

**HERRAMIENTA COMPUTACIONAL PARA LA ENSEÑANZA DE TRANSFERENCIA DE CALOR
EN INTERCAMBIADORES**

**OSCAR ARMANDO NAVAS VILLAMIZAR
GLADYS MILENA VALDERRAMA SÁNCHEZ**

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE CIENCIAS FÍSICO - QUÍMICAS
ESCUELA DE INGENIERÍA QUÍMICA
BUCARAMANGA
2004**

**HERRAMIENTA COMPUTACIONAL PARA LA ENSEÑANZA DE TRANSFERENCIA DE CALOR
EN INTERCAMBIADORES**

**OSCAR ARMANDO NAVAS VILLAMIZAR
GLADYS MILENA VALDERRAMA SÁNCHEZ**

Proyecto de Grado para optar al título de Ingeniero Químico

Director

CRISÓSTOMO BARAJAS FERREIRA

Ingeniero Químico Msc.

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE CIENCIAS FÍSICO – QUÍMICAS
ESCUELA DE INGENIERÍA QUÍMICA
BUCARAMANGA**

2004

A **ABBÁ**, por su misericordia.

A mi **HIJO** Juan Sebastián, por fortalecer mi deseo de superación.

A mi **MADRE**, por ser mi ejemplo a seguir.

A mi **PADRE**, por los consejos.

A mi **HERMANA**, por apoyarme en todo momento.

A mis **HERMANOS**, por su paciencia.

OSCAR ARMANDO

A todos los que hacen parte activa de mi vida, por su paciencia y entrega.

MILENA

CONTENIDO

	pág.
INTRODUCCIÓN	1
1. INFORMÁTICA EDUCATIVA	3
1.1 ENFOQUES EDUCATIVOS	3
1.1.1 Enfoque educativo algorítmico	3
1.1.2 Enfoque educativo heurístico	3
1.2 AMBIENTES EDUCATIVOS COMPUTARIZADOS	4
1.2.1 MEC algorítmico	5
1.2.2 MEC heurístico	5
1.3 TEORÍAS DEL APRENDIZAJE QUE HAN ORIENTADO EL DESARROLLO DEL SOFTWARE EDUCATIVO	6
1.3.1 Teoría conductista	6
1.3.2 Teoría cognoscitiva	8
1.3.3 Teoría conductista-cognoscitiva	10
1.3.4 Teoría constructivista	10
1.4 LA MULTIMEDIA	12
1.4.1 Texto e hipertexto	13
1.4.2 Imagen	13
1.4.3 Animaciones	14
1.4.4 Apariencia	14
1.4.5 Hipervínculos	15
1.4.6 Razones para usar multimedia en la educación	16
1.5 SELECCIÓN DEL TIPO DE MATERIAL EDUCATIVO	16
2. PRINCIPIOS TEÓRICOS DE INTERCAMBIADORES DE CALOR	17
2.1 BALANCES DE ENTALPÍA	17
2.2 ÁREA DE TRANSFERENCIA Y COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR	18
2.2.1 Expresión del coeficiente de transferencia de calor en función de los coeficientes peliculares	19
2.2.2 Resistencia controlante	24
2.3 DISPOSICIÓN DE LAS CORRIENTES	25

2.3.1	Corrientes paralelas	25
2.3.2	Contracorriente	25
2.3.3	Flujo cruzado	27
2.4	TEMPERATURAS	28
2.4.1	Diferencia media logarítmica de temperaturas	28
2.4.2	Temperatura calórica	33
2.4.3	Temperatura de pared	35
2.5	DIAGRAMAS TÉRMICOS DE INTERCAMBIADORES DE CALOR	37
2.6	CLASIFICACIÓN DE LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR	39
2.6.1	Intercambiadores de calor de doble tubo	40
2.6.2	Intercambiadores de calor de carcasa y tubos	45
2.6.3	Intercambiadores de calor de placas	58
2.6.4	Intercambiadores de calor compactos	65
3.	CÁLCULOS EN INTERCAMBIADORES DE CALOR SIN CAMBIO DE FASE	70
3.1	DISEÑO DE INTERCAMBIADORES DE CALOR DOBLE TUBO	70
3.1.1	DISEÑO DE INTERCAMBIADORES DE CALOR DOBLE TUBO CON ALETAS	74
3.1.2	MODIFICACIONES PARA ARREGLO SERIE-PARALELO	82
3.2	EVALUACIÓN DE INTERCAMBIADORES DOBLE TUBO	83
3.3	INTERCAMBIADOR DE CARCASA Y TUBOS	87
3.3.1	Coefficiente de transferencia de calor y caída de presión del lado de la carcasa	87
3.3.2	Métodos para el cálculo del factor de corrección F_T de la DMLT	90
3.3.3	Diseño Intercambiadores de carcasa y tubos	94
3.3.4	Evaluación de intercambiadores de carcasa y tubos	98
3.4	INTERCAMBIADORES PLACAS Y JUNTAS	100
3.4.1	Cálculo del número de Nusselt	100
3.4.2	Cálculo del factor de fricción	101
3.4.3	Evaluación de intercambiadores de placas y juntas	103
3.5	CÁLCULO COEFICIENTE DE TRANFERENCIA DE CALOR Y PÉRDIDA DE CARGA EN EQUIPOS COMPACTOS	109
3.6	OPTIMIZACION DE INTERCAMBIADIDORES DE CARCASA Y TUBOS	111
3.6.1.	Optimización de equipos de carcasa y tubos por el método de Kern	111
3.6.2	Diseño óptimo de equipos de enfriamiento	115
4.	HERRAMIENTA COMPUTACIONAL	125
4.1	Desarrollo de la herramienta	125

4.1.1 Fase inicial	125
4.1.2 Fase de construcción	130
4.1.3 Fase final	131
4.2 Aciertos e inconvenientes	132
4.3 Descripción del sistema	132
4.3.1 Requerimientos	132
4.3.2 Programa	133
4.3.3 Libro electrónico	139
5. CONCLUSIONES	144
6. RECOMENDACIONES	145
BIBLIOGRAFÍA	146
ANEXO A. Correlaciones del número de Nusselt	148
ANEXO B. Correlaciones del factor de fricción	152
ANEXO C. Algoritmo de diseño de equipos doble tubo	155
ANEXO D. Selección del número y altura de aletas longitudinales	157
ANEXO E. Algoritmo de diseño de equipos doble tubo con aletas	158
ANEXO F. Algoritmo de perfiles de temperatura	160
ANEXO G. Algoritmo de evaluación de equipos doble tubo	161
ANEXO H. Algoritmo de diseño de equipos de carcasa y tubos	163
ANEXO I. Algoritmo de evaluación de equipos de carcasa y tubos	168

LISTA DE FIGURAS

	Pág.
Figura 1. Esquema del conductismo	7
Figura 2. Esquema del cognoscitismo	8
Figura 3. Esquema del conductismo cognoscitivo	10
Figura 4. Resistencias de ensuciamiento interna y externa al tubo	23
Figura 5. Temperaturas en el extremo caliente de un equipo en contracorriente	26
Figura 6. Aproximación de temperaturas en el extremo frío de un equipo en co-corriente	27
Figura 7. Esquema de un intercambiador compacto en flujo cruzado	28
Figura 8. Diferenciales de área y temperatura en un equipo en contracorriente	30
Figura 9. Intercambiadores doble tubo en arreglo serie-paralelo	33
Figura 10. Terminales fría y caliente en un equipo en contracorriente	34
Figura 11. Temperatura de pared	36
Figura 12. Disminución de las pendientes (T vs. x) en un equipo en co-corriente	37
Figura 13. Disminución de las pendientes (T vs. x) para un equipo en contracorriente	38
Figura 14. Diagrama T vs. Q para equipos en corrientes paralelas	39
Figura 15. Diagrama T vs. Q para equipos en contracorriente	40
Figura 16. Clasificación de los intercambiadores de calor	41
Figura 17. Partes de un intercambiador doble tubo	43
Figura 18. Intercambiador con conexión en "U" expuesta al medio	44
Figura 19. Perfil de las unidades doble tubo	44
Figura 20. Equipos doble tubo en arreglo en serie	45
Figura 21. Partes del intercambiador de carcasa y tubos	46
Figura 22. Clasificación de los cabezales delanteros y posteriores según normas TEMA	48
Figura 23. Deflectores segmentados	49
Figura 24. Efectos del corte del baffle sobre el flujo	50
Figura 25. Tipos de arreglos	51
Figura 26. Intercambiadores de haz de tubos fijo con dos pasos en los tubos	52
Figura 27. Intercambiador 2-4 de cabezal flotante y haz removible	52
Figura 28. Intercambiador de haz removible de tubos en "U"	53
Figura 29. Número de pasos en los cabezales	54

Figura 30. Variación de la temperatura en un equipo con 4 pasos en los tubos y un paso en la carcasa	55
Figura 31. Bafle longitudinal	56
Figura 32. Variación de la temperatura en un equipo con 4 pasos en los tubos y dos pasos en la carcasa	57
Figura 33. Corriente by-pass (de corto circuito)	57
Figura 34. Esquema de placas	58
Figura 35. Partes de un intercambiador de placas y juntas	59
Figura 36. Esquema de una placa de flujo paralelo	60
Figura 37. Principales tipos de placas	61
Figura 38. Ángulo chevron	62
Figura 39. Esquema de flujo 2pasos/2pasos (configuración 2x3 / 2x3)	63
Figura 40. Esquema de flujo 2pasos/1paso (configuración 2x4 / 1x8)	63
Figura 41. Representación esquemática de la configuración del equipo	64
Figura 42. Esquema básico un equipo de placas con aletas	66
Figura 43. Tipos de placas	66
Figura 44. Intercambiador multicorrientes de placas y aletas soldadas de aluminio	68
Figura 45. Intercambiador de calor de tubos con aletas	69
Figura 46. Tipos de aletas	75
Figura 47. Segmentación del intercambiador para el cálculo de los perfiles de temperatura	84
Figura 48. Análisis de corrientes en el fluido que circula por la carcasa	90
Figura 49. Parámetros básicos de las placas	104
Figura 50. Ambiente de trabajo	134
Figura 51. Selección del modo asistencia	136
Figura 52. Ayudas en modo asistido	137
Figura 53. Ambiente de trabajo del libro electrónico	139
Figura 54. Contenido del libro electrónico	141
Figura 55. Entorno de las animaciones	142

LISTA DE TABLAS

	Pág.
Tabla 1. Aplicaciones comunes para cada tipo de aleta	67
Tabla 2. Combinaciones estándar tubo-ánulo	72
Tabla 3. Correlaciones para determinar F_T	93
Tabla 4. Valores A y n	101
Tabla 5. Valores K_C y m	102
Tabla 6. Valores de constantes (d), según número de pasos en la carcasa	120
Tabla 7. Valores de a_1 y b_1 según tipo de intercambiador	120

LISTA DE ANEXOS

	Pág.
ANEXO A. Correlaciones del número de Nusselt	148
ANEXO B. Correlaciones del factor de fricción	152
ANEXO C. Algoritmo de diseño de equipos doble tubo	155
ANEXO D. Selección del número y altura de aletas longitudinales	157
ANEXO E. Algoritmo de diseño de equipos doble tubo con aletas	158
ANEXO F. Algoritmo de perfiles de temperatura	160
ANEXO G. Algoritmo de evaluación de equipos doble tubo	161
ANEXO H. Algoritmo de diseño de equipos de carcasa y tubos	163
ANEXO I. Algoritmo de evaluación de equipos de carcasa y tubos	168

RESUMEN

TITULO*: HERRAMIENTA COMPUTACIONAL PARA LA ENSEÑANZA DE TRANSFERENCIA DE CALOR EN INTERCAMBIADORES.

AUTORES: Navas Villamizar, Oscar Armando; Valderrama Sánchez, Gladys Milena **

PALABRAS CLAVES: INTERCAMBIADORES, HERRAMIENTA COMPUTACIONAL, DISEÑO, EVALUACION, CARCASA Y TUBOS, DOBLE TUBO, LIBRO ELECTRONICO, SOFTWARE EDUCATIVO.

DESCRIPCION:

Fue desarrollada una herramienta computacional de apoyo a la enseñanza y aprendizaje de la transferencia de calor en intercambiadores sin cambio de fase, constituida por un libro interactivo y un software educativo, ofreciendo al maestro un material de ayuda en el desarrollo de la clase y al estudiante una herramienta de ejercitación y practica para el afianzamiento de conceptos.

La aplicación esta orientada a la generación de interés y motivación por los contenidos del tema, representando una herramienta clave de autoaprendizaje, donde el usuario ajusta el desarrollo de los temas a su propia capacidad. El libro electrónico proporciona desde la información teórica básica de transferencia de calor hasta datos específicos para el funcionamiento, diseño, evaluación y optimización de estos equipos. El software permite mediante el planteamiento de un problema la obtención de resultados desarrollando en el usuario destrezas a la hora de ejecutar cálculos y analizar posibles tendencias según la variación de parámetros. Este como herramienta educativa presenta la opción de asistencia, donde se brinda orientación básica de métodos y sugerencias generales durante el desarrollo de los procedimientos.

Teniendo en cuenta el tamaño de la herramienta, es viable su futura publicación en Internet, para otorgar un mayor acceso al uso de esta sin restricciones de espacio y tiempo. La herramienta fue desarrollada con el editor html Dreamweaver y el lenguaje de programación Visual Basic.Net. Los requerimientos de hardware para su instalación son: velocidad de procesamiento de 300 MHz, memoria RAM de 64 MB y espacio libre en disco de 60 MB.

* Proyecto de grado

** Facultad de Ingenierías Físico-Químicas. Escuela de Ingeniería Química
Director: Crisóstomo Barajas Ferreira

ABSTRACT

TITLE *: TOOL COMPUTATIONAL FOR THE TEACHING OF THE HEAT TRANSFER IN EXCHANGERS

AUTHORS: Navas Villamizar, Oscar Armando; Valderrama Sánchez, Gladys Milena * *

KEY WORDS: HEAT EXCHANGERS, TOOL COMPUTATIONAL, DESIGN, EVALUATION, SHELL AND TUBES, DOUBLE PIPE EXCHANGER, ELECTRONIC BOOK, EDUCATIONAL SOFTWARE.

DESCRIPTION:

A tool support computational was developed for teaching and learning of the transfer of heat in exchangers without phase change, constituted by an interactive book and educational software, offering the teacher a material of help in the development of the class and to the student an exercitation and practice tool for the establishment of concepts.

The application is guided to generate interest and motivation by the contents of the topic, representing a key tool of auto-learning, where the user adjusts the development of topics to their own capacity. The electronic book provides from the basic theoretical information of transfer of heat until specific data for the operation, design, evaluation and optimization of these teams. The software allows by means of the position of a problem the obtaining of results developing in the user abilities when to execute calculations and to analyze possible tendencies according to the variation of parameters. As educational tool it presents the option of attendance, where it offers basic orientation of methods and general suggestions during the development of the procedures.

Keeping in mind the size of the tool, it is viable their future publication in Internet, to grant a bigger access to the use of this without space restrictions and time. The tool was developed with the publishing html Dreamweaver and the language of programming Visual Basic.Net. The hardware requirements for its installation are: 300 MHz speed processor, 64 MB RAM and 60 MB of hard disk free space.

* Degree project

** Faculty of Physical-chemical Engineerings. School of Chemical Engineering
Director: Crisóstomo Barajas Ferreira

INTRODUCCIÓN

El aprendizaje es una actividad consustancial al ser humano. Se aprende a lo largo de toda la vida, aunque no siempre en forma sistemática; a veces es fruto de las circunstancias del momento, otras, de actividades planeadas por alguien (la persona o un agente externo) y que el aprendiz lleva a cabo en aras de dominar aquello que le interesa aprender.

El vertiginoso desarrollo de las tecnologías informáticas y de comunicación cuestiona y reconfigura cada día la forma en que percibimos nuestra realidad y la manera como nos apropiamos y relacionamos con el mundo. Los estudiantes de hoy han crecido en un mundo radicalmente diferente al de unas generaciones anteriores, y que decir al de la generación de sus maestros. Estas "promesas" de las nuevas tecnologías son indudablemente fundamentales a la hora de decidir a dónde iremos y cómo evolucionará la tecnología. Pero, por sobre todo, la manera en que nosotros, como usuarios, como maestros, como estudiantes, elijamos confrontar esos factores es un aspecto decisivo en el impacto y beneficio que pueden traer al proceso educativo y de aprendizaje.

Según Allan Kay (uno de los ponentes y desarrolladores de lo que hoy se conoce como el computador personal), el computador hoy en día es una plataforma capaz de actuar como "metamedio", por esto, entre otras razones, se presenta como una alternativa eficaz para experimentar y desarrollar alternativas a procesos educativos tradicionales. En este ámbito es interesante dar una mirada a la relación que como humanos, hemos desarrollado y evolucionado con esta plataforma. Al final, lo realmente importante no es la tecnología en sí misma, sino nuestra relación con ella (Mark Weiser).

Hoy en día, la gran mayoría de entes educativos han entendido la importancia de crear laboratorios virtuales de conocimiento en búsqueda de una mayor apropiación y asimilación de contenidos. La Escuela de Ingeniería Química de la Universidad Industrial de Santander no es ajena a esta realidad, por tal motivo ha emprendido la tarea de desarrollar diferentes softwares aplicados a diversas asignaturas contempladas en nuestro pensum académico; con el firme propósito de crear a corto plazo un sitio al cual se tenga acceso a través de la página Web principal de la Universidad.

Esta iniciativa ha generado muchas expectativas, pues hasta la presente se han desarrollado diferentes softwares con un limitado alcance y acceso a través de la sala de informática de Ingeniería Química. Ahora el beneficio será aún mayor, ya que se podrá tener acceso a estos módulos educativos desde cualquier parte y a cualquier hora.

Pensado para tal fin se elabora una herramienta computacional que integra el desarrollo de los conceptos básicos de transferencia de calor con los criterios de diseño y operación de intercambiadores de calor sin cambio de fase, contemplados en las asignaturas de Fenómenos de Transporte II y Diseño I, del actual plan de estudios.

Esta herramienta se presenta en dos grandes módulos: Por una parte, aprovechando los recursos que ofrece la multimedia se elabora un libro interactivo que agrupa información actual y precisa acerca de intercambiadores de calor sin cambio de fase.

Por otro lado se implementa un software para el diseño y evaluación de equipos sin cambio de fase, de esta forma la enseñanza teórica sobre intercambiadores de calor dispondrá además de un campo de aplicación.

Esta herramienta ofrece la posibilidad de estudiar información veraz y actualizada de transferencia de calor aplicada a intercambiadores, además de reafirmar conocimientos teóricos bajo un prisma educativo más ameno, interactivo y funcional.

1. INFORMÁTICA EDUCATIVA

La informática educativa es una "simbiosis" entre la edificación del conocimiento y la experimentación, concebida bajo un medio que día a día enriquece los diversos ambientes del saber humano.

Siendo la educación tradicionalmente resistente al cambio, la creciente penetración de computadores y computación en este sector no puede explicarse sólo como resultado de bajas en costos, mejoras en calidad, presiones de los vendedores de equipos así como por el convencimiento de algunos educadores y alumnos del potencial educativo de estas máquinas. Parece también estar relacionada con el impacto que la computación y la informática han tenido en el mundo moderno.

1.1 ENFOQUES EDUCATIVOS

Para la creación y el uso de ambientes de aprendizaje coexisten dos formas sistemáticas, las cuales Tomas Dwyer¹ define como enfoque algorítmico y heurístico.

1.1.1 Enfoque educativo algorítmico. El enfoque algorítmico se orienta hacia la definición y realización de secuencias predeterminadas de actividades que, cuando se acierta en los supuestos sobre el nivel de entrada y las expectativas de los destinatarios y cuando se llevan a cabo las actividades en forma esperada, conducen a lograr metas mensurables también predeterminadas. Enfatiza un modelo de enseñanza en el que el diseñador pretende lograr una transmisión eficiente del conocimiento que considera debería aprender el alumno.

El enfoque algorítmico tiene el mérito de dar estructura y precisión a un proceso que podría ser enmarañado y confuso, y de capturar esta precisión de modo que sea reproducible. El alumno, bajo este enfoque, tiene como misión asimilar al máximo las enseñanzas de su maestro, convirtiéndose en depositario de sus conocimientos y modelos de pensamiento.

Estos modelos, la forma de pensar y la información que la sustenta, son el objeto de conocimiento que el profesor trata de transmitir a través de los diversos medios y materiales de enseñanza.

1.1.2 Enfoque educativo heurístico. El aprendizaje se produce por discernimiento repentino a partir de situaciones vivenciales y conjeturales, por descubrimiento de aquello que interesa aprender, no mediante la transmisión de conocimientos.

No se trata de que el profesor no enseñe, sólo que el conocimiento no lo proporciona directamente al alumno. Este debe llegar al conocimiento interactuando conjeturalmente con el objeto de conocimiento o con un ambiente de aprendizaje que permita llegar a él.

¹ DWYER, T. Heuristic Strategies for Using Computers to Enrich Education. International Journal of Man – Machine studies. 1974.

Sin embargo, para promover el aprendizaje por descubrimiento no basta con la existencia de dispositivos heurísticos que hagan posible la vivencia en que se basan las experiencias físicas o mentales que realiza el aprendiz. Es necesario que el profesor favorezca el desarrollo de las capacidades de autogestión en el aprendiz.

1.2 AMBIENTES EDUCATIVOS COMPUTARIZADOS

Las expectativas que crea el computador como medio de enseñanza y aprendizaje se fundamentan tanto en las características técnicas que tiene la máquina, como en los desarrollos de la tecnología educativa en que se fundamenta el diseño de ambientes de aprendizaje.

Algo propio del computador moderno es la interactividad usuario-máquina; sin esta posibilidad sería muy poco probable que este medio pudiese ofrecer algo diferente o mejor que otros medios para promover ciertos aprendizajes.

El buen empleo del medio computacional en la educación depende en gran medida de la interactividad que alcance el material. Sin embargo, los atributos del computador servirán de poco, para crear ambientes de aprendizaje, si no existieran tecnologías educativas que fundamentaran e hicieran posible llevar a la práctica cualquiera de los enfoques educativos o una combinación de los dos.

Los materiales educativos computarizados (MECs) tratan, ante todo, de complementar aquello que con otros medios y materiales de enseñanza y aprendizaje resulta difícil lograr.

Un buen material educativo computarizado (MEC), satisface las necesidades de quien lo utiliza. Esto implica que un buen MEC reúne condiciones como las siguientes:

- Tiene en cuenta las características propias (nivel de desarrollo, experiencias previas...) de quien se supone va a interactuar con él.
- Se acomoda al nivel de dominio que tenga el usuario sobre el tema de interés y sobre el ambiente computarizado.
- Tiene la posibilidad de llenar vacíos conceptuales, o de detectar la existencia de estos, y reorientar al aprendiz hacia su solución.
- Tiene capacidad de promover el desarrollo de habilidades, conocimientos o destrezas consustanciales al logro de los objetivos propuestos.
- Saca máximo provecho a la capacidad de interacción y de procesamiento de información que tiene el computador.
- Promueve participación activa del aprendiz en la búsqueda, generación, apropiación y aplicación del conocimiento, según lo amerite.
- Debe ofrecer tanto al docente como al alumno la posibilidad de vivir experiencias que difícilmente se pueden llevar a cabo con otros medios; es decir; debe ofrecer una ganancia marginal amplia respecto a otros recursos educativos.

Tomas Dwyer¹ clasifica los MECs teniendo en cuenta el enfoque educativo que predomina en ellos.

¹ DWYER, T. Heuristic Strategies for Using Computers to Enrich Education. International Journal of Man – Machine studies. 1974.

1.2.1 MEC algorítmico. Se considera algorítmico cuando transmite conocimientos al aprendiz en la medida en que el programa lo tiene previsto, es decir, se orienta hacia la definición y realización de secuencias predeterminadas de actividades, pretendiendo que el aprendiz asimile conocimientos que han sido previamente elaborados, sin necesidad de descubrirlos.

1.2.2 MEC heurístico. Se considera heurístico cuando el aprendizaje se produce a partir de la experiencia y no mediante la transmisión de conocimientos; en este caso, los MECs proveen las herramientas para que el aprendiz descubra y deduzca a partir del conocimiento previo y la experimentación, logrando la solución de problemas.

La clasificación anterior puede refinarse aún más, según las funciones educativas que asumen:

- **Algorítmicos**

- **Sistemas tutoriales.** Asumen las funciones de un buen tutor, guiando al aprendiz a través de las distintas fases del aprendizaje mediante una relación de diálogo.
- **Sistemas de ejercitación y práctica.** Estos sistemas presuponen una fase previa de instrucción al aprendiz en el tema del MEC, de tal manera que éste tenga por objeto reforzar la aplicación y la retroalimentación de conocimientos.

- **Heurísticos**

- **Simuladores y juegos educativos.** Ambos poseen la cualidad de apoyar el aprendizaje de tipo heurístico. Presentan un micromundo que suele ser la simplificación del mundo real, en la que el alumno puede interactuar como fuente de conocimiento. Los juegos pueden o no representar el mundo real pero se caracterizan por poseer situaciones excitantes y retos a los que el usuario debe enfrentarse. Lo esencial en este tipo de sistema, es que permite mantener activo al alumno, porque procesa continuamente la información que el micromundo presenta. La utilidad de los mismos depende en buena parte de la necesidad educativa que se vaya a atender y de la forma como se utilice.
- **Sistemas expertos.** Sistemas de computación capaces de representar y razonar acerca de algún dominio rico en conocimientos, con el fin de resolver problemas y dar consejos a quienes no son expertos en la materia. Presentan la facilidad de poder construir el raciocinio que se siguió para llegar a las conclusiones y soluciones de problemas.

- **Algorítmicos y Heurísticos**

- **Sistemas inteligentes para aprendizaje apoyado por computador.** Son una aplicación de los esfuerzos en inteligencia artificial, en particular derivada del uso de sistemas expertos. Se caracterizan por ajustar la estrategia de apoyo al aprendiz de acuerdo a las necesidades y desempeño del usuario como también a los contextos previos; de esta forma, pueden ofrecer oportunidades de aprendizaje memorístico a partir de ejemplos, reglas, por analogía, por descubrimiento, o por combinación de categorías.

1.3 TEORÍAS DEL APRENDIZAJE QUE HAN ORIENTADO EL DESARROLLO DEL SOFTWARE EDUCATIVO

1.3.1 Teoría conductista. La teoría conductista "clásica" está relacionada con el estudio de los estímulos y las respuestas correspondientes. Esta línea psicológica ha encontrado su modificación a través de los aportes de B. F. Skinner, quien tomando los elementos fundamentales del conductismo clásico, incorporó nuevos elementos como es el concepto de condicionamiento operante, que se aboca a las respuestas aprendidas.

Se llaman estímulos reforzadores a aquellos que siguen a la respuesta y tienen como efecto incrementar la probabilidad de que las respuestas se emitan ante la presencia de los estímulos.

Las técnicas para la adquisición, mantenimiento y retención de habilidades y conocimientos se especifican a continuación:

- **Reforzamiento.** Consiste en presentar un estímulo reforzante, de manera seguida a una respuesta. El reforzador es el estímulo que aumenta la probabilidad de ocurrencia o no, de una respuesta, dependiendo de si esta es conveniente o no.
- **Moldeamiento por aproximaciones sucesivas.** Primero se identifica la tarea meta o terminal. Se inicia con el primer eslabón proporcionando reforzadores ante la emisión de respuestas adecuadas, una vez dada la respuesta correcta al primer eslabón se continúa con el siguiente, actuando de la misma forma hasta llegar a la respuesta terminal.
- **Generalización y discriminación.** Ocurre cuando una persona, ante estímulos similares más no idénticos, emite una misma respuesta o bien, cuando ante un mismo estímulo se emiten respuestas similares. En la discriminación se responde de manera diferencial ante los estímulos.
- **Modelamiento.** Consiste en modelar (exhibir) la conducta que se desea que alguien aprenda haciendo evidente la consecuencia que sigue a la conducta exhibida.

Las técnicas para la eliminación de conductas son:

- **Extinción.** Consiste en el retiro del reforzador que mantiene una conducta.
- **Castigo.** Es un procedimiento por medio del cual se proporciona un estímulo negativo, adverso, después de la emisión de una respuesta.
- **Reforzamiento diferencial.** Consiste en la selección de una conducta incompatible con la conducta que se desea eliminar.
- **Tiempo fuera.** Esta técnica, consiste en suspender o retirar al sujeto por un tiempo "x" de la situación en la cual manifiesta conductas indeseables.

El conductismo aplicado a la educación es una tradición dentro de la psicología educativa un ejemplo son los conceptos substanciales del proceso instruccional.

Cualquier conducta académica puede ser enseñada de manera oportuna, si se tiene una programación instruccional eficaz basada en el análisis detallado de las respuestas de los alumnos.

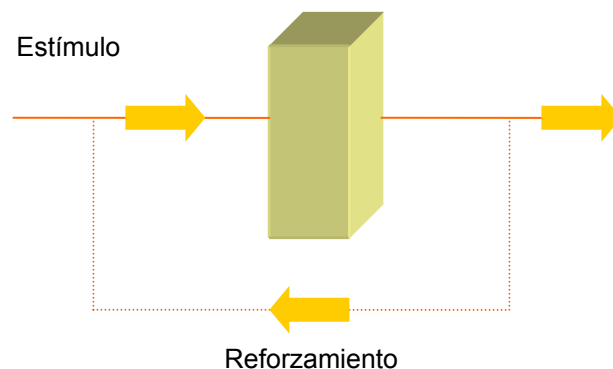
Otra característica de este enfoque es el supuesto de que la enseñanza consiste en proporcionar contenidos o información al alumno, la cual tendrá que adquirirse básicamente en el arreglo adecuado de las contingencias de reforzamiento.²

De acuerdo con este enfoque, la participación del alumno en los procesos de enseñanza y aprendizaje está condicionada por las características prefijadas del programa por donde tiene que transitar para aprender, es decir, es un sujeto cuyo desempeño y aprendizaje pueden ser arreglados desde el exterior (la situación instruccional, los métodos, los contenidos), siempre y cuando se realicen los ajustes ambientales y curriculares necesarios. En esta perspectiva el trabajo de los maestros consiste en diseñar una adecuada serie de arreglos contingenciales de reforzamiento para enseñar. Hernández señala que en 1978, Keller consideró que de acuerdo con esta aproximación el maestro debe verse como un ingeniero educacional y un administrador de contingencia.

Un maestro eficaz debe ser capaz de manejar hábilmente, los recursos tecnológicos conductuales de este enfoque (principios, procedimientos, programas conductuales) para lograr con éxito niveles de eficiencia en su enseñanza y sobre todo en el aprendizaje de sus alumnos.

Esta teoría de aprendizaje no toma en cuenta el organismo (el sujeto que aprende), solo se tiene en cuenta las condiciones externas que favorecen el aprendizaje, por esto se habla de un modelo tipo caja negra, resultando fundamental la programación de eventos que conduzcan al resultado esperado y el reforzamiento del mismo. Una programación conductista se refleja en el tratamiento que se da al alumno para conducirlo de donde se supone que está, hasta donde se desea llevar. La teoría del reforzamiento y la programación en pequeños pasos son las herramientas básicas que utiliza el conductismo para este fin.

Figura 1. Esquema del conductismo



Los principios básicos del conductismo, son citados a continuación:

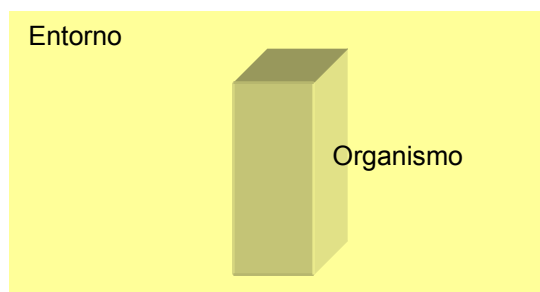
² HERNÁNDEZ, R. G. Maestría en Tecnología Educativa. Módulo Fundamentos del Desarrollo de la Tecnología Educativa (Bases sociopsicopedagógicas), ILCE, México, 1993.

- El individuo aprende o modifica su modo de actuar observando la consecuencia de sus actos.
- Los refuerzos son las consecuencias que fortalecen o debilitan la probabilidad de repetición de una acción.
- Cuando más inmediatamente siga el reforzamiento a la ejecución deseada, será más probable que se repita la conducta que se trata.
- El reforzamiento intermitente de un acto aumenta el tiempo que el alumno dedicará a una tarea sin recibir más reforzamiento.
- La conducta de aprendizaje de un estudiante puede desarrollarse o moldearse gradualmente mediante reforzamiento diferencial, es decir, reforzando las conductas que deben repetirse, y evitando repetir las no deseadas.
- Además de hacer más probable la repetición de una acción, el reforzamiento aumenta las actividades de un estudiante, acelera su ritmo e incrementa su interés por aprender, siendo estos los efectos de motivación del reforzamiento.
- La conducta de un estudiante puede convertirse en un patrón complejo, moldeando los elementos simples de dicho patrón y combinándolos en una secuencia en cadena.

Pese a las muchas críticas recibidas, según Gros (1987) muchos programas actuales se basan en las propuestas conductistas: "Descomposición de la información en unidades, diseño de actividades que requieren una respuesta y planificación del refuerzo".

1.3.2 Teoría cognoscitiva. La corriente cognoscitiva hace énfasis en el estudio de los procesos internos que conducen al aprendizaje, se interesa por los fenómenos y procesos internos que ocurren en el individuo cuando aprende, cómo ingresa la información a aprender, cómo se transforma en el individuo y cómo la información se encuentra lista para hacerse manifiesta; así mismo considera al aprendizaje como un proceso en el cual cambian las estructuras cognoscitivas (organización de esquemas, conocimientos y experiencias que posee un individuo), debido a su interacción con los factores del medio ambiente³.

Figura 2. Esquema del cognoscitivismo



³ SAAD D. E. y PACHECO, P. D. Taller de Diseño Instruccional. ILCE México, 1987.

David P. Ausubel, teórico del aprendizaje cognoscitivo, describe dos tipos de aprendizaje:

- **Aprendizaje repetitivo.** Implica la sola memorización de la información a aprender, ya que la relación de ésta con aquélla presente en la estructura cognoscitiva se lleva a cabo de manera arbitraria.
- **Aprendizaje significativo.** La información es comprendida por el alumno y se dice que hay una relación sustancial entre la nueva información y aquélla presente en la estructura cognoscitiva. Las dos formas de aprendizaje significativo son:
 - **Por recepción.** La información es proporcionada en su forma final y el alumno es un receptor de ella.
 - **Por descubrimiento.** En este aprendizaje, el alumno descubre el conocimiento y sólo se le proporcionan elementos para que llegue a él.

Existen diversos teóricos cognoscitivos (J. Bruner, D. Ausubel, Dewey, Glaser), que se han interesado en resaltar que la educación debiera orientarse a lograr el desarrollo de habilidades de aprendizaje (y no sólo el enseñar conocimientos). El estudiante debe además desarrollar una serie de habilidades intelectuales, estrategias, etcétera para conducirse en forma eficaz ante cualquier tipo de situaciones de aprendizaje, así como aplicar los conocimientos adquiridos frente a situaciones nuevas de cualquier índole.

El aprendiz es entendido como un sujeto activo procesador de información, quien posee una serie de esquemas, planes y estrategias para aprender a solucionar problemas, los cuales a su vez deben ser desarrollados.

El maestro como primera condición, debe partir de la idea de un alumno activo que aprende de manera significativa, que aprende a aprender y a pensar. Su papel en este sentido se centra sobre todo en confeccionar y organizar experiencias didácticas que logren esos fines. Desde esa perspectiva, el profesor debe estar profundamente interesado en promover en sus alumnos el aprendizaje significativo de los contenidos escolares. Para ello, es necesario que procure en sus lecciones, exposiciones de los contenidos, lecturas y experiencias de aprendizaje que exista siempre un grado necesario de significatividad lógica, para aspirar a que los alumnos logren un aprendizaje en verdad significativo ⁴.

En este enfoque, la metodología de la enseñanza propone el empleo de manera efectiva de las denominadas estrategias instruccionales.

Algunos investigadores han estudiado el efecto que ciertas estrategias o manejos de la información tienen sobre la calidad y cantidad del aprendizaje.

Estas estrategias se han clasificado en función del momento en que son administradas durante los procesos de enseñanza y aprendizaje. Así tenemos tres momentos: Antes de la instrucción, durante la instrucción y al finalizarla.

La teoría cognoscitiva ha hecho enormes aportes al campo de la educación: los estudios de memoria a corto plazo y largo plazo; los de formación de conceptos y, en general todo lo referente al procesamiento de información, así como las distinciones entre tipos y formas de aprendizaje.

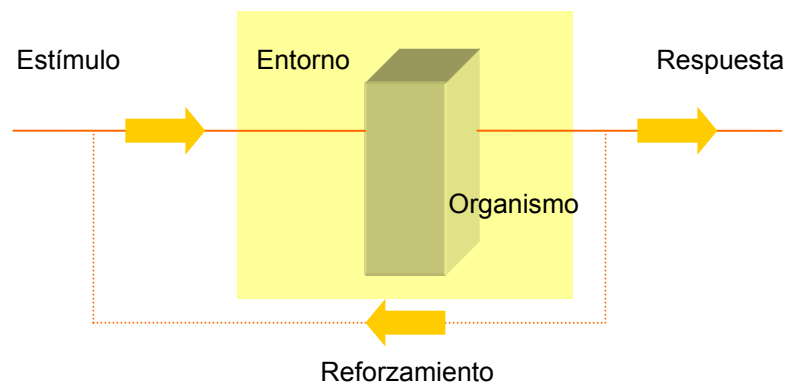
⁴ HERNÁNDEZ, R. G. Maestría en Tecnología Educativa. Módulo Fundamentos del Desarrollo de la Tecnología Educativa (Bases sociopsicopedagógicas), ILCE, México, 1993.

La teoría cognoscitiva presenta la información observando las características particulares de cada aprendiz, los incita a encontrar y hacer explícita la relación entre la información nueva y la previa. También intenta que el alumno contextualice el conocimiento en función de sus experiencias previas, de forma tal que sea más significativo y por lo tanto menos susceptible al olvido⁵.

1.3.3 Teoría conductista-cognoscitiva. En medio de los enfoques anteriores, es posible encontrar una combinación de ambos. En el cual se comparten algunas características. Ya no se habla de caja negra como en el enfoque conductista, pero tampoco se considera al aprendiz, como único elemento de relevancia (enfoque de "caja traslúcida"; teoría cognoscitiva).

Esta teoría fue propuesta por el psicólogo Robert M. Gagné, quien comparte los postulados básicos de ambos enfoques, conductismo y cognoscitivismo, pero agrega una taxonomía y una teoría fruto de investigaciones sobre el aprendizaje que permiten ligar tipos de estímulos (eventos) con tipos de resultados, al tiempo que establece cuáles fases del aprendizaje deben apoyarse para propiciar el logro de los diversos tipos de resultados.

Figura 3. Esquema del conductismo cognoscitivo



A pesar de las diferencias, las teorías de aprendizaje tienen en común su objeto de estudio: el aprendizaje. No es de extrañar, por consiguiente, que se logre un efecto de "triangulación" (ver de varios ángulos un mismo asunto) cuando se analizan los distintos aportes. Desde cada teoría existe una perspectiva que complementa a otras.

1.3.4 Teoría constructivista. Jean Piaget, biólogo de formación con una especial preferencia por problemas de corte filosófico y principalmente sobre los referidos al tópico del conocimiento, considera que las estructuras del pensamiento se construyen, pues nada está dado al comienzo.

⁵ SAAD D. E. y PACHECO, P. D. Taller de Diseño Instruccional. ILCE México, 1987.

Las estructuras se construyen por interacción entre las actividades del sujeto y las reacciones del objeto. Más bien recaen en las acciones mismas que el sujeto ha realizado sobre los objetos, y consiste en abstraer de esas acciones, por medio de un juego de "asimilaciones" y "acomodaciones", los elementos necesarios para su integración en estructuras nuevas y cada vez más complejas.

Esta teoría constructivista plantea un cambio a la educación tradicional, de modo que todo desarrollo de herramientas para asistir el aprendizaje, debieran tener sus bases en esta teoría. Papert se refiere al construccionismo como una teoría que maximiza lo aprendido y minimiza lo enseñado.

Piaget denominó a su teoría "constructivismo genético", en ella explica el desarrollo de los conocimientos en el aprendiz como un proceso de desarrollo de los mecanismos intelectuales. Este desarrollo ocurre en una serie de etapas o estadios, que se definen por el orden constante de sucesión y por la jerarquía de las estructuras intelectuales que responden a un modo integrativo de evolución. Cada estadio se caracteriza por la aparición de estructuras que se construyen en forma progresiva y sucesiva, de modo tal que una estructura de carácter inferior se integre a una de carácter superior, y constituya así el fundamento de nuevos caracteres cognoscitivos que son modificados por el desarrollo, en función de una mejor organización ⁶.

En torno al concepto de enseñanza, para los piagetianos hay dos tópicos complementarios que se necesitan resaltar: la actividad espontánea del aprendiz y la enseñanza indirecta.

En relación con la actividad espontánea del aprendiz, la concepción constructivista está muy ligada a la gran corriente de la escuela activa en la pedagogía, la cual fue desarrollada por pedagogos tan notables como Decroly, Montessori, Dewey y Ferriere.

La educación debe favorecer e impulsar el desarrollo cognoscitivo del alumno, mediante la promoción de su autonomía moral e intelectual. Desde esta perspectiva el alumno es visto como un constructor activo de su propio conocimiento.

Para los piagetianos el alumno debe actuar en todo momento en el aula. De manera particular, se considera que el tipo de actividades que se debe fomentar son aquellas de tipo autoiniciadas, que emergen del estudiante libremente. Además el estudiante debe ser visto como un sujeto que posee un nivel específico de desarrollo cognoscitivo; como un aprendiz que posee un cierto cuerpo de conocimientos los cuales determinan sus acciones y actitudes. Por lo tanto es necesario conocer en qué periodo de desarrollo intelectual se encuentran los alumnos y tomar esta información como básica.

De acuerdo con la aproximación psicogenética, el maestro es un promotor del desarrollo y de la autonomía de los educandos. Debe conocer con profundidad los problemas y características del aprendizaje y las etapas del desarrollo cognoscitivo en general. Su papel fundamental consiste en promover una atmósfera de reciprocidad, de respeto y autoconfianza, dando oportunidad para el aprendizaje autoestructurante de los alumnos, principalmente mediante la enseñanza indirecta y del planteamiento de problemas y conflictos cognitivos.

⁶ HERNÁNDEZ, R. G. Maestría en Tecnología Educativa. Módulo Fundamentos del Desarrollo de la Tecnología Educativa (Bases sociopsicopedagógicas), ILCE, México, 1993.

El método que se privilegia desde una didáctica constructivista es el denominado de enseñanza indirecta, que pone énfasis en la actividad, la iniciativa y la curiosidad del aprendiz ante los distintos objetos de conocimiento, bajo el supuesto de que ésta es una condición necesaria para la autoestructuración y el autodescubrimiento de los contenidos escolares.

En el terreno de la informática educativa, una de las experiencias más conocidas es el lenguaje LOGO. Papert, creador de dicho lenguaje, propone un cambio sustancial en la escuela un cambio en los objetivos escolares acorde con el elemento innovador que supone la computadora.

El lenguaje LOGO es el primer lenguaje de programación diseñado para niños. Utiliza instrucciones muy sencillas para poder desplazar por la pantalla el dibujo de una tortuga, pudiendo construir cualquier figura geométrica a partir de sus movimientos. Su pretensión básica es que los sujetos lleguen a dominar los conceptos básicos de geometría. Aunque en realidad, detrás de ello existe una "herramienta pedagógica mucho más poderosa", fundamento de todo aprendizaje: el aprendizaje por descubrimiento (Crevier, 1996).

Para Papert, la computadora reconfigura las condiciones de aprendizaje y supone nuevas formas de aprender.

Fuentes importantes de su obra han sido las teorías de Piaget; Sin embargo, según Crevier, aunque coinciden en los planteamientos generales, mientras Piaget no veía mayores ventajas en el uso de la computadora; Papert se sintió rápidamente atraído por esa idea. Tanto es así que pronto entró en contacto con los investigadores pioneros en Inteligencia Artificial, campo del que recibiría también notorias influencias.

Otra característica del lenguaje LOGO es que mediante la programación el niño puede pensar sobre sus procesos cognitivos, sobre sus errores y aprovecharlos para reformular sus programas (Martí, 1992). En otras palabras, la programación favorecerá las actividades metacognitivas.

1.4 LA MULTIMEDIA

En la actualidad multimedia puede significar muchas cosas, dependiendo del contexto en que nos encontremos y del tipo de especialista que lo defina. En un tiempo multimedia se refería por lo general a presentaciones de diapositivas con audio, también ha designado a aquellos materiales incluidos en kits o paquetes didácticos; ETC. Sin embargo, multimedia hoy suele significar la integración de dos o más medios de comunicación que pueden ser controlados o manipulados por el usuario vía ordenador.

En rigor, el termino multimedia es redundante, ya que "media" es en si un plural, por ello hay autores que prefieren utilizar el término hipermedia en vez de multimedia. Hipermedia sería simplemente un hipertexto multimedia, donde los documentos pueden contener la capacidad de generar textos, gráficos, animación, sonido y video en movimiento. Así, multimedia es una clase de sistemas interactivos de comunicación conducido por un ordenador que crea, almacena, transmite y recupera redes de información textual, gráfica visual y auditiva.

Multimedia se refiere normalmente a video fijo o en movimiento, texto, gráficos, audio y animación controladas por un ordenador. Pero esta integración no es sencilla. Es la combinación de hardware, software y tecnologías de almacenamiento incorporadas para proporcionar un entorno multisensorial de información.

1.4.1 Texto e hipertexto. Funciona como apoyo para otros medios; el texto en la multimedia debe tratar de cumplir con los siguientes requisitos:

- Debe ser breve y ceñirse al tema.
- No amontonarlo, ni colocar demasiado en la pantalla.
- Usar viñetas, ya que consiguen dividir los bloques de texto visualmente.
- Usar fuentes fáciles de leer.
- Texto bien editado, sin errores ortográficos.

El hipertexto se acredita a un científico de la computación, llamado Vannevar Bush (1.945), sobre todo de la idea original, de cómo podría ser eso. Este sujeto imagina un futuro artefacto de uso individual al que nombra aleatoriamente "Memex", en el cual es posible almacenar todos los libros, archivos y comunicaciones. Este artefacto, al ser mecanizado, permite ser consultado con gran velocidad y flexibilidad.

