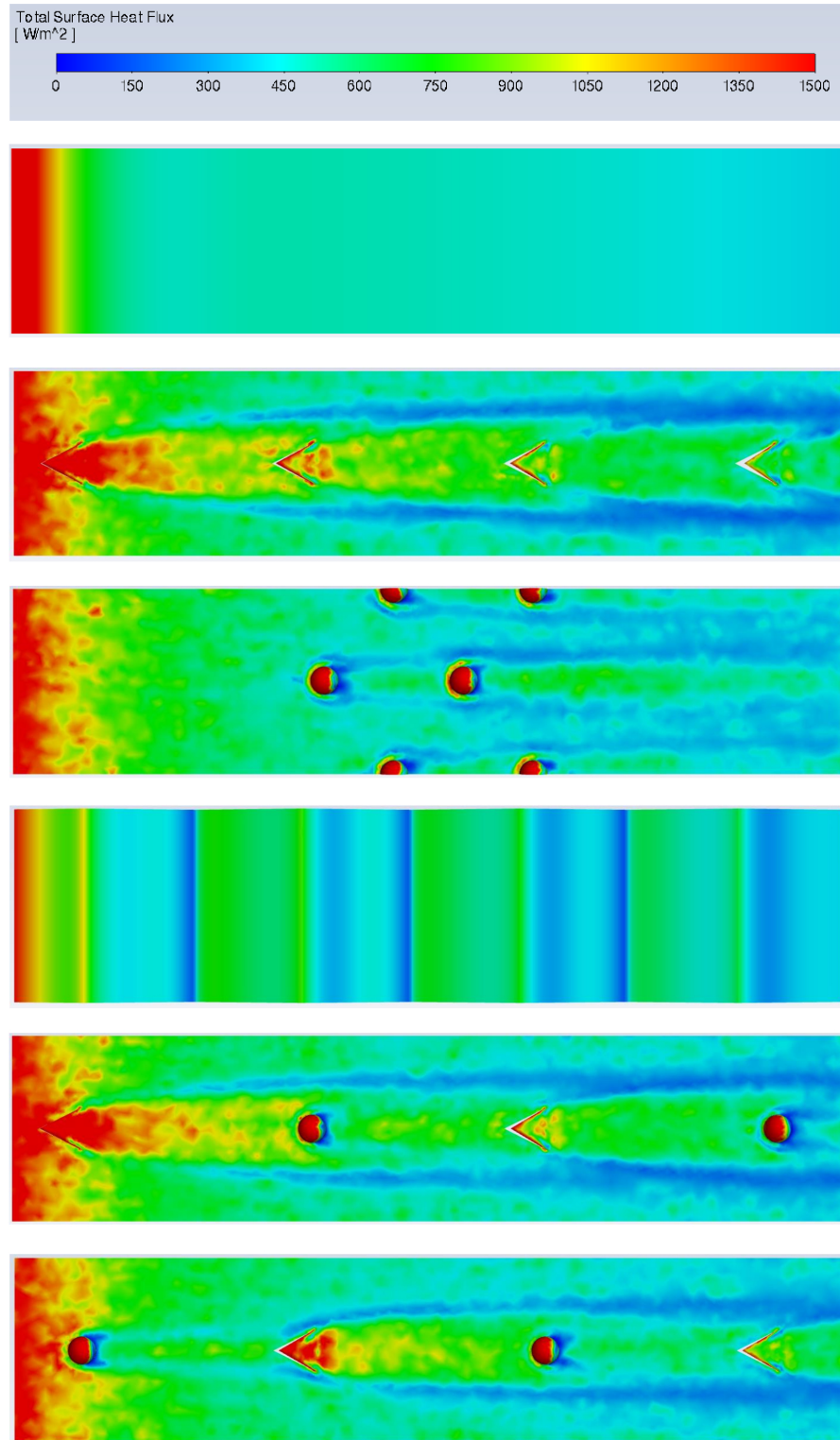


Figura 3.7: Flujo de calor en los casos Aleta plana, GVL, Protuberancia, Ondulación, GVL+PRO y PRO+GVL respectivamente, para $Re = 3756$.

3.3.4. Temperatura

En las figuras (3.9) y (3.10) se muestra la temperatura del aire a través de diferentes secciones transversales del canal para cada una de las configuraciones con $Re = 3756$.

En todas las configuraciones donde están presentes los GVL, se pueden observar claramente los vórtices generados. Estos influyeron directamente en el cambio de temperatura del aire, llegando al punto de salida con una temperatura considerablemente más alta que las otras mejoras.

En el caso de la configuración con solo protuberancias, se observa que tanto en la parte inferior como en la superior de las secciones transversales más aguas abajo, la línea roja que indica aire más caliente es más gruesa que en el caso de la aleta plana y ondulada. Esto muestra que las protuberancias influyeron en el aumento de la interacción entre el aire y las placas.

En contraste con los GVL y las protuberancias, la aleta ondulada aumenta la interacción del aire con las placas solo en las partes donde se generaron vórtices de *Görtler* (ver vórtices en la figura 3.6), pero no logra calentar el aire mucho más que en el caso de la aleta plana debido a que las zonas de aumento son muy locales; de hecho, los resultados son similares.

En las configuraciones combinadas se obtuvieron buenos resultados, comportándose de manera muy similar al caso de solo los GVL.

En la siguiente figura se muestra un contorno de velocidad en el que se observa que la temperatura inmediatamente próxima a la pared es igual a la temperatura de la pared. Esto no se aprecia en las imágenes de las secciones, por lo que es necesario mencionarlo para validar los resultados de los contornos.



Figura 3.8: Temperatura en el *outlet* para aleta plana en $Re = 3756$.