El término " hipertexto " fue acuñado por Ted Nelson, quien en 1.965 lo refirió a una forma de escritura no secuencial; lo que permitiría que cada uno cree una senda de acuerdo a sus intereses a través de la enorme cantidad de información asequible. Esto da como resultado, la posibilidad de elección de la lectura, por parte del mismo lector.

Podría definirse al hipertexto como una escritura no secuencial, que al utilizar links (hiperenlaces o hipervínculos), ofrece grandes posibilidades de profundización acerca de determinados términos, autores, etc. La estructura de las ideas no es secuencial, sino que está dada en forma de hipertexto, donde no existe una idea sola, sino que esta se encuentra conectada de alguna manera a otras, y cada una de aquellas remite a otras. Puede ser que no toda la idea, sino parte de ella; por lo tanto, se podría conjeturar que la hipermedia estaría reproduciendo el complejo accionar humano.

Cuando se incluyen recursos multimediales en una hipermedia, se debe tener en cuenta que exista un cierto equilibrio entre el desarrollo lineal y los saltos lógicos, los enlaces que aparecen, remitiendo a más información acerca de lo mismo. Por lo tanto, es necesario que se consideren cuáles son los enlaces que pueden ayudar a enriquecer la línea central del texto, y cuáles son los que hacen que una persona que busca información sobre un tema, termine en otro totalmente distinto, dadas todas las posibilidades de enlace que tuvo en el camino; entendiendo esto como, desviar a quien investiga acerca de un tema de lo central y extraviarlo por aspectos secundarios. Esto se relaciona con la prioridad de las hipermedias a almacenar gran cantidad de información, a veces sin poner atención al diseño de las conexiones entre los artículos.

1.4.2 Imagen. En multimedia una imagen vale más que mil palabras, por esta razón es necesario seleccionar de manera que sirva para los objetivos de la presentación: La imagen es un dibujo, una fotografía o un trazo sin movimiento, ni sonido; los formatos que se utilizan son: BMP, GIF, JPG, WMF, PNG; entre otros.

El formato BMP (BitMap Picture – Imagen de mapa de bits), es el formato nativo de imágenes de Windows, sin embargo, este formato es soportado por aplicaciones de plataformas diferentes a Windows y a PC. Los archivos de imágenes de mapa de bits son en su mayoría de gran tamaño lo cual les impide ser compartidos fácilmente, además al utilizar varios de estos archivos en una

aplicación, el desempeño de ésta baja, ya que estos se deben cargar en memoria, y debido a su gran tamaño la gestión de la memoria se hace lenta por el volumen de datos en proceso.

El formato de intercambios gráficos, conocido como GIF (Graphics Interchange Format), fue desarrollado originalmente por CompuServe.

GIF es un formato de archivo diseñado para usar un mínimo de espacio en disco y ser leído e intercambiado fácilmente entre sistemas. Este formato es muy utilizado para publicar imágenes en Internet. Los gráficos de este formato deben componerse de 256 colores por máximo, lo cual hace que el tamaño de estos archivos sea mucho menor que de una imagen de formato BMP.

El estándar para las imágenes fotográficas comprimidas, establecido por el JPEG (Joint Photographic Experts Group), es el JPG.

Este formato ofrece compresión en el tamaño del archivo con una mínima pérdida en la calidad de la imagen. La escala de compresión ofrecida por este formato es de 20 a 1, lo cual nos da como resultado un archivo pequeño comparado con un BMP. Este formato es ampliamente utilizado en las publicaciones en Internet.

Otro formato de imagen de Windows es el WMF (Windows Meta File – Meta Archivo de Windows), es un formato de intercambio de imágenes entre aplicaciones Windows.

Este formato ofrece una calidad menor a la de un BMP pero con la ventaja que el tamaño de los archivos es casi igual a la de un archivo JPG; este formato es ampliamente utilizado en aplicaciones comerciales tales como Microsoft Office.

1.4.3 Animaciones. En multimedia la animación consiste típicamente en dibujos y otras imágenes fijas, no fotográficas mostradas en rápida sucesión para crear la ilusión de movimiento.

Las animaciones típicas de multimedia son generalmente logos, títulos en movimiento, presentados muchos de ellos en formato GIF animado, SWF.

El formato GIF animado, es una extensión del formato GIF estático. Los archivos GIF animados se componen de una serie de imágenes con formato GIF estático, que son presentadas en la pantalla una tras otra de forma continua y a una gran velocidad, de modo que se observe el efecto de animación.

Este formato está basado en los principios de animación utilizados por los productores de tiras cómicas y dibujos animados.

El formato Shockwave Flash (.SWF) fue creado por Macromedia Flash para transportar gráficos, animación y sonido por Internet. Los archivos SWF se parecen mucho a los archivos GIF y se reproducirán en la mayoría de navegadores sin instalar ningún plugin.

1.4.4 Apariencia. Hay que tener en cuenta que una aplicación de multimedia, debe ser visualmente agradable; para esto existen unas pautas generales:

- Los espacios vacíos son buenos, hay que mantener las pantallas simples, dejando muchos espacios vacíos; esto resulta atractivo y facilita el uso de la aplicación.
- Asegurarse que cada pantalla esté físicamente equilibrada.
- Seleccionar el fondo apropiado, si lo presenta.

- Hacer pantallas consistentes.
- Asegurarse que en cada una de las pantallas los elementos de importancia aparezcan siempre en el mismo lugar, especialmente los botones de navegación.
- Crear una estructura que le de al usuario puntos de referencia tranquilizantes, impidiendo que el usuario se sienta desorientado.
- De la pantalla inicial se podrá saltar a cualquier sección.
- Debe existir un índice de todos los temas importantes de la aplicación.
- En todas las pantallas debe existir un botón que permita acceder a la pantalla inicial y de ahí moverse a otras secciones de la aplicación.
- En las aplicaciones con forma lineal se deben ubicar botones que permitan el acceder hacia delante y hacia atrás.

Las aplicaciones multimedia deben tener como características:

- **Idoneidad.** Utilizar los medios apropiados para la presentación del tema.
- **Equilibrio.** Mezclar los medios de forma apropiada, sin recargar la aplicación.
- **Simplicidad.** Hacer la aplicación simple dado que cuando se conglera información se hace difícil la navegación y la comprensión, además desalienta el uso de la aplicación.
- **Consistencia.** Hacer predecible la aplicación para facilitar la navegación del usuario, ubicar los elementos importantes en el mismo lugar y mantener en cada sección sonido consistente si lo hay.
- **Credibilidad.** La información que se presenta debe ser correcta, precisa, bien presentada y editada.

1.4.5 Hipervínculos. Un hipervínculo es una conexión entre un origen y un destino, que permite navegar por la información contenida en el hipertexto de forma no lineal. Cuando un enlace se activa se pueden producir una gran variedad de eventos, como son:

- Transferir a un nuevo tópico.
- Mostrar una referencia.
- Proporcionar una anotación o definición.
- Visualizar una ilustración, un gráfico, una fotografía una animación o un video.
- Visualizar un índice.

Los enlaces suelen indicarse en la pantalla por medio de palabras resaltadas (pueden ser subrayadas, o resaltadas en otro color), gráficos o íconos. Los enlaces deben ser fácilmente identificables, y fáciles de activar; por ejemplo, un cambio en el puntero del mouse cuando está encima del enlace, y dar una respuesta rápida, ya que en caso contrario el usuario suele optar por no emplearlos.

Los hipervínculos pueden tener diferente apariencia en la pantalla, como son:

- Texto de un color distinto: Generalmente lleva a un artículo relacionado con el tema o la definición resaltada.
- Botones, íconos o etiquetas: Generalmente tiene una imagen gráfica o texto, envían a otra parte de la aplicación, hacen que inicie algo (por ejemplo, un video).
- Flechas: A diferencia de otras pistas de hipervínculo en la pantalla, las flechas permiten navegar hacia delante o hacia atrás.

1.4.6 Razones para usar multimedia en la educación. Las razones por las cuales la multimedia es una excelente herramienta para la educación son:

- Ver y oír en muchos casos, resulta más entretenido que leer.
- La naturaleza de la multimedia educativa es ser interactiva, lo que le permite al estudiante escoger que aprender y en que forma hacerlo.
- Se almacena en un CD- ROM, el cual tiene una gran capacidad de almacenamiento.
- Por medio de los hipervínculos el estudiante puede consultar y seguir una línea de pensamiento o explorar la información de manera casual (sin seguir un orden predeterminado).
- Estimula el estudiante a explorar y aprender.

1.5 SELECCIÓN DEL TIPO DE MATERIAL EDUCATIVO

La herramienta computacional ha sido clasificada como un MEC algorítmico específicamente como un sistema tutorial, ya que cumple con los principales parámetros que caracterizan a dicho enfoque.

2. PRINCIPIOS TEÓRICOS DE INTERCAMBIADORES DE CALOR

2.1 BALANCES DE ENTALPÍA

La mayor parte de los procesos químicos se realizan en forma continua, por lo que interesa referirse a la transferencia de calor por unidad de tiempo.

Si una corriente caliente cede calor a un medio que lo recibe, sufrirá una disminución de su entalpía, y será:

$$Q = W_c \times (H_{c1} - H_{c2}) \quad (1)$$

H = Entalpía específica (J/Kg).

Q = Cantidad de calor intercambiada por unidad de tiempo (J/s).

W = Flujo másico de una corriente (Kg/s.)

El subíndice c indica el fluido caliente.

El subíndice 1 indica condiciones de entrada al equipo.

El subíndice 2 indica condiciones de salida del equipo.

Si dicho fluido experimenta un enfriamiento sin cambio de fase, la diferencia de entalpía puede expresarse como:

$$H_{c1} - H_{c2} = Cpc \times (T_1 - T_2) \quad (2)$$

Cpc = Calor específico del fluido caliente (J/Kg.K)

T = Temperaturas del fluido caliente.

Se puede decir entonces que;

$$Q = W_c \times Cpc \times (T_1 - T_2) \quad (3)$$

Si en cambio el fluido es un vapor puro que se encuentra saturado a una cierta presión, al ceder calor sufrirá una condensación isotérmica, y será:

$$H_{c1} - H_{c2} = \lambda_c \quad (4)$$

λ_c = Calor de condensación

Por lo tanto, en este caso

$$Q = W_c \times \lambda_c \quad (5)$$

Si el fluido se calienta sin cambiar de fase, el calor recibido será:

$$Q = W_F \times C_{pf} \times (t_2 - t_1) \quad (6)$$

t = Temperaturas del fluido frío

C_{pf} = Calor específico del fluido frío (J/Kg.K)

El subíndice (f) indica el fluido frío.

Para cualquier situación genérica será:

$$Q = W_F \times (H_{F2} - H_{F1}) \quad (7)$$

Obviamente, el calor cedido por el fluido caliente debe ser igual al recibido por el fluido frío, y entonces:

$$W_C \times (H_{C1} - H_{C2}) = W_F \times (H_{F2} - H_{F1}) \quad (8)$$

$$W_F \times C_{pf} \times (t_2 - t_1) = W_C \times C_{pc} \times (T_1 - T_2) \quad (9)$$

2.2 ÁREA DE TRANSFERENCIA Y COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR

Para que pueda realizarse una transferencia de calor entre dos fluidos es necesaria:

- Que exista una diferencia de temperatura entre ellos. Cuanto mayor sea esa diferencia de temperaturas, tanto mayor será la velocidad de transmisión de calor.
- Que ambos fluidos estén separados por una superficie a través de la cual pueda transferirse el calor. A esta superficie se le llama área de transferencia. Por ejemplo, si uno de los fluidos circula por el interior de un tubo, y el otro se encuentra en el exterior del mismo, el área de transferencia será el área lateral del tubo.

Cuanto mayor sea el área de contacto entre dos fluidos, mayor será la cantidad de calor que pueda transferirse por unidad de tiempo entre ellos.

Las afirmaciones anteriores se pueden expresar en:

$$Q = U \times A \times \Delta T \quad (10)$$

U = Coeficiente global de transferencia de calor.

ΔT = Diferencia de temperatura entre los dos fluidos.

A = Área de transferencia de calor.

Las ecuaciones (1) a (9) están asociadas a los balances de calor y permiten calcular la cantidad de calor que debe ser transferida para lograr una determinada condición de proceso sobre las corrientes que participan del intercambio.

Son ecuaciones que están asociadas a un planteo exclusivamente termodinámico del problema y son totalmente independientes del diseño del equipo en el que se concretará el proceso.

En cambio esta última expresión (10) es una ecuación de cinética de transferencia de calor; esta permite calcular el área de equipo necesaria para lograr la transferencia de calor Q entre dos corrientes cuya diferencia de temperatura es ΔT .

Esta área depende del coeficiente de transferencia U, el cual puede variarse modificando las características de diseño del equipo.

El objetivo básico de diseño, será lograr el mayor valor posible del coeficiente U que sea compatible con las restricciones impuestas por el proceso.

En todo problema de diseño de equipos participan ambos tipos de ecuaciones, es decir, que siempre habrá que combinar una ecuación de balance con una ecuación cinética, que será en definitiva la que permita decidir si el área del equipo es suficiente para cumplir con el objetivo deseado.

2.2.1 Expresión del coeficiente de transferencia de calor en función de los coeficientes peliculares. Imagine un tubo en cuyo interior se encuentra un fluido caliente a una temperatura T. Si d_i es el diámetro de la superficie interna del tubo y d_o el diámetro de la superficie externa.

Para que el calor atraviese por conducción la pared del tubo, debe aparecer una diferencia de temperatura entre sus superficies, T_{wi} será la temperatura de la cara interior del tubo y T_{wo} la temperatura de la cara exterior.

Se puede plantear la transferencia de calor entre el fluido interno y la pared como:

$$Q = h_i \times A_i \times (T - T_{wi}) \quad (11)$$

h_i = Coeficiente pelicular del fluido interno.

A través del material de construcción del tubo, la transmisión de calor por conducción puede expresarse como:

$$Q = \frac{k \times A_M}{\frac{1}{2} \times (d_o - d_i)} \times (T_{wi} - T_{wo}) \quad (12)$$

k = Conductividad térmica del material del tubo.

A_m = Promedio logarítmico entre las áreas interior y exterior.

$$A_M = \frac{\pi \times L \times (d_o - d_i)}{\ln \frac{d_o}{d_i}} \quad (13)$$

El calor transferido desde la superficie exterior del tubo hacia el fluido frío se puede expresar como:

$$Q = h_o \times A_o \times (T_{wo} - t) \quad (14)$$

Las ecuaciones (11), (12) y (14) se pueden expresar como:

$$T - T_{wi} = Q \times \frac{1}{h_i \times A_i} \quad (15)$$

$$T_{wi} - T_{wo} = Q \times \frac{1/2 \times (d_o - d_i)}{k \times A_m} \quad (16)$$

$$T_{wo} - t = Q \times \frac{1}{h_o \times A_o} \quad (17)$$

Sumando las expresiones anteriores;

$$T - t = Q \times \left[\frac{1}{h_i \times A_i} + \frac{1}{h_o \times A_o} + \frac{1/2 \times (d_o - d_i)}{k \times A_m} \right] \quad (18)$$

Comparando con la ecuación de diseño, vemos que;

$$\frac{1}{U \times A} = \frac{1}{h_i \times A_i} + \frac{1}{h_o \times A_o} + \frac{1/2 \times (d_o - d_i)}{k \times A_m} \quad (19)$$

Esta expresión no está totalmente definida puesto que no se ha decidido aún cual es el área A. En este caso tenemos un área interna A_i y un área externa A_o . Cualquiera de ellas puede ser utilizada para definir un coeficiente de transferencia U; por supuesto que el valor de este coeficiente dependerá de cual sea el área que se elija. Si nos referimos al área externa, quedará definido un

coeficiente de transferencia de calor U_o y si nos referimos al área interna quedará definido un coeficiente U_i , de modo que:

$$\frac{1}{U_o \times A_o} = \frac{1}{U_i \times A_i} = \frac{1}{h_i \times A_i} + \frac{1}{h_o \times A_o} + \frac{1/2 \times (d_o - d_i)}{k \times A_m} \quad (20)$$

$$\frac{1}{U_o} = \frac{1}{h_i \times (A_i / A_o)} + \frac{1}{h_o} + \frac{1/2 \times (d_o - d_i)}{k \times (A_m / A_o)} \quad (21)$$

$$\frac{1}{U_i} = \frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_o \times (A_o / A_i)} + \frac{1/2 \times (d_o - d_i)}{k \times (A_m / A_i)} \quad (22)$$

Es indistinta la utilización de cualquiera de estos dos coeficientes. Dado que por lo general los tubos de intercambiadores están normalizados por su diámetro externo, resulta una práctica corriente la utilización del coeficiente U_o definido en la expresión (21). De ahora en adelante nos referiremos a él.

Para simplificar la nomenclatura no presentará subíndices, quedando U ; de igual forma con el área A .

Puesto que la ecuación (10) puede ser escrita como:

$$Q = \frac{\Delta T}{\frac{1}{U} \times A} \quad (23)$$

Entonces, mirando la ecuación (23) puede pensarse en el término $(1/U) \times A$ como una resistencia a la transmisión de calor y en ΔT como la fuerza impulsora que provoca esta transmisión calórica.

Esta resistencia, esta formada por tres resistencias en serie representadas por cada uno de los sumandos de la ecuación (21).

Por lo general los tubos de intercambiadores son metálicos, y debido a la elevada conductividad térmica de los mismos, el tercer sumando de la ecuación (21) es despreciable frente a los otros dos y entonces;

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_i \times (A_i / A_o)} + \frac{1}{h_o} \quad (24)$$

Puede definirse un coeficiente pelicular interno referido al área externa, h_{io} como:

$$h_{io} = h_i \times \frac{A_i}{A_o} \quad (25)$$

Entonces la ecuación (24) puede escribirse:

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_{io}} + \frac{1}{h_o} \quad (26)$$

Las expresiones anteriores para el coeficiente global de transferencia de calor, son válidas para tubos limpios. Como es bien conocido las superficies interior de los tubos de un intercambiador de calor no permanecen limpias después de varios meses de operación; se forman escamas o depósitos en la superficie interior. Estos depósitos pueden afectar severamente el valor del coeficiente global de transferencia de calor.

El efecto global de los depósitos se cuantifica por el denominado factor de encrustamiento o factor de suciedad. Su efecto neto consiste en incrementar la resistencia al flujo de calor, disminuyendo el coeficiente global de Transferencia de calor.

Con el ensuciamiento se deben agregar dos resistencias más de las que han sido consideradas en el cálculo del U, dado que el calor debe transferirse por conducción a través de las capas de incrustación.

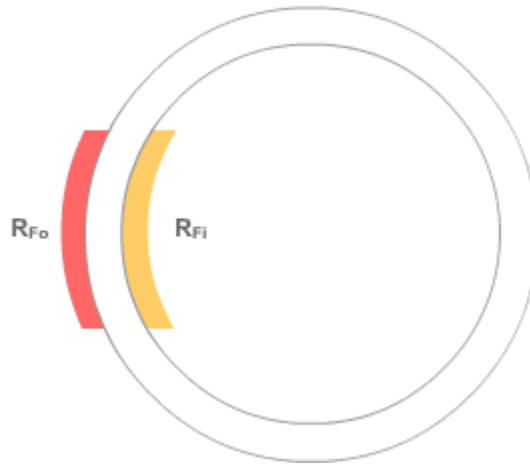
R_{Fi} y R_{Fo} , son las resistencias agregadas en las caras interna y externa respectivamente como consecuencia de esta obstrucción ($m^2.K.s)/J$.

Entonces la resistencia total a la transmisión de calor una vez que se produzcan estos depósitos, estará dada por:

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_{io}} + \frac{1}{h_o} + R_{Fio} + R_{Fo} \quad (27)$$

$$R_{Fio} = R_{Fi} \frac{d_o}{d_i} \quad (28)$$

Figura 4. Resistencias de ensuciamiento interna y externa al tubo



Se llama resistencia de ensuciamiento combinada a la suma:

$$R_F = R_{Fi} + R_{Fo} \quad (29)$$

A medida que el equipo se va ensucianando, y va creciendo la resistencia, se produce una disminución en la cantidad de calor que el intercambiador es capaz de transmitir.

Para impedir esta circunstancia, se acostumbra a diseñar los equipos anticipando el depósito de basuras o incrustaciones. Esto significa que se realiza una estimación preliminar del valor que puede llegar a alcanzar esta resistencia durante el tiempo de servicio que se prevea entre dos limpiezas del equipo.

Esta resistencia puede estimarse en función del conocimiento y experiencia que se tenga respecto a los fluidos manejados o recurriendo a tablas que dan valores típicos para distintas aplicaciones.

Una vez determinados los valores de las resistencias de ensuciamiento correspondientes a cada fluido, el coeficiente de transferencia se calcula por medio de la expresión (27).

El área de transferencia de calor necesaria se obtiene como:

$$A = \frac{Q}{U \times \Delta T} \quad (30)$$

Se llama U_C al coeficiente limpio;

$$\frac{1}{U_C} = \frac{1}{h_{i_o}} + \frac{1}{h_o} \quad (31)$$

El coeficiente U_C , es entonces mayor que el coeficiente de diseño U .

A medida que el equipo se va ensuciando, aumenta su resistencia hasta que se alcanza el valor de diseño. En ese momento, el equipo debe ser limpiado puesto que de otro modo no alcanzará a transferir la cantidad de calor deseada.

2.2.2 Resistencia controlante. Suele ocurrir al calcular el coeficiente de transmisión de calor, que uno de los tres sumandos de la siguiente ecuación presente un orden de magnitud superior a los otros.

$$\frac{1}{U_C} = \frac{1}{h_{i_o}} + \frac{1}{h_o} + R_F \quad (32)$$

En este caso, el coeficiente U coincide prácticamente con la resistencia pelicular correspondiente. Por ejemplo, si $h_o \ll h_{i_o}$ y $h_o \ll 1/R_F$, Entonces el término $1/h_o$ es la resistencia controlante, y prácticamente $U = h_o$.

En este caso, todos los esfuerzos para mejorar el diseño del equipo deberán estar dirigidos a mejorar este coeficiente, dado que cualquier modificación que solo mejore el h_{i_o} tendrá poco efecto sobre el valor de U .

Puede ocurrir que el valor de R_F sea mucho mayor que los términos $1/h$, entonces la resistencia de ensuciamiento será la controlante. En este caso, poco se puede hacer para reducir el área de transferencia.

Interesa poder predecir el valor de R_F del modo más exacto para evitar márgenes de seguridad innecesarios que afectan el cálculo del área.

El coeficiente global de transferencia de calor para equipos con aletas tiene en cuenta otros parámetros como son: la eficiencia, altura, espesor y número de aletas.

$$U_o = \frac{1}{(A/A_i \cdot h_i) + (A \cdot R_{Fi}/A_i) + \frac{A \ln(d_o/d_i)}{2\pi k 2L} + (R_{Fo}/\eta_o) + (1/\eta_o \cdot h_o)} \quad (33)$$

$$A = 2N_t L(\pi \cdot d_o + 2N_F H_F) \quad (34)$$

$$A = 2(\pi \cdot d_i \cdot L \cdot N_t) \quad (35)$$

$$\eta_o = 1 - \{(1 - \eta_F) \times (A_F / A)\} \quad (36)$$

$$A_F = 2N_F N_t L (2H_F + \delta) \quad (37)$$

$$\eta_F = \frac{\tanh(mH_F)}{mH_F} \quad (38)$$

$$m = (2h / \delta \cdot k_F)^{1/2} \quad (39)$$

Donde:

A_F = Área de la aleta, δ = Espesor de la aleta, U_o = Coeficiente global de transferencia de calor basado en el área superficial externa, η_F = Eficiencia de la aleta, η_o = Eficiencia de la superficie global, h = Coeficiente de transferencia de calor, H_F = Altura de la aleta, k_F = Conductividad de la aleta, \tanh = Tangente hiperbólica, N_F = Número de aletas por tubo, N_t = Número de tubos por rama del hairpin.

2.3 DISPOSICIÓN DE LAS CORRIENTES

Existen básicamente tres maneras de realizar la circulación de los fluidos en un intercambiador:

- Flujo paralelo o co-corriente
- Flujo en contracorriente
- Flujo cruzado

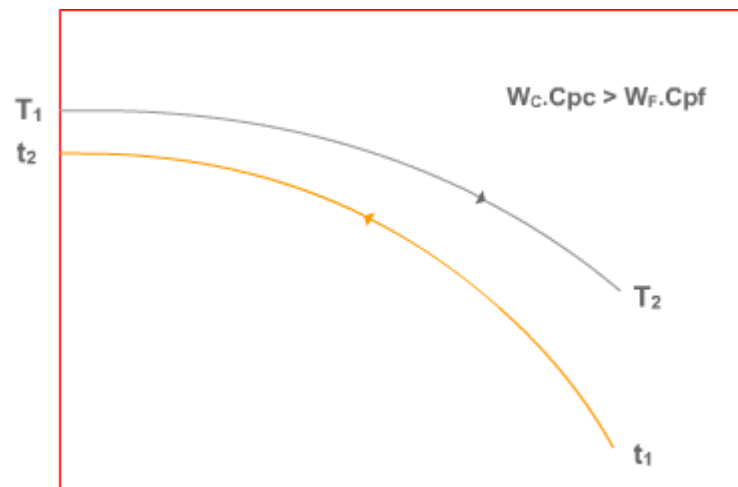
2.3.1 Corrientes paralelas. Ambos fluidos ingresan al equipo por el mismo extremo, y recorren el intercambiador en el mismo sentido. De este modo, la diferencia de temperaturas es máxima a la entrada y la misma se va reduciendo a la salida.

2.3.2 Contracorriente. Cada corriente recorre el equipo en sentido contrario. Dependiendo de las capacidades caloríficas (C_p) y los caudales de cada corriente (W); la diferencia de temperatura es mayor en uno u otro extremo del intercambiador.

De acuerdo a cuales sean las capacidades caloríficas y los caudales de cada corriente, la diferencia de temperaturas será mayor en uno u otro extremo del equipo. Se pueden presentar dos situaciones:

- Si el producto del caudal por la capacidad calorífica del fluido caliente es mayor que la del fluido frío ($W_C.C_{pc} > W_F.C_{pf}$), significa que una vez que hayan intercambiado la cantidad de calor Q , el fluido caliente sufre un salto de temperaturas:

Figura 5. Temperaturas en el extremo caliente de un equipo en contracorriente



$$T_1 - T_2 = \frac{Q}{W_C \times C_{pc}} \quad (40)$$

Mientras que el salto de temperaturas del fluido frío es:

$$t_2 - t_1 = \frac{Q}{W_F \times C_{pf}} \quad (41)$$

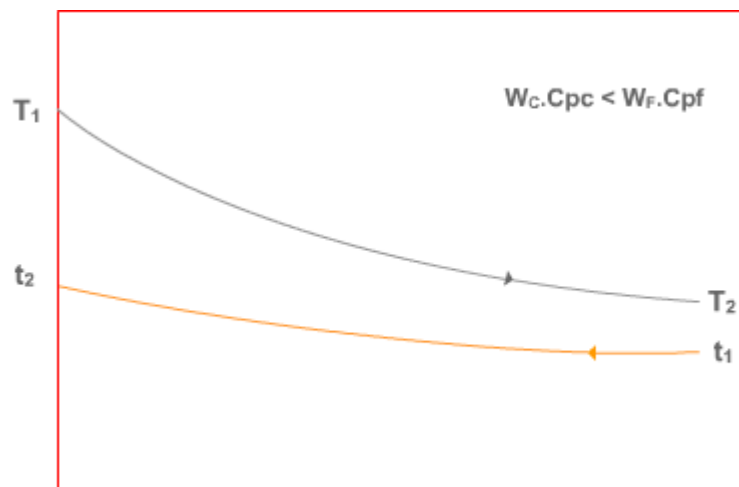
Y debe cumplirse que:

$$T_1 - T_2 < t_2 - t_1$$

Esto significa que el fluido frío se calienta más de lo que se enfría el fluido caliente, entonces las temperaturas tienden a acercarse en el extremo caliente del equipo.

- Sí ($W_C.C_{pc} < W_F.C_{pf}$), las temperaturas tienden a acercarse en el extremo frío del equipo (T_2 se acerca a t_1 , más de lo que t_2 se acerca a T_1).

Figura 6. Aproximación de temperaturas en el extremo frío de un equipo en co-corriente



Se puede apreciar que con un equipo de corrientes paralelas no es posible enfriar el fluido caliente por debajo de la temperatura de salida del fluido frío, dado que siempre debe existir un ΔT positivo para que exista transmisión de calor. En un equipo muy largo puede que ambas temperaturas sean muy próximas; esta circunstancia significa una limitación a la máxima transferencia de calor que se puede lograr en una disposición de corrientes paralelas, que no se presenta en los equipos en contracorriente. En los equipos en contracorriente, es posible obtener un $T_2 < t_2$.

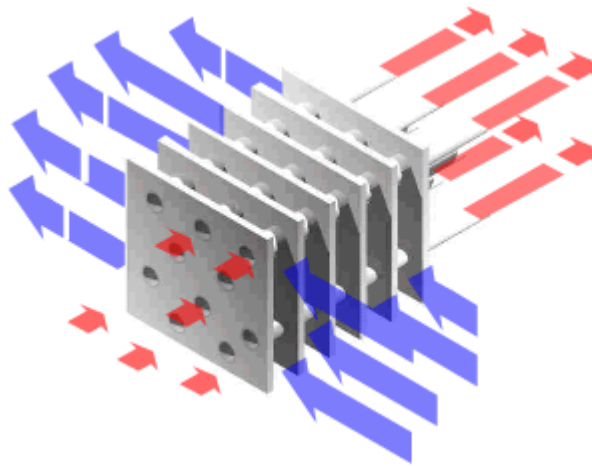
2.3.3 Flujo cruzado. En intercambiadores con flujo cruzado sencillo, un fluido circula a través de la superficie de transferencia de calor y se desplaza perpendicularmente a la trayectoria del otro; también se puede presentar flujo cruzado de pasos múltiples, donde un fluido se desplaza transversalmente en forma alternativa con respecto a la otra corriente del fluido y son

frecuentemente usados en el diseño de intercambiadores de calor, especialmente en intercambiadores de carcasa y tubos y compactos.

2.4 TEMPERATURAS

2.4.1 Diferencia media logarítmica de temperaturas (DMLT). Una diferencia de temperatura es la fuerza motriz, mediante la cual el calor se transfiere desde la fuente al receptor. La diferencia de temperatura es variable a lo largo del equipo, y presenta un valor máximo en el extremo de entrada dado por $(T_1 - t_1)$, mientras que la fuerza impulsora es mínima a la salida $(T_2 - t_2)$.

Figura 7. Esquema de un intercambiador compacto en flujo cruzado



Esto significa que el calor transferido por unidad de área es variable a lo largo del equipo (la densidad de flujo de calor no es uniforme en toda el área de transferencia).

En la sección de coordenadas (x) , la temperatura del fluido caliente es T , y la del fluido frío es t . En la sección de coordenadas $(x+dx)$, estas temperaturas serán $T+\Delta T$. En este caso, ambos diferenciales son positivos puesto que las temperaturas crecen con la coordenada x .

Por un balance de calor se obtiene:

$$dQ = W_C \times C_{pc} \times dT = W_F \times C_{pf} \times dt \quad (42)$$

Pero

$$dQ = U \times dA \times (T - t) = U \times \pi \times d_o \times dx \times (T - t) \quad (43)$$

De la expresión (42) se obtiene:

$$\frac{dQ}{W_C \times C_{pc}} = dT \quad (44)$$

$$\frac{dQ}{W_F \times C_{pf}} = dt \quad (45)$$

Restando

$$dQ \left(\frac{1}{W_C \times C_{pc}} - \frac{1}{W_F \times C_{pf}} \right) = d(T - t) \quad (46)$$

Además por (43):

$$\frac{dQ}{\pi \times d_o \times dx} = (T - t) \quad (47)$$

Dividiendo la ecuación (46) en la (47):

$$\pi \times d_o \times dx \times U \left(\frac{1}{W_C \times C_{pc}} - \frac{1}{W_F \times C_{pf}} \right) = \frac{d(T - t)}{T - t} \quad (48)$$

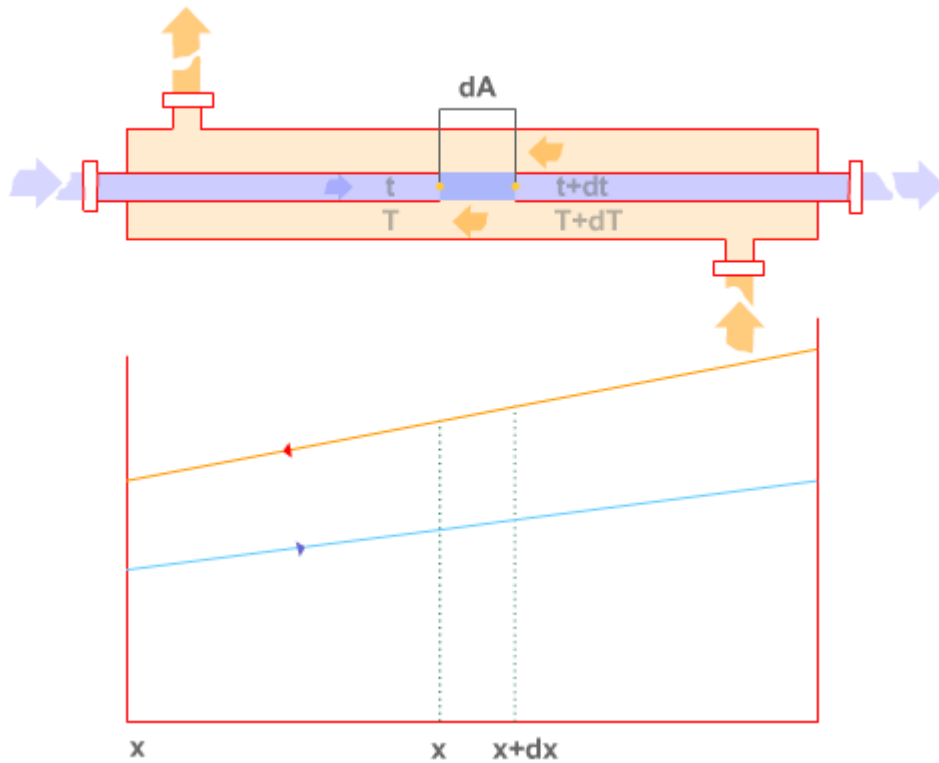
Esta ecuación diferencial puede ser integrada con los siguientes límites:

Para $x = 0$; $T - t = T_2 - t_1$

Para $x = L$; $T - t = T_1 - t_2$

Y se obtiene:

Figura 8. Diferenciales de área y temperatura en un equipo en contracorriente



$$\pi \times d_o \times L \times U \left(\frac{1}{W_C \times C_{pc}} - \frac{1}{W_F \times c_{pf}} \right) = \ln \frac{T_1 - t_2}{T_2 - t_1} \quad (49)$$

El calor total intercambiado en el equipo se puede expresar como:

$$Q = W_C \times C_{pc} \times (T_1 - T_2) \quad (50)$$

O bien;

$$Q = W_F \times C_{pf} \times (t_2 - t_1) \quad (51)$$

De donde:

$$\frac{1}{W_C \times C_{pc}} = \frac{T_1 - T_2}{Q} \quad (52)$$

$$\frac{1}{W_F \times C_{pf}} = \frac{t_2 - t_1}{Q} \quad (53)$$

Reemplazando las ecuaciones (52) y (53) en la (49) y reordenando:

$$Q = \pi \times d_o \times L \times U \times \left[\frac{(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)}{\ln \frac{T_1 - t_2}{T_2 - t_1}} \right] \quad (54)$$

El término entre corchetes es la diferencia media logarítmica de temperaturas entre los fluidos (DMLT); es el promedio logarítmico de los ΔT en los dos extremos del equipo. Esta ecuación, hace alusión a un equipo en contracorriente, pero es también válida para el caso de flujo en corrientes paralelas.

En este caso, la expresión de la DMLT es:

$$DMLT = \frac{(T_1 - t_1) - (T_2 - t_2)}{\ln \frac{(T_1 - t_1)}{(T_2 - t_2)}} \quad (55)$$

La DMLT puede utilizarse como diferencia media de temperaturas del equipo, siempre que se cumplan las hipótesis de:

- Coeficiente de transferencia de calor U, constante.
- Capacidades caloríficas de los fluidos constantes.

DMLT para intercambiadores multipasos y arreglos serie-paralelo:

$$DMLT = F_T \times \left[\frac{(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)}{\ln \frac{T_1 - t_2}{T_2 - t_1}} \right] \quad (56)$$

- **Intercambiadores multipasos.** Cuando el intercambiador presenta múltiples pasos se hace necesario el empleo del factor de corrección F_T para la DMLT.
- **Arreglos serie-paralelo.** La DMLT para un arreglo en serie no es la misma que para un arreglo serie-paralelo. Por ejemplo: En un arreglo serie-paralelo 1-2, la mitad del fluido entra al intercambiador II, donde el fluido del ánulo es caliente y la otra mitad al intercambiador I, donde el fluido del ánulo ha sido parcialmente enfriado; por lo tanto el intercambiador inferior contribuye relativamente menos a la transferencia de calor comparado con el superior.

Para una corriente caliente en serie y n corrientes frías en paralelo:

$$F_T = \frac{1 - P'}{2.3 \left[\frac{nR'}{(R'-1)} \right] \log \left[\left(\frac{R'-1}{R'} \right) \times \left(\frac{1}{P'} \right)^{1/n} + \left(\frac{1}{R'} \right) \right]} \quad (57)$$

$$P' = \frac{T_2 - t_1}{T_1 - t_1} \quad (58)$$

$$R' = \frac{T_1 - T_2}{n \times (t_2 - t_1)} \quad (59)$$

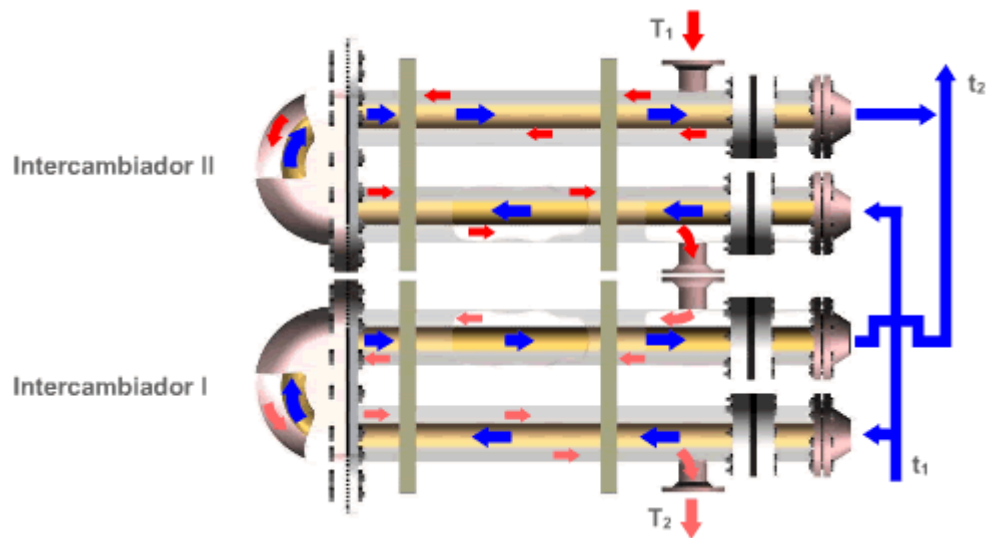
Para una corriente fría en serie y n corrientes calientes en paralelo:

$$F_T = \frac{1 - P''}{2.3 \left[\frac{n}{(1 - R'')} \right] \log \left[(1 - R'') \times \left(\frac{1}{P''} \right)^{1/n} + (R'') \right]} \quad (60)$$

$$R'' = \frac{n \times (T_1 - T_2)}{t_2 - t_1} \quad (61)$$

$$P'' = \frac{T_1 - t_2}{T_1 - t_1} \quad (62)$$

Figura 9. Intercambiadores doble tubo en arreglo serie-paralelo



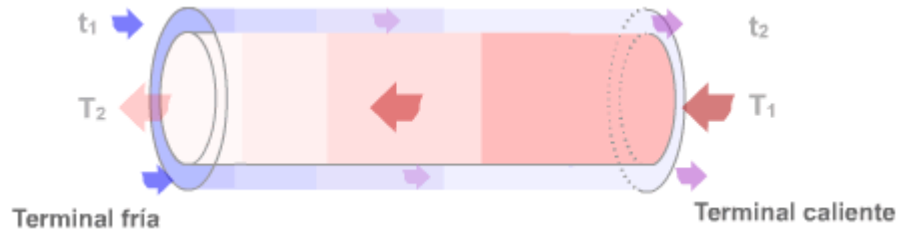
2.4.2 Temperatura calórica. En un intercambiador de calor el fluido caliente posee una viscosidad a la entrada que aumenta a medida que el fluido se enfría; el flujo frío a contracorriente entra con una viscosidad que disminuye a medida que se calienta. Hay una terminal caliente ($T_1 - t_2$) y una fría ($T_2 - t_1$) y los valores de los coeficientes peliculares varían a lo largo del tubo para producir una U mayor en la terminal caliente que en la fría.

Colburn supuso que U varía linealmente con la temperatura, derivando una ecuación de acuerdo con esto para la diferencia real de temperaturas. La razón de la DMLT para U constante y la diferencia verdadera de temperaturas variando U se usa entonces como la base para establecer un coeficiente total que es el medio verdadero en lugar del medio aritmético.

Colburn supuso:

- Flujo constante de peso.
- Calor específico constante.
- No hay cambios parciales de fase.

Figura 10. Terminales fría y caliente en un equipo en contracorriente



La temperatura calórica se utiliza para evaluar las propiedades de los fluidos cuando no se cumplen las condiciones para hallarlas a una temperatura media. Estas condiciones son:

1. Si ninguno de los líquidos es muy viscoso en la terminal fría, no más de 1 cP.
2. Si el rango de temperatura no excede de 50 a 100 °F.

$$Rango_{caliente} = T_1 - T_2 \quad (63)$$

$$Rango_{frío} = t_2 - t_1 \quad (64)$$

3. Si la diferencia de temperaturas es menor de 50 °F.

$$\Delta t_{caliente} = T_1 - T_2 \quad (65)$$

$$\Delta t_{frío} = T_2 - t_1 \quad (66)$$

Si las anteriores condiciones no se cumplen se procede a evaluar las propiedades de los fluidos a las temperaturas calóricas:

1. Se calculan las propiedades de los fluidos a las temperaturas promedio.
2. Se halla la velocidad y diámetros del tubo.
3. Se calcula la velocidad y diámetros del ánulo.
4. Se calculan las propiedades de los fluidos a las cuatro temperaturas (T_1 , T_2 , t_1 , t_2).
5. Se halla el número de Reynolds y coeficientes peliculares para cada una de las cuatro temperaturas.

6. Se hallan los coeficientes globales para la terminal fría y caliente:

$$U_F = \frac{1}{\frac{d_o}{d_i \cdot h_{i1}} + \frac{1}{h_{T2}}} \quad (67)$$

$$U_C = \frac{1}{\frac{d_o}{d_i \cdot h_{i2}} + \frac{1}{h_{T1}}} \quad (68)$$

7. Se calcula el factor calórico (Kc)

$$K_C = \frac{U_C - U_F}{U_F} \quad (69)$$

8. Se halla la razón de las diferencias terminales de frías a calientes (r)

$$r = \frac{T_2 - t_1}{T_1 - t_2} \quad (70)$$

9. Se calcula la fracción calórica (F_C)

$$F_C = \frac{\frac{1}{K_C} + \frac{r}{r-1}}{1 + \frac{\ln(K_C + 1)}{\ln r}} - \frac{1}{K_C} \quad (71)$$

10. Y finalmente se hallan las temperaturas calóricas:

$$T_C = T_2 + F_C(T_1 - T_2) \quad (72)$$

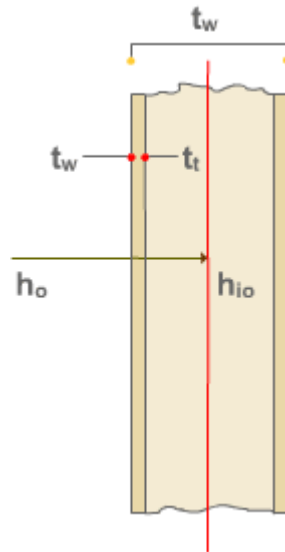
$$t_C = t_1 + F_C(t_2 - t_1) \quad (73)$$

Otra alternativa cuando se trabaja con hidrocarburos es la utilización de la Gráfica 1 que proporciona el K_C, F_C, permitiendo posteriormente la utilización de las ecuaciones del literal 10.

2.4.3 Temperatura de pared (t_w). La temperatura de pared del tubo puede ser calculada a partir de las temperaturas calóricas (T_C y t_C) y los coeficientes peliculares (h_o, h_{io}). Es costumbre

despreciar la diferencia de temperatura a través del metal del tubo ($t_w - t_t$) y se considera que el tubo en su totalidad esta a la temperatura de la superficie externa de la pared t_w .

Figura 11. Temperatura de pared



La temperatura de pared se calcula según la ubicación del fluido caliente:

Fluido caliente en el ánulo:

$$t_w = t_c + \frac{h_o}{h_{io} + h_o} (T_c - t_c) \quad (74)$$

$$t_w = T_c - \frac{h_{io}}{h_{io} + h_o} (T_c - t_c) \quad (75)$$

Fluido caliente en el tubo:

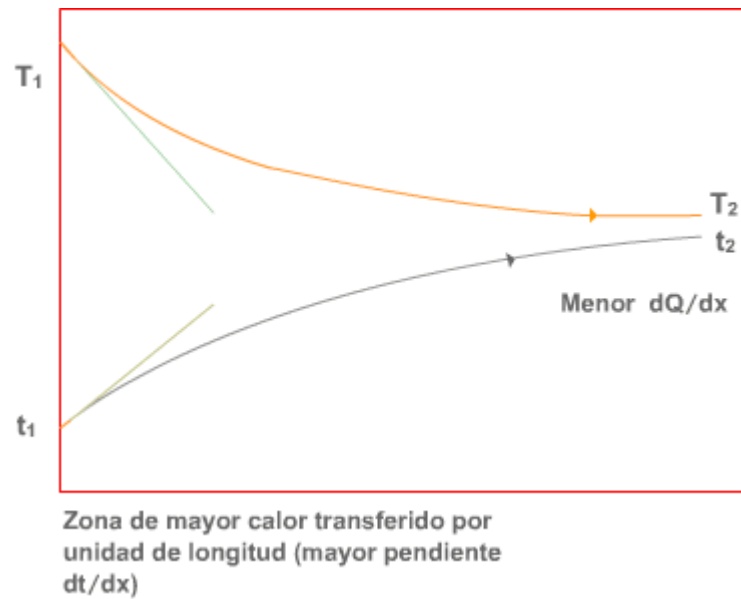
$$t_w = t_c + \frac{h_{io}}{h_{io} + h_o} (T_c - t_c) \quad (76)$$

$$t_w = T_c - \frac{h_o}{h_{io} + h_o} (T_c - t_c) \quad (77)$$

2.5 DIAGRAMAS TÉRMICOS DE INTERCAMBIADORES DE CALOR

Existen dos formas distintas de representar los diagramas térmicos de un intercambiador. Una de ellas consiste en graficar las temperaturas de los fluidos en función de la posición (x).