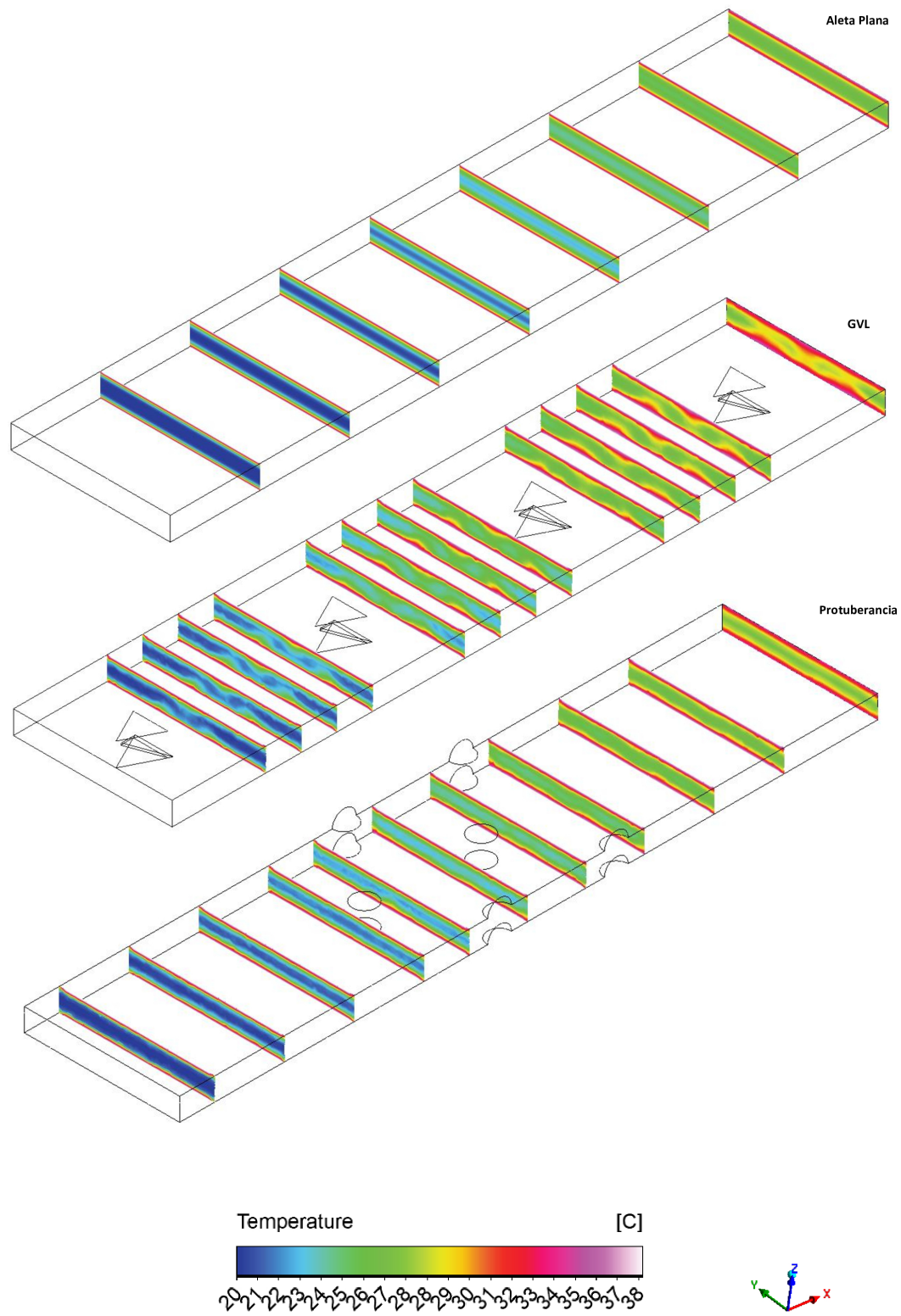


Figura 3.9: Temperatura en diferentes secciones transversales de aleta plana, GVL y Protuberancia para $Re = 3756$