Figura 12. Disminución de las pendientes (T vs. x) en un equipo en co-corriente



En este caso, la abscisa es la coordenada x , y el gráfico se extiende desde $x = 0$ hasta $x = L$. La cantidad de calor intercambiada por unidad de área es:

$$\frac{dQ}{dA} = U \times (T - t) \quad (78)$$

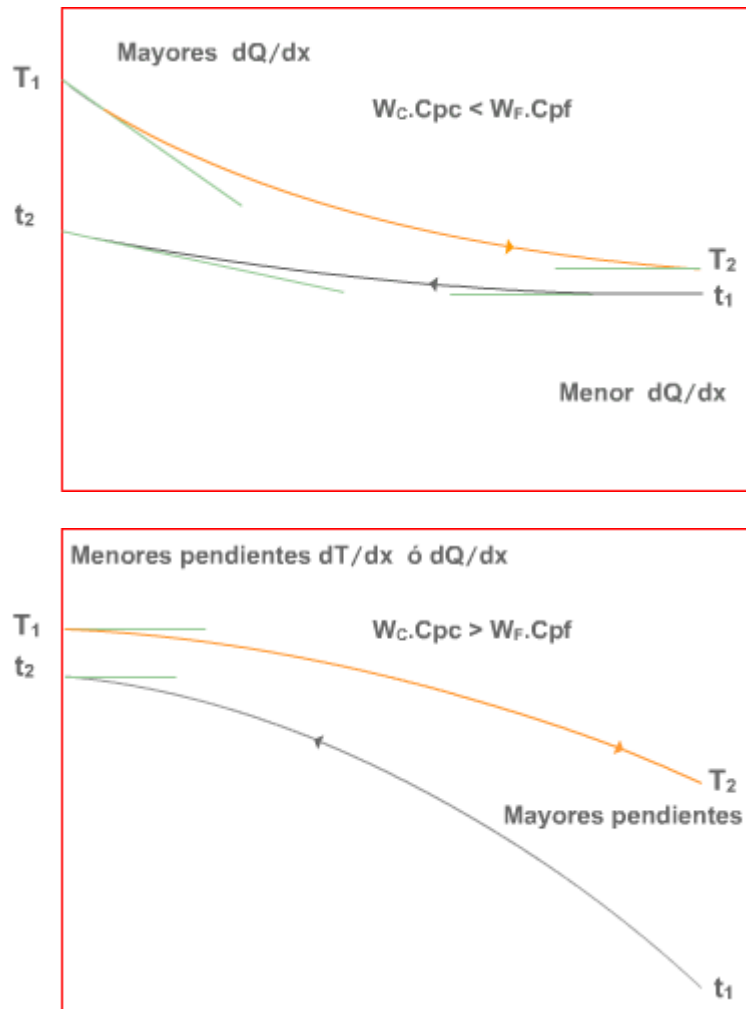
Se puede expresar como:

$$\frac{dQ}{dx} = \pi \times d_o \times U \times (T - t) \quad (79)$$

El calor intercambiado por unidad de longitud disminuye al reducirse la diferencia de temperatura entre ambos fluidos. Dado que la variación de temperatura que experimenta cada corriente es proporcional al calor recibido o cedido, la variación de temperatura por unidad de longitud que sufre cada fluido también se reduce al disminuir el ΔT .

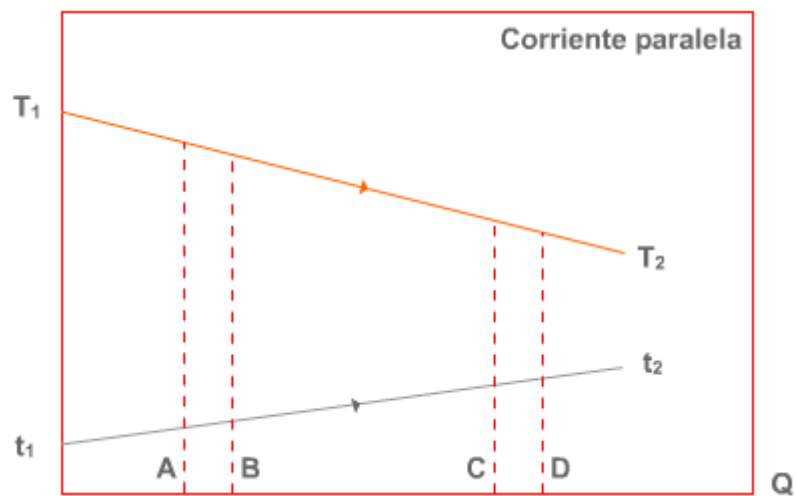
Esto significa una disminución de las pendientes del diagrama T-x, para el caso de un equipo de corrientes paralelas. Se aprecia en la zona cercana al extremo de salida, la variación de temperaturas por unidad de longitud es pequeña como consecuencia de la reducción del ΔT .

Figura 13. Disminución de las pendientes (T vs. x) para un equipo en contracorriente



El otro modo de representación, que resulta frecuentemente más apropiado es el diagrama T- Q. La diferencia es que en la abscisa representa la cantidad de calor intercambiada. Si la capacidad calorífica de los fluidos es constante, la variación de temperatura para cada corriente es proporcional al calor intercambiado, de modo que las evoluciones de cada fluido son rectas cuando se las representa en un diagrama T- Q.

Figura 14. Diagrama T vs. Q para equipos en corrientes paralelas

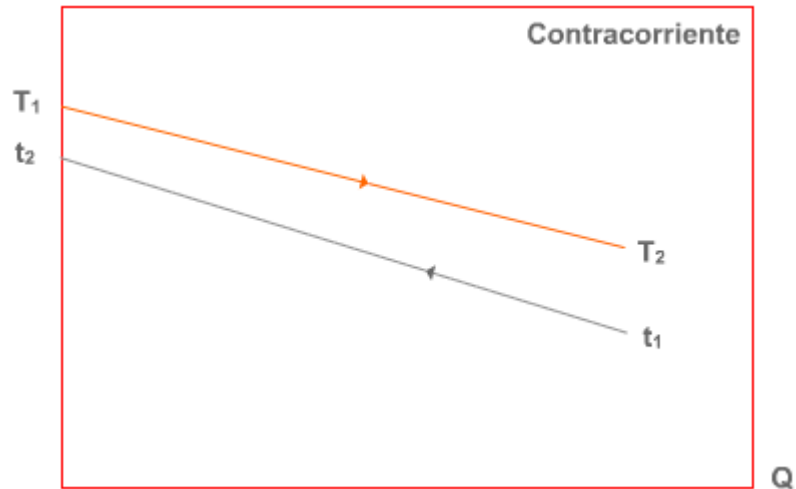


Para equipos en corrientes paralelas se aprecia que si bien la cantidad de calor transmitida entre las secciones A y B, es la misma que entre C y D, el área de intercambio que hay entre A y B es menor que entre C y D dado que se tiene una mayor diferencia de temperaturas en el primer caso.

2.6 CLASIFICACIÓN DE LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR

Los intercambiadores de calor pueden ser clasificados de acuerdo a los siguientes criterios principales:

Figura 15. Diagrama T vs. Q para equipos en contracorriente



2.6.1 Intercambiadores de calor de doble tubo. El intercambiador de doble tubo es uno de los equipos más sencillos que permite realizar el intercambio térmico en forma continua entre dos fluidos.

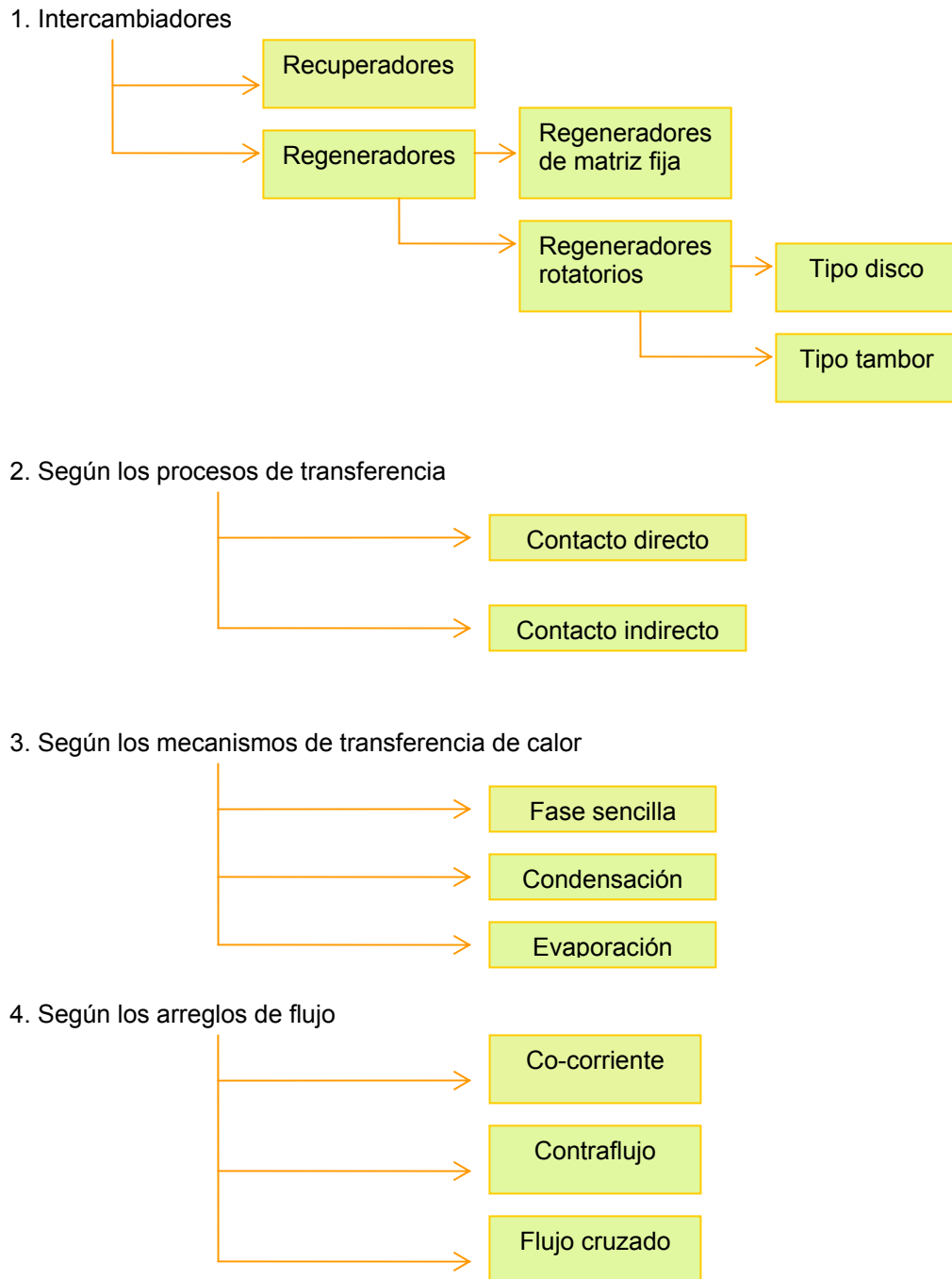
Un típico intercambiador de doble tubo, consiste en un tubo situado concéntricamente dentro de otro tubo de diámetro mayor con apropiados accesorios para dirigir el flujo de una sección a la siguiente. Un fluido fluye a través del tubo interno, el otro fluye a través del espacio anular.

El tubo o tubos internos (multitubo), se conectan mediante una conexión en "U" (codo de 180°) que está generalmente expuesta y que no proporciona superficie de transferencia de calor; sin embargo en la industria se han realizado diseños que tienen en cuenta esta área de transferencia. Cuando se arregla en dos pasos la unidad se llama horquilla o hairpin.

La tubería interna se soporta en la exterior mediante prensa estopas y el fluido entra al tubo interior a través de una conexión roscada localizada en la parte externa del intercambiador. Las " T " tienen boquillas o conexiones roscadas que permiten la entrada y salida del fluido.

La superficie externa del tubo interno puede presentar aletas; las cuales incrementan la superficie de transferencia de calor por unidad de longitud y reducen su tamaño; se fabrican en una gran variedad de diseños y materiales.

Figura 16. Clasificación de los intercambiadores de calor



5. Según la geometría de construcción

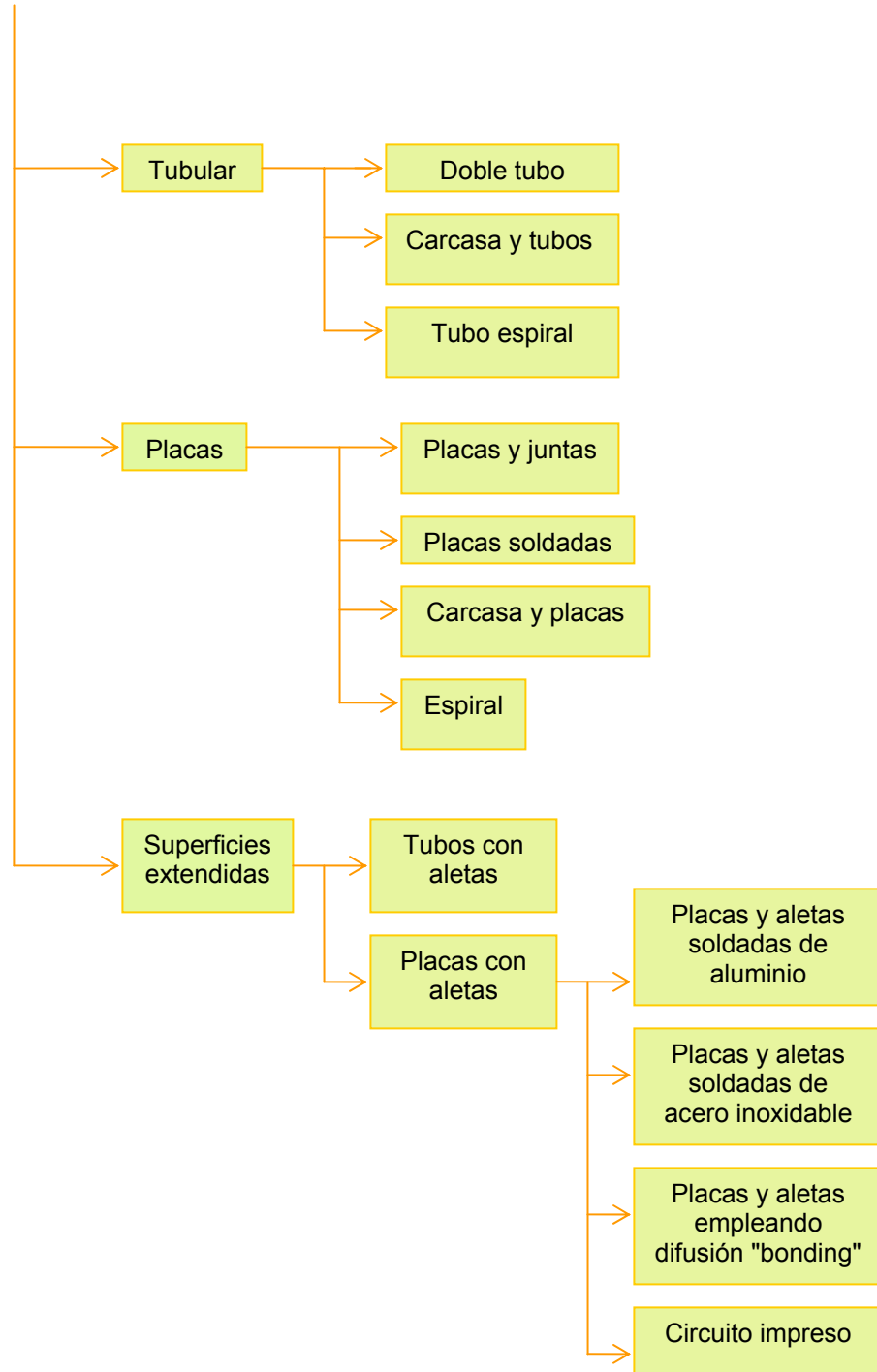
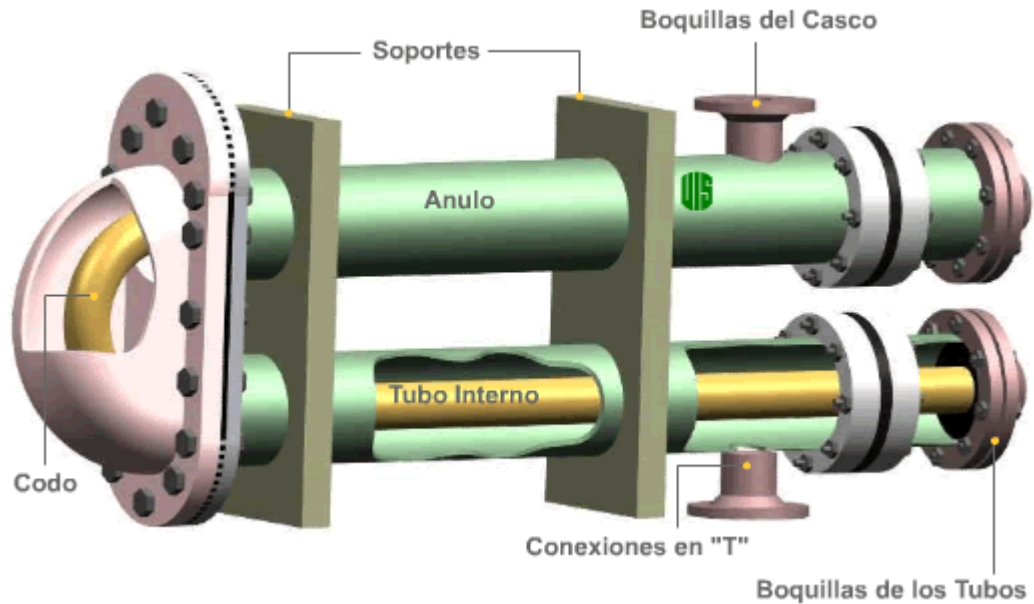


Figura 17. Partes de un intercambiador doble tubo



En los intercambiadores doble tubo se usan generalmente aletas longitudinales, continuas y rectas debido a que los fluidos circulan en forma paralela a los tubos, ofreciendo menor resistencia hidráulica pero mayor eficiencia de intercambio de calor que otras geometrías.

- **Clasificación.** Una forma de clasificarlos según el número de tubos alojados en el ánulo con sus respectivas superficies extendidas es la siguiente:
 - Doble tubo
 - Doble tubo con aletas
 - Multitubo
 - Multitubo con aletas

Figura 18. Intercambiador con conexión en "U" expuesta al medio

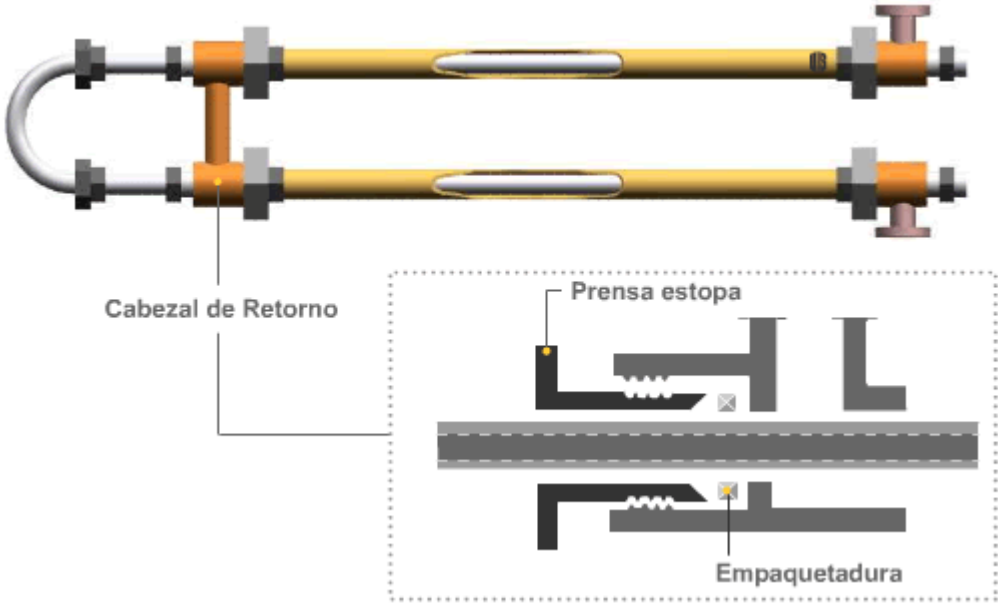
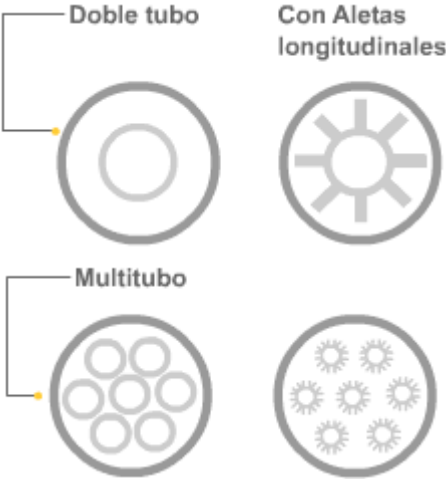


Figura 19. Perfil de las unidades doble tubo



- **Arreglos.** Los principales tipos de arreglo de estos intercambiadores son: serie y combinaciones serie-paralelo; dependiendo de los requerimientos específicos.

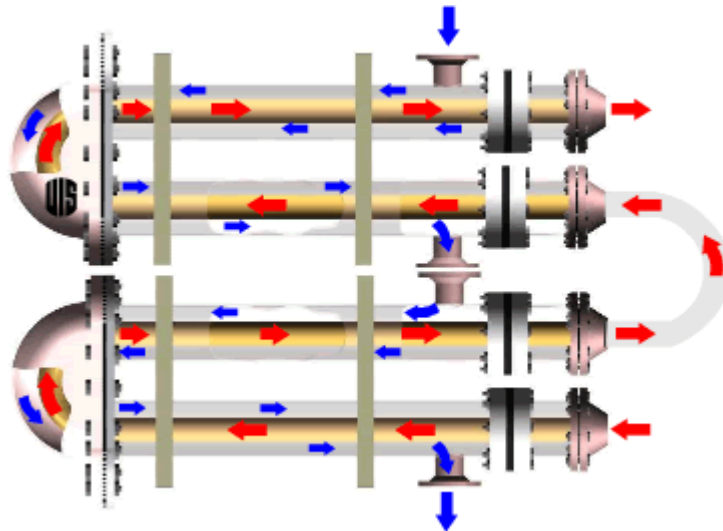
- **Arreglo en serie**

Cuando es necesario una mayor área de transferencia es posible adicionar varios hairpins conectando las boquillas de los ánuos y empleando codos en las boquillas de los tubos uno a continuación de otro para que la corriente que los atraviesa pueda realizar su recorrido a través del arreglo.

- **Arreglo Serie-Paralelo.** Si uno de los flujos es muy grande y el diseño ha descartado la configuración en serie, se procede inicialmente a dividir por la mitad el flujo y cada mitad recorrerá un intercambiador a través del tubo o tubos centrales (arreglo paralelo), para unirse nuevamente al final del recorrido; mientras que del lado del ánulo la corriente atraviesa los n-intercambiadores de cada subdivisión en paralelo (arreglo serie). Cuando no se ha logrado los requerimientos necesarios con la primera división, la corriente mayor puede ser dividida en tres, cuatro o más corrientes paralelas.

En grandes instalaciones cada corriente en paralelo puede también fluir a través de varios intercambiadores en serie por cada banco en paralelo.

Figura 20. Equipos doble tubo en arreglo en serie



2.6.2 Intercambiadores de calor de carcasa y tubos. Cuando se requieren superficies grandes de transferencia de calor, se puede emplear un intercambiador de carcasa y tubos; que resulta ser

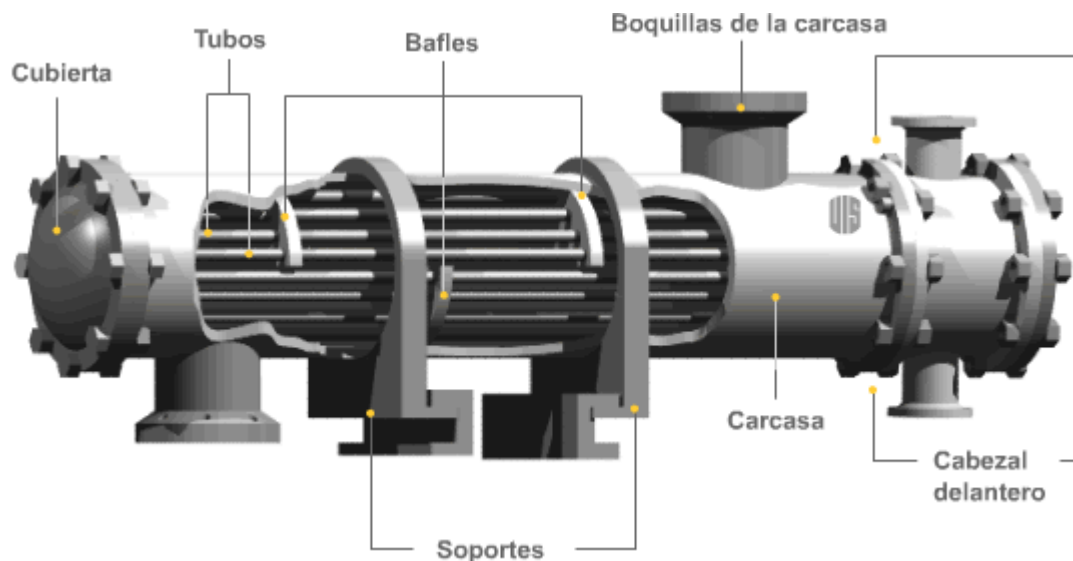
uno de los más versátiles. La idea básica que da origen a este intercambiador, es la de colocar varios tubos internos encerrados en otro de mayor diámetro denominado: carcasa, coraza o envolvente.

Un fluido ingresa al equipo por uno de los cabezales y penetra dentro de los tubos recorriendo toda la longitud de los mismos para aparecer en el cabezal opuesto por donde sale. El otro fluido ingresa a la carcasa por una de sus bocas de conexión y llena el espacio que rodea los tubos, desplazándose hacia la boca de salida.

- **Componentes básicos**

- o **Cabezales.** La función principal de un cabezal es la de admitir el fluido del lado de los tubos, dirigirlo a través de los pasos del intercambiador y finalmente darle una salida. La admisión y salida del fluido se hace por medio de boquillas que normalmente son parte integral del cabezal.

Figura 21. Partes del intercambiador de carcasa y tubos



Para dirigir el fluido por los pasos del intercambiador (en el lado de los tubos) se utilizan las llamadas placas de partición, que pueden ser parte o no del cabezal; están localizadas de tal manera que dividen el haz de tubos en varios pasos con un número de tubos más o menos igual.

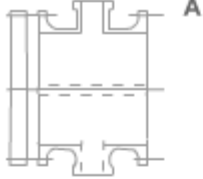
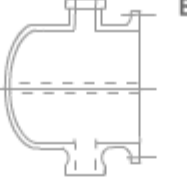
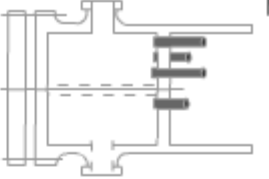

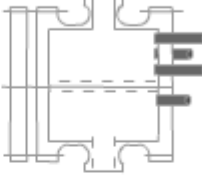
- o **Deflectores o baffles.** Sirven de soporte de los tubos brindando una rigidez estructural que previene su vibración; también orientan el movimiento del fluido en la dirección perpendicular al eje de los tubos para obtener un alto coeficiente de transferencia de calor.

Los baffles simplemente segmentados es el tipo comúnmente utilizado y están constituidos por placas circulares, perforadas, ubicadas dentro de la carcasa. Estos baffles presentan cortes horizontales (aplicaciones sin cambio de fase) o verticales (aplicaciones en vaporización y condensación o sin cambio de fase con sólidos en suspensión) girados 180° en placas consecutivas.

La velocidad del fluido en la dirección normal a los tubos depende de la separación entre deflectores; cuanto más juntos se encuentren, tanto menor será el área de flujo por la que tiene que pasar el fluido de la carcasa y mayor la velocidad aumentando la pérdida de carga. Esto tiene una influencia directa sobre el coeficiente pelicular del fluido de la carcasa, que resulta de este modo incrementado.

Figura 22. Clasificación de los cabezales delanteros y posteriores según normas TEMA

Cabezales delanteros

 <p>A</p> <p>Canal y tapa removible</p>	 <p>B</p> <p>"Bonete" Integral</p>	 <p>N</p> <p>Canal Integral con placa de tubos y tapa removible</p>
 <p>D</p> <p>Configuración para alta presión</p>	 <p>C</p> <p>Canal integral con placa de tubos y tapa removible para haces de tubos removibles</p>	

Cabezales posteriores (extremo trasero)

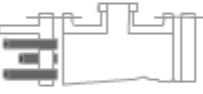
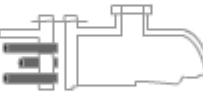

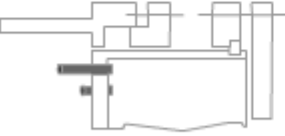
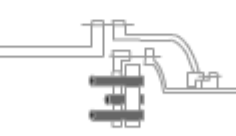


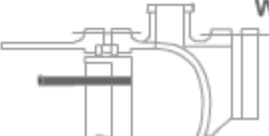
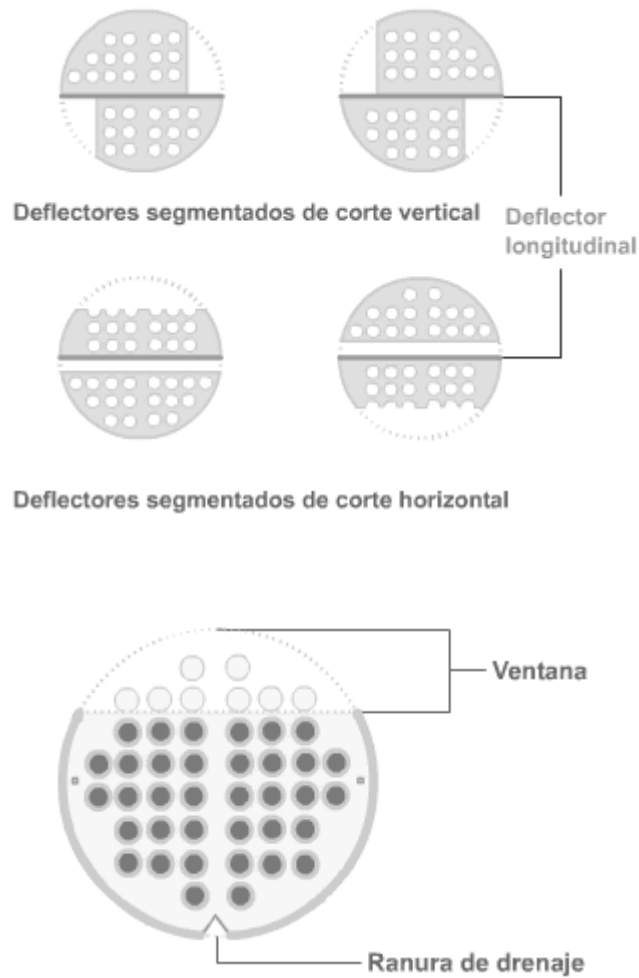
 <p>L</p> <p>Placa de tubos fija similar a la configuración "A"</p>	 <p>M</p> <p>Placa de tubos fija similar a la configuración "B"</p>	 <p>N</p> <p>Placa de tubos fija similar a la configuración "C"</p>
 <p>P</p> <p>Cabezal flotante con empaque externo</p>	 <p>S</p> <p>Cabezal flotante con anillo de ajuste</p>	 <p>T</p> <p>Cabezal flotante de extracción</p>
 <p>U</p> <p>Haz de tubos en "U"</p>		 <p>W</p> <p>Placa de tubos flotante sellada exteriormente</p>

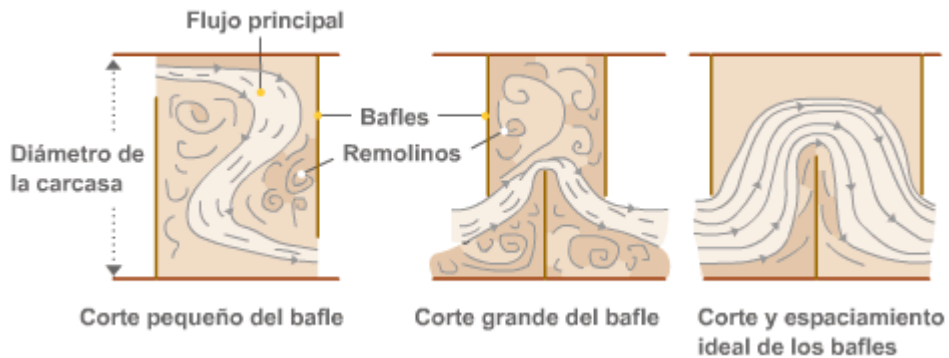
Figura 23. Deflectores segmentados



Si el corte del deflector es muy pequeño se produce un efecto de estrangulamiento y gran parte de la energía del fluido se gasta en la ventana donde hay pocos tubos, resultando una muy ineficiente conversión de la caída de presión a transferencia de calor.

Si el corte de los baffles es grande; se pueden producir cortos circuitos de fluido entre los bordes de los deflectores, produciéndose grandes áreas de baja velocidad, ineficientes para la transmisión de calor, en las bases de los baffles. El óptimo parece hallarse en un estado intermedio. El baffle doble y triple segmentado suele emplearse en requerimientos de baja pérdida de carga.

Figura 24. Efectos del corte del baffle sobre el flujo

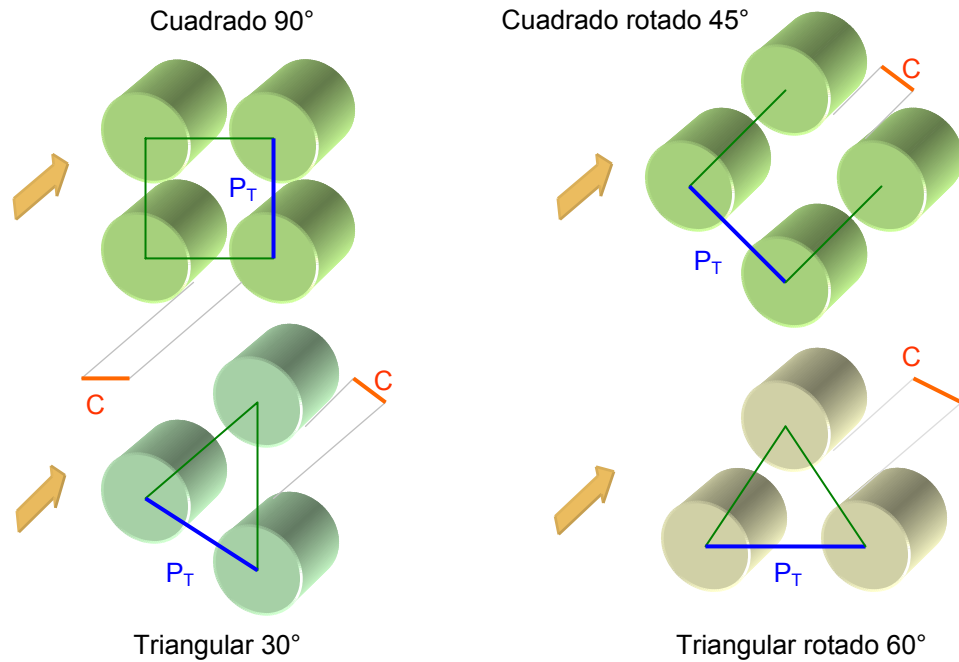


- **Tubos y arreglos.** Los tubos empleados en la construcción de intercambiadores de calor normalmente responden a las normas dimensionales BWG (Birmingham Wire Gage). Se llama arreglo a la disposición geométrica de los tubos en la placa tubular. Un arreglo de tubos, queda definido por su tipo (cuadrado, cuadrado rotado, triangular, triangular rotado), por el diámetro de los tubos y por el paso. Se llama paso (pitch) P_T a la separación entre centros de tubos adyacentes; normalmente esta distancia se da en función del diámetro exterior de los tubos.
- **Clasificación de los intercambiadores de carcasa y tubos.** Las normas TEMA definen tres tipos básicos de intercambiadores de calor de carcasa y tubos:
 - **Tipo R.** Para los requerimientos, generalmente severos, de la industria petrolera y otras aplicaciones de proceso asociadas a la misma; están diseñados buscando la máxima confiabilidad y durabilidad en condiciones de servicios rigurosos.
 - **Tipo C.** Para aplicaciones comerciales y de procesos de propósito general. Las condiciones de servicio para estas aplicaciones son definidas como usualmente moderadas.
 - **Tipo B.** Para la industria química de procesos.

Las dos últimas clasificaciones están diseñadas buscando lograr un equipo más compacto y económico que los de la clase **R**. Las normas TEMA proporcionan una codificación que permite describir un tipo de intercambiador valiéndose de tres letras.

La primera letra designa al cabezal anterior o cabezal de entrada. La segunda letra se refiere al tipo de carcasa. La tercera letra designa al cabezal de retorno o cabezal posterior.

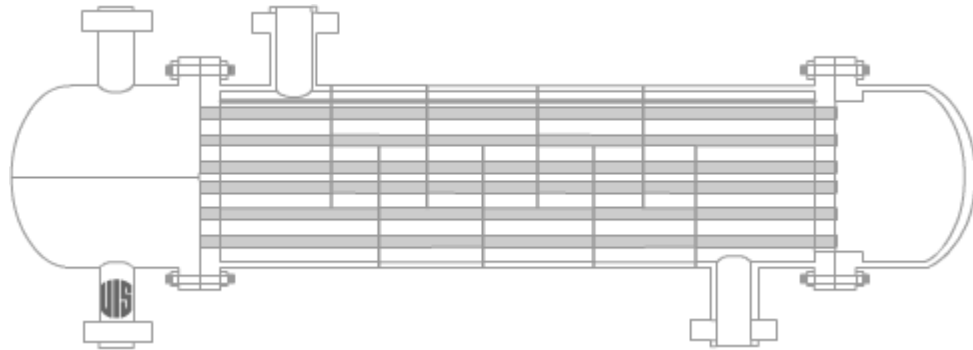
Figura 25. Tipos de arreglos



- **Clasificación de intercambiadores según el tipo de cabezal**

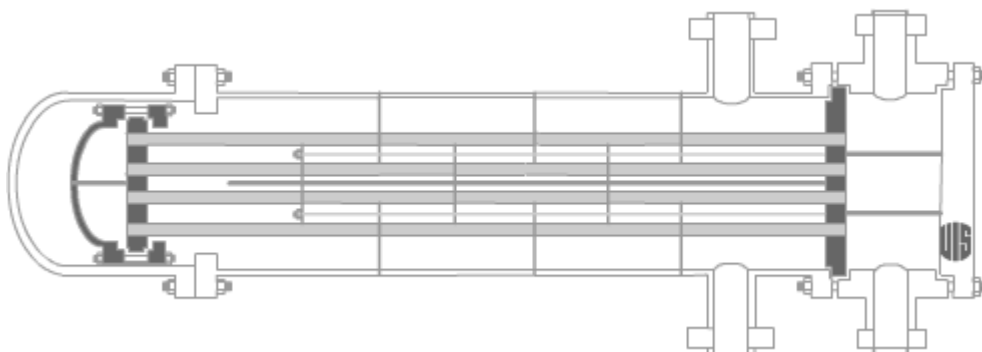
- **Intercambiadores de haz de tubos fijo o cabezal fijo.** Este tipo de construcción es probablemente la utilizada con mayor frecuencia; tiene la carcasa soldada a las placas tubulares lo que impide tener acceso al interior del mismo. El interior de los tubos puede limpiarse mecánica y químicamente. Sin embargo, la superficie exterior de los tubos solo se puede limpiar mediante limpieza química. Están constituidos por cabezales de retorno tipo **L**, **M**, **N** y por cualquier tipo de cabezal estacionario.

Figura 26. Intercambiadores de haz de tubos fijo con dos pasos en los tubos



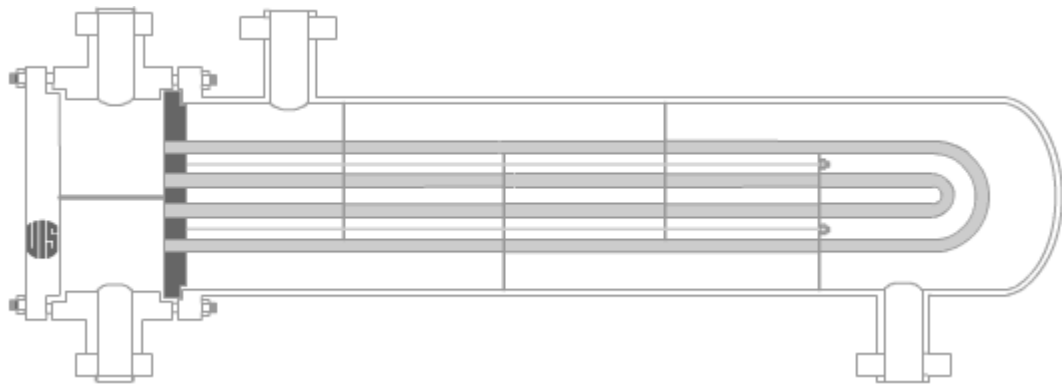
- **Intercambiadores de haz removible.** Es el tipo más sofisticado de intercambiador de haz de tubos y coraza, se utiliza en servicios sucios asociados a altas temperaturas y presiones. Económicamente resulta aproximadamente un 25 % más costoso que el haz de tubos fijo; el haz tubular se puede extraer con facilidad para reemplazo y/o limpieza mecánica tanto por la parte exterior como interior de los tubos. Están constituidos por cabezales de retorno de tipo P, S, T, U, W, y por cualquier tipo de cabezal estacionario excepto el tipo N. Hay numerosos subtipos cuyas diferencias están en el diseño del cabezal y la cubierta; los diseños de cubierta apuntan a evitar o prevenir que se tuerza el haz de tubos lo que puede ocasionar fugas. Muchos dependen de un maquinado preciso y un armado y abulonado exacto, otras usan un anillo espaciador y/o un segundo anillo a 90° del primero para obtener una unión más fuerte.

Figura 27. Intercambiador 2-4 de cabezal flotante y haz removible



- **Intercambiador de tubos en "U"**. Este tipo de construcción resulta ligeramente más costosa que el haz de tubos fijo pero menos que la de haz removible debido a que se elimina un cabezal. El haz de tubos se puede extraer de la carcasa para limpieza o mantenimiento, la limpieza mecánica del interior de los tubos no es muy efectiva por lo que se utiliza cuando el fluido interior es limpio.

Figura 28. Intercambiador de haz removible de tubos en "U"



El número de juntas es mínimo, lo cual hace a este diseño particularmente atractivo en servicio de alta presión.

- **Intercambiadores multipasos**

- **Pasos en los tubos.** Una forma de mejorar la transferencia de calor de un fluido dentro de un tubo es por medio de la turbulencia, para esto generalmente se busca un aumento en su velocidad. En un intercambiador el cambio en la velocidad del fluido del lado de los tubos se logra aumentando o disminuyendo su área de paso, que para un número de tubos dado se logra dividiendo éste número de tubos en varios grupos (utilizando placas de partición); el fluido que entra al intercambiador es obligado a recorrer estos grupos en varios pasos hasta completar el número total de tubos.

Para evitar pérdidas por expansión y contracción del fluido, y para hacer el flujo más uniforme, se busca que el número de tubos por paso se mantenga más o menos igual para todos ellos. Son comunes los intercambiadores de uno, dos, tres, cuatro, cinco, seis y ocho pasos; y este número generalmente se limita a doce.

Lo usual es que el número de pasos sea par, aunque no hay inconveniente en utilizar un número impar de pasos. Un número par de pasos, hace que las conexiones de entrada y salida queden en el mismo extremo, lo cual por lo general facilita el tendido de tuberías y las operaciones de limpieza y mantenimiento.

Se pueden apreciar distintas formas de partición de cabezales para lograr las distintas configuraciones de pasos, dado que en cada paso por el intercambiador el fluido incrementa o disminuye su temperatura, ocurre que los diferentes sectores en que están divididos los cabezales deben contener fluido de temperaturas distintas. Puesto que si los gradientes térmicos son importantes se pueden generar tensiones indeseadas sobre la placa de tubos, se aconseja dividir los cabezales de tal modo que en dos sectores contiguos la diferencia de temperaturas del fluido de los tubos no supere los 28 K.

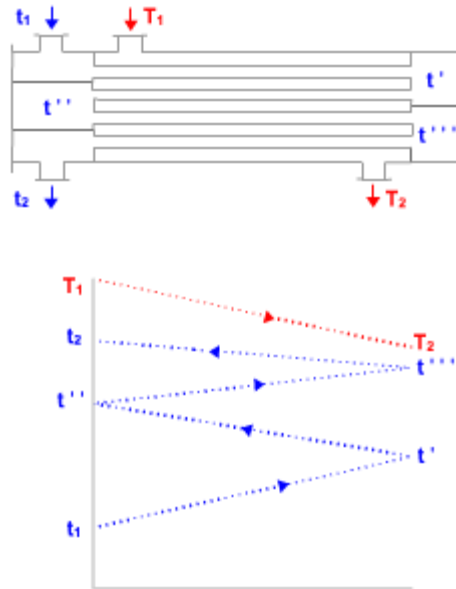
Las placas de partición de pasos, reducen el espacio disponible para la colocación de tubos; esto con frecuencia obliga a la eliminación de una fila de tubos.