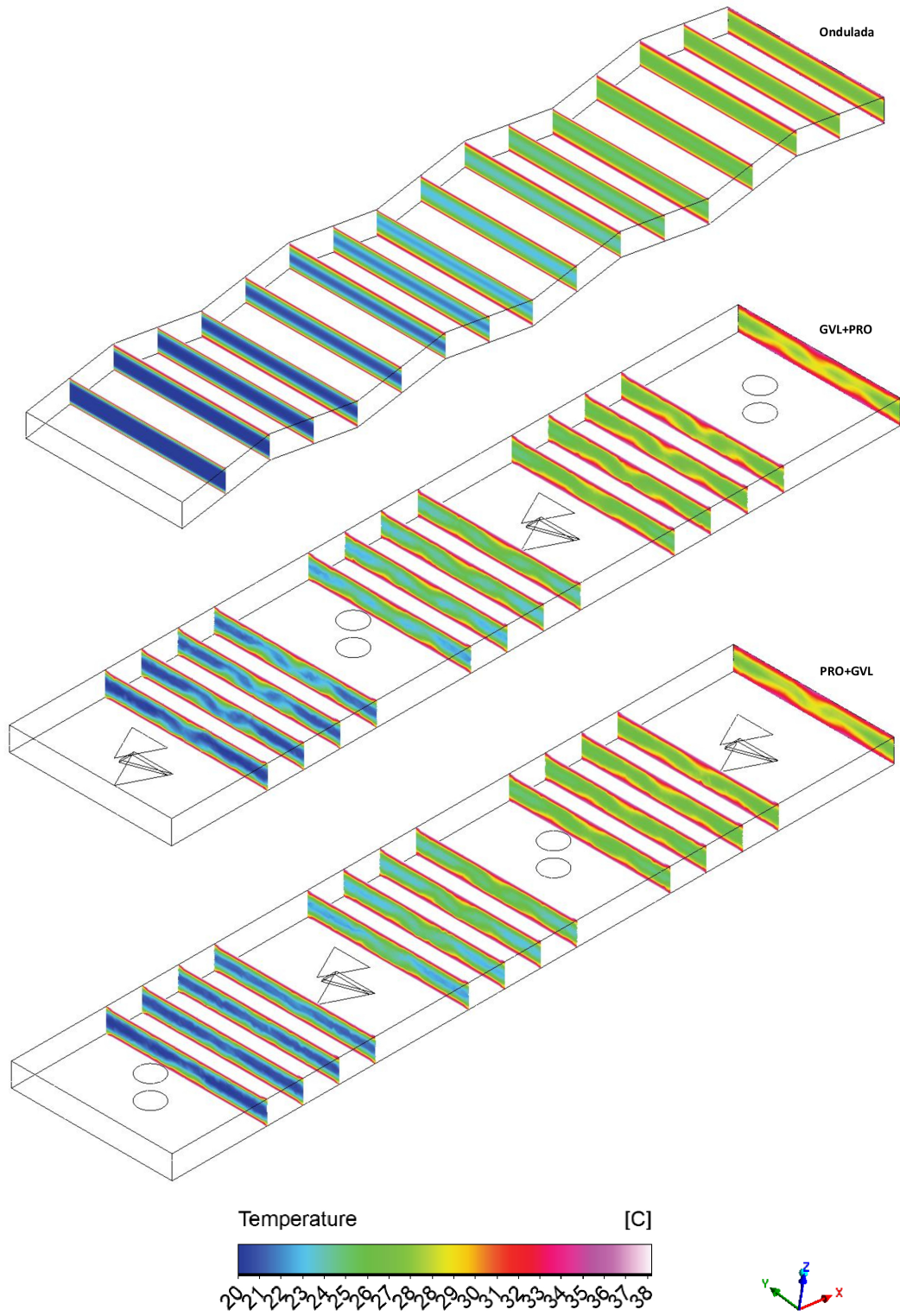


Figura 3.10: Temperatura en diferentes secciones transversales de Ondulación, GVL+PRO y PRO+GVL para $Re = 3756$

3.3.5. Resultados Nu , c_f y TEF

En las figuras (3.11), (3.12) y (3.13) se muestran los resultados de Nu , c_f y TEF para cada una de las configuraciones con respecto a la aleta plana. Los valores se puede encontrar en las tablas (A.3), (A.4), (A.5) y (A.6) del anexo.

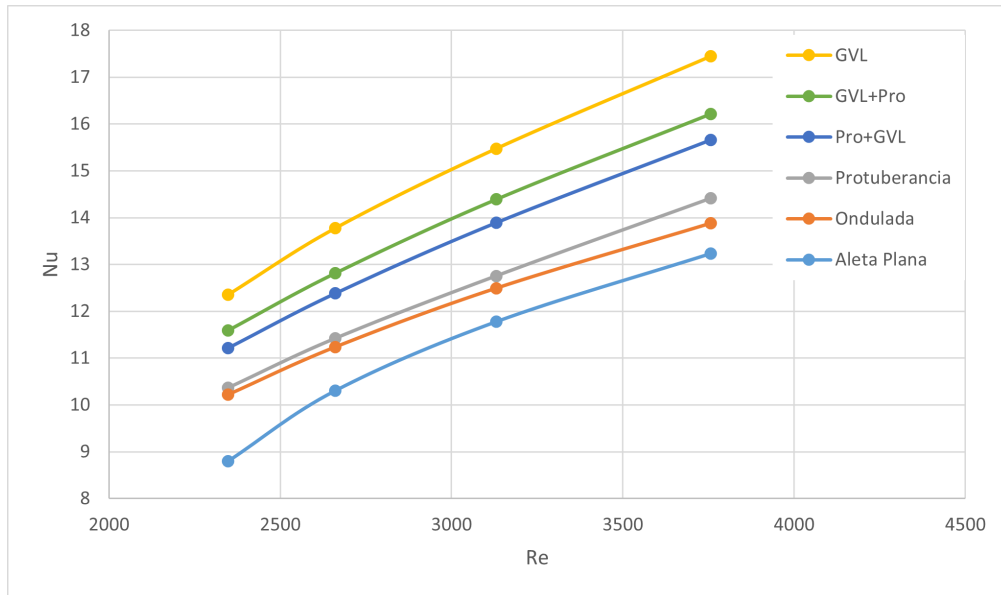


Figura 3.11: Resultados de Nu de todas las configuraciones

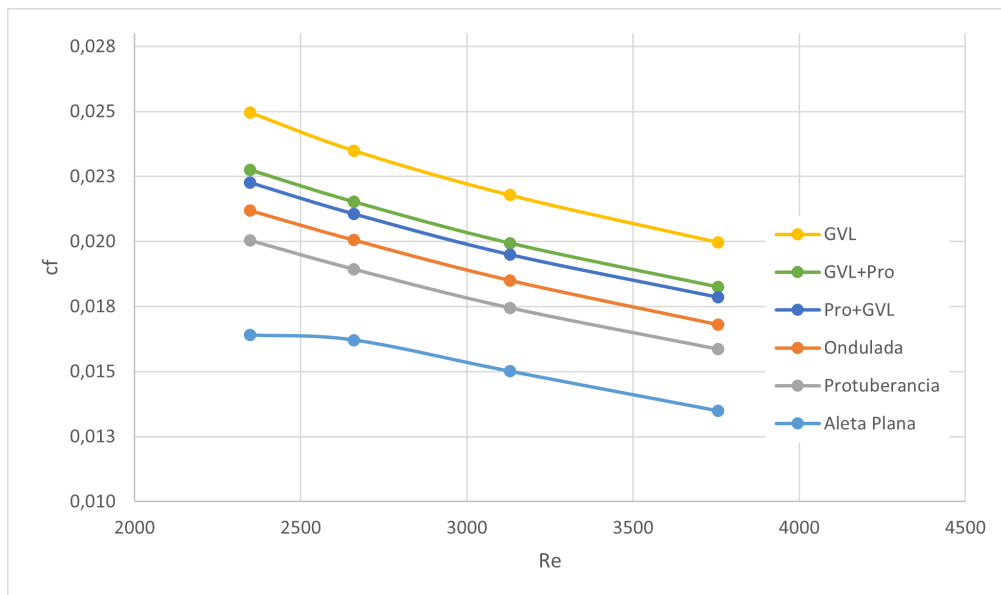


Figura 3.12: Resultados de c_f de todas las configuraciones

Los resultados expuestos en la figura (3.11) son esperables tomando en cuenta todas las observaciones con respecto a las figuras presentadas anteriormente. En donde la disposición con solo GVL mostró los mejores resultados, ya que se generaron vórtices longitudinales que perduraron a lo largo del flujo, además de obtener zonas mas grandes de flujo de calor mas intenso.