Figura 29. Número de pasos en los cabezales

N° Pasos	Cabezal delantero	Cabezal posterior	Cabezal delantero	Cabezal posterior
2				
4				
6				
8				

- **Pasos en la carcasa.** En un intercambiador de calor con cuatro pasos en los tubos, el fluido frío ingresa a los tubos a una temperatura t_1 ; en cada paso incrementará su temperatura realizando una evolución:

Figura 30. Variación de la temperatura en un equipo con 4 pasos en los tubos y un paso en la carcasa



Puesto que en cada paso la temperatura del fluido se acerca más a la temperatura del fluido caliente, el ΔT responsable del intercambio se reduce en cada paso y el calor que se transfiere es cada vez menor; es decir, el fluido se calienta más en los primeros pasos que en los últimos.

Al ingresar al último paso, el fluido tiene una temperatura t''' . Esta corriente, debe recibir calor del fluido de la carcasa, el cual en esta sección del equipo se encuentra a su temperatura más baja, es decir T_2 .

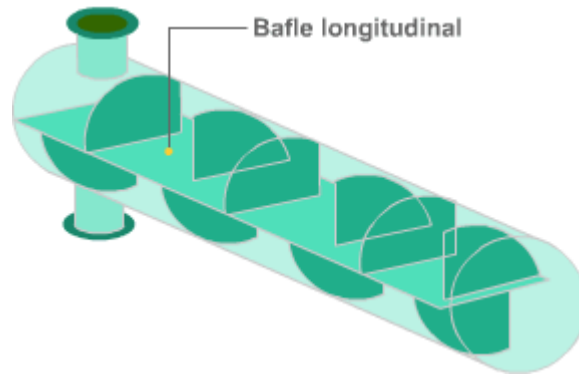
Debe ser entonces $T_2 > t'''$ para que el fluido del último paso pueda calentarse. En el último paso, el fluido no se calienta mucho, y por lo tanto la temperatura de salida de la corriente fría t_2 no será mucho mayor que t''' y por lo tanto t_2 no puede tampoco ser mayor que T_2 . Esto significa que en este tipo de intercambiador no pueden lograrse cruces importantes de temperatura entre los dos fluidos.

Esta limitación no existe en los equipos que funcionan con esquema de flujo en contracorriente, sin embargo, la longitud de un equipo en contracorriente sería cuatro veces la del equipo de cuatro pasos. Esto puede significar que los tubos sean excesivamente largos, y el diseño resulte poco compacto.

Una forma de mejorar las características de intercambio de los equipos multipaso consiste en recurrir a los deflectores o baffles longitudinales. Estas son placas cuyo ancho coincide con el diámetro de la carcasa y cuya longitud es algo menor que la de los tubos, de modo que permiten

que el fluido cruce de la parte superior a la inferior o viceversa en uno de los extremos del equipo; por encima y por debajo del bafle longitudinal se disponen los baffles transversales.

Figura 31. Bafle longitudinal



Para permitir la introducción del deflector longitudinal, los deflectores de corte vertical son preferidos por presentar: Áreas de flujo reducidas, mayor masa-velocidad y coeficientes peliculares mayores.

Si el fluido que circula por dentro de los tubos realiza cuatro pasos resulta más simple lograr el cruce de temperaturas con $T_2 < t_2$, puesto que el fluido caliente que abandona el equipo a T_2 , solo está en contacto con los dos pasos más fríos del fluido de los tubos. En este caso es $t''' > T_2$, lo cual no podía lograrse en el equipo sin bafle longitudinal.

La presencia del bafle longitudinal permite mejorar las características de intercambio para los equipos que deben trabajar con programas de temperatura muy exigentes (cruces de temperatura importantes entre ambas corrientes).

Se pueden construir equipos con tres o más pasos por la carcasa, para lo cual se debe recurrir a la colocación de mayor cantidad de baffles longitudinales. Cuanto mayor es el número de pasos del fluido de la carcasa, tanto mayor es el cruce de temperaturas que se puede lograr entre las dos corrientes. La forma de designar las distintas configuraciones de intercambiadores es a través de dos cifras (N, 2N), la primera indica el número de pasos en la carcasa, y la segunda el número de pasos en los tubos.

Es importante, en los equipos provistos de baffles longitudinales, lograr una buena estanqueidad en la unión entre el bafle y la carcasa. De otro modo, el fluido podría cortocircuitar el haz de tubos, alcanzando la salida sin producir un buen intercambio de calor.

Figura 32. Variación de la temperatura en un equipo con 4 pasos en los tubos y dos pasos en la carcasa

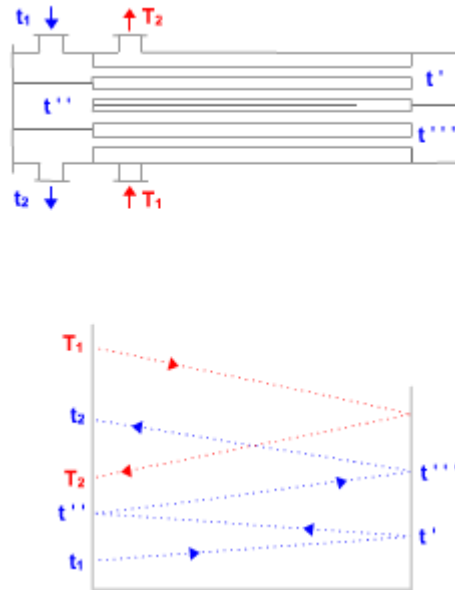
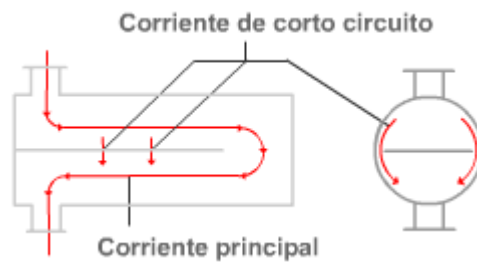


Figura 33. Corriente by-pass (de corto circuito)



Para lograr un buen ajuste entre la carcasa y el bafle, se debe recurrir a juntas de diseño especial que pueden ser ajustadas desde el exterior antes de proceder al cierre definitivo de la carcasa. En

intercambiadores de gran diámetro, el baffle longitudinal se puede soldar interiormente a la carcasa; pero esta alternativa no es factible en los equipos de haz removible.

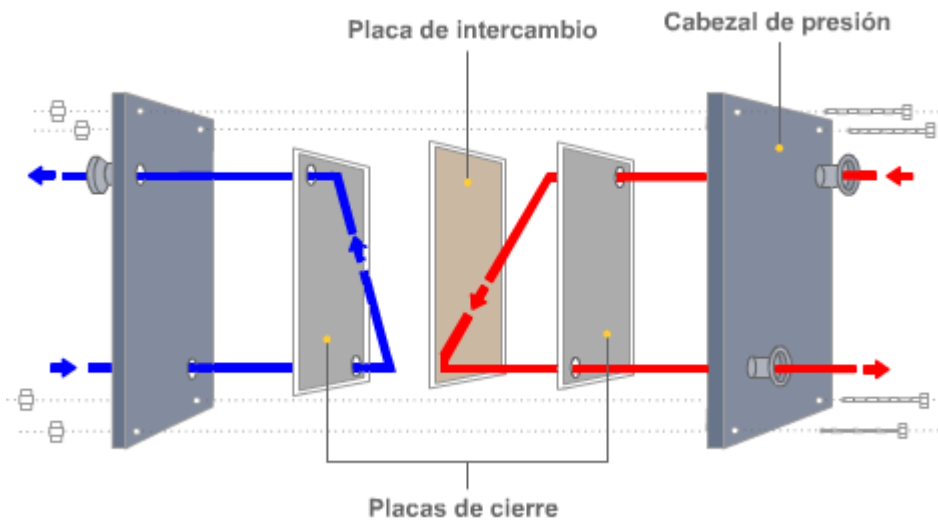
Un intercambiador de dos pasos en la carcasa y dos pasos en los tubos, es equivalente a un intercambiador en contracorriente con la mitad de los tubos y el doble de longitud. Por otra parte un intercambiador 2-4 es equivalente a dos intercambiadores en serie 1-2.

2.6.3 Intercambiadores de calor de placas. Una placa plana metálica de espesor delgado, puede servir como superficie de transferencia de calor entre dos fluidos que circulan a ambos lados de las mismas.

Para poder armar un equipo de transmisión de calor que funcione según este esquema, deberán agregarse dos placas más a ambos lados de la anterior para que formen los canales por donde circularán los fluidos. Las placas se mantienen separadas entre sí por medio de juntas de un material elastómero.

A la vez, el conjunto se mantiene apretado por medio de dos cabezales o marcos que poseen tornillos pasantes que permiten ejercer la presión necesaria para mantener unidas las placas.

Figura 34. Esquema de placas



El conjunto se arma de forma tal que la separación entre placas sea de sólo unos pocos milímetros para lograr alta velocidad de circulación y, por lo tanto, alto coeficiente de transferencia.

La principal objeción de este equipo, es obviamente, que un intercambiador de calor como éste, solo puede manejar un caudal muy pequeño de líquido y su superficie de transferencia de calor es muy reducida, ya que no sería práctico aumentar indefinidamente el tamaño de las placas cuando los requerimientos de caudales y cantidad de calor a transferir se hacen mayores. Sería entonces conveniente aumentar el número de placas y lograr que ambos fluidos recorran los espacios comprendidos entre placas adyacentes; esta disposición de intercambio se logra en los intercambiadores de placas.

Figura 35. Partes de un intercambiador de placas y juntas



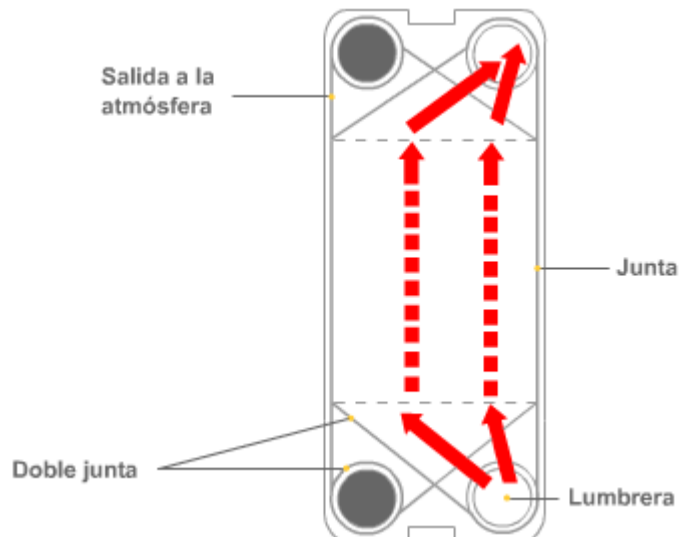
Consiste en un paquete de placas metálicas provistas de juntas elásticas, que se encuentran alineadas, suspendidas de un bastidor y comprimidas entre dos marcos o cabezales rígidos ya sea por medio de tornillos o algún otro sistema de compresión. En cada una de las esquinas de la placa se encuentran lumbreras de distribución, las cuales pueden estar perforadas o no según lo requiera el diseño.

Estas perforaciones conforman los conductos colectores, que distribuyen los fluidos entre las placas de intercambio; estas se encuentran igualmente separadas entre sí por medio de corrugaciones transversales.

Entre dos placas consecutivas, queda un espacio libre para la circulación de los fluidos. Estos espacios se llaman canales. Los fluidos, ingresan al equipo por las bocas de entrada y salida que atraviesan los cabezales, pasando a los conductos colectores; y desde estos ingresan a los canales de intercambio según un cierto esquema de distribución gracias a la configuración de las juntas con que está provista cada placa.

- **Placas de intercambio de calor**

Figura 36. Esquema de una placa de flujo paralelo



Son de superficie corrugada y su forma es una característica de cada modelo de placa siendo un factor cuidadosamente estudiado por cada fabricante.

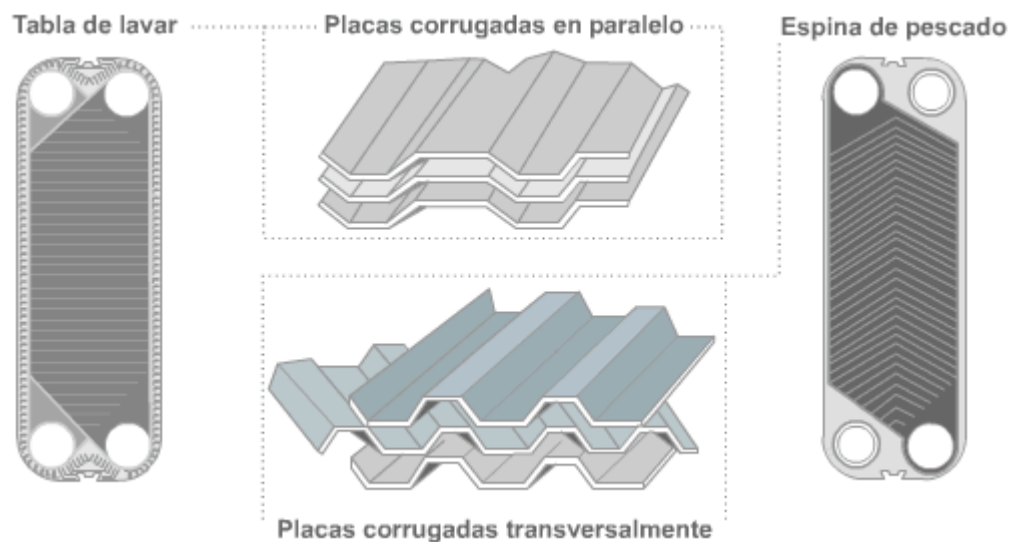
La finalidad de estas corrugaciones es promover la suficiente turbulencia en el flujo a través de la placa como para aumentar los coeficientes de transferencia de calor, al mismo tiempo que aumentar la resistencia estructural de la misma.

Mecánicamente, la placa debe estar soportada para resistir la diferencia de presiones entre los fluidos que se encuentran a uno y otro lado. El caso más severo ocurre cuando uno de los fluidos está a su máxima presión y el otro a presión cero, situación que puede darse durante la puesta en marcha o el vaciado del equipo. En este caso, la presión diferencial sobre la placa alcanza su mayor valor y podrían producirse deformaciones perjudiciales para el equipo.

Resulta por lo tanto esencial proveer alguna forma de soporte para evitar este efecto. Esto se logra por medio de las corrugaciones.

Existen diferentes modelos de placa corrugada: "tabla de lavar", las corrugaciones son paralelas entre sí y transversales a la dirección del flujo en el canal.

Figura 37. Principales tipos de placas



Puede observarse que se disponen caballetes perpendiculares a las corrugaciones para mantener el espaciado entre placas y proporcionar los puntos de soporte para evitar la deformación de las mismas.

Otro tipo de corrugaciones frecuentemente utilizadas en el diseño es "espina de pescado". En este caso, las corrugaciones de placas consecutivas están giradas 180° de modo que entre dos placas existe gran cantidad de puntos de contacto en donde las corrugaciones se cruzan. Se logra así, de un modo sencillo un soporte muy rígido de las placas y un alto grado de turbulencia en los fluidos.

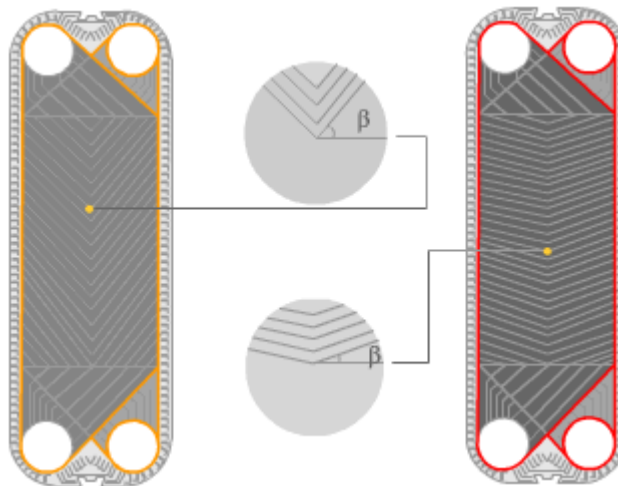
Normalmente cada fabricante posee varios modelos de placas para diferentes aplicaciones. La selección de la placa a utilizar depende de las necesidades del proceso en cuanto a coeficientes de transferencia de calor y caída de presión permisible en el intercambiador.

Aquellos modelos de placa que para un cierto caudal de líquido posean mayores coeficientes de transferencia de calor son también los que dan las caídas de presión más elevadas. Se debe por lo tanto, para un servicio dado, seleccionar la placa que mejor balancee ambos aspectos.

Para la valoración cuantitativa del rendimiento térmico de las placas, éstas se pueden clasificar en dos tipos:

- Placas suaves o de corto requerimiento
- Placas duras o de requerimiento largo

Figura 38. Ángulo chevron



Las placas suaves involucran bajas caídas de presión y bajos coeficientes de transferencia de calor. Las placas poseen un ángulo chevron (β) alto que provee esta característica. Una placa de este tipo es corta y ancha.

Las placas duras involucran altas caídas de presión y dan altos coeficientes de transferencia. Una placa que presente un ángulo chevron (β) bajo provee altos coeficientes de transferencia combinados con altas caídas de presión. Placas largas y estrechas pertenecen a esta categoría.

El tipo de grabado, además de las dimensiones globales, tiene un efecto significativo sobre el rendimiento térmico.

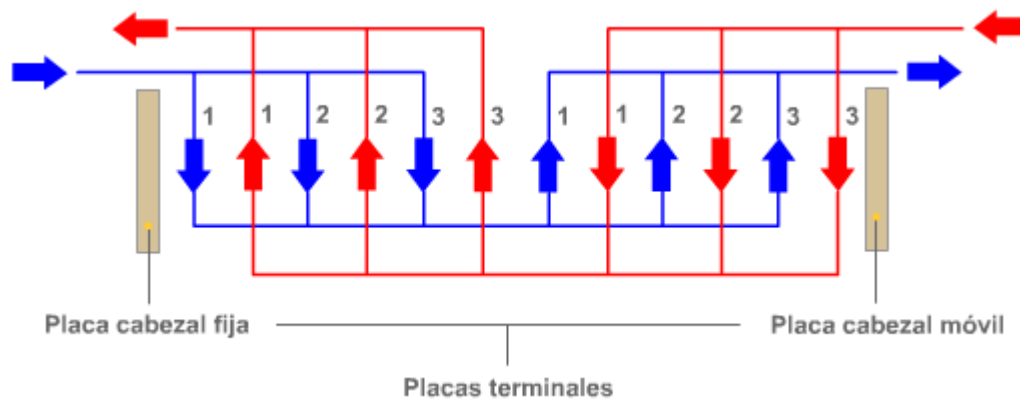
Un ángulo chevron bajo está alrededor de los 25° a 30°; mientras que un ángulo chevron alto lo constituyen valores entre 60° a 65°.

- **Pasos y arreglos de los flujos**

El término "paso" en un intercambiador de placas y juntas se refiere a un grupo de canales en los cuales el flujo está en la misma dirección.

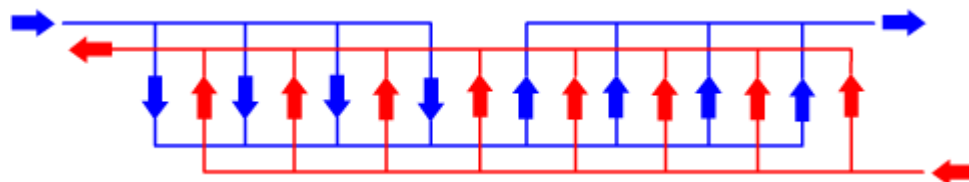
Los arreglos de un solo paso, también se les conoce como arreglos en "U" y "Z". En el arreglo en U todos los cuatro puertos, están sobre la placa cabezal fija; en este arreglo la distribución de flujo es menos uniforme que en el arreglo en Z. Un arreglo multipasos consiste de pasos conectados en serie.

Figura 39. Esquema de flujo 2pasos/2pasos (configuración 2x3 / 2x3)



Se aprecia un arreglo de una configuración de dos pasos (2/2 configuración) con tres canales, que son frecuentemente abreviados como 2x3 / 2x3. El sistema está en contraflujo, excepto en la placa central donde prevalece el flujo en paralelo.

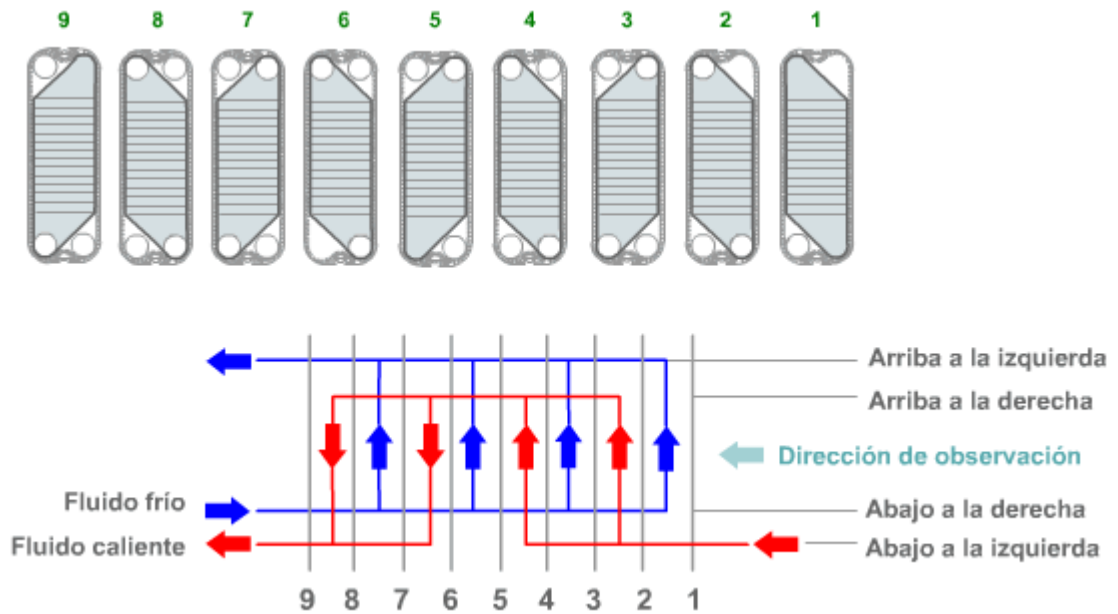
Figura 40. Esquema de flujo 2pasos/1paso (configuración 2x4 / 1x8)



Se presenta un sistema de flujo de dos pasos y un paso (configuración 2/1), donde un fluido fluye en un solo paso (rojo) mientras que el otro fluido fluye en dos pasos (azul) en serie. En esta configuración la mitad del intercambiador está en contraflujo y la otra mitad en flujo paralelo (sistemas asimétricos); por lo general se lleva a cabo cuando uno de los fluidos presenta un flujo másico mucho mayor o una caída de presión admisible pequeña.

Arreglos multipasos siempre requieren que los puertos estén localizados sobre ambas placas de cabezal: fija y móvil. Generalmente el número de pasos y el número de canales por paso son idénticos para los dos fluidos (simétricos).

Figura 41. Representación esquemática de la configuración del equipo



En el gráfico anterior, el fluido caliente recorre dos pasos, y cada paso está formado por dos canales en paralelo. El fluido frío, en cambio, recorre un solo paso de cuatro canales en paralelo. El esquema de perforación de las placas será:

- Placa № 1: Una sola perforación abajo a la izquierda.
- Placa № 2: Las dos perforaciones de abajo y una perforación arriba a la izquierda.
- Placa № 3: Debe estar perforada en las cuatro posiciones.
- Placa № 4: Igual que la № 3.
- Placa № 5: Una perforación abajo a la derecha y las dos de arriba.
- Placa № 6: Igual que la № 5.

- Placa № 7: Perforada en las cuatro posiciones.
- Placa № 8: Igual que la № 7.
- Placa № 9: Las dos perforaciones de abajo y la de arriba a la izquierda.

En lo que se refiere al esquema de juntas, este se deduce de la siguiente manera:

El canal formado por las placas №1 y 2, debe permitir la comunicación de los colectores de abajo a la derecha a arriba a la izquierda. Este efecto será logrado por el diseño de la junta de la placa № 2, que por lo tanto deberá tener estas perforaciones comunicadas entre sí.

El canal formado por las placas 2 y 3, debe permitir la comunicación de las perforaciones de abajo a la izquierda y arriba a la derecha; al mismo tiempo, se debe impedir que por las otras dos lumbreras entre el fluido frío a dicho canal. Este efecto se logra por medio de la junta de la placa № 3.

2.6.4 Intercambiadores de calor compactos. Un intercambiador de calor que posea una densidad de área superficial mayor de $700 \text{ m}^2/\text{m}^3$ es del todo llamado intercambiador de calor compacto, conocidos también como intercambiadores de matriz.

El área superficial de transferencia de calor es incrementada mediante el empleo de aletas, que a su vez incrementan el área superficial por unidad de volumen.

Algunos ejemplos de su aplicabilidad lo constituyen condensadores y evaporadores de la industria del aire acondicionado y refrigeración, radiadores, en procesos criogénicos, electrónicos, y en la recuperación, conservación y conversión energética.

Los intercambiadores compactos pueden ser clasificados en:

- **Intercambiadores de calor de placas con aletas**

En este tipo, cada canal está definido por dos láminas paralelas separadas por aletas o espaciadores. Las aletas están intercaladas entre láminas paralelas y son fijadas a las láminas por soldadura o extrusión. Los pasajes de flujo alternado están conectados en paralelo por cabezales formando dos lados de un intercambiador de calor.

Generalmente son usados para aplicaciones donde los flujos son gases; en este caso se emplean aletas en ambos lados de las láminas, mientras que en aplicaciones gas-líquido las aletas solamente son ubicadas del lado del gas, donde el coeficiente de transferencia de calor es más bajo. Si las aletas se emplean del lado del líquido, estas proveen una resistencia estructural. Los materiales más comunes de construcción son el aluminio y el acero. Existe una gran variedad de formas de láminas corrugadas usadas en estos intercambiadores, pero los tipos más comunes son:

- Aleta plana
- Aleta plana perforada
- Aleta dentada (llamada lanzada, interrumpida, multientrada)
- Aleta ondulada

Figura 42. Esquema básico un equipo de placas con aletas

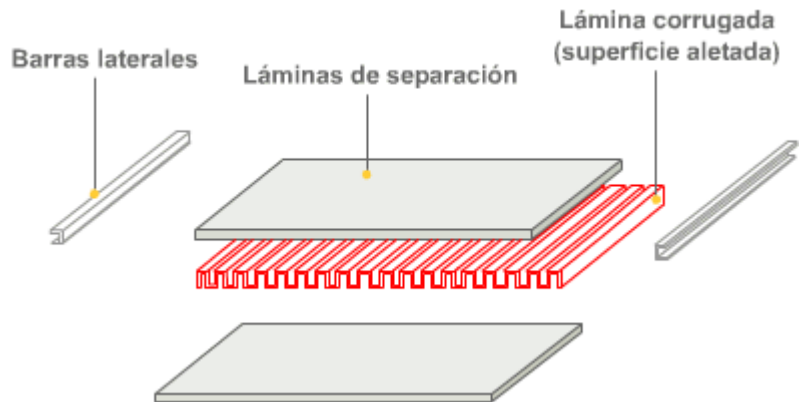
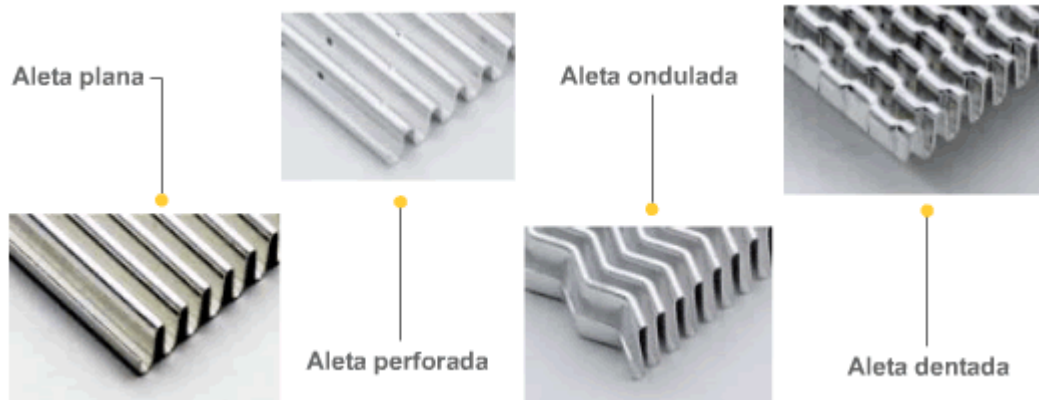


Figura 43. Tipos de placas



Las aletas planas perforadas son esencialmente las mismas aletas planas, sólo que las primeras están constituidas por láminas delgadas con pequeños orificios en su superficie. Los canales de flujo en los intercambiadores de calor de placas con aletas son pequeños, lo cual significa que las velocidades másicas de los flujos también son pequeñas (de 10 a 300 Kg/m².s).

El tamaño reducido de canales lo hace propenso al ensuciamiento u obstrucción; esto combinado con el hecho que no pueden ser limpiados mecánicamente, significa que este tipo de intercambiadores deben operar sólo con fluidos limpios.

Tabla 1. Aplicaciones comunes para cada tipo de aleta

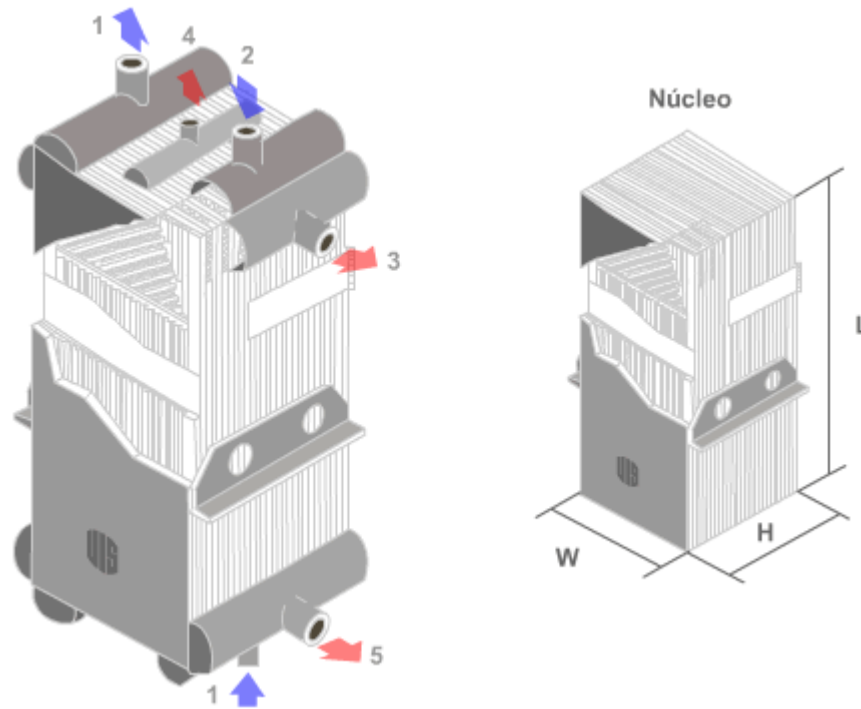
Tipo de aleta	Aplicación	Características	
		ΔP relativa	Transferencia de calor
Plana	General	Más baja	Más baja
Perforada	Corrientes en ebullición	Baja	Baja
Ondulada	Corrientes de gas con bajas caídas de presión admisibles. Corrientes de gas para Hidrocarburos y gas natural.	Alta	Alta
Dentada	Corrientes de gas a baja presión en plantas de separación de aire. General.	Más alta	Más alta

- **Intercambiadores de calor de placas y aletas soldadas de aluminio.** Un intercambiador de placas y aletas soldadas de aluminio consiste de un bloque (núcleo) de capas alternas (pasajes) de aletas corrugadas. Las capas están separadas unas de otras por láminas de partición y selladas en los bordes o extremos por barras laterales y son provistas con puertos de entrada y salida para las corrientes. El bloque está asegurado a la parte superior e inferior por medio de láminas casquetes.

El montaje del apilamiento se lleva a cabo en horno al vacío para convertirlo en un núcleo rígido. Para completar el intercambiador, se agregan cabeceras y boquillas que son soldadas a las barras laterales y láminas de partición a través de los puertos.

El tamaño del intercambiador está especificado por el ancho, altura del apilamiento y longitud del bloque rectangular. Las tres dimensiones se acostumbra mencionar en la misma secuencia; (W. H. L).

Figura 44. Intercambiador multicorrientes de placas y aletas soldadas de aluminio



- **Intercambiadores de calor de tubos con aletas:**

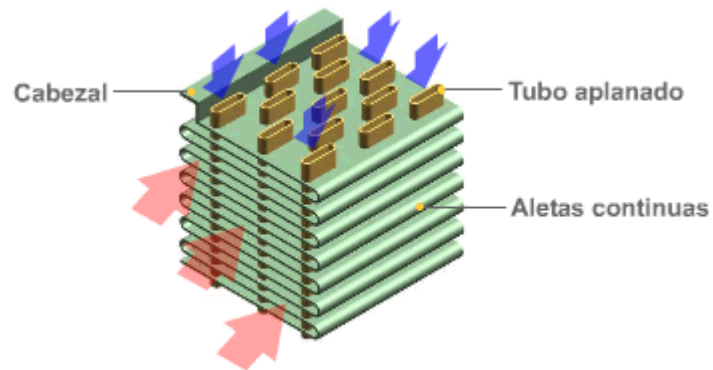
Se emplean tubos rectangulares, elípticos o circulares así como aletas que se ubican en el lado externo, interno o sobre ambos lados de los tubos dependiendo de la aplicación. Las aletas sobre el lado externo de los tubos pueden ser clasificadas como: Aletas planas, onduladas, interrumpidas o dentadas, aletas normales sobre tubos individuales, aletas longitudinales sobre tubos individuales.

Son usados en aplicaciones gas-gas y gas-líquido; en esta última los líquidos fluyen dentro de los tubos, los cuales soportan altas presiones. Un ejemplo de esta construcción lo constituyen los radiadores de carros.

Los equipos de tubos con aletas son menos compactos que los intercambiadores de placas con aletas.

Los materiales de construcción más comunes son el aluminio, acero al carbono, y acero inoxidable. La elección del material de construcción es dictada por los límites de presión de diseño, máxima temperatura y el potencial de corrosión. En la ausencia de fluidos corrosivos, la conductividad alta del aluminio proveerá los costos más bajos del intercambiador de calor.

Figura 45. Intercambiador de calor de tubos con aletas



El aluminio es indicado en rangos de temperatura desde niveles criogénicos hasta 250°C. El acero al carbono y acero inoxidable son usados desde 250°C hasta 650°C; el acero al carbono es limitado a 480°C. El cobre es adecuado para construcciones soldadas y ofrece propiedades térmicas ideales; sin embargo este uso está restringido para los ambientes corrosivos, donde el aluminio no es adecuado. Muchos radiadores de automotores usan cobre y aleaciones de cobre.

Para temperaturas muy altas, arriba del los 650°C los intercambiadores se pueden elaborar en material cerámico.

3. CÁLCULOS EN INTERCAMBIADORES DE CALOR SIN CAMBIO DE FASE

3.1 DISEÑO DE INTERCAMBIADORES DE CALOR DOBLE TUBO

1) Especificaciones sobre la performance térmica. Las variables que definen la performance térmica de un intercambiador son 6:

W_c	Flujo másico fluido caliente
W_f	Flujo másico fluido frío
T_1	Temperatura de entrada del fluido caliente
T_2	Temperatura de salida del fluido caliente
t_1	Temperatura de entrada del fluido frío
t_2	Temperatura de salida del fluido frío

De estas variables, para que el diseño quede definido se deben conocer cinco; la restante se calcula por medio de las ecuaciones:

$$Q = W_f \cdot C_{p_f} (t_2 - t_1) \quad (80)$$

$$Q = W_c \cdot C_{p_c} (T_1 - T_2) \quad (81)$$

2) Especificaciones de pérdida de carga admisible, presión de trabajo de los fluidos, coeficientes de ensuciamiento y longitud.

3) Cálculo de propiedades. Las propiedades de los fluidos requeridas son:

Viscosidad	μ
Densidad	ρ
Capacidad calorífica	C_p
Conductividad térmica	k

Las propiedades se calculan a la temperatura media o a la temperatura calórica según corresponda.

4) Ubicación de los fluidos en el equipo. La elección de donde debe localizarse cada fluido puede hacerse siguiendo las siguientes líneas generales:

a) Si uno de los fluidos es agua, se maneja mejor dentro de los tubos ya que la mayoría de carcasas se fabrican en acero al cual es corrosiva, los materiales empleados en los tubos son no ferrosos como el admiralty, latón rojo, cobre y aluminio.

b) Si uno de los fluidos es más sucio que el otro, debe colocarse en el interior de los tubos donde la limpieza mecánica o con agua a presión puede hacerse con más facilidad que por el exterior.

- c) Si ambos fluidos son iguales de sucios, debe colocarse por los tubos el fluido de mayor presión. Con su diámetro pequeño y el espesor de la pared nominal, los tubos pueden bien aceptar las presiones altas. Esto minimizaría el costo de la envolvente al tener menor presión.
- d) Cuando uno de los fluidos sea corrosivo deberá colocarse por los tubos, minimizando la cantidad de material resistente a la corrosión requerido.
- e) Cuando uno de los fluidos es sucio y el otro corrosivo, la localización debe realizarse estimando el efecto cuantitativo de cada acción.
- f) Si se procesan *fluidos viscosos*, se puede considerar de pasarlos por la carcasa. Cambios de dirección y velocidad aumentan turbulencia y compensan en cierto grado los efectos negativos de la capa viscosa sobre la transferencia de calor. El inconveniente es un aumento de la pérdida de carga.
- g) Cuando uno de los caudales es de diferente orden de magnitud del otro, el de menor caudal, se colocara en el lado tubos. Lo anterior condicionado por la posibilidad de conseguir una buena velocidad en ambos medios, sin embargo existen muchos recursos para modificar las áreas de flujo.

5) Selección de la velocidad y diámetro del tubo. La selección de la velocidad del fluido que circula por el tubo o tubos (V_p) se escoge en el siguiente rango:

Fluido	Velocidad (V_p)
Líquidos	1-3 m/s $\mu > 1\text{cP}$
	0.3 -1 m/s $\mu < 1\text{cP}$

Con la velocidad adoptada se calcula el área de flujo necesaria para el fluido del tubo interno (a_p):

$$a_p = \frac{W_p}{\rho \cdot V_p} \quad (82)$$

Y teniendo en cuenta que el área de flujo es equivalente a:

$$a_p = \frac{\pi}{4} \cdot (d_i)^2 \quad (83)$$

Se despeja el diámetro interno del tubo (o tubos) (d_i), este diámetro se aproxima al valor estándar más cercano dado en tablas. Con el diámetro corregido y la ecuación (82) se corrige la velocidad inicialmente supuesta del fluido del tubo.

6) Cálculo de la Diferencia media logarítmica de Temperaturas (DMLT). Se calcula por medio de las expresiones (55) para corrientes en paralelo y la ecuación (54) para disposición de flujos en contracorriente.

7) Selección del diámetro y velocidad del ánulo. Se selecciona de las combinaciones estándar de diámetro nominal de tubo y ánulo tabla 2.

Tabla 2. Combinaciones estándar tubo-ánulo

Diámetro nominal del ánulo [in]	Diámetro nominal del tubo interno [in]					
	3/4	1	1 1/4	1 1/2	2	3
2	3/4	1	1 1/4			
2 1/2	3/4	1	1 1/4			
3	3/4	1	1 1/4	1 1/2	2	
4	3/4	1	1 1/4	1 1/2	2	3

Fuente: CAO, Eduardo. Intercambiadores de Calor. Edigem S.A. Primera edición. Buenos Aires. 1983.

8) Cálculo de los coeficientes peliculares.

- **Coefficiente interno del tubo (h_i).** Dependiendo del régimen de flujo, se calcula el número de Nusselt (Nu) según las restricciones propias de cada correlación (Anexo A) y se despeja de la siguiente expresión el coeficiente interno (h_i):

$$Nu = \frac{h_i \cdot d_i}{k} \quad (84)$$

k = Conductividad térmica del fluido.

d_i = Diámetro interno del tubo.

Puede definirse un coeficiente pelicular interno referido al área externa, h_{io} como:

$$h_{io} = h_i \times \frac{d_i}{d_o} \quad (85)$$

- **Coefficiente interno del Ánulo (h_o).** En este caso son válidas las mismas correlaciones que las indicadas para el fluido del lado de los tubos, pero debe sustituirse el diámetro interno por el diámetro equivalente del ánulo.

$$De = \frac{4 \cdot a_A}{P_h} \quad (86)$$

$$P_h = \pi \cdot d_o \cdot N_t \quad (87)$$

P_h = Perímetro de transferencia de calor.

9) Cálculo de la temperatura de pared (t_w) y corrección de los coeficientes peliculares. Inicialmente se supone que los factores de corrección de los coeficientes peliculares son unitarios; con esta simplificación se obtienen valores provisorios para los coeficientes h_o y h_{io} .

Una vez estimada la temperatura de pared por la ecuación (68 o 70), se procede a calcular los factores de corrección según las correlaciones de Nusselt empleadas, y corregir los valores anteriores de h_o y h_{io} .

Sí se cumple con $(h_i/h_o) > 3$, se presenta la posibilidad de adicionar aletas a los tubos del intercambiador.

10) Cálculo del coeficiente global de transferencia de calor (U) y área de transferencia de calor (A). Conociendo los coeficientes peliculares individuales corregidos y la resistencia de ensuciamiento, se calcula el coeficiente global de diseño ecuación (27) y el área del equipo por la ecuación (30).

11) Cálculo del número de unidades en serie (n_h).

$$n_h = \frac{A}{A_h} \quad (88)$$

Donde el área del "hairpin" (A_h):

$$A_h = 2 \cdot L_R \cdot \pi \cdot d_o \cdot N_t \quad (89)$$

d_o = Diámetro externo del tubo interior.

L_R = Longitud del intercambiador por rama.

12) Recálculo del coeficiente global (U)

$$U = \frac{Q}{A \times DMLT} \quad (90)$$

$$A = \pi \times L \times d_o \quad (91)$$

$$L = 2 \times L_R \times n_h \quad (92)$$

13) Cálculo de la pérdida de carga (ΔP). La caída de presión se puede calcular utilizando las expresiones comunes para flujo de fluidos, empleando un factor de fricción (f) (Anexo B) que se obtiene en función del número de Reynolds. La expresión normalmente utilizada del lado de los tubos es:

$$\Delta P = 4 \cdot f \cdot \frac{2 \cdot L_R \cdot n_h}{d_i} \rho \cdot \frac{V_A^2}{2} \quad (93)$$

Y para el ánulo se utiliza la misma expresión reemplazando diámetro interno por el diámetro hidráulico (D_h);

$$D_h = \frac{4 \cdot a_A}{P_w} \quad (94)$$

$$P_w = \pi \cdot (D_i + d_o \cdot N_r) \quad (95)$$

P_w = Perímetro húmedo.

14) Modificación del diseño original. Se debe hacer notar que la solución a un problema de diseño no es única, sino que por lo general existen varias alternativas posibles, y de este modo, el diseñador podrá elegir la que más se adecue a los requerimientos particulares del caso.

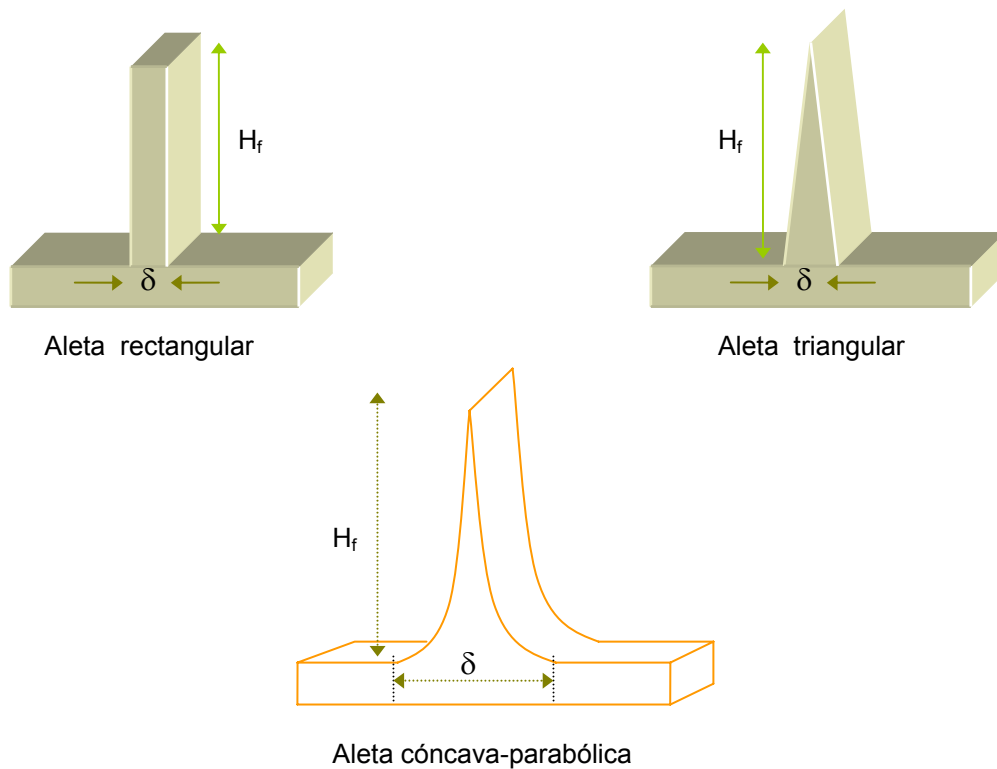
Se debe verificar la pérdida de carga para cada corriente, y puede ocurrir que esto haga necesario modificar los diámetros seleccionados. Si la pérdida de carga es excesiva se debe aumentar la sección de flujo, lo cual se logra aumentando el diámetro de los tubos, en caso contrario, se puede intentar reducir la sección de flujo; en ambos casos el cálculo del equipo debe reiniciarse (Anexo C).

3.1.1 DISEÑO DE INTERCAMBIADORES DE CALOR DOBLE TUBO CON ALETAS

1) Pasos preliminares. Para iniciar este tipo de diseño previamente debe haber realizado los pasos del (1) al (9) del diseño de un intercambiador doble tubo.