La caída de presión esta relacionada con la generación de vórtices longitudinales a lo largo del flujo, esto se ve reflejado en los resultados mostrados en la figura (3.12). Ya que se ve que las configuraciones que tienen GVL son la que presentan una mayor perdida de carga. En cuanto a la configuración con protuberancia y ondulada hay un cambio en posición con respecto al gráfico de Nu . Lo que favorece a las protuberancias ya que obtuvieron un Nu mas alto y un c_f mas bajo. Ahora bien, el resultado correspondiente a c_f se explica porque en las ondulaciones, las zonas de choque entre el fluido y la pared son mas amplias que en el caso de las protuberancias, lo que explica la mayor dificultad que tiene el fluido para llegar al *outflow*.

Con los resultados expuestos en las figuras (3.11) y (3.12) se utiliza para graficar el factor TEF expuesto a continuación:

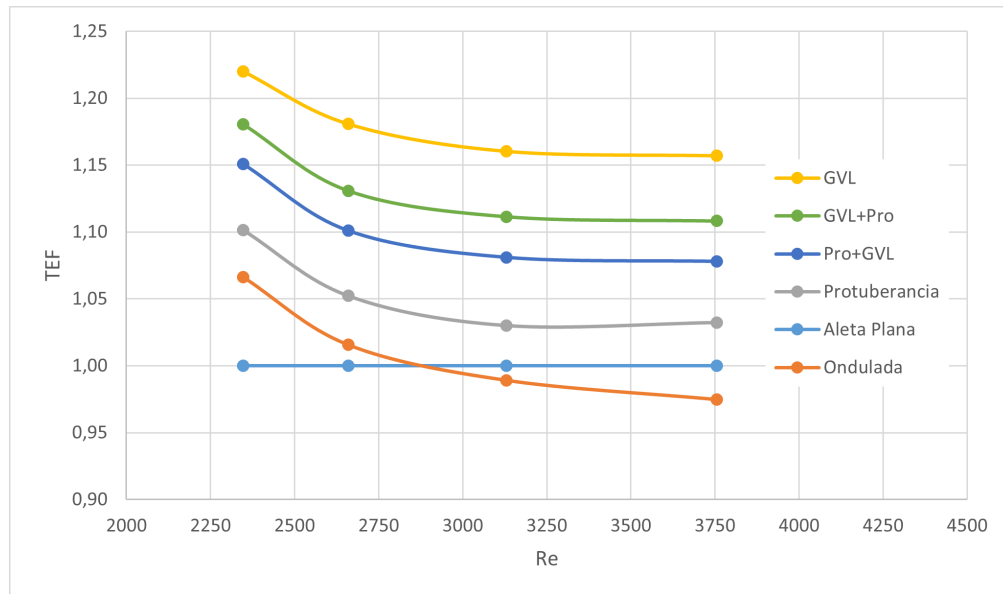


Figura 3.13: Resultados de TEF de todas las configuraciones

Los resultados del estudio revelan un bajo rendimiento de la aleta ondulada. A pesar de presentar valores de Nu más altos que la aleta plana, este aumento no compensa la considerable pérdida de carga que experimenta. En consecuencia, la aleta ondulada presenta un peor rendimiento que la aleta plana en dos de los cuatro escenarios de Reynolds.

Las protuberancias, por otro lado, ofrecen un rendimiento bueno, aunque no excepcional. Si bien las protuberancias aumentan la superficie de intercambio de calor, su impacto en la eficiencia general es limitado. En comparación con los GVL, las protuberancias presentan un rendimiento inferior en todos los escenarios.

Los GVL, por sí solos, se consolidan como la mejor opción en términos de rendimiento. Su diseño permite una transferencia de calor altamente eficiente, superando a las protuberancias en un 8% aproximadamente en todos los escenarios de Reynolds.

Las combinaciones GVL+PRO y PRO+GVL se ubican en un punto intermedio en cuanto a rendimiento. La combinación GVL+PRO supera en 3 puntos porcentuales al rendimiento de PRO+GVL.

En resumen, la mejor configuración es la que utiliza solo GVL, seguida por la combinación GVL+PRO y PRO+GVL. Las protuberancias por sí solas presentan un rendimiento bueno, pero inferior a las configuraciones combinadas con GVL. La aleta ondulada, por su parte, presenta el peor rendimiento de todas las opciones con mejoras.