2) Selección del tipo de Aleta y sus correspondientes características. Se escoge el tipo de aleta longitudinal a adicionar al tubo, el número de aletas (N_f), grosor de la aleta (δ) y la altura (H_f) (Anexo D).

Figura 46. Tipos de aletas



3) Cálculo del área de flujo, velocidad y diámetro equivalente del ánulo. Inicialmente se calcula el área de flujo del ánulo (a_A);

$$a_A = \frac{\pi}{4}(D_i^2 - d_o^2) - (N_f \cdot H_f \cdot \delta) \quad (96)$$

Se calcula la velocidad (V_A) del fluido

$$a_A = \frac{W_A}{\rho \cdot V_A} \quad (97)$$

Se halla el diámetro equivalente (De):

$$De = \frac{4 \cdot a_A}{(\pi \cdot d_o) + (2 \cdot N_f \cdot H_f)} \quad (98)$$

4) Cálculo del coeficiente pelicular del ánulo (h_f). Se calcula el factor de transferencia de calor de tubos aletados (j_f) empleando la Figura 16.10⁷ para luego despejar el coeficiente (h_f):

$$h_f = j_f \cdot \frac{K}{De} \cdot \left(\frac{Cp \cdot \mu}{k} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (99)$$

5) Temperatura de pared supuesta. La temperatura de pared se obtiene por prueba y error, se supone una diferencia de temperatura (ΔT) entre la temperatura del ánulo (T_{mA}) y la temperatura de pared (t_w), y posteriormente se despeja la temperatura de pared como valor inicial.

$$\Delta T = T_{mA} - t_w \quad (100)$$

T_{mA} = Temperatura media del fluido que circula por el ánulo.

6) Factor de corrección del coeficiente pelicular del ánulo (ϕ). Se calcula la viscosidad del fluido del ánulo a la temperatura de pared (μ_w):

$$\phi = \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad (101)$$

Y se corrige el coeficiente;

$$h_f = h_f \cdot \phi \quad (102)$$

⁷ KERN, Donald Q. Procesos de transferencia de calor. Continental S.A. Vigésimo séptima reimpresión. México. 1995.

7) Cálculo de R_f

$$R_f = \frac{1}{h_f} \quad (103)$$

8) **Cálculo del valor efectivo del coeficiente pelicular (h'_f).** Para obtener el valor efectivo de h'_f en la superficie de la aleta se añade a R_f , la resistencia del factor de obstrucción del ánulo (R_{Fo}).

$$\frac{1}{h'_f} = R_f + R_{Fo} \quad (104)$$

9) **Cálculo del Coeficiente corregido a la superficie interior del tubo (h'_{fi}).** Se halla la superficie interior de los tubos (A_i), la superficie aletada (A_f) y la superficie lisa del tubo aletado (A_u) y el factor adimensional (m).

$$A_i = 2L_R \cdot (\pi \cdot d_i) \quad (105)$$

$$A_f = 2L_R \cdot (2 \cdot N_f \cdot H_f) \quad (106)$$

$$A_u = 2L_R \cdot (\pi \cdot d_o) - (N_f \cdot \delta) \quad (107)$$

$$m = \left(\frac{2 \cdot h'_f \cdot N_f}{\delta \cdot \kappa_m \cdot N_f} \right)^{0.5} \quad (108)$$

κ_m = Conductividad del material de la aleta.

Se calcula la eficiencia (Ω) de la aleta seleccionada:

Para rectangular:

$$\Omega = \frac{\tanh(m \cdot H_f)}{m \cdot H_f} \quad (109)$$

Para perfil triangular:

$$\Omega = \frac{I_1(2.m.H_f)}{m.H_f \cdot I_0(2.m.H_f)} \quad (110)$$

Para perfil Cóncavo parabólico:

$$\Omega = \frac{2}{(1 + (1 + (2.m.H_f)^2)^{0.5})} \quad (111)$$

Finalmente se procede a calcular (h'_{fi})

$$h'_{fi} = \frac{(\Omega \cdot A_f) + A_u}{\frac{h_f}{A_i}} \quad (112)$$

I_0 : Numero de Bessel de orden cero.
 I_1 : Numero de Bessel de primer orden.

10) Cálculo del h''_{fi} y resistencia de la aleta – paredes metálicas (R_{metal}). Se multiplica h'_{fi} por el cociente de las áreas $(A_f + A_u) / A_i$ dando h''_{fi} , que es h'_f corregida para el flujo térmico pero no para la resistencia de la aleta y paredes metálicas.

$$h''_{fi} = \frac{h'_f (A_f + A_u)}{A_i} \quad (113)$$

La diferencia entre h'_{fi} y h''_{fi} se puede considerar como debida a la resistencia de la aleta y paredes metálicas:

$$R_{metal} = \frac{1}{h'_{fi}} + \frac{1}{h''_{fi}} \quad (114)$$

11) Cálculo del coeficiente de película en la pared del tubo (h'_i). Se inicia calculando (R_i) como:

$$R_i = \frac{1}{h_i} \quad (115)$$

Y se combina con el factor de obstrucción del lado del tubo (R_{Fi}) para obtener h'_i

$$\frac{1}{h'_i} = R_i + R_{Fi} \quad (116)$$

12) Cálculo del coeficiente global de diseño (U_{Di}), Área de transferencia (A_i), Longitud del equipo (L) y Número de hairpins (n_h). El coeficiente global se obtiene tomando como referencia la superficie interior del tubo:

$$\frac{1}{U_{Di}} = \frac{1}{h'_{fi}} + \frac{1}{h'_i} \quad (117)$$

$$A_i = \frac{Q}{U_{Di} \times DMLT} \quad (118)$$

El número de la horquilla (n_h) se calcula por medio de la ecuación (88)

$$L = 2 \times L_R \times n_h \quad (119)$$

$$A_i = \pi \times L \times d_i \quad (120)$$

13) Flujo térmico para la superficie real (Q/A_i)

$$\frac{Q}{A_i} = U_{Di} \times DMLT \quad (121)$$

14) Resistencias individuales

a) Película del ánulo

$$\Delta t_f = \frac{\left(\frac{Q}{A_i}\right)}{h''_{fi}} \quad (122)$$

b) Ánulo obstruido, corregido al diámetro interior

$$\Delta t_{do} = \left(\frac{Q}{A_i}\right) \times R_{Fo} \times \frac{A_i}{A_f + A_u} \quad (123)$$

Cuándo la suma de las dos primeras diferencias individuales (a y b) son iguales al valor supuesto (ΔT) o no cambia significativamente el valor de corrección para el coeficiente de película del ánulo (ϕ), se hallan las resistencias restantes (c, d y e). De lo contrario el diseño debe ser reiniciado (numeral 5), tomando como nuevo valor de ΔT :

$$\Delta T = \Delta t_f + \Delta t_{do} \quad (124)$$

c) Aleta y tubo metálico:

$$\Delta t_{metal} = \left(\frac{Q}{A_i}\right) R_{metal} \quad (125)$$

d) Obstrucción del tubo:

$$\Delta t_{di} = \left(\frac{Q}{A_i}\right) R_{Fi} \quad (126)$$

e) Película del tubo:

$$\Delta t_i = \frac{\left(\frac{Q}{A_i}\right)}{h_i} \quad (127)$$

Para hallar la caída de temperatura se procede a realizar la suma de las resistencias a, b, c, d y e.

15) Corrección del coeficiente global U_{Di} , h_{fi}' , h_f' , R_{Fo} .

$$U_{Di} = \frac{Q}{(A_{ip} \times DMLT)} \quad (128)$$

$$h_{fi}' = \frac{1}{\frac{1}{U_{Di}} - \frac{1}{h_i'}} \quad (129)$$

$$h_f' = \frac{h_{fi}' \cdot A_i}{(\Omega \cdot A_f) + A_u} \quad (130)$$

$$R_{Fo} = \frac{1}{h_f'} - R_f \quad (131)$$

Se calcula la obstrucción del ánulo (Δt_{do}) por la ecuación (123) y nuevamente la caída de temperatura en el numeral (12).

La solución a este diseño puede convertirse a datos de los fabricantes así:

$$U = \frac{U_{Di}}{\left(\frac{A_i}{A_f + A_u} \right)} \quad (132)$$

$$A = A_i \times \frac{A_i}{A_f + A_u} \quad (133)$$

16) Cálculo de la pérdida de carga (ΔP). Las caídas de presión se calculan de igual forma que en el diseño de intercambiadores doble tubo. Si la caída de presión del lado del tubo que ha sido calculada excede el valor admisible se procede a realizar los cálculos para un arreglo serie – paralelo (Anexo E).

3.1.2 MODIFICACIONES PARA ARREGLO SERIE-PARALELO

El diseño de un intercambiador doble tubo en arreglo serie-paralelo se realiza de igual forma que un arreglo en serie teniendo en cuenta las siguientes variaciones:

1. Números de corrientes en paralelo. Inicialmente se divide la corriente que circula por el tubo en dos subcorrientes (n), permaneciendo el área de flujo del tubo constante.

El flujo del tubo entonces es igual a:

$$W_p = \frac{W_P}{n} \quad (134)$$

2. Cálculo de la media logarítmica de temperatura (DMLT). Para una corriente caliente en serie y n corrientes frías en paralelo:

$$F_T = \frac{1 - P'}{2.3 \left[\frac{nR'}{(R'-1)} \right] \log \left[\left(\frac{R'-1}{R'} \right) \times \left(\frac{1}{P'} \right)^{1/n} + \left(\frac{1}{R'} \right) \right]} \quad (135)$$

$$P' = \frac{T_2 - t_1}{T_1 - t_1} \quad (136)$$

$$R' = \frac{T_1 - T_2}{n \times (t_2 - t_1)} \quad (137)$$

Para una corriente fría en serie y n corrientes calientes en paralelo:

$$F_T = \frac{1 - P''}{2.3 \left[\frac{n}{(1 - R'')} \right] \log \left[(1 - R'') \times \left(\frac{1}{P''} \right)^{1/n} + (R'') \right]} \quad (138)$$

$$R'' = \frac{n \times (T_1 - T_2)}{t_2 - t_1} \quad (139)$$

$$P'' = \frac{T_1 - t_2}{T_1 - t_1} \quad (140)$$

$$DMLT = F_T \times \frac{(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)}{\ln \frac{(T_1 - t_2)}{(T_2 - t_1)}} \quad (141)$$

T_1, T_2 Temperatura del fluido caliente de entrada y salida.
 t_1, t_2 Temperatura del fluido frío de entrada y salida.
 W_C, W_F Flujo másico de la corriente caliente y fría.
 C_{pC}, C_{pF} Capacidad Calorífica de la corriente caliente y fría.

3) Modificación del diseño original

Si la pérdida de carga es excesiva la sección de flujo (α_p) debe permanecer constante, pero es necesario colocar más derivaciones en paralelo (n) y reiniciar los cálculos; entonces:

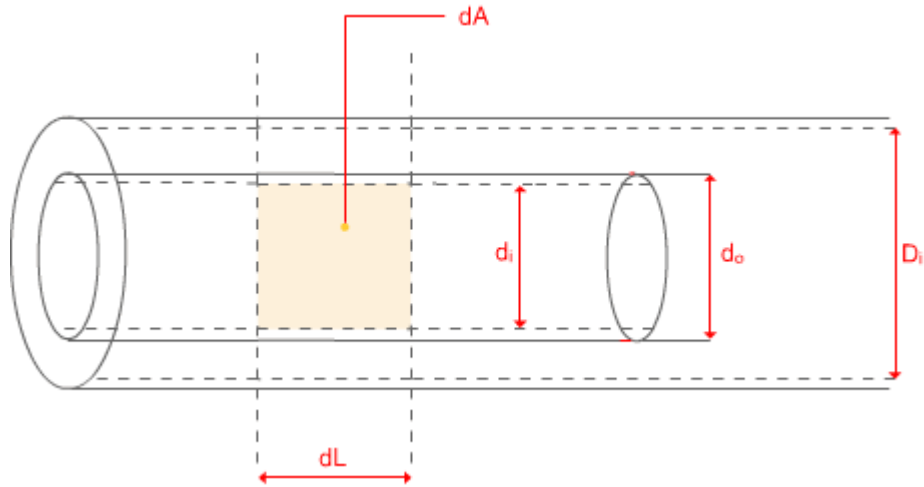
$$n = n + 1$$

Tanto para arreglo serie como serie paralelo ya que no es posible modificar la sección de flujo del fluido del tubo interno sin afectar el ánulo, resulta que el diseño de un intercambiador de este tipo es difícil de optimizar, y con frecuencia debe permitirse que una de las corrientes quede con una pérdida de carga muy inferior o superior para poder satisfacer el ΔP máximo fijado para la otra.

3.2 EVALUACIÓN DE INTERCAMBIADORES DOBLE TUBO

- **Perfil de temperaturas.** El objetivo es encontrar las temperaturas reales que ofrece el intercambiador (Anexo F).

Figura 47. Segmentación del intercambiador para el cálculo de los perfiles de temperatura



$$dA = \pi \cdot d_o \cdot dL \cdot N_t \quad (142)$$

- Se dispone de una de las temperaturas de entrada (T_1 ó t_1)
- Se supone la temperatura de salida en el primer bloque de esa corriente
- Se calcula la temperatura de salida del primer bloque de la otra corriente por medio de un balance de calor ecuaciones 1 y 2.
- Se calcula la temperatura promedio de una de las corrientes a través de la expresión:

$$dQ = dA \times U \times (T_m - t_m) \quad (143)$$

Donde se supone constante el coeficiente global (U) debido a la suposición de las propiedades de los fluidos constantes, el coeficiente solo dependerá de la geometría del intercambiador, de la velocidad de los fluidos y de sus propiedades físicas.

T_m : Temperatura promedio de la corriente caliente.

t_m : Temperatura promedio de la corriente fría.

- El valor de la temperatura promedio calculado en el paso 4 debe coincidir con el calculado por el balance del calor del paso 3, si no coinciden se supone otra temperatura de salida del primer bloque (paso 2) por medio del algoritmo de Wegstein⁸ y se regresa al paso 3.

⁸ SCENNA Nicolás José. Modelado, Simulación y optimización de procesos químicos.

- f. Si las temperaturas promedio coinciden se continúa el perfil tomando estas nuevas temperaturas como las de entrada al siguiente bloque hasta completar el área total de transferencia.

1) Especificaciones sobre la performance térmica. Las variables que definen la performance térmica de un intercambiador son 6:

W_c	Flujo másico fluido caliente
W_F	Flujo másico fluido frío
T_1	Temperatura de entrada del fluido caliente
T_2	Temperatura de salida del fluido caliente
t_1	Temperatura de entrada del fluido frío
t_2	Temperatura de salida del fluido frío

De estas variables, para que la evaluación quede definida se deben conocer cuatro; las variables desconocidas pueden ser los dos flujos, un flujo y una temperatura, o dos temperaturas siempre y cuando pertenezcan a diferentes corrientes.

De esta manera en la evaluación se presentan 13 casos:

Caso	Variables desconocidas	
1	W_c	W_F
2	W_c	T_1
3	W_c	T_2
4	W_c	t_1
5	W_c	t_2
6	W_F	T_1
7	W_F	T_2
8	W_F	t_1
9	W_F	t_2
10	T_1	t_1
11	T_1	t_2
12	T_2	t_1
13	T_2	t_2

2) Datos del intercambiador. Se necesita en el proceso de evaluación otros datos como:

d_i	Diámetro interno del tubo
d_o	Diámetro externo del tubo
D_i	Diámetro interno del anulo
D_o	Diámetro externo del anulo
L_R	Longitud del tubo
n_h	Número de horquillas
ΔP	Máxima pérdida de carga para el fluido del tubo y ánulo
R_{Fi}, R_{Fo}	Resistencia de ensuciamiento para el tubo y ánulo

3) Selección del tipo de circulación de los fluidos. Se elige el tipo de circulación de los fluidos (paralelo o contracorriente), se debe tener en cuenta que no debe existir cruces en las temperaturas de las dos corrientes, es decir, por ejemplo; en un equipo de corrientes paralelas no es posible enfriar el fluido caliente por debajo de la temperatura de salida del fluido frío dado que siempre debe existir un ΔT positivo para que exista transferencia de calor, caso contrario ocurre en fluidos en contracorriente donde esta situación es posible.

4) Cálculo de propiedades. Las propiedades de los fluidos requeridas son:

Viscosidad	μ
Densidad	ρ
Capacidad calorífica	C_p
Conductividad térmica	k

Las propiedades se calculan inicialmente a la temperatura media de los fluidos (T_m, t_m); si una de las temperaturas es desconocida se supone un valor para poder obtener las propiedades.

5) Suposición de las variables desconocidas. Se supone una de las variables desconocidas y la otra se halla por un balance de calor (ecuaciones 80 -81).

6) Ubicación de los fluidos en el equipo. Se tienen presentes los mismos criterios contemplados para el diseño de estos equipos.

7) Cálculo del coeficiente global de transferencia de calor (U). Se calcula de igual forma que en el diseño para intercambiadores doble tubo.

8) Desarrollo del perfil de temperaturas y comparación de variables. Se realiza el perfil de temperaturas y se compara las temperaturas obtenidas mediante el perfil con las calculadas mediante el balance de calor; en caso que los valores de temperaturas no coincidan se reinicia el cálculo suponiendo otro valor para la variable desconocida por el método de la tangente. En caso que estos valores coincidan se continúa con la evaluación.

9) Cálculo de la pérdida de carga (ΔP). La caída de presión se calcula de la misma forma que para intercambiadores de calor doble tubo.

10) Modificación de la evaluación original. Al finalizar el cálculo se debe verificar que la pérdida de carga para cada corriente este por debajo o muy cercana a la máxima permisible, si esto no sucede es necesario modificar un flujo o una temperatura dependiendo de cual coeficiente de película afecte más el coeficiente global. En este caso la evaluación del equipo debe reiniciarse (Anexo G).

3.3 INTERCAMBIADOR DE CARCASA Y TUBOS

3.3.1 Coeficiente de transferencia de calor y caída de presión del lado de la carcasa

- **Métodos integrales**

- **Método de Kern (1.950).** Este método ha sido adoptado como un estándar por la industria durante muchos años. Las correlaciones y figuras para el cálculo de la transferencia de calor y la pérdida de carga se obtuvieron de intercambiadores estándar con un corte de bafle del 25% una decisión acertada porque en la mayoría de los casos es el mejor diseño.

- **Cálculo del coeficiente de transferencia de calor h_o**

$$\frac{h_o \cdot De}{k} = 0.36 \cdot Re^{0.55} \cdot Pr^{0.33} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad (144)$$

$$2000 < Re < 1 \times 10^6$$

Donde: Re = Número de Reynolds, De = Diámetro equivalente, Pr = Número de Prandtl, k = Conductividad térmica, μ_w = Viscosidad a la temperatura de pared.

- **Pérdida de carga ΔP .** La caída de presión a través de la carcasa de un intercambiador, es proporcional al número de veces que el fluido cruza el haz de tubos entre los baffles. Si se llama (N_B) al número de baffles, entonces, el número de veces que el fluido cruza el haz de tubos es (N_B+1).

$$\Delta P = f \times \frac{(N_B + 1) \cdot D_S}{De} \times \frac{G_S^2}{2 \cdot \rho} \times \left(\frac{\mu_w}{\mu} \right)^{0.14} \quad (145)$$

f = Factor de fricción de Darcy; P_T = Separación entre ejes de dos tubos adyacentes (pitch); c = Claro o distancia libre entre dos tubos; L_{bc} = Separación entre baffles adyacentes.

- **Métodos analíticos**

- **Método de Bell (1.960).** La universidad de Delaware realizó un programa de investigación en materia de transferencia de calor y pérdida de carga con el apoyo de TEMA y ASME. Como resultado de este trabajo y buscando un modelo que permitiera aplicar estos resultados obtenidos mediante un cálculo no iterativo que se pudiera realizar a mano surgió el modelo Delaware propuesto por Bell. Este es un método semianalítico porque se basa en las correlaciones de flujo ideal a través del banco de tubos pero considera la reducción de la

eficiencia debido a las fugas que se producen, aunque no considera ninguna interacción entre ellas.

Este método, dada la mejora que suponía respecto a los métodos integrales anteriores, se hizo muy popular y se convirtió en el método propuesto por la mayoría de manuales de intercambiadores.

- **Fundamentos del método.** El método se basa en datos de pérdida de carga y transferencia de calor correspondientes a un banco ideal de tubos (de ancho infinito). El banco ideal se materializa con un intercambiador rectangular sin baffles con flujo cruzado, en cuyos extremos se colocan medios tubos para simular la continuidad. Los datos correspondientes al banco ideal se corrigen luego con coeficientes que tienen en cuenta las características propias de cada intercambiador (áreas de fuga, corte de baffles, corrientes de by-pass, etc.).

- **Cálculo del coeficiente de transferencia de calor h_o**

$$h_o = (\alpha_i) \times (J_C) \times (J_L) \times (J_b) \times (J_S) \times (J_r) \quad (146)$$

α_i = Coeficiente de transferencia de calor en un banco de tubos ideal; J_C = Efecto de la ventana del baffle; J_L = Efecto de fuga entre baffle-carcasa y baffle – tubos; J_b = Efecto by-pass; J_S = Factor de corrección para el espaciado variable del baffle en el interior y exterior de las secciones de boquilla; J_r = Factor de corrección por el aumento del gradiente de temperatura en flujo laminar.

- **Cálculo de la caída de presión ΔP**

$$\Delta P = \Delta P_C + \Delta P_W + \Delta P_e \quad (147)$$

ΔP_C = Caída de presión en flujo cruzado; ΔP_W = Caída de presión en la ventana; ΔP_e = Caída de presión en las secciones de entrada y salida.

- **Método de Wills y Johnston (1.984).** Con el desarrollo y la extensión de los ordenadores se desarrollaron los primeros programas de cálculo de intercambiadores que se basaron en el método analítico propuesto por Tinker conocido como "análisis de corrientes". En los cálculos realizados a mano se continúa utilizando el método de Bell-Delaware. No obstante Wills y Johnston propusieron una vía alterna, intermedia entre los dos métodos, presentando una versión simplificada del método de análisis de corrientes.

Aunque el proceso de cálculo es más laborioso por las necesarias iteraciones, se ve compensado por la presentación de los coeficientes mediante ecuaciones, lo cual permite la completa programación del método.

- **Cálculo del coeficiente de transferencia de calor (h_i).** El cálculo del coeficiente de transferencia de calor se realiza utilizando las correlaciones de flujo cruzado en un banco de tubos ideal:

$$h_i = j_i \times C_p \times m_s \times \text{Pr}^{-2/3} \times \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad (148)$$

h_i = Coeficiente de transferencia de calor de un banco ideal de tubos; C_p = Capacidad calorífica; μ = Viscosidad; m_s = Velocidad másica de flujo cruzado en la corriente principal; J_i = Factor de Colburn.

Donde a_1 , a_2 , a_3 y a_4 son constantes en función del número de Reynolds y el tipo de arreglo.

- **Cálculo de la caída de presión.** La pérdida de carga que experimenta la corriente "c" al pasar de un espaciado entre baffles al siguiente actúa como fuerza impulsora para las otras corrientes forzando a parte del fluido a pasar por las áreas de fuga. La repartición de caudales entre las diferentes corrientes dependerá de la resistencia al flujo que encuentre el fluido a pasar por cada uno de los caminos, teniendo en cuenta que la pérdida de carga ha de ser la misma para todas las corrientes. Para cada corriente podemos definir un coeficiente n_i de manera que la pérdida de carga de cada una de las corrientes se puede obtener como:

$$\Delta P_i = n_i \times M_i^2 \quad (149)$$

$$M_s + M_t + M_w = M_T \quad (150)$$

$$M_s + M_b = M_w \quad (151)$$

$$\Delta P = \Delta P_s = \Delta P_t = \Delta P_w + \Delta P_b = \Delta P_w + \Delta P_c \quad (152)$$

ΔP es la pérdida de carga entre los puntos A y B.

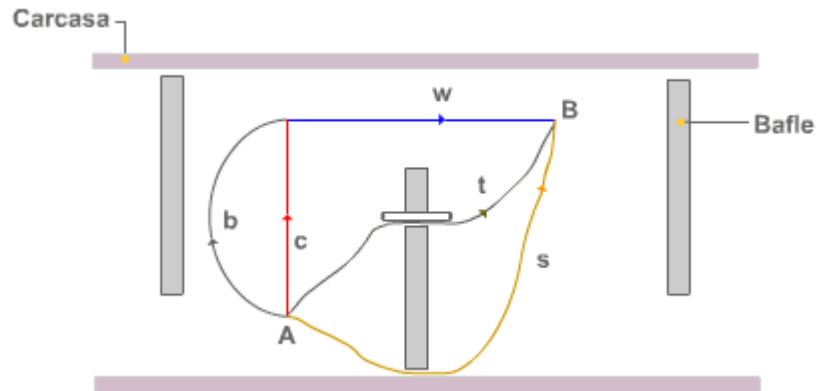
$$\Delta P = (\Delta P_w + \Delta P_c) \times (N_B - 1) \quad (153)$$

Donde N_B es el número de baffles.

L = Longitud de los tubos.

B = Separación entre baffles.

Figura 48. Análisis de corrientes en el fluido que circula por la carcasa



La caída de presión es función del caudal másico que pasa por la corriente c (M_c), al igual que el coeficiente de transferencia de calor se debe conocer el caudal M_c , pero para conocer la repartición de caudales entre las diferentes corrientes se requiere un proceso iterativo para obtener la solución.

3.3.2 Métodos para el cálculo del factor de corrección F_T de la DMLT

- **Parámetros de Bowman, Mueller y Nagle (1.940).** Inicialmente se supone la configuración más simple, es decir, la 1-2 (1 paso por la carcasa y 2 pasos en los tubos) y se calcula el factor F_T en función de los parámetros adimensionales S (eficiencia térmica) y R (relación de capacidades calóricas) mediante el empleo de gráficas según la configuración N-2N; o por medio de correlaciones que son función de los parámetros R , P_x .

$$S = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1} \quad (154)$$

$$R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1} \quad (155)$$

Para $R \neq 1$

$$P_x = \frac{1 - \left(\frac{RS - 1}{S - 1} \right)^{1/N}}{R - \left(\frac{RS - 1}{S - 1} \right)^{1/N}} \quad (156)$$

$$F_T = \frac{(R^2 + 1)^{0.5}}{R - 1} \times \frac{\ln\left(\frac{1 - P_X}{1 - R \cdot P_X}\right)}{\ln\left(\frac{(2/P_X) - 1 - R + (R^2 + 1)^{0.5}}{(2/P_X) - 1 - R - (R^2 + 1)^{0.5}}\right)} \quad (157)$$

Para $R = 1$

$$F_T = \frac{\frac{P_X (R^2 + 1)^{0.5}}{(1 - P_X)}}{\ln\left(\frac{(2/P_X) - 1 - R + (R^2 + 1)^{0.5}}{(2/P_X) - 1 - R - (R^2 + 1)^{0.5}}\right)} \quad (158)$$

$$P_X = \frac{S}{[N - (N \times S) + S]} \quad (159)$$

Sí el factor F_T es menor que 0.75, se pasa a la configuración 2-4, y así sucesivamente, hasta hallar la estructura más simple que permita operar con un F_T satisfactorio (> 0.75).

- **Parámetros de Ronald E. Wales (1.981)⁹.** Inicialmente se supone la configuración más simple, es decir, la 1-2 y se calcula el factor (F_T) en función de los parámetros adimensionales

R y G mediante el empleo de gráficas según la configuración N-2N; o por medio de correlaciones.

$$G = \frac{T_2 - t_2}{T_1 - t_1} \quad (160)$$

$$G = 1 - S(1 + R) \quad (161)$$

Si $R \neq 1$

⁹ WALES, Ronald. Mean Temperature difference in heat exchangers. Chemical Engineering. Vol 80. pp 77-81. Febrero 1981.

$$F_T = \frac{\left(\frac{(R^2 + 1)^{0.5}}{R - 1}\right) \times \ln\left(\frac{R + G_{N,2N}}{1 + RG_{N,2N}}\right)}{\ln\left(\frac{C + D}{C - D}\right)} \quad (162)$$

$$G_{N,2N} = 1 - (1 + R) \times \frac{\left[\frac{(1 + RG)^N}{R + G} - 1\right]}{\left[\frac{(1 + RG)^N}{R + G} - R\right]} \quad (163)$$

$$C = (R + 1) \times (1 + G) \quad (164)$$

$$D = [(1 - G) \times (R^2 + 1)]^{0.5} \quad (165)$$

Si $R = 1$

$$F_T = \frac{(R^2 + 1)^{0.5} \times (1 - G_{N,2N})}{(1 + G_{N,2N}) \ln\left(\frac{C + D}{C - D}\right)} \quad (166)$$

Cuando $G \geq -0.05$ y $0.33 < R < 3.0$

$$G_{N,2N} = \frac{G + 1 - N(1 - G)}{G + 1 + N(1 - G)} \quad (167)$$

$$F_{T1,2} \cong \frac{2.0619 \times \ln\left[\frac{(2.15 + G)}{(1 + 2.15G)}\right]}{\ln\left[\frac{5.5212 + 0.7788G}{0.7788 + 5.5212G}\right]} \quad (168)$$

Esta ecuación se puede emplear para arreglos con 2, 3 y 4 pasos en la carcasa; reemplazando G por $G_{N,2N}$ (ecuación 167).

El factor F_T debe ser mayor o igual a 0.8, sin embargo este criterio para intercambiadores 1-2 resulta arbitrario y conduce a diseños pobres si no se usa con precaución. Si no se obtiene un factor F_T que cumpla para una determinada configuración se pasa a la configuración siguiente, y así sucesivamente, hasta hallar la estructura más simple que permita operar con un F_T satisfactorio (≥ 0.8).

- Método de Gulyani y Mohanty (1.996)¹⁰. Conocidos R y G, se supone la configuración más simple, es decir, la 1-2. Si los valores de R y G cumplen las restricciones dadas en la tabla se aplica la ecuación correspondiente, si el valor hallado de F_T es menor de 0.8, se continua con la siguiente configuración.

Tabla 3. Correlaciones para determinar F_T

Nº de pasos en la carcasa	Ecuación	Rango R	Rango G
1	$F_T = 1.208G + 0.8037$	1 a 4.7	-0.1 a 0.05
2	$F_T = 0.23G + 0.961$	1 a 10	-0.2 a 0.2
3	$F_T = 0.1202G + 0.9835$	1 a 10	-0.3 a 0.25
4	$F_T = 0.0661G + 0.991$	1 a 10	-0.4 a 0.4
5	$F_T = 0.0429G + 0.994$	1 a 10	-0.4 a 0.6

Fuente: GULYANI, B.B; MOHANTY, Bikash. Estimating log mean temperature difference in multi-pass exchangers. Chemical Engineering. Vol 103, n 11. pp 127-130. Noviembre 1996.

- **Método de Gulyani y Jain (2.001)¹¹**. Se calcula el número de pasos en la carcasa cuando R es diferente de 1 por la siguiente expresión:

¹⁰ GULYANI, B.B; MOHANTY, Bikash. Estimating log mean temperature difference in multi-pass exchangers. Chemical Engineering. Vol 103, n 11. pp 127-130. Noviembre 1996.

¹¹ GULYANI, B.B; JAIN Anuj. Temperature cross-based criterion for multipass heat exchangers design. Hydrocarbon Processing. Vol 80 n 7. pp 47. Julio 2001. Expanded Academic ASAP Int'l Ed.

$$N = \frac{\ln\left(\frac{1+RG}{R+G}\right)}{\ln\left(\frac{1}{R}\right)} \quad (169)$$

Con este dato se ingresa a las gráficas según corresponda y se calcula el valor de F_T .

3.3.3 Diseño Intercambiadores de carcasa y tubos

1) Especificaciones sobre la performance térmica. Se lleva a cabo de la misma forma como ha sido contemplada en el diseño de equipos doble tubo.

2) Especificaciones de pérdida de carga admisible, presión de trabajo de los fluidos, coeficientes de ensuciamiento y longitud

3) Coeficientes de ensuciamiento. El valor de la resistencia de ensuciamiento para tubo (R_{Fi}) y ánulo (R_{Fo}) es un dato que pertenece a la tecnología del proceso, y este debe ser suministrado como lo son las propiedades físicas de las corrientes manejadas.

4) Cálculo de propiedades. Las propiedades de los fluidos requeridas son:

Viscosidad	μ
Densidad	ρ
Capacidad calorífica	C_p
Conductividad térmica	k

Las propiedades se calculan a la temperatura media o a la temperatura calórica según corresponda.

5) Ubicación de los fluidos en el equipo. Se lleva a cabo de la misma forma como ha sido contemplada en el diseño de equipos doble tubo.

6) Tipo de intercambiador

- **Selección según el tipo de requerimiento.** (Tipo R, C ó B)
- **Selección según el tipo de haz.** Intercambiador de haz de tubos fijo, de haz de tubos removible, de tubos en "U".

7) Suposición del valor inicial del coeficiente de Intercambio (U).

8) Factor F_T y número de pasos en la carcasa (N). Se calcula el factor F_T por cualquiera de los métodos siguientes:

- Parámetros de Bowman, Mueller y Nagle (1.940)
- Parámetros de Ronald E. Wales (1.981)
- Método de Gulyani y Mohanty (1.996)
- Método de Gulyani y Jain (2.001)

9) Cálculo de la Diferencia media logarítmica de Temperaturas (DMLT). Corresponde a la DMLT de equipos doble tubo en contracorriente, multiplicada por un factor de corrección F_T .

10) Selección del tipo de arreglo, longitud, diámetro y separación entre tubos.

11) Cálculo del área total de transferencia (A). Representa el área de todas las unidades que conforman el equipo y se halla por la ecuación (10).

12) Selección de la velocidad en los tubos (V_p). Se realiza de la misma manera que en el diseño de intercambiadores doble tubo.

14) Cálculo del área de flujo de cada tubo (A'_T) y número de tubos en paralelo (N_p)

El área de flujo se calcula de igual manera que intercambiadores doble tubo.

$$N_p = \frac{W_p}{\rho \cdot A'_T \cdot V_p} \quad (170)$$

15) Cálculo del número de tubos (N_t), pasos en los tubos (n_p) y diámetro de la carcasa (D_s).

$$n_p = \frac{N_{\text{TubosxCarcasa}}}{N_p} \quad (171)$$

Una vez que se ha seleccionado el número de tubos y la configuración de pasos y arreglo de los mismos, debe determinarse cual es el diámetro de la carcasa necesario para contenerlos, esta determinación se hace utilizando uno de los siguientes métodos:

- Método de conteo Gráfico
- Método de Phadke¹²

¹² PHADKE, P. S. Design tube counts for shell and tube exchangers. Chemical Engineering. pp 65-68. Septiembre 1984.

Inicialmente se supone un diámetro de carcasa. Con el tipo de arreglo y número de pasos en los tubos se calcula el número de tubos supuesto ($N_{\text{TubosxCarcasa}}^{\text{Sup}}$), si éste número de tubos supuesto no coincide con el número de tubos ($N_{\text{TubosxCarcasa}}$) hallado anteriormente, se inicia nuevamente el cálculo hasta que estos dos se aproximen.

16) Cálculo del área de flujo total para el fluido del lado de los tubos (A_T) y velocidad en los tubos (V_P)

$$A_T = A'_T \cdot \frac{N_{\text{TubosxCarcasa}}}{n_p} \quad (172)$$

$$V_P = \frac{W_P}{\rho \times A_T} \quad (173)$$

17) Cálculo de la caída de presión total en los tubos (ΔP_T). La pérdida de carga puede considerarse como la suma de dos efectos la pérdida de carga en los tubos (de igual forma que en intercambiadores doble tubo) y la producida por los cambios de dirección en los cabezales en intercambiadores multipasos ($\Delta P_T = \Delta P + \Delta P_r$).

En los cabezales de retorno:

$$\Delta P_r = 4 \cdot n_p \cdot \frac{\rho \times V_P^2}{2} \quad (174)$$

Cuando ΔP_T excede el máximo admisible se reducirá el número de pasos en los tubos o el largo de los mismos, según el caso. Si ΔP_T no supera el valor máximo admisible, se intentará siempre aumentar la velocidad, aumentando el número de pasos en los tubos (hasta un máximo de 8), siempre que algún intento reciente no haya demostrado que con esto se excede el valor de $\Delta P_{\text{máx}}$.

18) Cálculo del coeficiente de transferencia de calor en los tubos. Se da el mismo manejo que el planteado para el diseño de equipos doble tubo.

19) Corte (BC) y Separación entre baffles (L_{bc}). Generalmente el corte de baffle empleado está entre el 15% al 40% del diámetro interno de la carcasa (D_S).

La máxima longitud no soportada es igual a dos veces la separación entre deflectores. No se recomienda un espaciamiento entre baffles que sea mayor al diámetro de la carcasa, debido al efecto que causa sobre las corrientes del fluido ocasionando una pobre transmisión de calor.

Máximo espaciamiento entre baffles: $L_{bcm\acute{a}x} = 74d_o^{0.75}$

Máxima longitud no soportada ($L_{bm\acute{a}x}$):

Para Aceros y aleaciones de acero:

Para d_i : 19-51 mm

$$L_{bm\acute{a}x} = 52d_i + 532 \quad (175)$$

Para d_i : 6-19 mm

$$L_{bm\acute{a}x} = 68d_i + 228 \quad (176)$$

Para Aluminio y aleaciones de cobre:

Para d_i : 19-51 mm

$$L_{bm\acute{a}x} = 46d_i + 436 \quad (177)$$

Para d_i : 6-19 mm

$$L_{bm\acute{a}x} = 60d_i + 177 \quad (178)$$

20) Selección del método para calcular el coeficiente de transferencia de calor y caída de presión del lado de la carcasa (ΔP_s).

- Método de kern
- Método de Bell-Delaware
- Método de Wills y Johnston

La separación entre baffles modifica la velocidad del fluido en la carcasa; cuanto más juntos se encuentren; mayor será la velocidad del fluido, su coeficiente de transferencia y la pérdida de carga, entonces, si aún con el espaciado máximo el ΔP_s excede el $\Delta P_{m\acute{a}x}$ (admisible), deberá reducirse el largo de los tubos, con lo que aumentará el número de tubos en paralelo.

En cambio sí el ΔP_s no es mayor al máximo permitido, el espaciado entre deflectores se va reduciendo, mientras el ΔP_s lo permita, sin embargo nunca se debe estar por debajo del espaciamiento entre baffles mínimo permitido.

21) Cálculo de la temperatura de pared (t_w) y corrección de los coeficientes peliculares.

22) Cálculo del coeficiente global de transferencia de calor.

Este valor se compara con el valor supuesto anteriormente. Sí el coeficiente calculado no es aproximadamente igual al anterior, se adopta este valor reiniciándose el cálculo (Anexo H).

3.3.4 Evaluación de intercambiadores de carcasa y tubos

1) Especificaciones sobre la performance térmica. Las variables que definen la performance térmica de un intercambiador son 6:

W_c	Flujo másico fluido caliente
W_f	Flujo másico fluido frío
T_1	Temperatura de entrada del fluido caliente
T_2	Temperatura de salida del fluido caliente
t_1	Temperatura de entrada del fluido frío
t_2	Temperatura de salida del fluido frío

De estas variables, para que la evaluación quede definida se deben conocer las 6 variables.

2) Coeficientes de ensuciamiento. El valor de la resistencia de ensuciamiento para tubo (R_{Fi}) y ánulo (R_{Fo}), es un dato que pertenece a la tecnología del proceso y debe ser conocido, en caso contrario debe ser asumido por medio de tablas.

3) Tipo de intercambiador

- **Selección según el tipo de requerimiento.** (Tipo R, C ó B)
- **Selección según el tipo de haz.** Intercambiador de haz de tubos fijo, de haz de tubos removible, de tubos en "U".

4) Datos del intercambiador. Se necesita en el proceso de evaluación otros datos como son:

d_i	Diámetro interno de los tubos
d_o	Diámetro externo de los tubos
D_s	Diámetro interno de la carcasa
D_o	Diámetro externo de la carcasa
L	Longitud del tubo
N_t	Número de tubos
N	Número de pasos por la carcasa
n_p	Número de pasos por los tubos
P_T	Distanciamiento entre centros de tubos adyacentes (Pitch)
BC	Corte del baffle
L_{bc}	Separación entre baffles adyacentes
	Arreglo de los tubos (30°,45°, 60°,90°)

5) Flujo en contracorriente y cocompariente. Se debe conocer la forma como circulan las dos primeras corrientes.

6) Cálculo de propiedades. Las propiedades de los fluidos requeridas son:

Viscosidad	μ
Densidad	ρ
Capacidad calorífica	C_p
Conductividad térmica	k

Las propiedades se calculan a la temperatura media o a la temperatura calórica según corresponda.

7) Ubicación de los fluidos en el equipo. Se lleva a cabo de la misma forma como ha sido contemplada en el diseño de equipos doble tubo para el caso multitubo.

8) Cálculo del área actual de transferencia de calor. El área del equipo (A) se obtiene como:

$$A = \pi \cdot d_o \cdot L \cdot N_t \quad (179)$$

9) Cálculo del coeficiente global de transferencia de calor (U). Hallando los coeficientes peliculares individuales y la resistencia de ensuciamiento, se calcula el coeficiente global de diseño (ecuación 27).

- **Coeficiente pelicular del lado de los tubos**

- **Cálculo de velocidad y área de flujo.** Se halla el área de flujo de cada tubo (A'_T), el área de flujo total (A_T) por la ecuación (172). Con las áreas de flujo se despeja la velocidad del tubo (V_p) con la ecuación (173).
- **Cálculo del número de Reynolds (Re).** Se calcula el número de Reynolds para ubicar los fluidos en el régimen de flujo correspondiente. Dependiendo del régimen de flujo, se calcula el número de Nusselt (Nu) según las restricciones propias de cada correlación y se despeja de la expresión (74) el coeficiente interno.

- **Coeficiente interno h_o (Ánulo)**

En este caso se utilizan las correlaciones del método de Kern, Bell-Delaware o Wills y Johnston para determinar el coeficiente pelicular del lado de la carcasa.

10) Cálculo del área real de transferencia de calor. El área del equipo (A) se obtiene de la ecuación (10).

11) Cálculo de la pérdida de carga (ΔP).

- **En los tubos.** Se lleva a cabo de igual forma a la planteada para el diseño de estos equipos.
- **En el ánulo.** En este caso se utiliza el mismo método empleado para determinar el coeficiente pelicular del lado de la carcasa (método de Kern, Bell-Delaware o Wills y Johnston).

En la evaluación de un intercambiador de carcasa y tubos para que el equipo pueda transferir la cantidad de calor necesaria se debe cumplir dos requisitos: que la relación área actual / área requerida o real se mayor a 1 y la relación caída de presión calculada / caída admisible para ambos fluidos sea menor a 1 (caídas de presión menores a la máxima admisible). Cúmplase o no los requisitos es necesario calcular las verdaderas temperaturas realizando un perfil de temperaturas dividiendo el equipo en tantas partes como número de pasos por los tubos tenga (Anexo I).

3.4 INTERCAMBIADORES PLACAS Y JUNTAS

3.4.1 Cálculo del número de Nusselt

Ecuación de Dittus – Boelter:

$$Nu = A \times Re^n \times Pr^m \times \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^X \quad (180)$$

Los valores de m se encuentran en el rango de 0.3 a 0.45 asumiendo generalmente 0.33; mientras los valores de X se encuentran entre 0.05 a 0.2 los autores Muley y Manglik sugirieron 0.14 como valor, mientras Kumar sugirió 0.17.

$$Nu = A \times Re^n \times Pr^{0.33} \times \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.17} \quad (181)$$

Con estos valores de m y X se presentan los valores de A y n:

Tabla 4. Valores A y n

Ángulo Chevron	Número de Reynolds	A	n
≤ 30°	≤ 10	0.718	0.349
	>10	0.348	0.663
45°	<10	0.718	0.349
	10-100	0.400	0.598
	>100	0.300	0.663
50°	<20	0.630	0.333
	20-300	0.291	0.591
	>300	0.130	0.732
60°	<20	0.562	0.326
	20-400	0.306	0.529
	>400	0.108	0.703
≥65°	<20	0.562	0.326
	20-500	0.331	0.503
	>500	0.087	0.718

Fuente: Kakak, Sadik; Liu Hongtan. Heat Exchangers: Selection, Rating and thermal design. CRC Press. 1998. Otros autores como Muley y Manglik presentaron la siguiente correlación:

Aplicable a ángulos entre 30° y 60°, $\phi=1-1.5$ y $Re > 1000$

$$Nu = [0.2668 - 0.006967\beta + 7.244 \times 10^{-5} \beta^2] \times [2078 - 50.84\phi + 41.16\phi^2 - 10.51\phi^3] \times Re^{[0.728 + 0.0543 \sin(\frac{\pi\beta}{45} + 3.7)]} \times Pr^{0.33} \times (\mu/\mu_w)^{0.14} \quad (182)$$

β es tomado en forma vertical y no horizontal y el diámetro equivalente esta dado por:

$$D_e = 2b \quad (183)$$

3.4.2 Cálculo del factor de fricción

El factor de fricción (f) esta dado por:

$$f = \frac{K_p}{Re^m} \quad (184)$$

Tabla 5. Valores K_C y m

Ángulo Chevron	Número de Reynolds	K_p	m
$\leq 30^\circ$	<10	50	1
	10-100	19.40	0.589
	>100	2.99	0.183
45°	<15	47	1
	15-300	18.29	0.652
	>300	1.441	0.206
50°	<20	34	1
	20-300	11.25	
	>300	0.772	0.631 0.161
60°	<40	24	1
	40-400	3.24	0.457
	>400	0.760	0.215
$\geq 65^\circ$	50	24	1
	50-500	2.80	0.451
	>500	0.639	0.213

Fuente: Kakak, Sadik; Liu Hongtan. Heat Exchangers: Selection, Rating and thermal design. CRC Press. 1998.

Otros autores presentaron las siguientes correlaciones:

Muley y Manglik:

Aplicable a ángulos entre 30° y 60° , $\phi = 1-1.5$ y $Re > 1000$

$$f = (2.917 - 0.1277\beta + 2.016 \times 10^{-3} \beta^2) \times (5.474 - 19.02\phi + 18.93\phi^2 - 5.341\phi^3) \times Re^{-[0.2+0.0577\sin((\pi\beta/45)+2.1)]}$$

(185)

β es tomado en forma vertical y no horizontal.

Kumar:

Aplicable a ángulos de 30° o menores y $Re > 100$

$$f = \frac{2.76}{Re^{0.172}} \quad (186)$$

Para otros ángulos comprendidos entre 0° y 90° al igual que en el caso anterior corregiremos los factores de fricción en función del ángulo formado por los canales. El método también es gráfico.

El factor de fricción debe ser multiplicado por un factor de corrección que es la relación entre el factor de fricción para el ángulo de 30° y el factor de fricción para el ángulo considerado.

3.4.3 Evaluación de intercambiadores de placas y juntas

1) Especificaciones sobre la performance térmica. Las variables que definen la performance térmica de un intercambiador son 6:

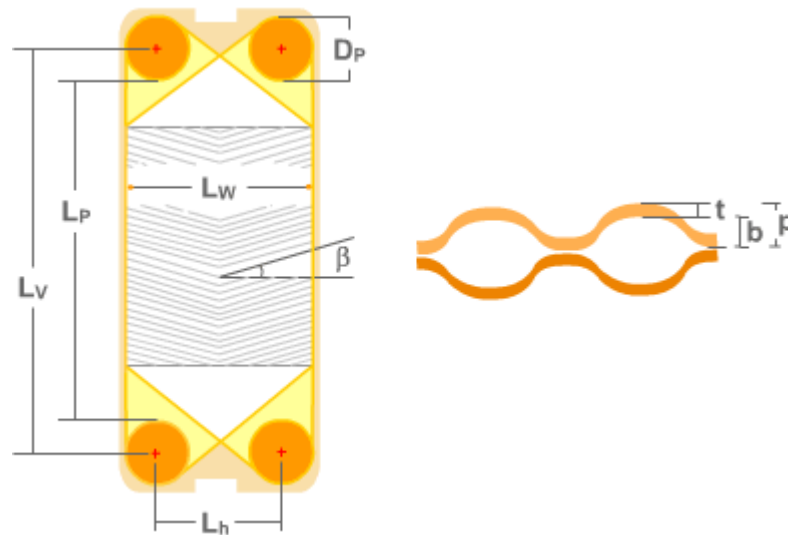
W_c	Flujo másico fluido caliente
W_F	Flujo másico fluido frío
T_1	Temperatura de entrada del fluido caliente
T_2	Temperatura de salida del fluido caliente
t_1	Temperatura de entrada del fluido frío
t_2	Temperatura de salida del fluido frío

De estas variables, para que la evaluación quede definida se deben conocer las 6 variables.

3) Datos del intercambiador. En el proceso de evaluación de estos equipos se requiere el conocimiento de los siguientes datos:

N_t	Número total de placas	Hasta 700
t	Grosor de la placa	0.5 – 1.2 mm
p	Separación entre placas	1.5 – 5 mm
D_p	Diámetro del puerto	Hasta 390 mm
β	Ángulo Chevron	0°–90°
L_h	Distancia horizontal del canal	
L_p	Longitud del área proyectada	
L_v	Distancia vertical entre puertos	
K_m	Conductividad del material de la placa	
A_e	Área de transferencia incluyendo las corrugaciones	
b	Espaciamiento principal del canal	
L_w	Ancho de la placa	
R_{Fi}, R_{Fo}	Resistencia de ensuciamiento para el tubo y ánulo	

Figura 49. Parámetros básicos de las placas



4) Número de pasos en la placa (N_p). El número de pasos determina la forma de circulación de las corrientes: Contracorriente y/o paralelo. Los que funcionan en contracorriente son de un paso para cada fluido.

5) Cálculo de propiedades. Las propiedades de los fluidos requeridas son:

Viscosidad	μ
Densidad	ρ
Capacidad calorífica	C_p
Conductividad térmica	k

Las propiedades se calculan a la temperatura media de los fluidos (T_m, t_m).

6) Cálculo de la DMLT. Los intercambiadores de placas con un solo paso funcionan en contracorriente; ecuación (54).

7) Cálculo del calor intercambiado (Q). Por medio de las expresiones (80) y (81).

8) Cálculo del número efectivo de placas (N_e). Hace referencia al número de placas útiles para la transferencia de calor, teniendo en cuenta que las placas de los extremos no son útiles para la transferencia de calor de manera que no se incluirán a la hora del cálculo.

$$N_e = N_t - 2 \quad (187)$$

9) Cálculo del espaciamiento principal del canal

$$b = p - t \quad (188)$$

10) Cálculo del área de flujo del canal (A_{ch})

$$A_{ch} = b \times L_w \quad (189)$$

$$L_w = L_h + D_p \quad (190)$$

11) Cálculo del área efectiva de una placa (A_1)

$$A_1 = \frac{A_e}{N_e} \quad (191)$$

12) Cálculo del área proyectada de una placa (A_{1p}). El área de transferencia de calor es normalmente tomada como el área interna de la junta y excluye normalmente el área inmediata alrededor de los puertos.

$$A_{1p} = L_p \times L_w \quad (192)$$

$$L_p = L_v - D_p \quad (193)$$

13) Cálculo del verdadero pasaje de flujo, mejor que el pasaje de flujo proyectado (ϕ)

Presenta valores desde 1.1 a 1.25 y una aproximación típica de 1.17 (Kumar, 1984). Dado que el área está generalmente desarrollada en una dimensión, la relación de área desarrollada sobre área proyectada será la misma que la relación de longitud.

$$\phi = \frac{A_1}{A_{1p}} \quad (194)$$

14) Cálculo del diámetro equivalente o longitud característica del canal (D_e)

$$D_e = \frac{4 \cdot A_{ch}}{P_w} \quad (195)$$

Donde el perímetro de la superficie P_w es:

$$P_w = 2 \cdot (b + \phi \cdot L_w) \quad (196)$$

$$D_e = \frac{4 \cdot b \cdot L_w}{2 \cdot (b + \phi \cdot L_w)} \quad (197)$$

Teniendo en cuenta que $b \ll L_w$

$$D_e = \frac{2b}{\phi} \quad (198)$$

15) Cálculo del número de canales por paso (N_{cp}). Se determina tanto para el fluido caliente como frío, siempre y cuando se presente una configuración multipasos-asimétrica.

$$N_{cp} = \frac{N_t - 1}{2N_p} \quad (199)$$

16) Cálculo del flujo másico del canal (m_{ch}). Se determina tanto para el fluido caliente como frío siempre y cuando se presente una configuración multipasos-asimétrica.

$$m_{ch} = \frac{W}{N_{cp}} \quad (200)$$

17) Cálculo de la velocidad másica del canal (G_{ch}). Se determina tanto para el fluido caliente como frío siempre y cuando se presente una configuración multipasos-asimétrica.

$$G_{ch} = \frac{m_{ch}}{A_{ch}} \quad (201)$$

18) Cálculo del número de Reynolds (Re). Se determina tanto para el fluido caliente como frío.

$$Re = \frac{G_{ch} \times D_e}{\mu} \quad (202)$$

19) Cálculo de los coeficientes peliculares (h_c , h_f).

$$Nu = \frac{h \cdot D_e}{k} \quad (203)$$

20) Cálculo del coeficiente global de transferencia de calor (U). El coeficiente U depende de los coeficientes de transferencia de calor por convección de los fluidos frío y caliente y está fuertemente influenciado por la forma de las corrugaciones de las placas. Conociendo los coeficientes peliculares individuales y la resistencia de ensuciamiento, se calcula el coeficiente global de diseño.

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_c} + \frac{1}{h_f} + \frac{t}{k_m} + R_{Fc} + R_{Ff} \quad (204)$$

21) Cálculo del intercambio de calor verdadero (Q_a)

$$Q_a = U \times A_e \times DMLT \quad (205)$$

Factor de seguridad (C_s):

$$C_s = \frac{Q_a}{Q_c} \quad (206)$$

Porcentaje de diseño de sobresuperficie (OS):

$$OS = 100 \cdot U \cdot R_{Ft} \quad (207)$$

$$R_{Ft} = R_{Fc} + R_{Ff} \quad (208)$$

22) Cálculo de la pérdida de carga (ΔP). La caída de presión total para cada fluido es la suma de la caída de presión en los canales (ΔP_c) y la caída de presión en los puertos (ΔP_p).

$$\Delta P = \Delta P_c + \Delta P_p \quad (209)$$

Caída de presión en los puertos (ΔP_p)

$$\Delta P_p = 1.4 \cdot N_p \cdot \frac{G_p^2}{2 \cdot \rho} \quad (210)$$

Donde la velocidad másica del puerto o lumbreras (G_p) esta dada por:

$$G_p = \frac{W}{\frac{\pi \cdot D_p^2}{4}} \quad (211)$$

Caída de presión en los canales (ΔP_c)

La caída de presión en los canales aumenta cuando menor es la longitud característica. Es decir, cuanto menor es la distancia entre placas (o tamaño de los canales) la caída de presión es mayor. También se observa que la caída de presión aumenta con la velocidad del fluido o lo que es lo mismo, aumenta cuanto menor es el número de canales.

$$\Delta P = 4 \cdot f \cdot \frac{L_{eff} \cdot N_p}{D_e} \cdot \frac{G_{ch}^2}{2\rho} \quad (212)$$

$$L_{eff} \approx L_v$$

3.5 CÁLCULO COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR Y PÉRDIDA DE CARGA EN EQUIPOS COMPACTOS

1. Especificaciones del intercambiador

	Fluido
P	Presión de operación
T ₁	Temperatura de entrada del fluido
T ₂	Temperatura de salida del fluido
μ	Viscosidad a temperatura media
C _p	Capacidad calorífica a temperatura media
k	Conductividad térmica a temperatura media
ρ	Densidad a temperatura media
ρ _i	Densidad a temperatura de entrada
ρ _o	Densidad a temperatura de salida
d _o	Diámetro externo
b	Separación entre aletas
t	Espesor de aleta
A _{at}	Área de aleta / área total
D _h	Diámetro hidráulico
σ	área de flujo / área frontal
β	Área transferencia/Volumen

Otros datos necesarios en el los cálculos son:

L: Longitud matriz

Flujo másico (m) y área frontal (A_f) o si la velocidad (V) es conocida únicamente con este dato

2. Coeficiente de transferencia de calor

Los intercambiadores de calor compactos están disponibles en una gran variedad, dependiendo de la configuración de la matriz de transferencia de calor.

La transferencia de calor y las caídas de presión características de varias configuraciones de intercambiadores compactos han sido determinadas experimentalmente y están dadas por las gráficas 1a 3 donde a partir del número de Reynolds se lee el valor de la ordenada dada por:

$$\frac{h}{G.Cp} \times P_r^{\frac{2}{3}} \quad (213)$$

Donde el número de Reynolds esta dado por:

$$Re = \frac{G.D_h}{\mu} \quad (214)$$

Donde G es la velocidad másica, definido como:

$$G = \frac{\rho \cdot V}{\sigma} = \frac{m}{A_{MIN}} \quad (215)$$

A_{MIN} es el área mínima libre de flujo cruzado:

$$A_{min} = \sigma \times A_f \quad (216)$$

El diámetro hidráulico está definido como cuatro veces el volumen de pasaje de flujo dividido en el área total de transferencia de calor.

$$D_h = 4 \frac{L \cdot A_{MIN}}{A} \quad (217)$$

$L \times A_{MIN}$ es el mínimo volumen de pasaje de flujo libre y A el área total de transferencia de calor.

El uso de de más aletas espaciadas, incrementa el coeficiente de transferencia de calor h debido a un menor diámetro hidráulico o al uso de una configuración especial de aleta. Una aleta ondulada produce un mayor coeficiente de transferencia de calor.

3. Caída de presión

Para un flujo normal a través de un banco de tubos con aletas, la caída de presión total es la diferencia entre las presiones en el interior y exterior; dada por:

$$\Delta P = \frac{G^2}{2\rho_i} \left[f \frac{A_t}{A_{MIN}} \frac{\rho_i}{\rho} + (1 + \sigma^2) \left(\frac{\rho_i}{\rho_o} - 1 \right) \right] \quad (218)$$

Donde área total de transferencia de calor / área de flujo mínima (A_t/A_{MIN}) esta dad por:

$$\frac{A_t}{A_{MIN}} = \frac{4 \cdot L}{D_h} \quad (219)$$

En esta ecuación, (ρ) es la densidad promedio evaluada a la temperatura promedio entre el lado interno y externo, o ésta puede también ser estimada por aproximación del volumen específico del fluido del interior y exterior;

$$\frac{1}{\rho} = \frac{1}{2} \left(\frac{1}{\rho_1} + \frac{1}{\rho_o} \right) \quad (220)$$

El factor de fricción (f), para algunos equipos compactos de tubo con aletas ha sido encontrado experimentalmente y tienen en cuenta las pérdidas de entrada salida.

El segundo término en la ecuación (218) toma en cuenta la aceleración o desaceleración del fluido. Este término es despreciado en líquidos para los cuales la densidad es esencialmente constante.

3.6 OPTIMIZACION DE INTERCAMBIADORES DE CARCASA Y TUBOS

El tipo de intercambiador de calor comúnmente utilizado en la industria de procesos, es el de carcasa y tubos. El problema de diseño en estos equipos consiste en determinar el área superficial requerida para transferir una cantidad dada de calor desde un fluido caliente a un fluido frío.

Visualmente las especificaciones de proceso constituyen el requerimiento principal que un intercambiador de calor debe satisfacer: Realizar el cambio térmico de las corrientes de proceso al costo más bajo, respetando los valores máximos de las caídas de presión permisibles aún en condiciones sucias. Con el propósito de obtener los mayores coeficientes globales de transferencia de calor y por ende equipos de menores tamaños y más económicos, es preciso hacer un uso completo de las caídas de presión admisibles. Desafortunadamente los métodos de diseño convencionales consideran que las caídas de presión son restricciones en vez de objetivos de diseño; es decir; si un intercambiador dado satisface la carga térmica del sistema y ambas caídas de presión calculadas son cercanas a las caídas de presión permisibles, pero están por debajo de las mismas, se le trata como una solución al problema de diseño pero no será el único ni el mejor diseño posible.

3.6.1. Optimización de equipos de carcasa y tubos por el método de Kern (F.O. Jegede - G.T.Polley)

Los autores usan un par de relaciones algebraicas entre el área del intercambiador, las caídas de presión y los coeficientes de transferencia de calor de los fluidos para construir una función objetivo continua y diferenciable; luego aplican la técnica de diferenciación parcial y el método de Newton Raphson para lograr un procedimiento de optimización simultanea de la caída de presión del lado del tubo, del lado de la carcasa y el área del intercambiador.

1. Datos del equipo. Las variables que definen la performance térmica de un intercambiador son 6:

W_F	Flujo másico del fluido frío
W_c	Flujo másico fluido caliente
T_1	Temperatura de entrada del fluido caliente
T_2	Temperatura de salida del fluido caliente
t_1	Temperatura de entrada del fluido frío
t_2	Temperatura de salida del fluido frío
R_{FC}, R_{FF}	Resistencias de ensuciamiento de los fluidos caliente y de enfriamiento
μ	Viscosidad a temperatura media
C_p	Capacidad calorífica a temperatura media
k	Conductividad térmica a temperatura media
ρ	Densidad a temperatura media
d_o	Diámetro externo del tubo
d_i	Diámetro interno del tubo
P_T	Separación entre centro de tubos adyacentes Arreglo de los tubos: 30°, 60°, 45° y 90°
N	Numero de pasos por los tubos
ΔP_T	Caída de presión admisible del lado de los tubos
ΔP_C	Caída de presión admisible del lado de la carcasa

2. Cálculo de la carga térmica Q. Ecuación (80)

3. Localización de los fluidos. Se manejan los mismos criterios que los contemplados para la optimización de enfriadores.

4. Cálculo de los parámetros K_T y K_C

$$K_T = K_1 \left(\frac{d_i^2}{4 \cdot Q_o \cdot d_o} \right) \left(\frac{1}{K_2} \right)^{3.5} \quad (221)$$

Donde K_1 y K_2 son:

$$K_1 = 0.092 \cdot \left(\frac{\rho_T}{d_i} \right) \left(\frac{\rho_T \cdot d_i}{\mu_T} \right)^{-0.2} \quad (222)$$

$$K_2 = 0.023 \left(\frac{k_T}{d_i} \right) \cdot \text{Pr}^{\frac{1}{3}} \cdot \left(\frac{\rho_T \cdot d_i}{\mu_T} \right)^{0.8} \quad (223)$$

$$K_C = K_4 \cdot K_5 \cdot K_3 \quad (224)$$

$$K_3 = \frac{1.79 \mu_C^{0.19} \cdot \rho_C^{0.81}}{2De^{1.19}} \quad (225)$$

$$K_4 = \frac{4 \cdot P_T (P_T - d_o)}{\pi^2 \cdot d_o \cdot Q_C} \quad (226)$$

$$K_5 = 0.36 \left(\frac{k_C}{De} \right) \cdot \text{Pr}^{\frac{1}{3}} \cdot \left(\frac{\rho_C \cdot De}{\mu_C} \right)^{0.55} \quad (227)$$

Donde De es el diámetro equivalente.

5. Cálculo del coeficiente pelicular del lado de los tubos. Se calcula h_T aplicando el método de bisección a la ecuación:

$$h_T = \left[\frac{\frac{\Delta P_T}{K_T \cdot Q}}{DMLT \left(\frac{1}{h_C} + \frac{1}{h_T} + R_T + R_C \right)} \right]^{\frac{1}{3.5}} \quad (228)$$

6. Cálculo del coeficiente pelicular del lado de la carcasa

$$\frac{1}{h_C} = \left(\frac{\Delta P_T}{\Delta P_C} \cdot \frac{K_C}{(K_T \cdot h_T^{3.5})} \right)^{\frac{1}{5.1}} \quad (229)$$

7. Cálculo del área de transferencia

$$A = \frac{Q}{\left(DMLT \left(\frac{1}{h_c} + \frac{1}{h_T} + R_T + R_C \right) \right)^{-1}} \quad (230)$$

8. Cálculo de los parámetros geométricos del intercambiador

Del lado del tubo:

Velocidad:

$$V_p = \left(\frac{h_T}{K_2} \right)^{1.25} \quad (231)$$

Número de tubos:

$$N_i = \frac{4N \cdot Q_T}{(\pi \cdot d_i^2 \cdot V_p)} \quad (232)$$

Longitud del intercambiador:

$$L = \frac{A}{N_i \cdot \pi \cdot d_o} \quad (233)$$

Del lado de la carcasa:

Velocidad:

$$V_s = \left(\frac{h_C}{K_5} \right)^{\frac{1}{0.55}} \quad (234)$$

Diámetro:

$$D_i = \left(\frac{4P_T^2 \cdot N_t}{\pi} \right)^{0.5} \quad (235)$$

Espaciamiento entre baffles:

$$L_{BC} = \frac{W_C \cdot P_T}{\rho_C \cdot V_S \cdot D_i (P_T - d_o)} \quad (236)$$

Número de baffles:

$$N_B = \frac{L}{L_{BC}} - 1 \quad (237)$$

3.6.2 Diseño óptimo de equipos de enfriamiento

Para una aplicación dada de enfriamiento de líquidos o gases, es posible circular una gran cantidad de fluido de enfriamiento dentro de un margen pequeño de temperaturas o una cantidad pequeña con un margen grande de temperatura. La magnitud del flujo del fluido de enfriamiento afecta al coeficiente global de transferencia de calor y a la diferencia media de temperaturas del enfriador.

Si se usa un flujo grande, el coeficiente de transferencia de calor y la diferencia media de temperaturas aumentarán y por consiguiente el área superficial necesaria para satisfacer una carga térmica dada disminuirá. De esta manera la inversión inicial y los costos fijos de la instalación se reducirán sin embargo los costos de operación aumentarán, debido a que el costo de potencia de bombeo y el del fluido de enfriamiento son proporcionales a la cantidad consumida de éste.

Para un flujo pequeño de fluido de enfriamiento se cumple exactamente lo contrario de la situación anterior por ende desde un punto de vista económico es claro que debe haber un óptimo entre las condiciones: mucho fluido de enfriamiento y poca superficie o poco fluido de enfriamiento y mucha superficie.

El algoritmo de optimización de enfriadores considera:

- Funciones realistas de los costos de capital de los elementos del sistema
- El tipo de haz de tubos
- Arreglos de flujo 1-1 y múltiples pasos por los tubos

En la construcción de la función objetivo se usan dos expresiones analíticas que relacionan las caídas de presión de los fluidos con los coeficientes de transferencia de calor de película y el área del enfriador.

$$\Delta P_T = K_T \cdot A \cdot h_T^{3.5} \quad (238)$$

$$\Delta P_C = K_C \cdot A \cdot h_C^{5.109} \quad (239)$$

La función objetivo resultante (ecuación 240) está constituida por varios términos no lineales en el área y ambas caídas de presión, la linealización de la función objetivo y la aplicación del método de los multiplicadores de Lagrange, producen 5 ecuaciones algebraicas no lineales simultáneas que mediante un esquema de eliminación de variables se desacoplan y reduce a 3 ecuaciones algebraicas no lineales secuenciales (ecuación 241, 242, 243).

Estas ecuaciones se resuelven para obtener una solución tentativa que es utilizada para actualizar los valores de los puntos de linealización y por ende algunos de los parámetros de las ecuaciones secuenciales. Estas se resuelven de nuevo para obtener otra solución tentativa y actualizar las aproximaciones lineales. Este procedimiento se repite las veces que sea necesario hasta que se alcance la convergencia.

La propiedad más notable de este procedimiento además de su simplicidad es que garantiza la convergencia de los cálculos.

$$C_T = K[c_1 + c_4 + c_7 + c_2 \cdot A^{c_3}] + Kc_5(K_T \cdot Q_T \cdot h_T^{3.5} \cdot A)^{c_6} + Kc_8(K_C \cdot Q_C \cdot h_C^{5.109} \cdot A)^{c_9} + \frac{3600}{\eta} \cdot H \cdot C_{BT} \cdot K_T \cdot Q_T \cdot h_T^{3.5} \cdot A + \frac{3600}{\eta} \cdot H \cdot C_{BC} \cdot K_C \cdot Q_C \cdot h_C^{5.109} \cdot A + \frac{3600}{C_{PFE}} \cdot \frac{H \cdot C_{FE} \cdot Q}{X} \quad (240)$$

C_T : Costo total anual del sistema

K : Cargos fijos anuales

c_1 a c_9 : Parámetros de las funciones de costos de los equipos.

A : Área del enfriador

K_T, K_C : Parámetro en función de las propiedades y flujos volumétricos

Q_T : Flujo volumétrico del fluido del tubo

h_T : Coeficiente de transferencia de calor del fluido del lado del tubo

Q_C : Flujo volumétrico del fluido del lado de la carcasa

H_C : Coeficiente de transferencia de calor del fluido del lado de la carcasa

H : Horas de operación por año

C_{BT} : Costo de la potencia de bombeo del fluido del lado del tubo

C_{BC} : Costo de la potencia de bombeo del fluido del lado de la carcasa

C_{FE} : Costo del fluido de enfriamiento

C_{PFE} : Capacidad calorífica del fluido de enfriamiento

η : Eficiencia del equipo de bombeo

X : Diferencia entre la temperatura de salida y entrada del fluido de enfriamiento

$$h_{Copt} = \left[\frac{3.5 \cdot K_T \cdot d_i \cdot B_1}{5.109 K_C \cdot d_o \cdot B_2} \right]^{\frac{1}{6.109}} \cdot (h_{Topl})^{\frac{4.5}{6.109}} \quad (241)$$

$$[B_3 + B_4 \cdot h_{Topl} + B_5 \cdot (h_{Topl})^{0.263382}] \cdot (h_{Topl})^{3.5} - B_6 = 0 \quad (242)$$

$$B_7 + \frac{X_{opt}^2}{B_8^2} \cdot \left[\frac{B_8(1 - B_{11}) + (B_9 \cdot B_{12} - B_{11} - 1)}{B_9} \right] = 0 \quad (243)$$

1. Datos del equipo. Las variables que definen la performance térmica de un intercambiador son 6:

Wc	Flujo másico fluido caliente
T ₁	Temperatura de entrada del fluido caliente
T ₂	Temperatura de salida del fluido caliente
t ₁	Temperatura de entrada del fluido de enfriamiento
R _{FC} , R _{FF}	Resistencias de ensuciamiento de los fluidos caliente y de enfriamiento
μ	Viscosidad a temperatura media
Cp	Capacidad calorífica a temperatura media
k	Conductividad térmica a temperatura media
ρ	Densidad a temperatura media
d _o	Diámetro externo del tubo
d _i	Diámetro interno del tubo
P _T	Separación entre centro de tubos adyacentes
N	Numero de pasos por los tubos
K _w	Conductividad del material

2. Datos económicos

K: Cargos fijos anuales

c₁ a c₉: Parámetros de las funciones de costos de los equipos.

Recuperación de la inversión

H: Horas de operación por año

C_{BT}: Costo de la potencia de bombeo del fluido del lado del tubo

C_{BC}: Costo de la potencia de bombeo del fluido del lado de la carcasa

C_{FE}: Costo del fluido de enfriamiento

η: Eficiencia del equipo de bombeo

3. Cálculo de la carga térmica Q

$$Q = W_c \cdot Cp \cdot (T_1 - T_2) \quad (244)$$

4. Localización de los fluidos. Se realiza de igual forma que para intercambiadores carcasa y tubos

5. Cálculo de los parámetros K_{C1} , K_{C4} , K_T y K_{C2} . Debido a que el flujo volumétrico del fluido de enfriamiento es un dato desconocido denotado por Q_T o Q_C , dependiendo de si fluye por los tubos o la carcasa respectivamente, K_T o K_{C2} también son parámetros desconocidos.

$$K_{C1} = \left(\frac{0.895}{De^{1.19}} \right) \cdot \mu_c^{0.19} \cdot \rho_c^{0.81} \quad (245)$$

$$K_{C2} = \frac{4C_{AT} \cdot P_T (P_T - d_o)}{\pi^2 \cdot d_o \cdot Q_C} \quad (246)$$

$$K_{C4} = \left(\frac{0.36}{De^{0.45}} \right) \cdot \left(\frac{k_c^{0.667} \cdot \rho_c^{0.55} \cdot Cp_c^{0.333}}{\mu_c^{0.16}} \right) \quad (247)$$

$$K_T = 12464.659 \left(\frac{d_i^{1.5}}{d_o \cdot Q_T} \right) \cdot \left(\frac{\mu_T^{1.833}}{k_T^{2.333} \cdot \rho_T^2 \cdot Cp_T^{1.167}} \right) \quad (248)$$

Donde De es el diámetro equivalente y está dado según el arreglo de los tubos por:

Para un arreglo cuadrado:

$$De = \frac{4 \times \left[P_T^2 - \frac{\pi \cdot d_o^2}{4} \right]}{\pi \cdot d_o} \quad (249)$$

Para un arreglo triangular:

$$De = \frac{4 \times \left[0.5P_T \times 0.86P_T - \left(\frac{0.5\pi d_o^2}{4} \right) \right]}{0.5\pi d_o} \quad (250)$$

C_{AT} es una constante igual a 0.866 para arreglos triangulares y 1 para arreglos cuadrados.

6. Selección de los estimados iniciales

- Proporcionar parámetros iniciales para el diámetro del círculo que pasa a través del centro de los tubos externos de haz de tubos (D_{CTL})
- La temperatura de salida del fluido de enfriamiento (t_2)
- El área del enfriador (A)
- Caída de presión del fluido del lado del tubo y del lado de la carcasa (ΔP_T y ΔP_C).

Fijar el criterio de terminación de los cálculos ($\varepsilon = 1 \times 10^{-5}$) e inicializar el contador del número de iteraciones del ciclo externo ($j = 0$)

7. Cálculo del flujo volumétrico del fluido de enfriamiento. Inicializar el contador del número de iteraciones del ciclo interno $i = 0$. Usando el rango actual de temperatura del fluido de enfriamiento, determinar de un balance de entalpía el flujo másico del mismo por la ecuación (1) y posteriormente el cálculo del flujo volumétrico.

8. Cálculo del factor (ψ), diámetro de la carcasa (D_i) y parámetros K_{C3} , K_{C2} o K_T y K_C

Factor de corrección (ψ):

Este factor toma en cuenta que para un diámetro dado de carcasa el número de tubos disminuye al incrementarse el número de pasos por los tubos, debido al espacio ocupado por las placas de partición de pasos. Para intercambiadores 1-1 el factor es igual a cero; y para múltiples pasos por los tubos la siguiente función es la que mejor se ajusta:

$$\psi = d_1 + d_2 \cdot D_{CTL} + d_3 \cdot D_{CTL}^2 + \frac{d_4}{D_{CTL}} + d_5 \ln(D_{CTL}) \quad (251)$$

Donde las constantes d_1 a d_5 , dependen del número de pasos por los tubos y están dadas así:

Tabla 6. Valores de constantes (d), según número de pasos en la carcasa

N	2	4	6
d_1	0.264549	0.680972	-0.685538
d_2	-0.415237	-1.016670	1.393820
d_3	0.067584	0.169301	-0.202384
d_4	0.110737	0.244732	-0.412142
d_5	0.365928	0.851382	-1.0486640

Fuente: SERNA, Medardo; Jiménez. Diseño optimo de enfriadores. Ingeniería Química. 1997.

Diámetro de la carcasa (D_i):

$$D_i = a_1 + (1 + b_1) \cdot (D_{CTL} + d_o) \quad (252)$$

Los parámetros a_1 y b_1 dependen del tipo de haz de tubo y están dados por:

Tabla 7. Valores de a_1 y b_1 según tipo de intercambiador

Haz de tubos	a_1	b_1
Tubos fijos	0.0082263	0.00802657
Tubos en U	0.0082263	0.00802657
Flotante empacado	0.0381	0
Flotante de arrastre	0.0454116	0.0267069

Fuente: SERNA, Medardo; Jiménez. Diseño optimo de enfriadores. Ingeniería Química. 1997.

Parámetro K_{C3} y K_C :

$$K_{C3} = \frac{(1 + b_1)^2 \cdot (1 - \psi)^{-1}}{\left[1 - \frac{2 \cdot (a_1 + (1 + b_1)b_o)}{D_i} + \frac{(a_1 + (1 + b_1)b_o)^2}{D_i^2} \right]} \quad (253)$$

$$K_C = \frac{K_{C1} \cdot K_{C2} \cdot K_{C3}}{K_{C4}^{5.109}} \quad (254)$$

9. Cálculo de los coeficientes peliculares, y temperatura de enfriamiento. En esta parte del ciclo interno se inicia la implementación del procedimiento de actualización y solución sucesiva de los problemas linealizados, así como el ajuste del diámetro D_{CTL} hasta lograr la concordancia deseada entre los valores de dos iteraciones sucesivas.

a. Determinación del coeficiente pelicular del tubo utilizando el método de bisección

$$(B_3 + B_4 \cdot h_{Topt} + B_5 \cdot h_{Topt}^{0.263382}) \cdot h_{Topt}^{3.5} - B_6 = 0 \quad (255)$$

b. Determinación del coeficiente pelicular de la carcasa

$$h_{Copt} = \left[\frac{3.5 \cdot K_T \cdot d_i \cdot B_1}{5.109 K_C \cdot d_o \cdot B_2} \right]^{\frac{1}{6.109}} \cdot (h_{Topt})^{\frac{4.5}{6.109}} \quad (256)$$

c. Determinación de la temperatura de salida de enfriamiento

$$t_2 = X_{opt} + t_1 \quad (257)$$

$$B_7 + \frac{X_{opt}^2}{B_8^2} \cdot \left[\frac{B_8(1 - B_{11}) + (B_9 \cdot B_{12} - B_{11} - 1)}{B_9} \right] = 0 \quad (258)$$

Parámetros B₁ a B₁₂

$$B_1 = \frac{3600}{\eta} \cdot H \cdot C_{BT} \cdot M \cdot Q_T + c_5 \cdot c_6 \cdot K \cdot Q_T^{c_6} \cdot \Delta P_T^{c_6-1} \quad (259)$$

$$B_2 = \frac{3600}{\eta} \cdot H \cdot C_{BC} \cdot M \cdot Q_C + c_8 \cdot c_9 \cdot K \cdot Q_C^{c_9} \cdot \Delta P_C^{c_9-1} \quad (260)$$

$$B_3 = 2.5 K_T \cdot B_1 \quad (261)$$

$$B_4 = 3.5 K_T \cdot B_1 \cdot \frac{d_i}{d_o} \left(\frac{d_o}{2K_w} \cdot \ln \left(\frac{d_o}{d_i} \right) + \frac{d_o}{d_i} R_T + R_C \right) \quad (262)$$

Donde:

R_T: Factor de ensuciamiento del fluido que circula por los tubos

R_C: Factor de ensuciamiento del fluido que circula por la carcasa

$$B_5 = 2.994731 \left[\frac{d_i}{d_o} \cdot K_T \cdot B_1 \right]^{0.8363071} \cdot (K_C \cdot B_2)^{\frac{1}{6.109}} \quad (263)$$

$$B_6 = c_2 \cdot c_3 \cdot K \cdot M \cdot (A)^{c_3-1} \quad (264)$$

$$B_7 = \frac{\frac{3600 \cdot H \cdot C_{FE} \cdot M \cdot U}{C_p}}{B_6 + B_1 K_T \cdot h_{Topt}^{3.5} + B_2 K_C \cdot h_{Copt}^{5.109}} \quad (265)$$

Donde el coeficiente global de transferencia de calor (U)

$$\frac{1}{U} = \left(\frac{d_o}{d_i \cdot h_{Topt}} + \frac{1}{h_{Copt}} + \left[\frac{d_o}{2K_w} \cdot \ln \left(\frac{d_o}{d_i} \right) + \frac{d_o}{d_i} R_T + R_C \right] \right) \quad (266)$$

$$B_8 = \sqrt{c^2 + X_{opt}^2} \quad (267)$$

Donde:

$$c = (T_1 - t_1) - (T_2 - t_1) \quad (268)$$

$$B_9 = d - X_{opt} + B_8 \quad (269)$$

$$B_{10} = d - X_{opt} - B_8 \quad (270)$$

Donde:

$$d = (T_1 - t_1) + (T_2 - t_1) \quad (271)$$

$$B_{11} = \frac{B_9}{B_{10}} \quad (272)$$

$$B_{12} = \frac{\ln B_{11}}{B_8} \quad (273)$$

10. Cálculo de la velocidad del lado del tubo (V_p), número de tubos (N_t) y D_{CTL}

$$V_p = \left(\frac{h_{Topt}}{K_{T3}} \right)^{1.25} \quad (274)$$

$$K_{T3} = \left(\frac{0.023}{d_i^{0.2}} \right) \left(\frac{k_T^{0.667} \cdot \rho_T^{0.8} \cdot Cp_T^{0.333}}{\mu_T^{0.467}} \right) \quad (275)$$

$$N_t = \frac{4N \cdot \dot{Q}_T}{(\pi \cdot d_i^2 \cdot V_p)} \quad (276)$$

$$D_{CTL} = \left(\frac{1.273 C_{AT} \cdot P_T^2 \cdot N_t}{1 - \psi} \right)^{0.5} \quad (277)$$

Revisar la convergencia entre los dos valores de D_{CTL} hallados;

$$\left| D_{CTL}^i - D_{CTL}^{i-1} \right| \leq \varepsilon \left| D_{CTL}^i \right| \quad (278)$$

Sí el criterio se cumple incrementar i en 1 y regresar al paso (7).

11. Convergencia de la temperatura de salida del fluido de enfriamiento. Revisar la convergencia. Sí el criterio se cumple, se terminan los cálculos y se procede a hallar el área de transferencia de la ecuación básica de diseño; en caso contrario incrementar j en 1 y regresar al paso 6.

$$\left| t_2^j - t_2^{j-1} \right| \leq \varepsilon \left| t_2^j \right| \quad (279)$$

4. HERRAMIENTA COMPUTACIONAL

4.1 Desarrollo de la herramienta

4.1.1 Fase inicial

En esta etapa se estudia la disponibilidad de los recursos necesarios para el desarrollo del prototipo y el diseño de la interfaz.

Revisión bibliográfica del contenido teórico. Constituye la fundamentación del proyecto; se contemplan los posibles temas a incluir en la herramienta, teniendo en cuenta el contenido temático alusivo a intercambiadores de calor sin cambio de fase, que hace parte de la materia Diseño I de la escuela de Ingeniería Química de la Universidad Industrial de Santander.

Se amplía el tema en general, con nueva información sobre otros tipos de equipos no contemplados en el temario de la materia Diseño I, ofreciendo al estudiante una perspectiva más amplia de los equipos utilizados en la industria y hacia donde apunta su desarrollo.

Buscando su posible implementación en la herramienta; se estudian nuevos métodos y correlaciones alusivas a estos tipos de equipos, seleccionando aquella información detallada y completa.

Diseño de la interfase. Se estudia la manera de como representar la información a través de un boceto general del sistema a desarrollar, concibiendo los objetos, su propósito, la relación existente entre estos, el tema a manejar y su diseño gráfico.

La herramienta fue concebida en dos grandes módulos: un libro interactivo, que es el soporte teórico para el desarrollo del segundo módulo constituido por el programa.

Módulo 1. Es el denominado libro interactivo, que ofrece al estudiante la posibilidad de contar con un material que integrara texto, imágenes, tablas, vínculos y animaciones, abordando los temas de una manera más amena y funcional.

La elaboración del libro obedece a los parámetros mínimos fijados por sistemas de información (letra arial; tamaño mínimo de 10 puntos, fondo blanco, logotipo de la Universidad Industrial de Santander en el extremo superior izquierdo, suprimir en lo posible la barra de desplazamiento horizontal), todo esto encaminado a mantener la armonía y uniformidad con el sitio web de la universidad.

Se decide elaborar el libro en formato html pensando en una futura publicación en Internet y éste se organiza de la siguiente manera:

Un encabezado, el cual identifica la herramienta y su procedencia.

Se crean unas carpetas para la identificación del capítulo o parte del libro, que ubique al usuario en su exploración.

Se hace necesaria la creación de la barra de herramientas que reúna las principales partes del libro electrónico y que permita su desplazamiento de manera ágil. La ubicación de esta barra se hace en los extremos superior e inferior de cada página, teniendo en cuenta que las páginas se pueden extender, y que resultaría más cómoda para el usuario su manipulación al terminar la página sin tener que regresar al inicio de ésta para continuar su exploración.

Se crean comandos de navegación que permitan un desplazamiento lineal dentro del libro “Atrás” y “Siguiente”.

Se presenta el índice del contenido teórico del libro también como un icono dentro de la barra de herramientas, agrupando los capítulos y subtemas que se decidieron tratar en cada uno de ellos, permitiendo al usuario su libre desplazamiento.

Para dar mayor interactividad al libro se decidió realizar animaciones, teniendo en cuenta las partes de los temas que más se prestaban y justificaban su elaboración; pretendiendo a través de éstas proporcionar un mayor entendimiento de los ítems tratados. Las animaciones en su totalidad se presentan a través del icono ubicado en la barra de herramientas o a una animación específica cuando se encuentre dentro del área de trabajo.

Se hace necesaria la implementación de un glosario que agrupe términos empleados comúnmente en la transferencia de calor y sus aplicaciones, brindando la posibilidad de conocer términos de una forma inmediata, más detallada y completa de la habitual al manipular el libro.

Al glosario se tiene acceso bien sea desde la barra de herramientas o mediante vínculos (rojos) desde el contenido teórico.

Se implementan otros iconos dentro de la barra de herramientas como son: Los manuales; que permiten el conocimiento previo en la manipulación de la herramienta.

La nomenclatura, que presenta la simbología utilizada en las ecuaciones planteadas dentro del libro, facilitando al usuario observar o aclarar el significado, dimensiones y unidades.

Las gráficas y tablas, agrupan todas las gráficas, tablas que se utilizaron en el desarrollo de los diversos cálculos en formato pdf, facilitando al usuario la lectura o manipulación de datos, así como la opción de guardar o imprimir según lo desee.

La bibliografía reúne las fuentes utilizadas en la elaboración de la herramienta, a través de la cual el usuario podrá consultar un tema en particular.

A través del icono enlaces ubicado en la barra de herramientas, se tiene acceso a información seleccionada, clasificada y actualizada sobre temas de interés relacionados con equipos de intercambio calórico, brindado así las principales fuentes electrónicas que manejan los temas de transferencia de calor y sus aplicaciones.

El acceso al programa se realiza a través de la barra de herramientas o desde un capítulo dentro del índice; integrando de esta manera los dos módulos que constituyen la herramienta.

Módulo 2. El programa se crea como material de ejercitación y práctica de la aplicación de transferencia de calor, específicamente en equipos sin cambio de fase. Es concebido bajo un marco educativo, por tal motivo el programa se constituye en una guía permanente de los principales pasos, parámetros, métodos, correlaciones que resulten más apropiados a la hora de realizar una tarea seleccionada por el usuario.

El entorno se desarrolla teniendo en cuenta el ambiente presentado por los programas de Microsoft Office, facilitando al usuario su comprensión debido a la familiaridad que la mayoría de personas presentan con este sistema.

El diseño de la interfaz del programa se constituye de:

- Barra de título.
- Barra de menús; ofrece la posibilidad de desplazarse a través de las diferentes acciones que presenta la herramienta.

Además de los menús de cálculo se ofrecen los menús básicos de Archivo:

Guardar e imprimir, que son implementados con el objeto de permitir al usuario la obtención de los resultados a través de un medio magnético o papel impreso.

El menú Ayuda, presenta opciones como:

Libro electrónico, que enlace el programa con la base teórica y de esta manera permita al usuario despejar dudas conceptuales o repasar temas específicos.

Manual del usuario, Permite despejar dudas concernientes al manejo general de la herramienta.

- Barra de herramientas; agrupa una serie de iconos que facilitan un acceso directo a funciones determinadas en los menús, como son: Salir, guardar, imprimir, conectar al libro electrónico.

Las opciones de modo asistido y no asistido se presentan para complementar el enfoque educativo que se ha trazado en la realización de la herramienta. La opción de asistencia, proporciona una orientación básica por los métodos, procedimientos, parámetros y sugerencias a la hora de realizar cálculos.

El modo asistido esta constituido principalmente por:

Ayudas flotantes: sugieren parámetros sobre ciertos cálculos y brindan conceptos dependiendo del formulario actual de trabajo, guiando al usuario en la selección o inclusión de datos de ingreso.

Iconos de cálculos rápidos: Muestra algunas ecuaciones básicas que están siendo utilizadas en el procedimiento actual y que se están realizando internamente, permitiendo al usuario conocer las ecuaciones y variables que se manejan en variados cálculos.

Enlaces a gráficas y animaciones: tanto las gráficas como las animaciones otorgan una mejor comprensión y visualización de conceptos.

Enlaces relacionados: Conectan a páginas html donde se abordan de manera concreta temas específicos relacionados con el formulario actual, algunos conectan directamente al libro electrónico.

Revisión bibliografía de las herramientas. Se seleccionan los recursos computacionales necesarios para programar el sistema propuesto.

Se inicia la búsqueda de los softwares necesarios para la elaboración de la herramienta, dando prioridad a aquellos de fácil acceso, manejo, aplicación y acoplamiento, teniendo en cuenta que se desea obtener una herramienta liviana, apta para su posible publicación en Internet. Todo esto encaminado a la futura creación de un sitio web de la escuela de Ingeniería Química, el cual alojaría herramientas de este tipo.

Atendiendo a los requerimientos mencionados anteriormente se decide optar por las siguientes herramientas:

- **Flash MX**

Macromedia Flash es el estándar profesional para la creación de experiencias Web, resultando muy útil en la creación de logotipos animados, controles de navegación de sitios Web, animaciones de gran formato, sitios Web completos de Flash o aplicaciones Web.

ActionScript es el lenguaje de creación de scripts de Flash. Mediante su manipulación se puede controlar objetos en las películas de Flash con el fin de crear elementos interactivos y de navegación, consiguiendo de este modo crear películas altamente interactivas.

- **Fireworks MX**

Hace parte de los productos de la empresa Macromedia, concebido como medio para la realización y edición de imágenes así como para la creación de botones. Este programa permite seleccionar la exportación de las imágenes en variados formatos, según su aplicación; además se integra a perfección con los demás softwares originados por la misma casa fabricante (Macromedia).

- **Dreamweaver MX**

Macromedia Dreamweaver MX es un editor HTML profesional para diseñar, codificar y desarrollar sitios, páginas y aplicaciones Web. Tanto si el usuario desea controlar manualmente el código HTML como si prefiere trabajar en un entorno de edición visual, Dreamweaver le proporciona útiles herramientas para creación de aplicaciones Web.

Las funciones de edición visual de Dreamweaver permiten crear páginas de forma rápida, sin escribir una sola línea de código. No obstante, si el usuario prefiere crear el código manualmente, Dreamweaver también incluye numerosas herramientas y funciones relacionadas con la codificación. Además, Dreamweaver le ayuda a crear aplicaciones Web dinámicas basadas en bases de datos empleando lenguajes de servidor como ASP, ASP.NET, ColdFusion Markup Language (CFML), JSP y PHP

- **Solid Edge**

Este software permite la construcción de un conjunto de piezas, que posteriormente pueden ser agrupadas constituyendo un conjunto, generando archivos con la extensión .ASM. Este programa permite trabajar con medidas, vistas, cortes, planos encaminado a un diseño riguroso. Para las aplicaciones contempladas en el desarrollo de la presente herramienta no hubo necesidad de contar con esto, pues su aporte simplemente se limita a la generación de piezas para construir equipos de intercambio calórico sin la rigurosidad de un dimensionamiento detallado, dado que se pretende únicamente generar imágenes con una apariencia agradable en tres dimensiones.

- **Acrobat Reader**

PDF es un formato de fácil acceso diseñado para facilitar un sencillo desplazamiento en línea y poder leer documentos utilizando lectores de pantalla de terceros compatibles con Windows. El archivo puede imprimirse también para proporcionar una referencia de escritorio práctica.

Este formato para el desarrollo de los diversos archivos de procedimientos, resulta ideal por las numerosas tablas y ecuaciones que estos contienen, evitando de esta manera la creación de un número no determinado de páginas HTML adicionales así como la laboriosidad a la hora de crear la gran cantidad de ecuaciones.

- **Visual Basic Net**

Visual Basic .NET es la nueva herramienta de desarrollo propuesta por Microsoft para llevar a cabo aplicaciones para Windows y para la Web. Es un lenguaje de programación de alto nivel para Microsoft .NET Framework. Si bien está diseñado para ser un lenguaje accesible y fácil de aprender, también es lo suficientemente eficaz para satisfacer las necesidades de los programadores expertos. El lenguaje de programación Visual Basic .NET está estrechamente relacionado con el lenguaje de programación Visual Basic, pero ambos lenguajes no son exactamente iguales.