3.4. Ponderación de mejoras

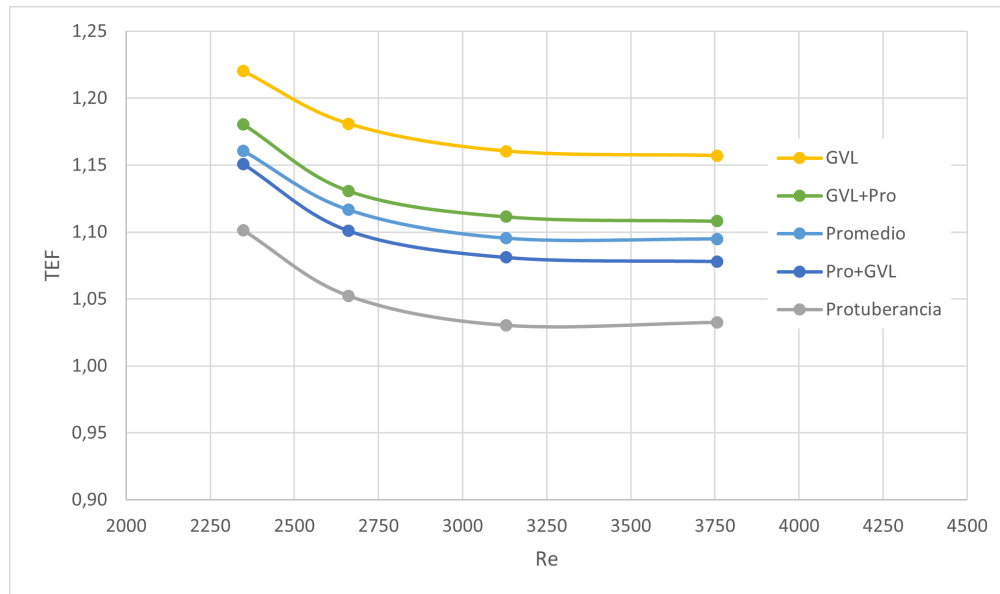


Figura 3.14: Resultado de TEF para simulaciones con GVL y protuberancia junto al promedio de resultados de la simulación GVL con protuberancia

Con los resultados mostrados en esta investigación se puede responder a un objetivo específico. Puesto que la combinación de mejoras no aumenta el rendimiento térmico en sí, debido a que es mejor ocupar la configuración que mejor TEF tenga. Si se combina con una de menor TEF los resultados serán como una ponderación entre ambas configuraciones. Esto se puede observar en el gráfico (3.14), puesto que la ponderación de la mejora GVL y protuberancias (línea azul) es casi un promedio entre ambas configuraciones combinadas.

Es importante destacar que la configuración GVL+PRO mostró un mejor rendimiento que PRO+GVL. Este resultado subraya la importancia del diseño y la disposición de las mejoras en los sistemas de intercambio térmico. Revela que la eficacia del intercambio térmico está estrechamente relacionada con la configuración específica de las mejoras. Así, estos hallazgos resaltan la necesidad de un enfoque minucioso en el diseño para alcanzar resultados óptimos en el intercambio térmico.

3.5. Comparación de resultados con otros estudios

Resulta útil comparar los resultados de TEF con investigaciones previas que hayan simulado un flujo en un canal plano utilizando el mismo tipo de GVL. A continuación, se presenta una tabla con los resultados de TEF obtenidos por Hugo Fuentes [14].

Tabla 3.5: Valores de TEF para GVL tipo delta ala con 30° de ángulo de ataque en diferentes rangos de Reynolds. [14]

Re	DW $\beta = 30^\circ\text{C}$
2000	1,257
2800	1,263
4000	1,260
4600	1,256
6000	1,228
8000	1,191

Al observar la figura (3.13), dentro del rango de Reynolds estudiado se obtuvieron valores de TEF que oscilan entre 1,16 y 1,22. Esto contrasta con los resultados mostrados por Hugo Fuentes en la tabla (3.5), donde para el rango de 2000 a 4000, los resultados son consistentemente cercanos a $TEF = 1,26$. La disparidad entre los resultados de este estudio y el realizado por Hugo Fuentes se debe a las diferencias en las dimensiones del canal, así como en el tamaño y número de GVLs utilizadas. A pesar de estas pequeñas discrepancias, los resultados obtenidos son comparables.

En cuanto al alto error en las aletas onduladas, este podría explicarse debido a que solo se incluyeron 4 ondulaciones en una longitud de canal de $200(mm)$, lo cual es bastante limitado. No fue posible añadir más ondulaciones debido a que las otras mejoras afectaban significativamente su rendimiento. Por esta razón, para hacerla comparable con las otras mejoras, se optó por incluir solo 4 ondulaciones. Es importante destacar que con más ondulaciones se generarían más vórtices de *Görtler* que aumentarían el intercambio térmico, y que a medida que aumenta el número de ondulaciones, el canal se asemeja más a uno plano, lo que podría resultar en una pérdida de presión menos significativa. Es probable que en esta investigación las ondulaciones fueran una alternativa poco favorable, contradiciendo los resultados de muchas otras investigaciones.

Cabe recalcar también que los aires acondicionados en general no suelen utilizar canales planos, por lo que este área no suele ser muy investigada. Además, teniendo en cuenta el régimen de Reynolds investigado, las condiciones del trabajo fueron muy distintas a las investigaciones sobre aletas onduladas en general.

3.6. Resultados dimensionales del intercambiador

Es necesario obtener parámetros dimensionales para observar la magnitud del hipotético condensador. Para esto, se utilizaron las ecuaciones descritas en la sección (2.6) para obtener la potencia \dot{P} usada por el ventilador y la transferencia de calor \dot{Q} del aire a las aletas del intercambiador, ambos medidos en $[W]$.

Al revisar la investigación donde se obtuvieron las dimensiones del intercambiador en este estudio [25], se encontró que el número de canales presentes en el separador de aire es de aproximadamente 38 canales. Este número se obtuvo al dividir el ancho total que abarcan todos los canales entre el ancho de un solo canal, es decir, $\frac{250}{6.5}$. Con esto, se concluye que el intercambiador hipotético de esta investigación debe tener 38 canales, por lo que \dot{Q} y \dot{P} obtenidos deben multiplicarse por 38.

A continuación, se muestra el gráfico de \dot{Q} vs \dot{P} para todas las configuraciones, en donde las tablas con los resultados se encuentran en el Anexo (A.7).

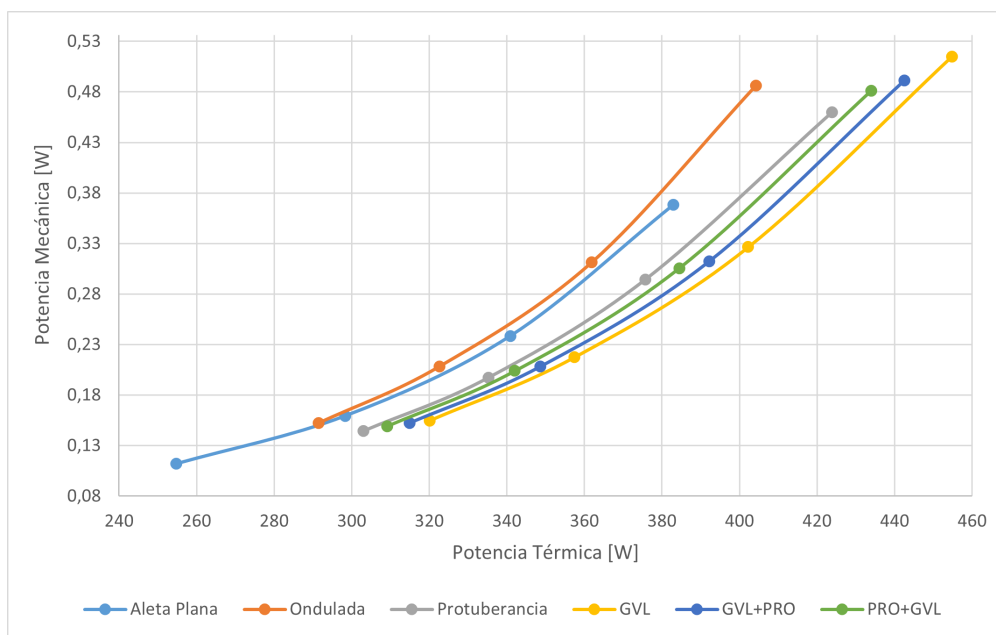


Figura 3.15: Potencia mecánica usada por el ventilador \dot{P} en función de la potencia térmica transferida entre el aire y las placas \dot{Q} . Para cada una de las configuraciones en los 4 regímenes de Reynolds.

En el gráfico (3.15) se observa que la curva de la configuración GVL se ubica más a la derecha, lo que indica que alcanza la mayor eficiencia entre la potencia térmica obtenida (\dot{Q}) y la potencia mecánica necesaria para accionar el ventilador (\dot{P}). Esta configuración presenta un mejor equilibrio entre la transferencia de calor (\dot{Q}) y el consumo de energía (\dot{P}), lo que la convierte en la más eficiente de las analizadas.

En contraste, las configuraciones de aleta plana y ondulada se ubican significativamente más a la izquierda del gráfico, lo que significa que presentan una menor eficiencia.

Es importante destacar que el orden de menor a mayor en la eficiencia se observa claramente al analizar las curvas del gráfico de izquierda a derecha. Este resultado coincide con los análisis realizados en resultados, donde se evidenció que la configuración GVL es la más eficiente.

Capítulo 4

Conclusiones

En este estudio, se emplean simulaciones numéricas utilizando ANSYS Fluent para investigar los impactos derivados de la inclusión de generadores de vórtices longitudinales (GVL), protuberancias y ondulaciones en las aletas de un intercambiador de calor de canales planos. El objetivo principal radica en identificar la configuración, ya sea una mejora individual o combinada, que brinde el mejor rendimiento térmico. Las simulaciones se focalizan específicamente en regímenes de Reynolds pertinentes a intercambiadores de calor comúnmente empleados en la industria. En este contexto, se elige un condensador de un sistema de aire acondicionado como caso de estudio, abordando rangos de Reynolds que van desde 2347 hasta 3756, considerando tanto las características del dispositivo como los hallazgos de optimización previamente investigados por Mónica Fela [6].

Las simulaciones son configuradas respetando los criterios de calidad de malla recomendados por ANSYS fluent. Un estudio de convergencia de mallado es realizado para demostrar la independencia de los resultados, mientras que los resultados obtenidos son validados comparándolos con correlaciones analíticas de Nu y c_f ampliamente validadas por estudios experimentales.

En cuanto a las mejoras aplicadas en el canal, se determina que la configuración más efectiva consiste en la inserción de cuatro de estas mejoras. Esta conclusión se generaliza después de realizar pruebas y análisis detallados, ofreciendo el mejor equilibrio entre rendimiento térmico y eficiencia en comparación con otras configuraciones con más o menos inserciones. En consecuencia, se decide aplicar esta cantidad de mejoras, ya sean generadores de vórtices longitudinales (GVL), protuberancias u ondulaciones. En el caso de las combinaciones que involucran tanto protuberancias como GVL, se opta por una disposición de dos de cada una. Con esto, se asegura una comparación adecuada entre todas las configuraciones.

Se observa que la ondulación de las aletas generan vórtices de *Görtler*, que mejoran la transferencia de calor entre las placas y el aire. Sin embargo, la caída de presión generada por esta geometría es lo suficientemente significativa como para que incluso, en dos escenarios, fuera peor que el caso base. Además, su fabricación es mas costosa en comparación con un canal totalmente plano, convirtiéndola en la peor alternativa de la investigación.

En cuanto a los canales modificados con protuberancias, se observa que estas generan un aumento en la transferencia de calor notable de manera local, pero los vórtices que logran este

aumento son inestables a lo largo del canal. Como resultado, se obtienen valores ligeramente superiores de Nu en comparación con la ondulación de aleta. Sin embargo, presentan la menor caída de presión de todas las configuraciones mejoradas, lo que las convierte en una opción favorable con respecto a la aleta plana y ondulada.