Visual Basic .NET se ha diseñado en torno a .NET Framework, que proporciona una mejora en la seguridad, administración de la memoria, control de las versiones y compatibilidad con la implementación. .NET Framework también habilita la interoperabilidad entre los objetos creados con cualquier lenguaje de programación .NET. Esto significa que se pueden crear objetos con Visual Basic .NET que después podrán utilizarse fácilmente en otros lenguajes .NET, y que se pueden utilizar objetos de otros lenguajes .NET de la misma manera en que se utilizan los objetos creados con Visual Basic .NET.

El diseño de .NET Framework está enfocado a cumplir los objetivos siguientes:

Proporcionar un entorno coherente de programación orientada a objetos, en el que el código de los objetos se pueda almacenar y ejecutar de forma local, ejecutar de forma local pero distribuida en Internet o ejecutar de forma remota.

Proporcionar un entorno de ejecución de código que reduzca lo máximo posible la implementación de software y los conflictos de versiones.

Ofrecer un entorno de ejecución de código que fomente la ejecución segura del mismo, incluso del creado por terceras personas desconocidas o que no son de plena confianza.

Proporcionar un entorno de ejecución de código que elimine los problemas de rendimiento de los entornos en los que se utilizan secuencias de comandos o intérpretes de comandos.

Ofrecer al programador una experiencia coherente entre tipos de aplicaciones muy diferentes, como las basadas en Windows o en el Web.

Basar toda la comunicación en estándares del sector para asegurar que el código de .NET Framework se puede integrar con otros tipos de código.

4.2.2 Fase de construcción

Constituye la elaboración y programación de la herramienta, es decir, la puesta en marcha de la fase inicial.

- **Libro electrónico**

Inicialmente se genera la plantilla en el editor html la cual permitirá mantener el diseño de la interfaz así como su organización y la posible actualización de datos.

Se desarrolla el cuerpo del libro electrónico depurando la información recolectada; una vez finalizada esta tarea se procede a seleccionar, organizar y elaborar las imágenes y animaciones.

Una vez cumplido el paso anterior, se digita la información depurada en un editor de texto (Microsoft Word) para posteriormente organizarla junto a las imágenes y animaciones en el editor html (Dreamweaver).

Se selecciona las palabras claves que se van a tener en cuenta en la elaboración del glosario, así como los vínculos que relaciona la información presentada dentro del libro para ir de un tema general a otro donde se aborde el mismo tema de manera mas detallada.

Se generan una serie de documentos con los respectivos cálculos y algoritmos sobre cada uno de los temas abordados en el programa que luego son compilados en archivos en formato pdf y ubicados en el respectivo capítulo dentro del libro electrónico.

Se generan una serie de documentos con los respectivos cálculos y algoritmos que son la base de la programación de los mismos.

Posteriormente se completo el libro electrónico con la información alusiva a enlaces, bibliografía, nomenclatura, información, gráficas y tablas.

- **Programa**

Se diseña y elabora el formulario principal (MDI) que contiene los formularios hijos (Mchild), barra de menú y barra de herramientas.

Se diseñan y elaboran los diversos formularios hijos de ingresos de datos, presentación de resultados y presentación de gráficos.

Con base en los algoritmos se elabora el código y los procedimientos acordes con el lenguaje utilizado, selección de objetos, procedimientos de ejecución, y compilación de código.

4.1.3 Fase final

En esta etapa se realizó una evaluación exhaustiva:

Se establecen comparaciones entre los valores arrojados por el programa y los reportados en la literatura hasta obtener un grado de precisión satisfactorio a través de la verificación de los procedimientos.

Se genera el ejecutable del programa.

Se verifica que los vínculos conduzcan a las rutas especificadas previamente; corrigiendo los que no cumplan con la función especificada.

Se diseña y elabora los manuales correspondientes a cada uno de los módulos que forman parte de la herramienta; así como un demo que da a conocer las características del programa.

Se acopla el ejecutable del programa dentro del libro electrónico constituyendo así una única herramienta.

4.3 Aciertos e inconvenientes

A través de la utilización de las herramientas como Flash MX, Fireworks MX, Dreamweaver MX y Visual Basic Net se constituyó la herramienta computacional con un tamaño que no sobrepasa las 50 MB resultando viable para su futura publicación en Internet.

Al trabajar con programas como Dreamweaver MX y Flash MX no resulta necesario el conocimiento previo de un lenguaje de programación que permitiera la realización de las animaciones y elaboración de páginas html para el libro electrónico, resultando bastante útil dado el poco conocimiento que sobre esta tecnología se tenía al iniciar el proyecto.

Visual Basic Net es un lenguaje potente para crear aplicaciones interactivas tanto para Windows e Internet que al basarse en el Net Framework (componente integral de Windows que admite la creación y la ejecución de la siguiente generación de aplicaciones y servicios Web XML.) proporciona un código más limpio y por lo tanto crea ejecutables de menor tamaño comparado con los realizados en Visual Basic 6.0.

Visual Basic Net comparado con Visual Basic 6.0, sintetiza el trabajo en la elaboración de los vínculos para que presentaran el aspecto tradicional de colores, subrayado e indicación de su selección, requiriendo más código y por lo tanto mayor tamaño.

Desafortunadamente la falta de información en muchas ocasiones no permitió enriquecer la herramienta con otros temas de interés.

El conocimiento limitado de las herramientas permitió la elaboración de diseños básicos y satisfactorios teniendo en cuenta que era la primera vez que se manipulaban las herramientas para la creación de esta clase de proyectos; de haber tenido un mayor dominio de las herramientas y sus lenguajes se hubiese alcanzado un desarrollo de diseños más elaborados.

La implementación de nuevos métodos con una limitada fuente bibliográfica y la falta de ejemplos ilustrativos donde se aplicaran estos nuevos procedimientos, no permitió establecer comparaciones con los resultados arrojados por la herramienta.

Inicialmente se realizaron las animaciones como un todo, generando un único archivo; pero posteriormente se vio la necesidad de organizar algunas animaciones de manera independiente para ser ubicadas en diferentes partes de la herramienta, resultando tedioso el redireccionamiento de algunos botones para que mantuviesen el mismo comportamiento que cuando hacían parte de un todo.

4.3 Descripción del sistema

4.3.1 Requerimientos

- Un procesador Intel Pentium II o equivalente a 300 MHz o más rápido
- Windows 98 en adelante
- La versión 4.0 o posterior de Microsoft Internet Explorer o Netscape Navigator

- 64 MB de memoria de acceso aleatorio (RAM)
- 60 MB de espacio en disco duro disponible
- Una unidad de CD-ROM.

La herramienta computacional es un medio didáctico orientado al afianzamiento y/o adquisición de conocimientos en el área de intercambiadores de calor.

Está conformado de dos grandes bloques:

4.3.2 Programa

Permite mediante el planteamiento de un problema la obtención de resultados; desarrollando en el usuario destrezas a la hora de ejecutar diseños o evaluaciones y analizar posibles tendencias y comportamientos según la variación de parámetros.

El ambiente de trabajo del programa en general, consta de:

- Barra de título: Comprendida por el icono que representa la herramienta, título de la misma y botones (minimizar, maximizar y cerrar).
- Barra de menús: Conformada por 5 menús

1. Archivo: Contiene las opciones;

Guardar como...
Imprimir
Salir

2. Intercambiadores tubulares:

Diseño doble tubo - Carcasa y tubos
Evaluación

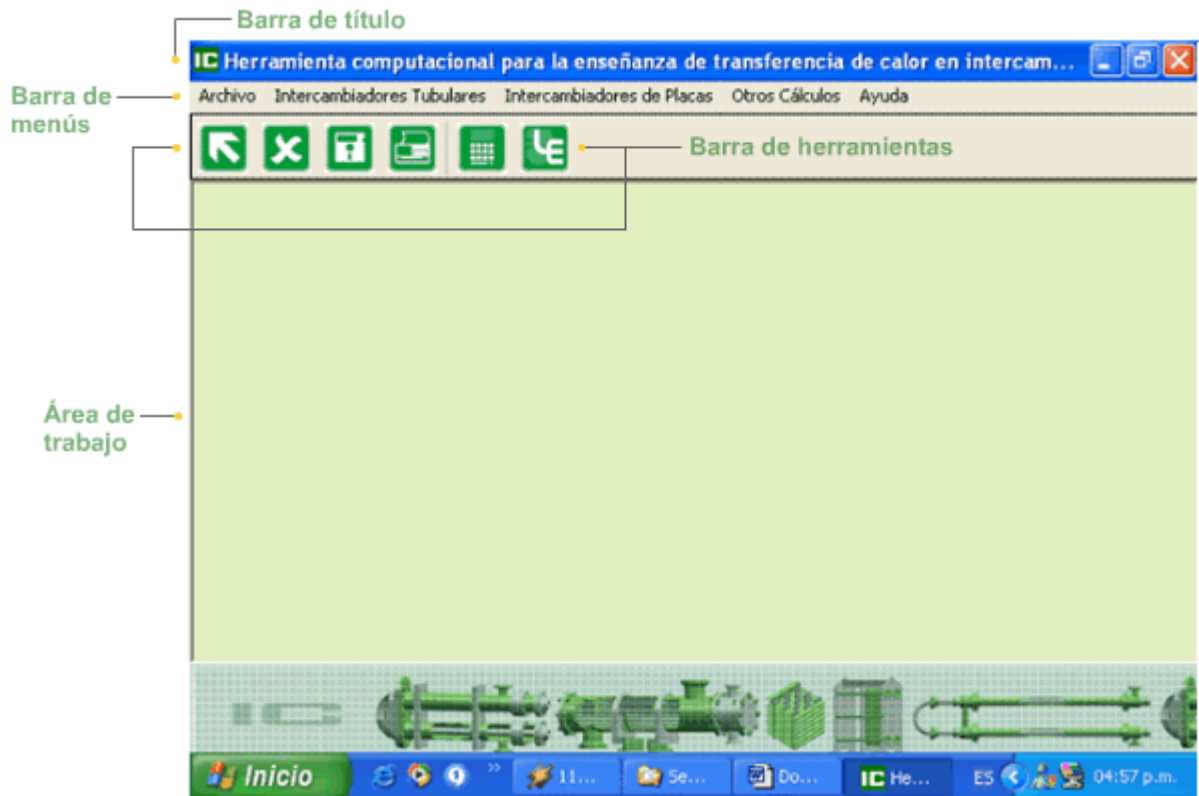
Optimización

doble tubo
Carcasa y tubos
Enfriadores
Método Kern

3. Intercambiadores de placas:

Evaluación

Figura 50. Ambiente de trabajo



4. Otros cálculos:

Intercambiadores compactos: Cálculo del coeficiente de transferencia de calor y caídas de presión
Número Nusselt
Factor de fricción
Factor de corrección de DMLT, número de pasos en la carcasa
Número máximo de tubos en un diámetro dado

5. Ayuda:

Libro electrónico
Manual del usuario
Acerca de ...

- Barra de herramientas: La barra de herramientas está constituida por un grupo de 6 iconos que cumplen diferentes funciones. Mediante la ayuda flotante se indica la acción o contenido de cada icono.



Atrás: Finaliza la herramienta.



Salir: Concluye la operación en curso.



Guardar: Permite guardar informe de especificaciones.



Imprimir: Permite imprimir el informe de especificaciones.



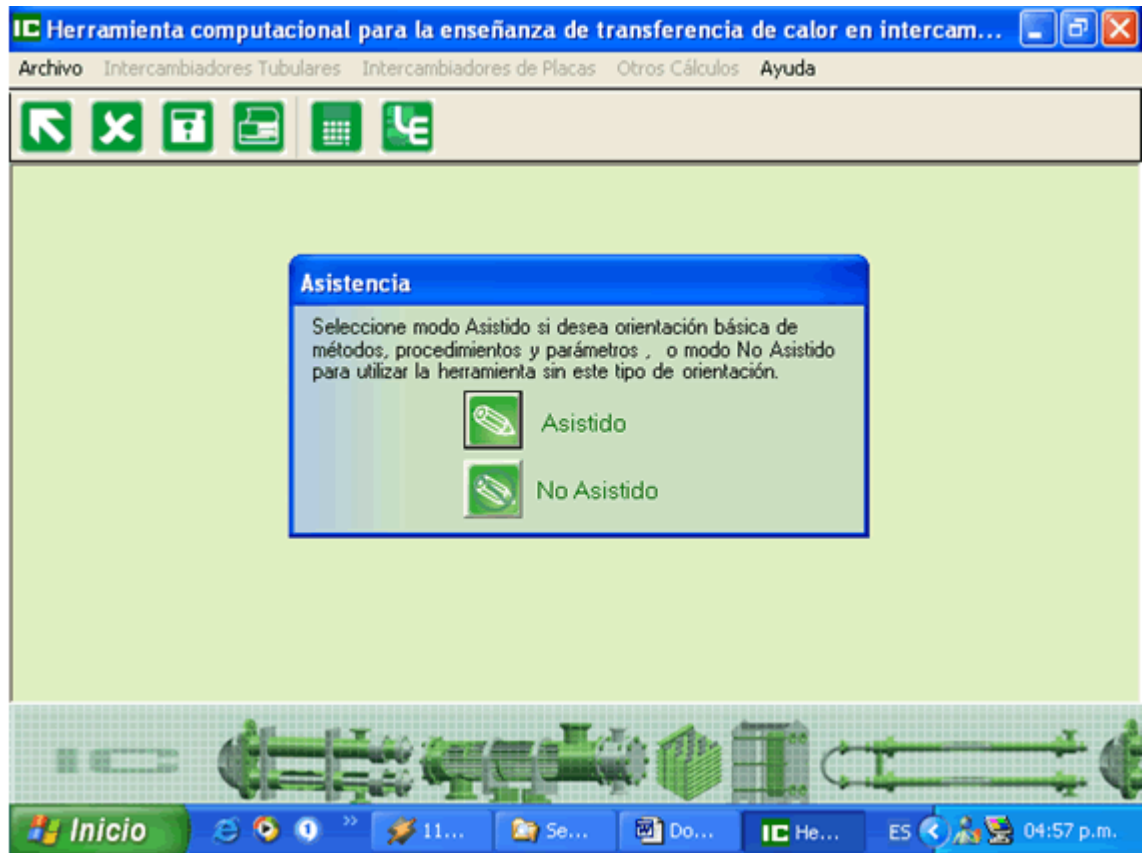
Calculadora: Es una herramienta muy completa en el manejo de unidades; puede ser llamada desde cualquier ambiente del programa. La calculadora (UCONER), Units Conversion for Engineers. Versión 2.3. Marzo del 2.004; es producida por Kalmar Software y es de uso libre.



Libro electrónico: Conecta con el índice del libro electrónico, presentado en formato htm.

- Área de trabajo: Contiene el formulario que hace parte del cálculo en curso. El programa como herramienta educativa presenta la opción de asistencia, donde se brinda una orientación básica de métodos, procedimientos, parámetros y sugerencias a través de ayudas flotantes, vínculos a gráficas y/o animaciones y enlaces relacionados.

Figura 51. Selección del modo asistencia



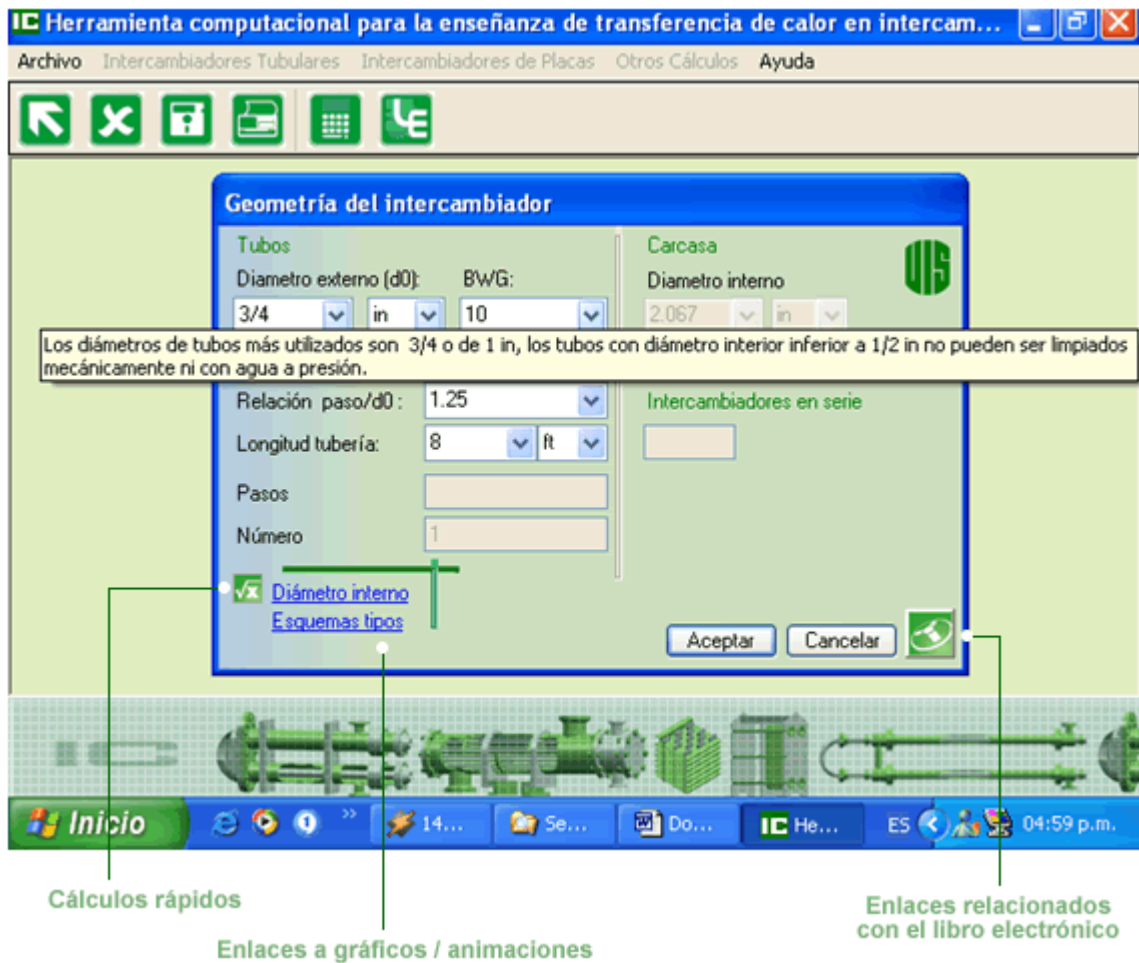
Dentro de las principales características que reúne el programa están:

Maneja una base de datos de 92 compuestos de uso común en aplicaciones de transferencia de calor sin cambio de fase con información de propiedades fisicoquímicas, de transporte y factor de ensuciamiento.

Para fluidos que no estén presentes en la base de datos, el programa permite el ingreso de valores de propiedades a temperaturas medias y/o correlaciones en función de la temperatura y/o presión.

El ingreso de datos no fuerza a la utilización de un único sistema de unidades (SI e inglés), ya que internamente los cálculos son manejados en el sistema internacional, sin embargo queda a elección del usuario el sistema de unidades en que se presente, guarde o imprima el informe de especificaciones.

Figura 52. Ayudas en modo asistido



En equipos tubulares (doble tubo, carcasa y tubos) el programa permite seleccionar el tipo de intercambiador a diseñar según el área de transferencia calculada.

Una vez efectuado el diseño de equipos doble tubo el programa permite la manipulación de parámetros como:

Aumento o disminución del diámetro del tubo

Aumento o disminución del diámetro del ánulo

Cambio en la localización de las corrientes

Arreglo serie-paralelo

Cambio en las correlaciones para el número de Nusselt y factor de fricción que Permite observar variaciones en la caída de presión y coeficientes peliculares donde el usuario pueda apreciar las repercusiones de estas modificaciones y seleccionar el diseño con caídas de presión más próximas a las máximas admisibles.

Durante el diseño y evaluación de equipos doble tubo en serie se presenta la posibilidad de realizar arreglos serie-paralelo así como la adición de aletas longitudinales cuando los parámetros como caída de presión y coeficientes peliculares de transferencia de calor así lo sugieran.

El diseño y evaluación de intercambiadores de carcasa y tubos brinda la posibilidad de seleccionar para el cálculo del coeficiente de transferencia de calor y pérdida de carga del lado de la carcasa los métodos de:

Kern (1950)

Bell (1960)

Wills (1984)

Para el cálculo del factor de corrección de la media logarítmica de temperaturas (F_T) se presenta los siguientes métodos:

Bowmann, Mueller y Nagle (1940)

Wales (1981)

Gulyani y Mohanty (1996)

Durante el diseño de intercambiadores de carcasa y tubos se orienta al usuario permitiéndole:

Aumentar o disminuir el número de pasos por los tubos

Aumentar o disminuir la separación entre baffles adyacentes

Comparar coeficientes globales de transferencia de calor entre iteraciones.

Realiza perfiles de temperaturas en equipos tubulares, permitiendo las opciones guardar como e imprimir.

Evalúa intercambiadores de placas y juntas de un paso sencillo, permitiendo seleccionar las correlaciones para el factor de fricción y número de Nusselt.

Se presentan cálculos adicionales para el coeficiente de transferencia de calor y caídas de presión en superficies compactas de tubos con aletas.

Se adiciona la opción de “optimizar” intercambiadores de carcasa y tubos, aprovechando totalmente la máxima caída de presión admisible, empleando el método de Kern o el de Bell. Como caso particular se presenta la opción de optimizar enfriadores.

4.3.3 Libro electrónico

El libro electrónico es un material de apoyo al programa, que cubre los principios generales de los equipos de intercambio de calor sin cambio de fase.

Figura 53. Ambiente de trabajo del libro electrónico



La estructura de la página en general consta de:

- Encabezado de página: Contiene en el margen superior izquierdo el logotipo de la Universidad Industrial de Santander, acompañado de su nombre completo. En la parte central el título del proyecto y en el extremo derecho el logo que lo identifica. El encabezado de página presenta la opción de enlazar con la página principal de la Universidad Industrial de Santander al ubicarnos sobre éste.

- Título del capítulo: Permite al usuario ubicarse en el capítulo del libro electrónico en el cual se encuentra o dentro de una aplicación de la barra de herramientas; por ejemplo: enlaces, bibliografía, etc.
- Área de trabajo: El área de trabajo agrupa el contenido teórico, tablas, material gráfico y vínculos presentes en el libro electrónico; éstos a su vez se agrupan en cuatro tipos:

1. [Vínculos](#): Conduce a otras páginas que contienen mayor información dentro del mismo libro.

2. [Vínculos](#): Conduce al glosario.



3. : Conduce a una animación relacionada con un tema específico.



4. : Vincula archivos en formato PDF con información más detallada acerca del diseño y/o evaluación de los equipos de intercambio de calor contemplados.

- Barra de herramientas: La barra de herramientas está constituida por un grupo de 12 iconos que cumplen diferentes funciones. Mediante la ayuda flotante se indica la acción o contenido de cada icono. Las barras se encuentran ubicadas en la parte superior e inferior de cada página.



Atrás: Desplazamiento a la página anterior dentro de cada uno de los capítulos.



Siguiente: Desplazamiento a la página siguiente dentro de cada uno de los capítulos.



Índice: Agrupa los 9 capítulos contemplados en el libro electrónico, permitiendo su manipulación de manera no lineal. Cada capítulo conlleva a un subíndice que desglosa los temas tratados.



Programa: Permite tener acceso al software para el diseño y evaluación de intercambiadores sin cambio de fase.

Figura 54. Contenido del libro electrónico



	i	Introducción
Capítulos	1	Fundamentos
	2	Clasificación
	3	Factor de ensuciamiento
	4	Teoría acerca del diseño...
	5	Doble tubo
	6	Carcasa y tubos
	7	Placas
	8	Compactos
	9	Optimización
		0



Animaciones: Esta sección se encuentra dividida en 4 módulos:

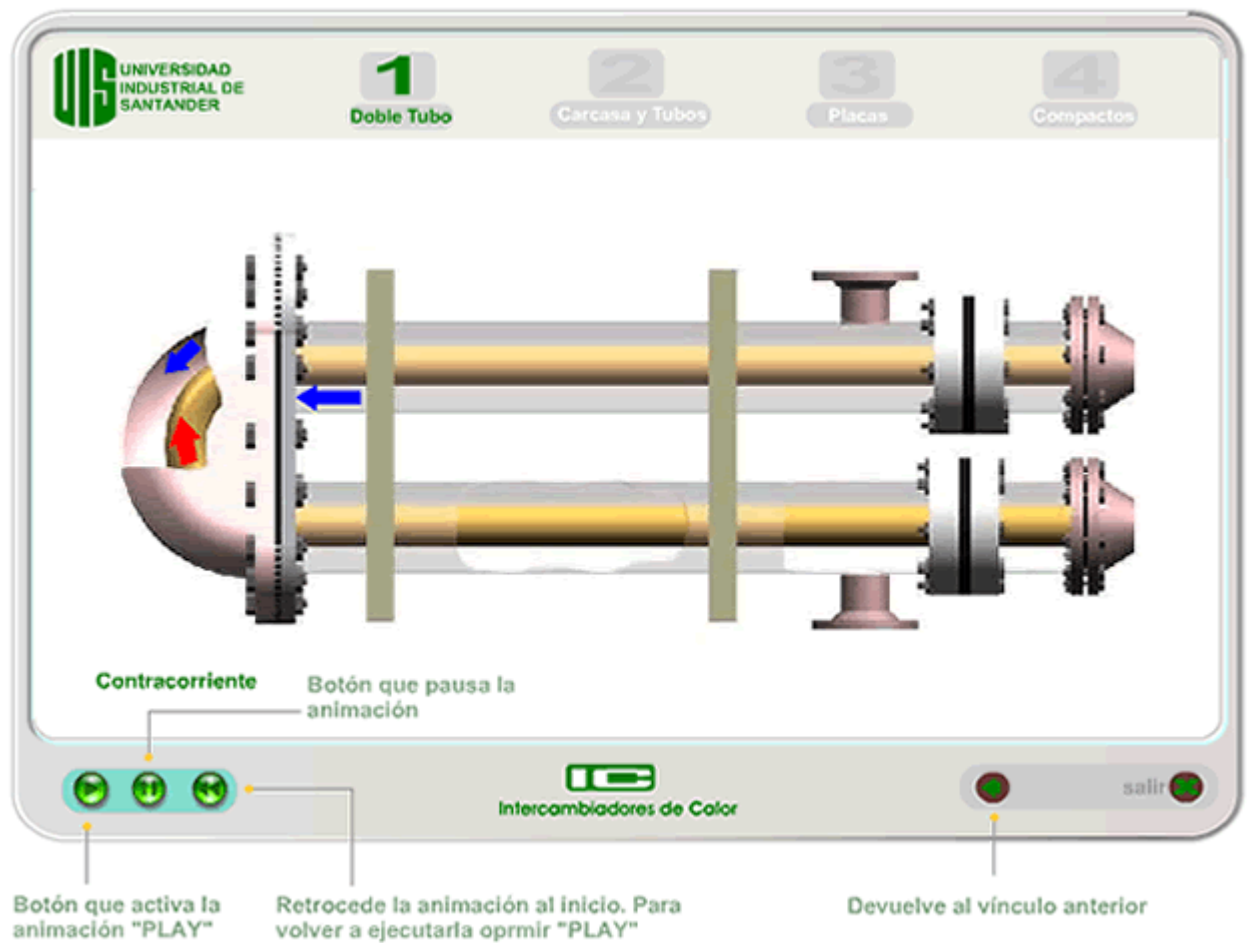
1. Doble tubo
2. Carcasa y tubos
3. Placas
4. Compactos

Las animaciones son cíclicas y generalmente hacen referencia a esquemas de flujo en los diversos equipos.



Glosario: Compila el significado de una serie de términos utilizados en el libro electrónico.

Figura 55. Entorno de las animaciones



Manuales: Contempla una guía de manejo de los dos componentes básicos de la herramienta computacional: Libro electrónico y programa.



Nomenclatura: Reúne el significado, dimensiones, unidades en el sistema internacional de los símbolos utilizados en el desarrollo del tema.



Gráficas y tablas: Se presentan gráficas y tablas en formato PDF utilizadas en los capítulos de: Doble tubo, carcasa y tubos, placas, compactos y ensuciamiento; permitiendo un acceso rápido y no lineal.



Enlaces: Vincula a otras páginas de la red relacionadas con intercambiadores de calor. Estos vínculos se encuentran agrupados por temas en orden alfabético.



Bibliografía: Agrupa la información que ha servido de base para el desarrollo del presente proyecto, organizada en orden alfabético. La investigación se ha basado en libros, artículos de revistas y libros electrónicos.



Información: Da a conocer en un breve resumen el contenido del proyecto, así como el nombre de las personas que han participado en su desarrollo.

Estado de los iconos:



Icono activo: Indica los iconos que son accesibles.



Icono de posicionamiento: Hace referencia a la ubicación dentro de la aplicación de un icono en particular.



Icono desactivo: Representa el no acceso al interior del contenido al cual nos vincula el icono, generalmente se emplea en las flechas "adelante" y "atrás".

5. CONCLUSIONES

El empleo del lenguaje de programación Visual Basic.Net, el editor HTML Dreamweaver MX y el creador de secuencias animadas Flash MX, hicieron posible la obtención de un paquete liviano apto para su publicación en Internet.

El cálculo del coeficiente de transferencia de calor y caída de presión del lado de la carcasa, se vio enriquecido con la implementación del método de análisis de corrientes propuesto por Wills y Johnston, cuyos resultados se encuentran más próximos a la realidad que los obtenidos mediante el método de Bell según fuentes bibliográficas.

Para la validación del programa se establecieron comparaciones entre los resultados presentados en ejemplos de fuentes bibliográficas contra los arrojados por el programa, obteniéndose resultados cercanos, con un grado de precisión aceptable.

La elaboración de este tipo de herramientas contribuye a enriquecer el proceso de enseñanza y aprendizaje a través de la integración de medios e interactividad; ofreciendo al maestro un material de ayuda en el desarrollo de la clase y al estudiante una herramienta de ejercitación y práctica para el afianzamiento de conceptos.

6. RECOMENDACIONES

Se sugiere ampliar los métodos de cálculo para coeficientes de transferencia de calor y caídas de presión en equipos de carcasa y tubos, con métodos que han sido desarrollados recientemente y que hasta ahora están siendo introducidos en la literatura abierta.

Teniendo en cuenta que el tamaño de la herramienta hace posible su futura publicación en Internet, se sugiere su publicación para otorgar un mayor acceso al uso de la herramienta sin restricciones de espacio y tiempo.

Para cubrir en un mayor porcentaje las aplicaciones en transferencia de calor contempladas en el contenido de la asignatura de Diseño I, se propone su ampliación a equipos de intercambio de calor con cambio de fase.

BIBLIOGRAFÍA

- ABE Devore. Specifying and selecting. Chemical Engineering. pp 133-142. Octubre 1980.
- BELL; MUELLER. Wolverine Tube Heat Transfer Data Book. Libro electrónico. Wolverine Tube Inc. 2001
- BONILLA, German; SERRANO Fabiola. Simulación de procesos de transferencia de calor en intercambiadores. Universidad Industrial de Santander. Bucaramanga. 1990.
- CAO, Eduardo. Intercambiadores de Calor. Edigem S.A. Primera edición. Buenos Aires. 1983.
- DWYER, T. Heuristic Strategies for Using Computers to Enrich Education. International Journal of Man – Machine studies. 1974.
- GALVIS PANQUEVA Alvaro. Ingeniería de Software Educativo. 1994. Ediciones Uniandes.
- GULYANI, B.B. Simple equations for pipe flow analysis. Hydrocarbon Processing. pp 67-70. Agosto 1999.
- GULYANI, B.B; JAIN Anuj. Temperature cross-based criterion for multipass heat exchangers design. Hydrocarbon Processing. Vol 80 n 7. pp 47. Julio 2001. Expanded Academic ASAP Int'l Ed.
- GULYANI, B.B; MOHANTY, Bikash. Estimating log mean temperature difference in multi-pass exchangers. Chemical Engineering. Vol 103, n 11. pp 127-130. Noviembre 1996.
- HEDH. Heat Exchanger Design Handbook. Part III and V. Hemisphere Publishing Corporation. 1983.
- HERNÁNDEZ, R G. Maestría en Tecnología Educativa. Módulo Fundamentos del Desarrollo de la Tecnología Educativa (Bases sociopsicopedagógicas), ILCE, México, 1993.
- IZQUIERDO, Marcelo. Intercambiadores de calor de placas. Departamento de ingeniería térmica y fluidos. Septiembre 2002.
- JEGEDE, F. O; POLLEY, G. T. Optimum heat exchangers design. Trans IChemE. Vol 70, Part A. 1992.
- KAKAC, Sadik; LIU Hongtan. Heat Exchangers: Selection, Rating and thermal design. CRC Press. 1998.
- KERN, Donald Q. Procesos de transferencia de calor. Continental S.A. Vigésimo séptima reimpresión. México. 1995.
- _____. Extended Surface Heat Transfer. Mac Graw-Hill Book Company. 1972.

PHADKE, P. S. Design tube counts for shell and tube exchangers. Chemical Engineering. pp 65-68. Septiembre 1984.

Plate heat exchangers pasteurizer laboratory. Chemical Engineering laboratories. University of Canterbury 2004.

RODRIGUEZ, Jorge A. Introducción a la termodinámica con algunas aplicaciones de ingeniería. Universidad Tecnológica Nacional. Primera edición. Libro electrónico.

ROMEO, E; ROYO C; MALLADA R; MONZÓN A. Cálculo del factor de fricción en tuberías. Ingeniería química. Nº 392, pp 122-128. Julio 2002

SAAD D. E. y PACHECO, P. D. Taller de Diseño Instruccional. ILCE México, 1987.

SAAVEDRA, Oscar. Procesos de Fabricación de intercambiadores de calor de casco y tubos, pruebas y equipo utilizado. Tomo I. Universidad Industrial de Santander. Bucaramanga. 1995.

SCENNA Nicolás José. Modelado, Simulación y optimización de procesos químicos.

Seminario Paraflow intercambiador de calor a placas. Tradução adaptacao e atualizacao do trabalho original APV paraflow seminar 1973. pelo corpo da PHE. 2001.

SERNA, Medardo; JIMÉNEZ Arturo. Diseño optimo de enfriadores de carcasa y tubos. Ingeniería Química. 1997.

TEMA. Standards of the Tubular Exchanger manufacturers association. Séptima edición. New York. 1978.

WALES, Ronald. Mean Temperature difference in heat exchangers. Chemical Engineering. Vol 80. pp 77-81. Febrero 1981.

YAWS, Carl L and others. To estimate vapor pressure easily. Hydrocarbon Processing. pp 65-68. Octubre 1989.

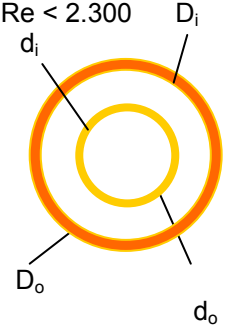
_____. Correlation constants for chemical compounds. Chemical Engineering. Agosto, Noviembre 1976.

YAWS, Carl L and others. Correlation constants for liquids. Chemical Engineering. Octubre 1976.

Wadekar, V.V. Compact heat exchangers (CHEs). Chemical Engineering Progress. Vol 96.Nº 12, pp 39-49. Diciembre 2000.

[www.etseq.urv.es/Eng.Calcul I Disseny de bescanviadors](http://www.etseq.urv.es/Eng.Calcul%20I%20Diseny%20de%20bescanviadors).

ANEXO A. Correlaciones del número de Nusselt

Autor / año	Expresión	Restricciones
Sieder y Tate (1.936) (Líquidos)	$Nu = 1.86 \left(\frac{D}{L} \cdot Re \cdot Pr \right)^{\frac{1}{3}} \times \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14}$	(D/L).Re.Pr > 10 Re < 2.300 0.48 < Pr < 16.700
Hausen (1.943) (Líquidos)	$Nu = \frac{3.66 + 0.0668 \cdot (D/L) \cdot Re \cdot Pr}{1 + 0.04 \left[(D/L) \cdot Re \cdot Pr \right]^{\frac{2}{3}}}$	(L/D).Re.Pr > 0.05 Re < 2.300
Schünder (1.983) (Líquidos y gases)	$Nu = \left[3.66^3 + 1.61^3 \cdot Pe \cdot (D/L) \right]^{\frac{1}{3}}$	0.1 < Pe.(D/L) < 10 ⁴ Re < 2.300
Stephan (1.959) (sólo para ánuos) (Líquidos)	$Nu = Nu_{\alpha} + f \cdot \frac{d_i}{d_o} \cdot \left(\frac{0.19 (Pe \cdot (D_h / L))^{0.8}}{1 + 0.117 (Pe \cdot (D_h / L))^{0.467}} \right)$ $Nu_{\alpha} = 3.66 + 1.2 \cdot \left(\frac{d_o}{D_i} \right)^{-\frac{1}{2}}$ $\left(f \cdot \frac{d_i}{d_o} \right) = 1 + 0.14 \cdot \left(\frac{d_o}{D_i} \right)^{-\frac{1}{2}}$ <p>D_h = diámetro hidráulico Pe = (Pr x Re)</p>	<p>Re < 2.300</p>  <p>The diagram shows a cross-section of an annulus with an inner tube of diameter d_i and an outer tube of diameter d_o. The hydraulic diameter D_o is indicated as the diameter of the outer tube.</p>
Hausen (1.959) (Líquidos y gases)	$Nu = 3.66 + \frac{0.19 \cdot (Pe \cdot (D/L))^{0.8}}{1 + 0.117 \cdot ((Pe \cdot (D/L))^{0.467})}$	0.1 < Pe.(D/L) < 10.000 Re < 2.300

<p>Test (1.968) (Líquidos)</p>	$Nu = 1.4((Pe.D) / L)^{\frac{1}{3}} \cdot \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^n$ <p>n = 0.05 calentamiento de líquidos n = 1/3 enfriamiento de líquidos</p>	<p>Re < 2.300</p>
<p>Petukhov y Roizen (Para ánuos) (Líquidos)</p>	$Nu = Nu_{TUBO} \times [1 - 0.14.(D_i / d_o)^{0.6}]$ $Nu_{TUBO} = 0.0214.(Re^{0.8} - 100).Pr^{0.4} \left[1 + (d_i / L)^{\frac{2}{3}} \right]$ $Nu_{TUBO} = 0.012.(Re^{0.87} - 280).Pr^{0.4} \left[1 + (d_i / L)^{\frac{2}{3}} \right]$	<p>Re > 2.300</p> <p>0.52 < Pr < 1.5</p> <p>1.5 < Pr < 500</p>
<p>Petukhov y Kirillow (1.970) (Líquidos)</p>	$Nu = \frac{(f / 2).Re.Pr}{1.07 + 12.7(f / 2)^{0.5} .(Pr^{\frac{2}{3}} - 1)}$ $f = [(1.58 \ln Re) - 3.28]^{-2}$	<p>10.000 < Re < 5x10⁶</p> <p>0.5 < Pr < 2.000</p>
<p>Sleicher y Rouse (1.975) (Líquidos)</p>	$Nu = 5 + 0.015 Re^m . Pr^n$ $m = 0.88 - \frac{0.24}{4 + Pr}$ $n = \frac{1}{3} + (0.5).e^{-0.6.Pr}$	<p>10⁴ < Re < 10⁶</p> <p>0.1 < Pr < 10⁴</p>
<p>Glieneski (1.976) (Líquidos y gases)</p>	$Nu = \frac{(f / 2).(Re - 1.000) Pr}{1 + 12.7(f / 2)^{0.5} .(Pr^{\frac{2}{3}} - 1)}$ $f = [(1.58 \ln Re) - 3.28]^{-2}$	<p>2.300 < Re < 5x10⁶</p>

	$Nu = 0.0214(Re^{0.8} - 100) \cdot Pr^{0.4}$	$0.5 < Pr < 1.5$
	$Nu = 0.012(Re^{0.87} - 280) \cdot Pr^{0.4}$	$1.5 < Pr < 500$ $3.000 < Re < 10^6$
Sieder y Tate (Líquidos)	$Nu = 0.023 Re^{0.8} \cdot Pr^{\frac{1}{3}} \cdot \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14}$	$L/D > 60$ $Pr > 0.6$
	$Nu = 0.027 Re^{0.8} \cdot Pr^{\frac{1}{3}} \cdot \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14}$	$L/D > 10$ $0.7 \leq Pr \leq 16.700$ $Re > 10.000$
Petukhov (1.970) (Líquidos)	$Nu = \frac{(f/8) \cdot Re \cdot Pr}{1.07 + 12.7(f/8)^{0.5} \cdot (Pr^{\frac{2}{3}} - 1)} \times \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^n$ $f = [(1.82 \log Re) - 1.64]^{-2}$ $n = 0.11$; calentamiento $n = 0.25$; enfriamiento	$L/D > 60$ $10.000 < Re < 5 \times 10^6$ $2 < Pr < 140$
Hausen (1.974) Modificada (Líquidos)	$Nu = 0.0235 [Re^{0.8} - (230 \times 1.8 Pr^{0.3}) - 0.8] \left[1 + (D/L)^{\frac{2}{3}} \right] \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14}$	$Re > 10.000$
Glieniski (1.975) (Líquidos)	$Nu = \frac{(f/8) \cdot (Re - 1.000) \cdot Pr}{1 + 12.7(f/8)^{0.5} \cdot (Pr^{\frac{2}{3}} - 1)}$	$L/D > 10$ $2.000 < Re < 5 \times 10^6$ $0.5 < Pr < 2.000$
Dittus y Boelter (1.930) (Líquidos)	$Nu = 0.023 Re^{0.8} \cdot Pr^n$ $n = 0.4$ para calentamiento de líquidos	$L/D \geq 10$ $10.000 < Re < 10^6$ $0.7 < Pr < 160$

	n = 0.3 para enfriamiento de líquidos	
Colburn (1.933) (Líquidos)	$Nu = 0.023 Re^{0.8} \cdot Pr^{\frac{1}{3}}$	Re > 10.000
Mc Adams (1.954) (Líquidos)	$Nu = 0.0225 Re^{0.8} \cdot Pr^{0.4}$	Re > 10.000
Engineering Sciences Data Unit (ESDU) (Líquidos y gases)	$Nu = 0.0225 Re^{0.795} (Pr)^{0.495} \exp[-0.0225(\ln Pr)^2]$	L/D > 60 40.000 < Re < 1x10 ⁶ 0.3 < Pr < 300

Autor / año	Expresión	Restricciones																																																																						
Mijeiev y Mijeieva (1.973) (Líquidos)	$Nu = 0.021 Re^{0.8} \cdot Pr^{0.43} \cdot \left(\frac{Pr}{Pr_w} \right)^{0.25} \times E_L$ <table border="1" style="margin-left: auto; margin-right: auto;"> <thead> <tr> <th colspan="10">L/D</th> </tr> <tr> <th>Re</th> <th>1</th> <th>2</th> <th>5</th> <th>10</th> <th>15</th> <th>20</th> <th>30</th> <th>40</th> <th>50</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td></td> <td colspan="9" style="text-align: center;">E_L</td> </tr> <tr> <td>1x10⁴</td> <td>1.65</td> <td>1.50</td> <td>1.34</td> <td>1.23</td> <td>1.17</td> <td>1.13</td> <td>1.07</td> <td>1.03</td> <td>1.0</td> </tr> <tr> <td>2x10⁴</td> <td>1.51</td> <td>1.40</td> <td>1.26</td> <td>1.18</td> <td>1.13</td> <td>1.10</td> <td>1.05</td> <td>1.02</td> <td>1.0</td> </tr> <tr> <td>5x10⁴</td> <td>1.34</td> <td>1.27</td> <td>1.18</td> <td>1.13</td> <td>1.10</td> <td>1.08</td> <td>1.04</td> <td>1.02</td> <td>1.0</td> </tr> <tr> <td>1x10⁵</td> <td>1.28</td> <td>1.22</td> <td>1.15</td> <td>1.10</td> <td>1.08</td> <td>1.06</td> <td>1.03</td> <td>1.02</td> <td>1.0</td> </tr> </tbody> </table> <p style="text-align: center;">Sí L/D > 50, E_L = 1 para todos los valores de Re.</p>	L/D										Re	1	2	5	10	15	20	30	40	50		E _L									1x10 ⁴	1.65	1.50	1.34	1.23	1.17	1.13	1.07	1.03	1.0	2x10 ⁴	1.51	1.40	1.26	1.18	1.13	1.10	1.05	1.02	1.0	5x10 ⁴	1.34	1.27	1.18	1.13	1.10	1.08	1.04	1.02	1.0	1x10 ⁵	1.28	1.22	1.15	1.10	1.08	1.06	1.03	1.02	1.0	Re > 10.000
L/D																																																																								
Re	1	2	5	10	15	20	30	40	50																																																															
	E _L																																																																							
1x10 ⁴	1.65	1.50	1.34	1.23	1.17	1.13	1.07	1.03	1.0																																																															
2x10 ⁴	1.51	1.40	1.26	1.18	1.13	1.10	1.05	1.02	1.0																																																															
5x10 ⁴	1.34	1.27	1.18	1.13	1.10	1.08	1.04	1.02	1.0																																																															
1x10 ⁵	1.28	1.22	1.15	1.10	1.08	1.06	1.03	1.02	1.0																																																															