Por otro lado, la inserción de GVL mediante troquelado resultó en un aumento considerablemente mayor en el intercambio térmico, medido por Nu . Esto debido a que se generaron vórtices completamente desarrollados y estables a lo largo del canal. En consecuencia a esto, la geometría reportó la mayor caída de presión, pero los valores de Nu fueron tan altos en comparación con otras configuraciones que se logró mejorar el rendimiento térmico en más del 15 % en todos los casos de Re en comparación con la aleta plana, en donde el mayor valor fue de un 22 % para $Re = 2347$. Además, se obtuvo una potencia térmica entre el aire y las placas equivalente a 320[W] en el menor Reynolds y 455[W] en el mayor, valores que superan a cualquier otra configuración bajo los mismos regímenes.

Dado que la inserción de protuberancias y GVL mejora el rendimiento térmico, se evalúan dos configuraciones que combinan estas mejoras. Se observa que estas combinaciones logran un TEF mayor que la configuración con solo protuberancias, pero menor que la configuración solo con GVL. Este resultado es esperable, especialmente considerando que el TEF promedio de las combinaciones casi coincidía con el promedio de las configuraciones individuales.

Finalmente, es posible constatar que se logró evaluar cada una de las mejoras, con sus respectivas combinaciones con el fin de llegar a la conclusión que la configuración con solo los GVL es la que brinda el mayor rendimiento térmico.

Propuestas de trabajos futuros

Se propone llevar a cabo investigaciones posteriores con enfoques que surgen a partir de las conclusiones de este estudio que no pudieron ser abordados debido a los alcances del mismo.

- Variar el número y la disposición de GVL tipo delta ala bajo las mismas condiciones de este trabajo y seleccionar la mejor configuración.
- Realizar estudios con los mismos objetivos que este, pero variando los objetos de estudio. Específicamente, se propone examinar un radiador de automóvil y un intercambiador de calor de canales planos en un avión comercial, ambos bajo condiciones estándar de aplicación. ¿Será la configuración GVL la más adecuada en este caso? ¿Se obtendrán conclusiones diferentes?
- Combinar las 3 mejoras seleccionadas, pero no en la misma aleta, sino que configurarlas en la placa inferior y superior de forma distinta.

Bibliografía

- [1] Edreis, E. y Petrov, A., “Types of heat exchangers in industry, their advantages and disadvantages, and the study of their parameters,” IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, vol. 963, p. 1, 2020, doi:[10.1088/1757-899X/963/1/012027](https://doi.org/10.1088/1757-899X/963/1/012027).
- [2] Biswas, G., Chattopadhyay, H., y Sinha, A., “Augmentation of heat transfer by creation of streamwise longitudinal vortices using vortex generators,” Heat Transfer Engineering, vol. 33, pp. 406–424, 2012, doi:[10.1080/01457632.2012.614150](https://doi.org/10.1080/01457632.2012.614150).
- [3] Manglik, R. M., Zhang, J., y Muley, A., “Low reynolds number forced convection in three-dimensional wavy-plate-fin compact channels: fin density effects,” International Journal of Heat and Mass Transfer, vol. 48, no. 8, pp. 1439–1449, 2005, doi:<https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2004.10.022>.
- [4] Khoshvaght-Aliabadi, M., Zangouei, S., y Hormozi, F., “Performance of a plate-fin heat exchanger with vortex-generator channels: 3d-cfd simulation and experimental validation,” International Journal of Thermal Sciences, vol. 88, pp. 180–192, 2015, doi:<https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2014.10.001>.
- [5] Dewatwal, J., “Design of compact plate fine heat exchanger,” 2009.
- [6] Fela, M., “Plate-fin-and-tube condenser performance and design for refrigerant r-410a air-conditioner,” 2000.
- [7] Cengel, Y. A., Transferencia de calor y masa: un enfoque práctico. McGraw-Hill Education, 2007.
- [8] Encina, C., Aumento de la transferencia de calor mediante modificación de aletas en intercambiadores de tubos ovalados y aletas. PhD thesis, Universidad de Chile, 2018.
- [9] Popelka, P., Efectos de la modificación geométrica y relación de tamaño de generadores vorticiales del tipo ala delta en intercambiadores de calor por aire. PhD thesis, Universidad de Chile, 2023.
- [10] Tam, H. K., Tam, L. M., y Ghajar, A. J., “Effect of inlet geometries and heating on the entrance and fully-developed friction factors in the laminar and transition regions of a horizontal tube,” Experimental Thermal and Fluid Science, vol. 44, pp. 680–696, 2013, doi:<https://doi.org/10.1016/j.expthermflusci.2012.09.008>.
- [11] Wijayanta, A. T., Yaningsih, I., Aziz, M., Miyazaki, T., y Koyama, S., “Double-sided delta-wing tape inserts to enhance convective heat transfer and fluid flow characteristics of a double-pipe heat exchanger,” Applied Thermal Engineering, vol. 145, pp. 27–37, 2018, doi:<https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2018.09.009>.
- [12] Sunden, B., Advanced Heat Transfer Topics in Complex Duct Flows. 2017, doi:[10.1016/bs.aiht.2017.09.001](https://doi.org/10.1016/bs.aiht.2017.09.001).

- [13] Díaz, D., Aumento de la transferencia de calor con generadores de vórtices longitudinales en intercambiador de calor de tubos ovalados y aletas. PhD thesis, Universidad de Chile, 2015.
- [14] Fuentes, H. y Valencia, A., “Comparison of turbulent flow and heat transfer in a rectangular channel with delta wing and winglet type longitudinal vortex generators,” *International Journal of Heat and Technology*, vol. 40, no. 2, pp. 366–374, 2022, doi:[10.18280/ijht.400202](https://doi.org/10.18280/ijht.400202).
- [15] Garelli, L., Ríos Rodríguez, G., Dorella, J. J., y Storti, M. A., “Heat transfer enhancement in panel type radiators using delta-wing vortex generators,” *International Journal of Thermal Sciences*, vol. 137, pp. 64–74, 2019, doi:<https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2018.10.037>.
- [16] Gentry, M. y Jacobi, A., “Heat transfer enhancement on a flat plate using delta-wing vortex generators,” *Air Conditioning and Refrigeration Center TR-82*, 1995, <http://hdl.handle.net/2142/11042>.
- [17] Wang, Z., Wang, R., Li, Z., Wang, M., y Wan, L., “Numerical investigation on the effect of cylindrical turbulator on performance of corrugated plate-fin heat exchanger,” *Applied Thermal Engineering*, vol. 230, p. 120726, 2023, doi:<https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2023.120726>.
- [18] Ralph L Webb, N.-H. K., *Principles Enhanced Heat Trans.* New York: Garland Science, 2004.
- [19] Yang, L. C., Asako, Y., Yamaguchi, Y., y Faghri, M., “Numerical Prediction of Transitional Characteristics of Flow and Heat Transfer in a Corrugated Duct,” *Journal of Heat Transfer*, vol. 119, pp. 62–69, 1997, doi:[10.1115/1.2824101](https://doi.org/10.1115/1.2824101).
- [20] Chudnovsky, Y. y Kozlov, A., “Development and field trial of dimpled-tube technology for chemical industry process heaters,” 2006, doi:[10.2172/894062](https://doi.org/10.2172/894062).
- [21] Gupta, A., Kumar, M., y Patil, A. K., “Enhanced heat transfer in plate fin heat sink with dimples and protrusions,” *Heat and Mass Transfer*, 2019, doi:<https://doi.org/10.1007/s00231-019-02561-w>.
- [22] Vorayos, N., Katkhaw, N., Kiatsiriroat, T., y Nuntaphan, A., “Heat transfer behavior of flat plate having spherical dimpled surfaces,” *Case Studies in Thermal Engineering*, vol. 8, pp. 370–377, 2016, doi:<https://doi.org/10.1016/j.csite.2016.09.004>.
- [23] Ansys, I., *Ansys Meshing User’s Guide 13.0*. 2010.
- [24] Ansys, I., “Customer training material: Introduction to ansys fluent. lecture 6: Turbulence modeling,” 2010, https://imechanica.org/files/fluent_13.0_lecture06-turbulence.pdf.
- [25] Zhang, Z. y Li, Y., “Cfd simulation on inlet configuration of plate-fin heat exchangers,” *Cryogenics*, vol. 43, no. 12, pp. 673–678, 2003, doi:[https://doi.org/10.1016/S0011-2275\(03\)00179-6](https://doi.org/10.1016/S0011-2275(03)00179-6).

Anexos

Anexo A. Resultados numéricos

Tabla A.1: Valores de Nu para el caso de validación

Re	Nu		
	Dittus-Boelter	Gnielinski	Simulación
2347	10,1596	7,5543	8,8011
2660	11,2295	8,8709	10,3063
3130	12,7887	10,7067	11,7767
3756	14,7969	12,9663	13,2292

Tabla A.2: Valores de c_f para el caso de validación

Re	c_f	
	Tam and Ghajar	Simulación
2347	0,0128	0,0164
2660	0,0129	0,0162
3130	0,0130	0,0150
3756	0,0131	0,0135

Tabla A.3: Resultados en los casos simulados para $Re = 2347$

Re1	Aleta Plana	Ondulada	Protuberancia	GVL	Pro+GVL	GVL+Pro
Nu	8,80112	10,22130	10,36266	12,35076	11,21549	11,58744
c_f	0,01640	0,02119	0,02004	0,02495	0,02227	0,02276
TEF	1	1,07	1,10	1,22	1,15	1,18

Tabla A.4: Resultados en los casos simulados para $Re = 2660$

Re2	Aleta Plana	Ondulada	Protuberancia	GVL	Pro+GVL	GVL+Pro
Nu	10,30626	11,23796	11,42151	13,77295	12,38327	12,81091
c_f	0,01621	0,02006	0,01893	0,02349	0,02107	0,02153
TEF	1	1,02	1,05	1,18	1,10	1,13

Tabla A.5: Resultados en los casos simulados para $Re = 3130$

Re3	Aleta Plana	Ondulada	Protuberancia	GVL	Pro+GVL	GVL+Pro
Nu	11,77668	12,49201	12,75599	15,47288	13,89227	14,38809
c_f	0,01501	0,01851	0,01745	0,02179	0,01950	0,01994
TEF	1	0,99	1,03	1,16	1,08	1,11

Tabla A.6: Resultados en los casos simulados para $Re = 3756$

Re4	Aleta Plana	Ondulada	Protuberancia	GVL	Pro+GVL	GVL+Pro
Nu	13,22921	13,87712	14,41524	17,44709	15,65945	16,21329
c_f	0,01349	0,01681	0,01586	0,01998	0,01786	0,01825
TEF	1	0,97	1,03	1,16	1,08	1,11

Tabla A.7: Resultados de \dot{Q} y \dot{P} para cada régimen de Reynolds en todas las configuración para 38 canales.

(a) Aleta Plana			(b) Ondulada		
Re	$\dot{Q}[W]$	$\dot{P}[W]$	Re	$\dot{Q}[W]$	$\dot{P}[W]$
2347	255	0,11	2347	291	0,15
2660	298	0,16	2660	323	0,20
3130	341	0,23	3130	362	0,31
3756	383	0,36	3756	404	0,48

(c) Protuberancia			(d) GVL		
Re	$\dot{Q}[W]$	$\dot{P}[W]$	Re	$\dot{Q}[W]$	$\dot{P}[W]$
2347	303	0,14	2347	320	0,15
2660	335	0,19	2660	357	0,21
3130	376	0,29	3130	402	0,32
3756	424	0,46	3756	455	0,51

(e) GVL+PRO			(f) PRO+GVL		
Re	$\dot{Q}[W]$	$\dot{P}[W]$	Re	$\dot{Q}[W]$	$\dot{P}[W]$
2347	315	0,15	2347	309	0,15
2660	349	0,20	2660	342	0,20
3130	392	0,31	3130	384	0,30
3756	443	0,49	3756	434	0,48