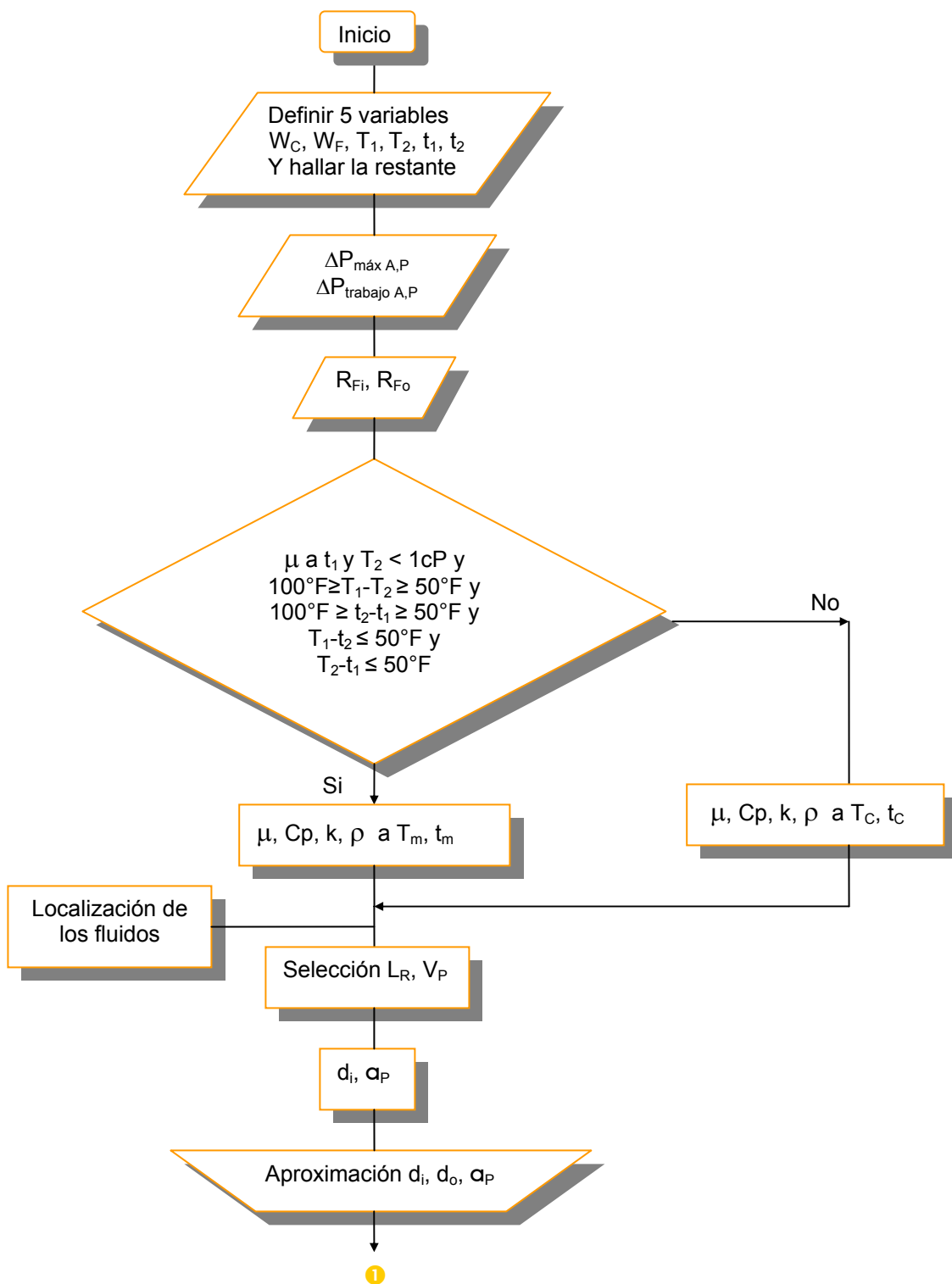
ANEXO B. Correlaciones del factor de fricción

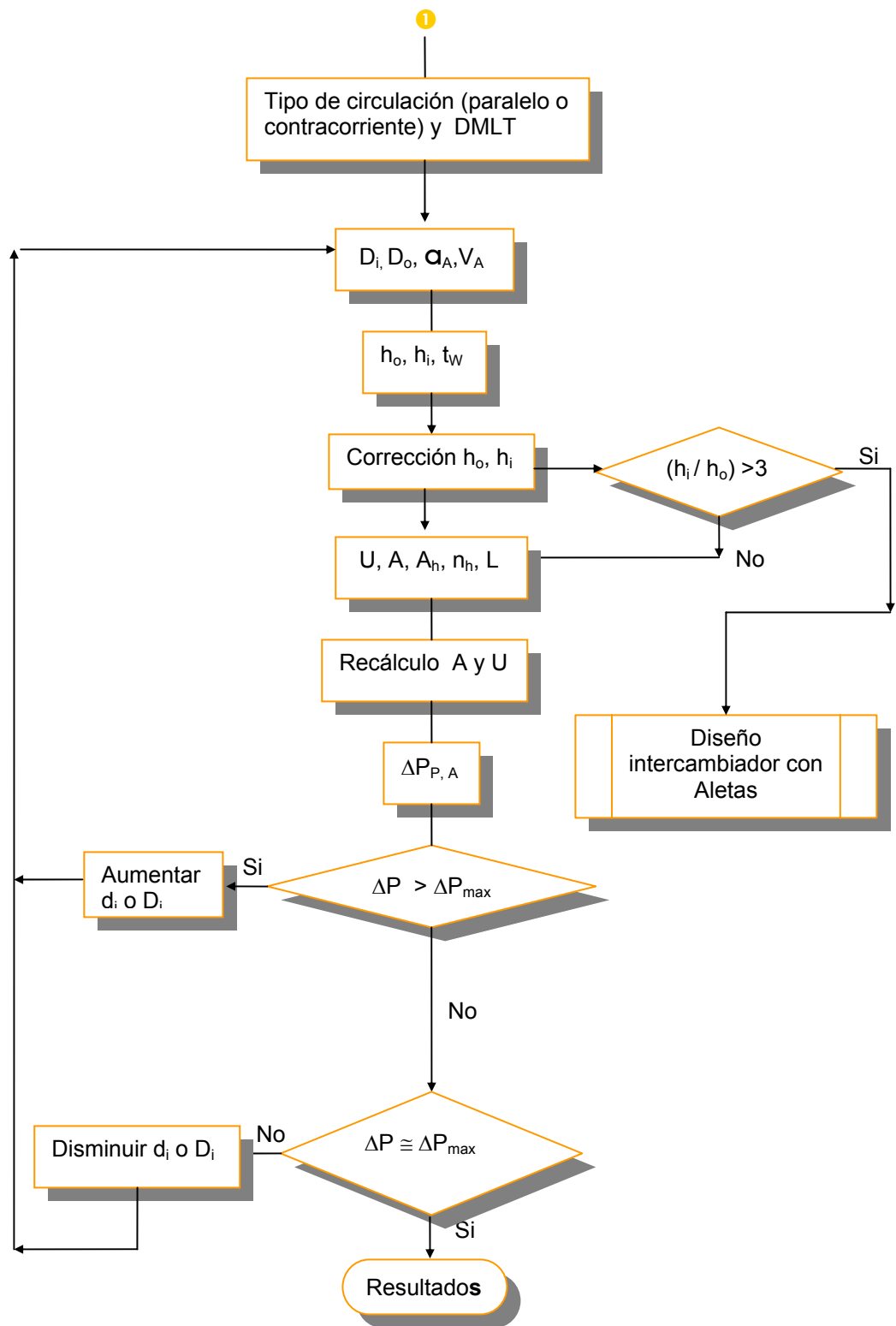
Autor	Expresión	Restricciones
Factor de fricción de Fanning		
Hagen Poiseuille	$f = \frac{16}{Re}$	Re < 2.100 (Laminar)
Test	$f = \frac{16}{Re} \times \frac{1}{0.89} \times \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.2}$	Re < 2.100 (Laminar)
Blasius	$f = 0.0791 \cdot Re^{-1/4}$	$4 \times 10^3 < Re < 10^5$
Drew, Koo y Mc Adams	$f = 0.00140 + 0.125 Re^{-0.32}$	$4 \times 10^3 < Re < 5 \times 10^6$
Filonenko	$f = (3.64 \log Re - 3.28)^{-2}$	$4 \times 10^3 < Re < 3 \times 10^6$
Flonenko	$f = \frac{1}{(1.58 \ln Re - 3.28)^2}$	$10^4 < Re < 5 \times 10^5$
Techo, Tickner y James	$\frac{1}{f} = \left(1.7372 \cdot \ln \left(\frac{Re}{1.964 \ln Re - 3.8215} \right) \right)^2$	$10^4 < Re < 2.5 \times 10^8$
Von Kármán y Nikuradse	$f = 0.046 Re^{-0.2}$	$3 \times 10^4 < Re < 10^6$
Blasius	$f = 0.3164 Re^{-0.25}$	Re < 100.000

Factor de fricción de Darcy = 4 x Factor de fricción de Fanning		
Jain	$\frac{1}{\sqrt{f}} = 2 \log \left(\frac{Re^{0.9}}{5.72} \right)$	$3.000 < Re < 10^5$
Nikuradse	$f = 0.0032 + 0.221 Re^{-0.237}$	$Re > 10.000$
Gulyani Et Al	$f = (0.28 Re^{-0.24})$	$Re \leq 10^5$
	$f = (0.254 Re^{-0.23})$	$Re \leq 2 \times 10^5$
	$f = (0.1243 + Re^{-0.17})$	$10^5 < Re < 3 \times 10^7$
Jain Et Al	$f = (0.3138 Re^{-0.25})$	$3.000 < Re \leq 10^5$
	$f = (0.1188 Re^{-\frac{1}{6}})$	$10^5 < Re \leq 3 \times 10^7$
Coolebrook	$\frac{1}{\sqrt{f}} = 1.8 \log \left(\frac{Re}{7} \right)$	$3.000 < Re < 10^7$
Konakov	$\frac{1}{\sqrt{f}} = [1.8 \log(Re)] - 1.5$	$4.000 < Re < 10^7$
Altshul	$\frac{1}{\sqrt{f}} = 2 + \left[1.82 \log \left(\frac{Re}{100} \right) \right]$	Flujo turbulento

Churchill (1.977)	$f = 8[(8/\text{Re})^{12} + (A + B)^{-3/2}]^{1/12}$ $A = \left[-2 \log \left(\frac{\varepsilon/D}{3.70} + \left(\frac{7}{\text{Re}} \right)^{0.9} \right) \right]^{16}$ $B = (37.530/\text{Re})^{16}$	Válida para todo el intervalo de Re (laminar, transición y turbulento) y valores de (ε/D)
Manadilli (1.997)	$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \log \left(\frac{\varepsilon/D}{3.70} + \frac{95}{\text{Re}^{0.983}} - \frac{96.82}{\text{Re}} \right)$	$5.235 < \text{Re} < 10^8$
Manadilli (1.997)	$f = 2.82 \cdot 10^{-7} \text{Re}^{1.5}$	$2.100 < \text{Re} < 5.235$
<p data-bbox="298 930 516 955">Colebrook – White</p> $\frac{1}{\sqrt{f}} = \left(-2 \cdot \log \left(\frac{\frac{\varepsilon}{D}}{3.7066} - \frac{5.0435}{\text{Re}} \cdot \log \left(\frac{\frac{\varepsilon}{D}}{3.7251} - \frac{4.9719}{\text{Re}} \cdot \log \left(\left(\frac{\frac{\varepsilon}{D}}{4.6418} \right)^{0.9996} + \left(\frac{9779.4294}{\text{Re}} \right)^{0.9998} - \frac{9766.2659}{\text{Re}} \right) \right) \right) \right)$ <p data-bbox="298 1167 813 1234">3000 < Re < 1.5 x 10⁸ Rugosidades relativas (ε/D) entre 0 y 0.05.</p>		

ANEXO C. Algoritmo de diseño de equipos doble tubo





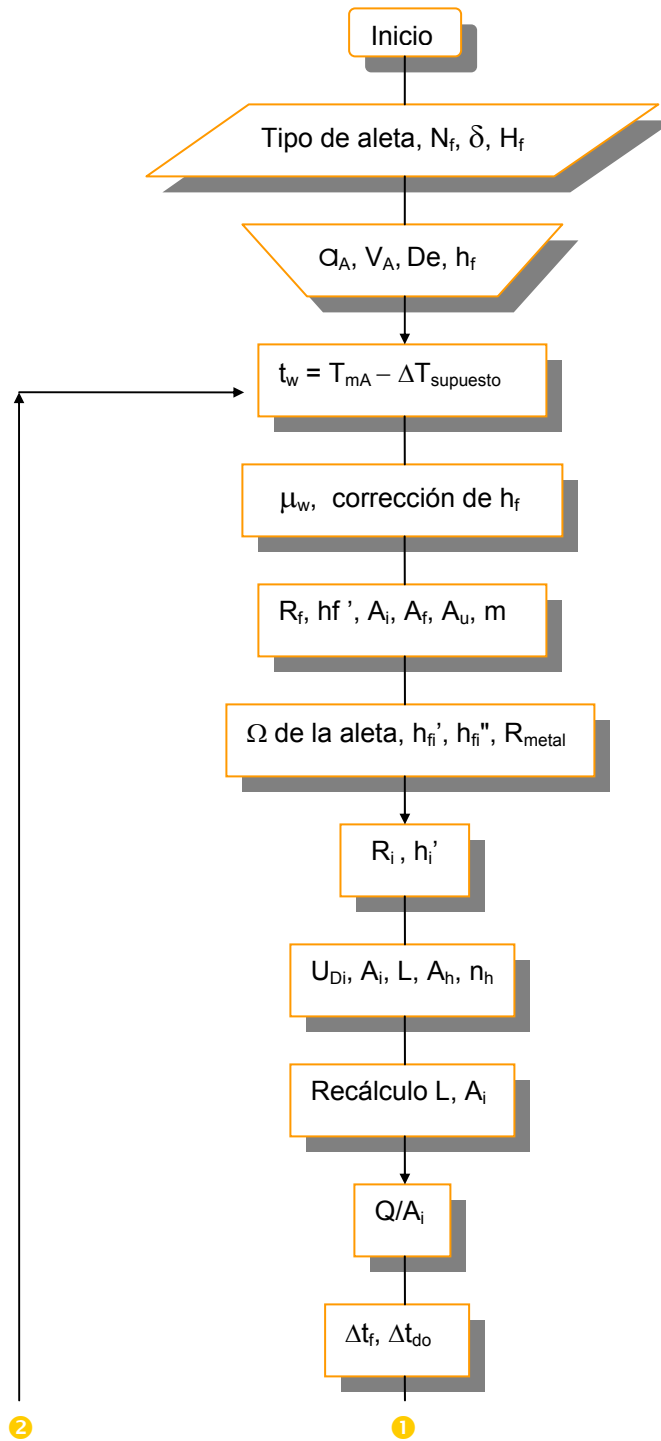
ANEXO D. Selección del número y altura de aletas longitudinales

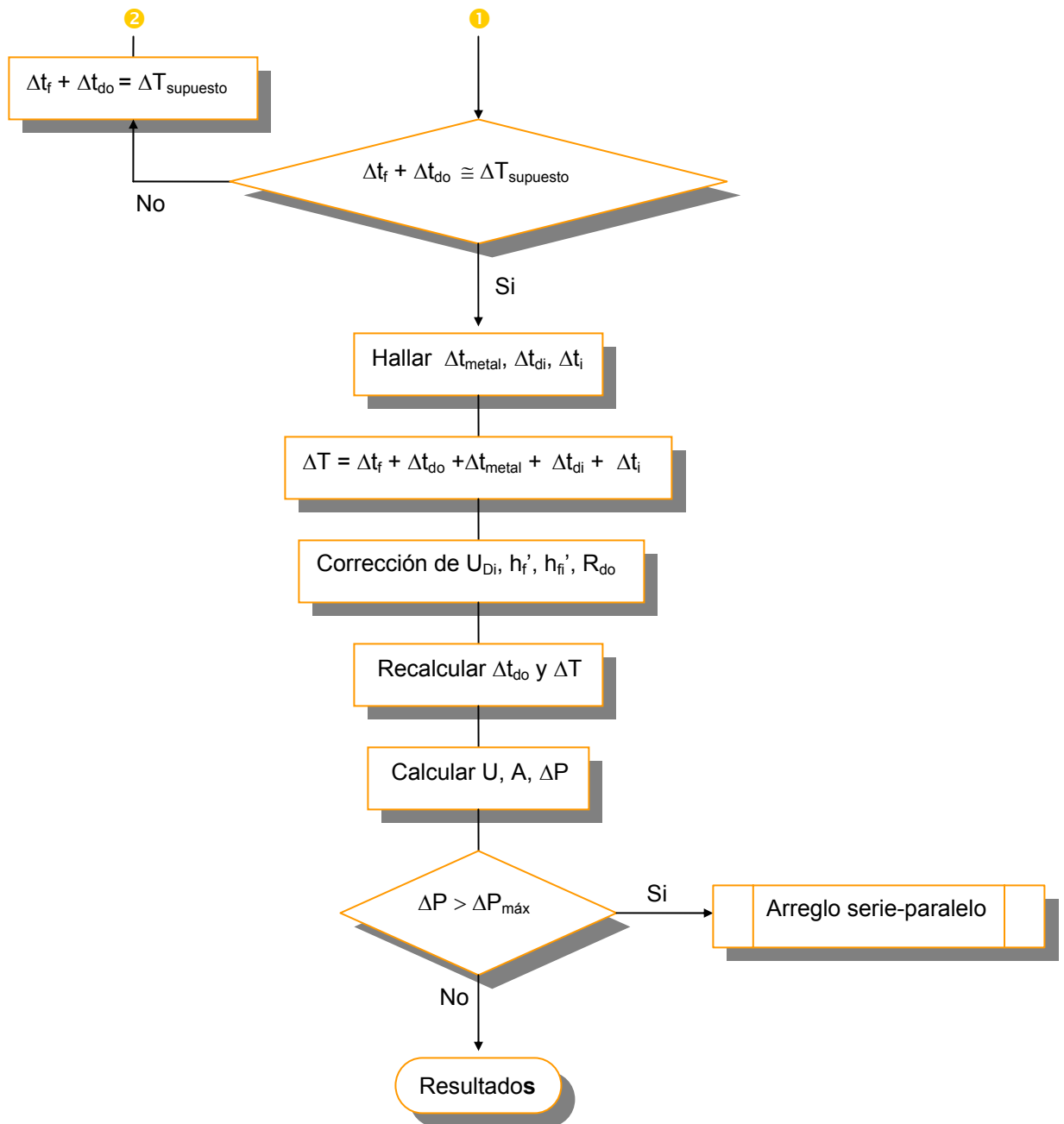
	Tamaño de Tubería	Número de aletas (N _F)	Altura de aletas (H _F)				
			0.21"	3/8"	1/2"	3/4"	1"
			Area Superficial (A _F +A _U) (ft ² /ft)				
IPS	1 1/2"	24	1.337	1.997	2.497	3.497	4.497
		28	1.477	2.247	2.831	3.997	5.164
		36	1.757	2.747	3.497	4.997	6.497
	2"	24	1.462	2.122	2.622	3.622	4.622
		36	1.882	2.872	3.622	5.122	6.622
		40	2.022	3.122	3.955	5.622	7.288
	2 1/2"	24	1.593	2.253	2.753	3.753	4.753
		36	2.013	3.003	3.753	5.253	6.753
		48	2.433	3.753	4.753	6.753	8.753
	3"	24	1.756	2.416	2.916	3.916	4.916
		48	2.596	3.916	4.916	6.916	8.916
		56	2.876	4.416	5.583	7.916	10.250
	3 1/2"	36	1.319	3.297	4.047	5.547	7.047
		48	2.727	4.047	5.047	7.047	9.047
		56	3.007	4.457	5.714	8.047	10.380
	4"	48	2.858	4.178	5.178	7.178	9.178
		56	3.138	4.678	5.845	8.178	10.511
		64	3.418	5.178	6.511	9.178	11.845
	6"	48	3.414	4.178	5.734	7.735	9.735
		60	3.834	4.678	6.735	9.234	11.735
		72	4.254	5.178	7.735	10.734	13.734
	8"	60	4.358	6.008	7.258	9.758	12.258
		80	5.058	7.258	8.924	12.258	15.591
		84	5.198	7.508	9.258	12.758	16.258

Espesor de aleta de (0.035"). Área superficial por Longitud de la horquilla (2L_R).

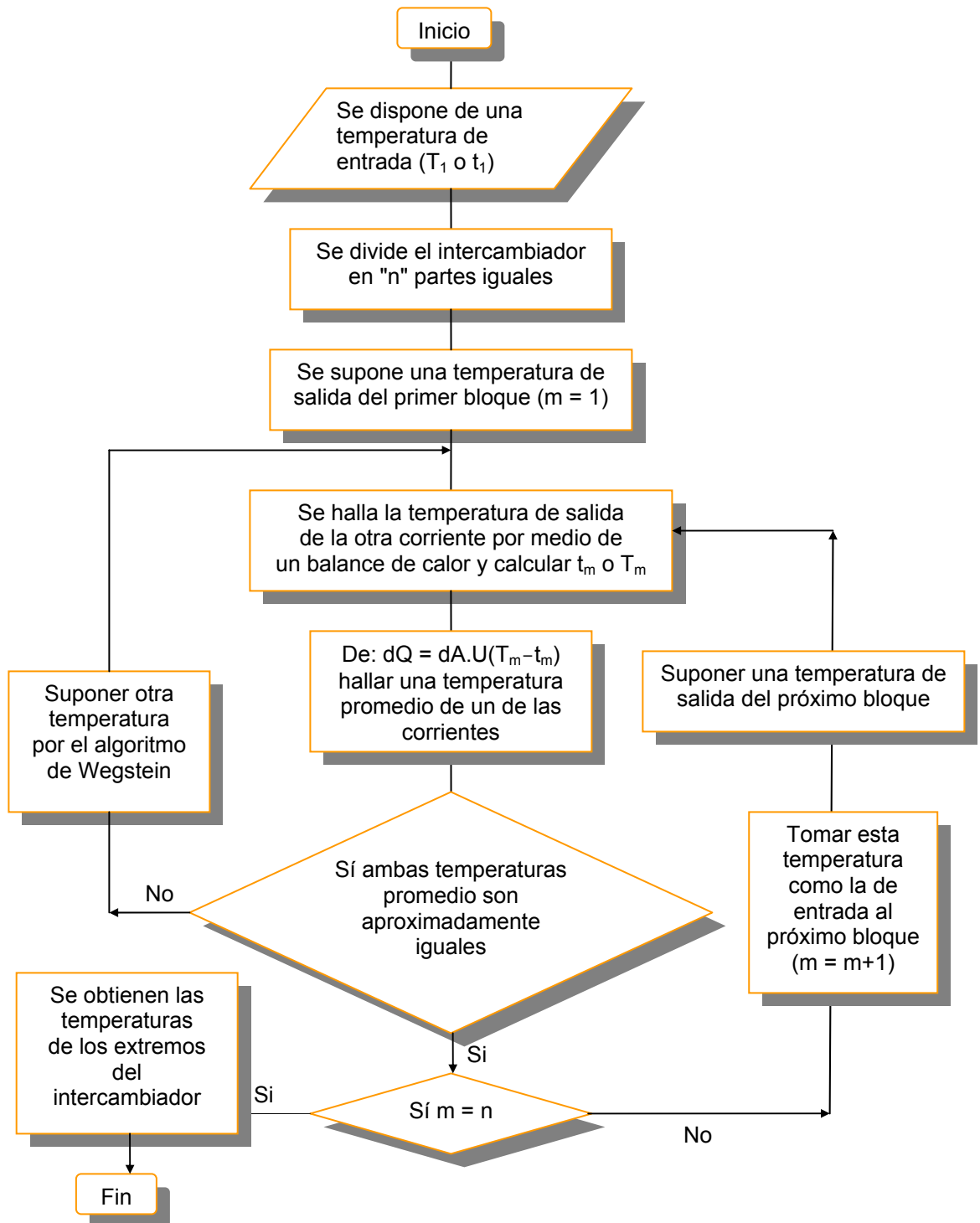
Fuente: Brown fintube company. (www.brownfintube.com/products/fins/page1.asp).

ANEXO E. Algoritmo de diseño de equipos doble tubo con aletas

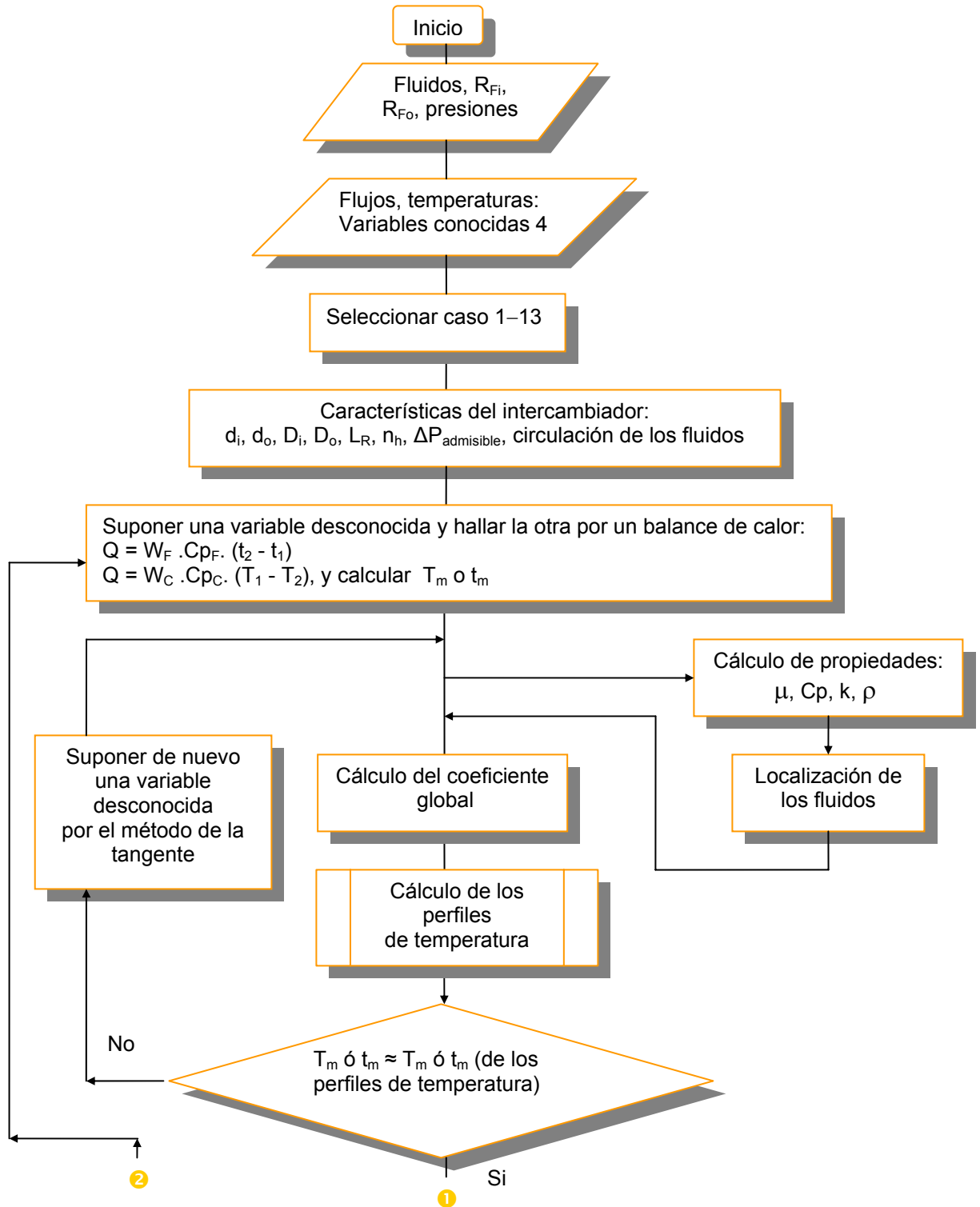


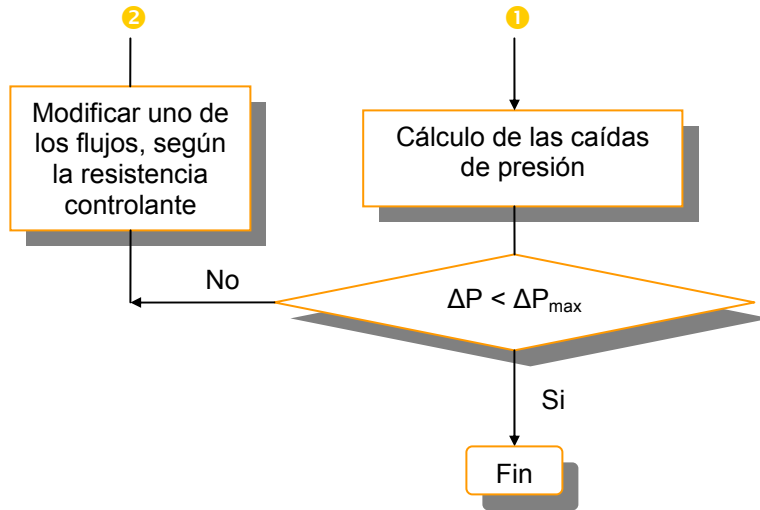


ANEXO F. Algoritmo de perfiles de temperatura

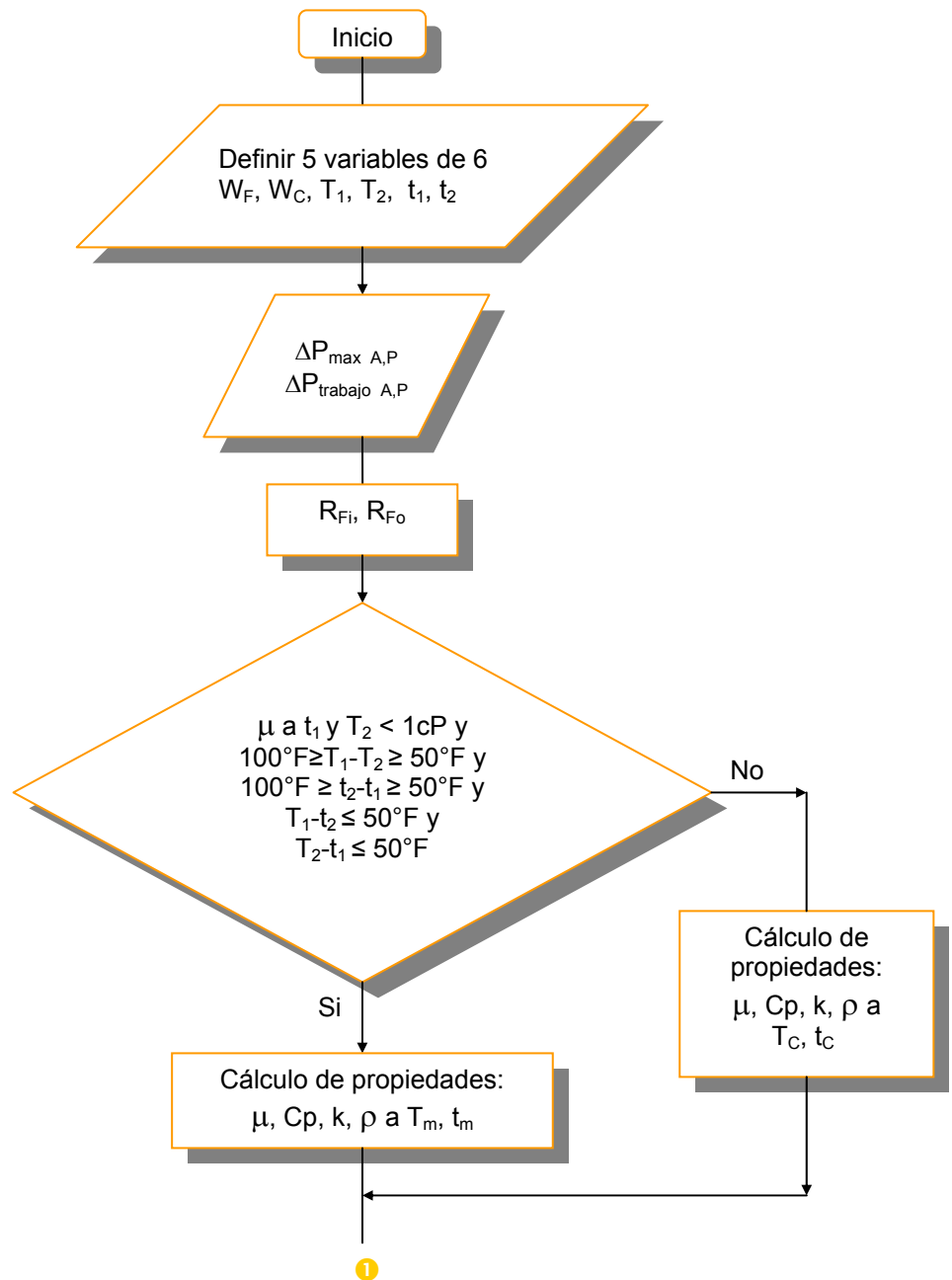


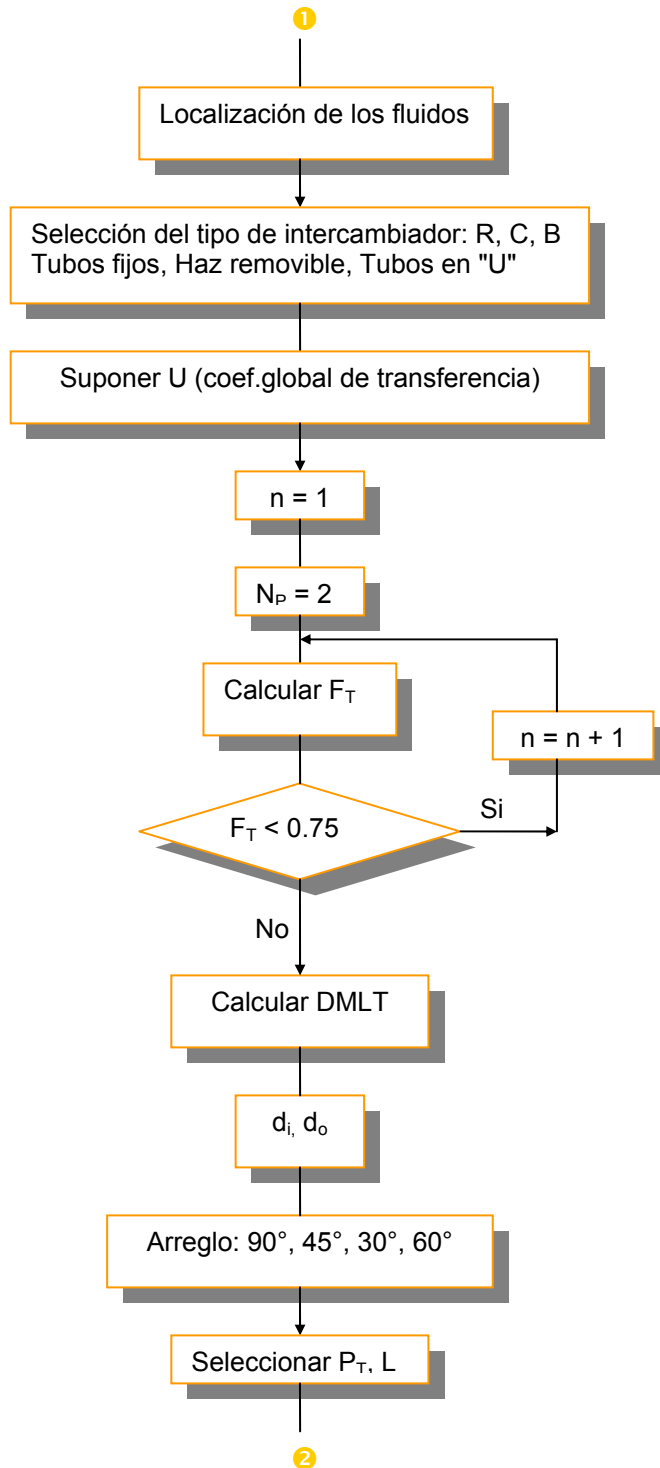
ANEXO G. Algoritmo de evaluación de equipos doble tubo

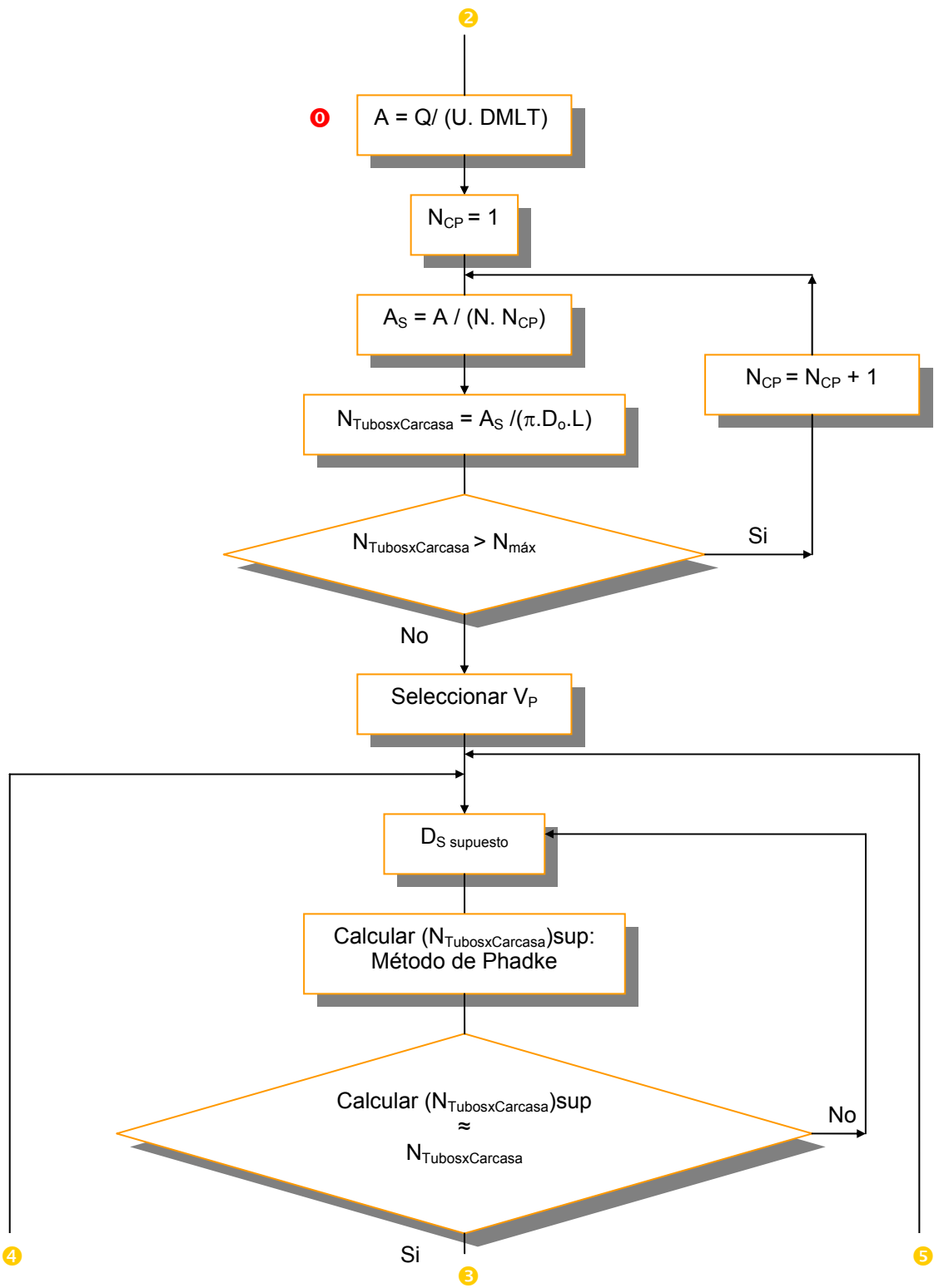


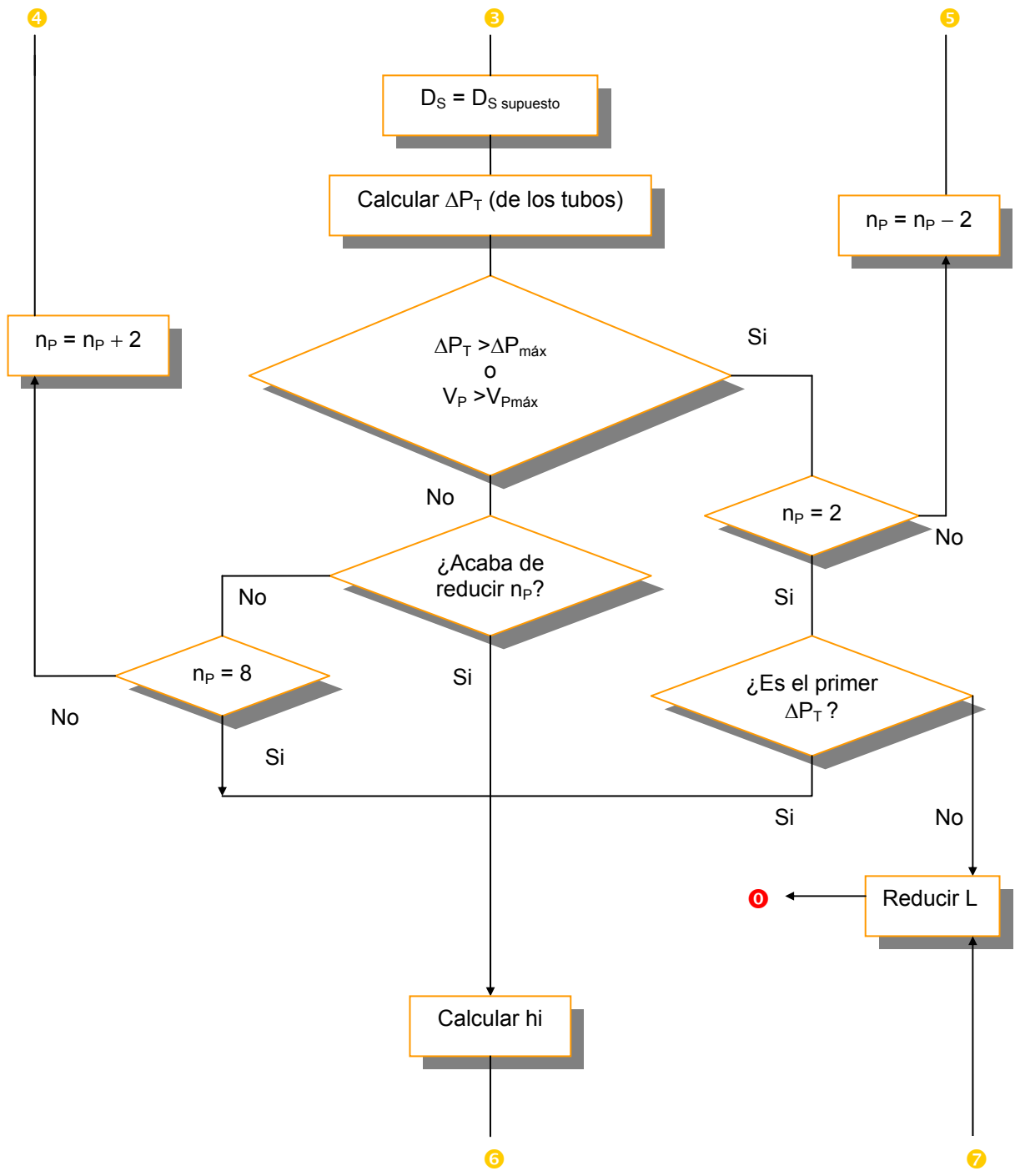


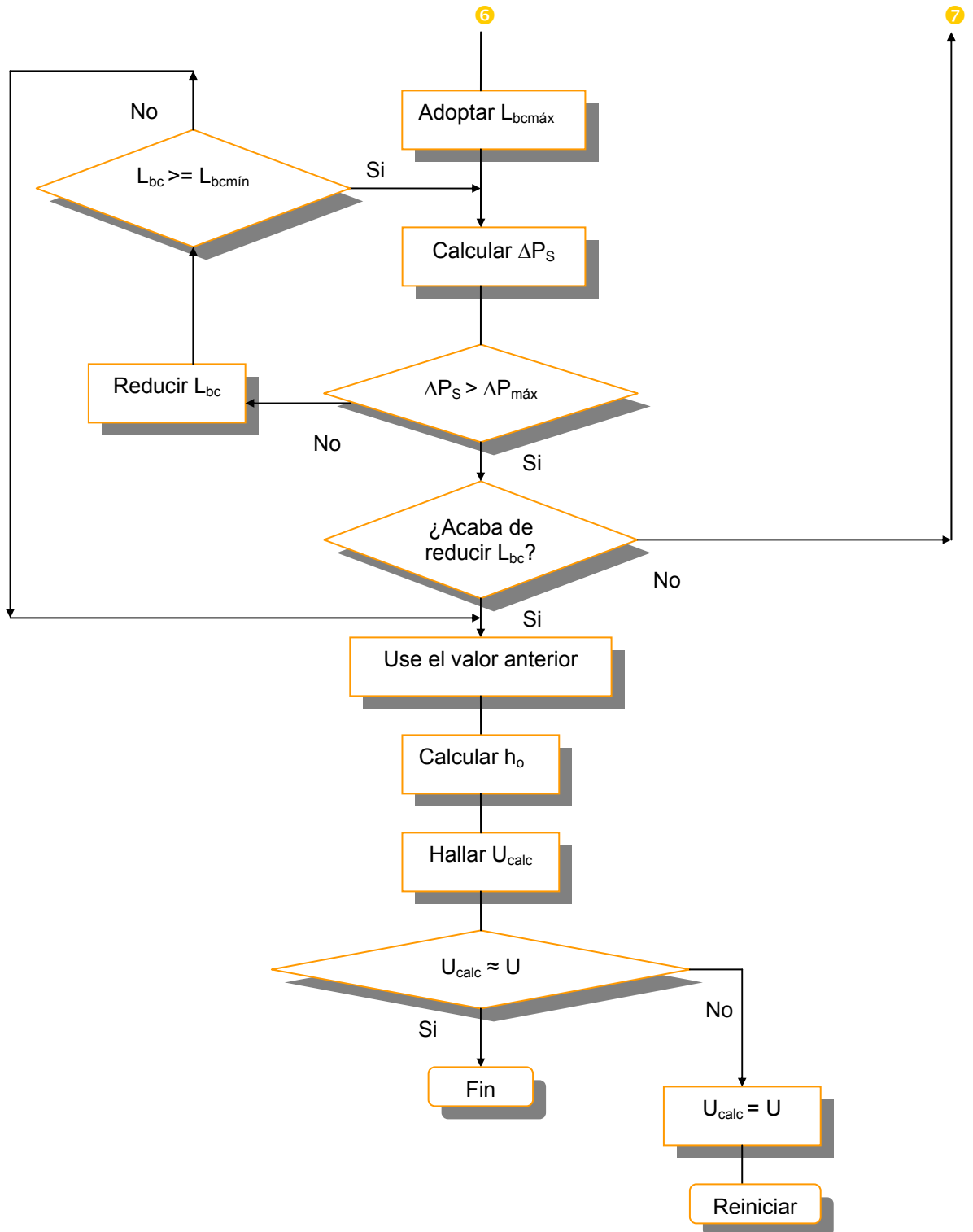
ANEXO H. Algoritmo de diseño de equipos de carcasa y tubos











ANEXO I. Algoritmo de evaluación de equipos de carcasa y tubos

