

# **TRABAJO ESPECIAL DE GRADO**

## **MODELADO Y SIMULACIÓN DE INTERCAMBIADORES DE CALOR INDUSTRIALES PARA MEZCLAS MULTICOMPONENTES, A TRAVÉS DEL USO DEL LENGUAJE LABVIEW, CON LA FINALIDAD DE HACER ESTUDIOS DE EVALUACIÓN, OPERACIÓN Y CONTROL**

Presentado ante la Ilustre  
Universidad Central de Venezuela  
Por los Brs. Dresden F., Benjamín  
Franceschi G., Fabiana F.  
Para optar al Título de  
Ingeniero Químico

Caracas, 2011

# **TRABAJO ESPECIAL DE GRADO**

## **MODELADO Y SIMULACIÓN DE INTERCAMBIADORES DE CALOR INDUSTRIALES PARA MEZCLAS MULTICOMPONENTES, A TRAVÉS DEL USO DEL LENGUAJE LABVIEW, CON LA FINALIDAD DE HACER ESTUDIOS DE EVALUACIÓN, OPERACIÓN Y CONTROL**

TUTOR ACADÉMICO: Prof. Andrés Rosales

TUTOR INDUSTRIAL: Ing. Domingo Ramírez

Presentado ante la Ilustre  
Universidad Central de Venezuela  
Por los Brs. Dresden F., Benjamín  
Franceschi G., Fabiana F.  
Para optar al Título de  
Ingeniero Químico

Caracas, 2011

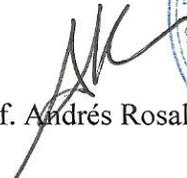
Caracas, Mayo de 2011

Los abajo firmantes, miembros del Jurado designado por el Consejo de Escuela de Ingeniería Química, para evaluar el Trabajo Especial de Grado presentado por los Bachilleres Dresden F. Benjamín y Franceschi G. Fabiana F., titulado:

**“MODELADO Y SIMULACIÓN DE INTERCAMBIADORES DE CALOR INDUSTRIALES PARA MEZCLAS MULTICOMPONENTES, A TRAVÉS DEL USO DEL LENGUAJE LABVIEW, CON LA FINALIDAD DE HACER ESTUDIOS DE EVALUACIÓN, OPERACIÓN Y CONTROL”**

Consideran que el mismo cumple con los requisitos exigidos por el plan de estudios conducente al Título de Ingeniero Químico y sin que ello signifique que se hacen solidarios con las ideas expuestas por los autores, lo declaran APROBADO.

  
Prof. Mary L. Alonso A.      Prof. Armando Vizcaya  
Jurado      Jurado

  
Prof. Andrés Rosales      Ing. Domingo Ramírez  
Tutor Académico      Tutor Industrial



## AGRADECIMIENTOS

A la Universidad Central de Venezuela por permitirnos vivir una de las mejores etapas de nuestras vidas bajo su techo.

A nuestro Tutor Académico, Prof. Andrés Rosales, por compartir sus conocimientos con nosotros y guiarnos a lo largo de este trabajo. A nuestro Tutor Industrial, Ing. Domingo Ramírez, por apoyarnos y enseñarnos a manejar el lenguaje de programación LabView.

Al Prof. Leonardo Oropeza, por ser además de un excelente profesor un amigo para nosotros.

Al Prof. Humberto Kum, por su apoyo incondicional.

A nuestro Jurado principal Prof. Alí Lara, aunque por razones de salud no haya podido asistir a nuestra defensa, le agradecemos por haber sido nuestra motivación a lo largo de la carrera y para culminar con éxito este trabajo.

Benjamín y Fabiana

A mis padres por regañarme, ayudarme y guiarme a lo largo de mi carrera y enseñarme a luchar por lo que quiero. A mi familia, por haberme apoyado siempre a lo largo de mi vida.

A Ben, por su amistad a lo largo de toda mi carrera y por compartir todos y cada uno de los proyectos y trabajos conmigo. A mis amigos de la EIQ, en especial a Luis, Eva, Adriana y Alexis por todo su apoyo y los buenos momentos vividos.

A Dan, por estar siempre ahí para mi, en las buenas y en las malas. Por todas las cosas que me das, los buenos momentos ya vividos y que faltan por vivir.

En especial a mi abuelo, hace casi un año ya que dejaste de compartir tus días conmigo, siempre fuiste mi inspiración para lograr mis objetivos. Por ti he logrado culminar mi carrera y continuar cumpliendo metas. Te extraño y desearía con todo mi corazón compartir este momento contigo.

Fabi

A mi papá y mi mamá, por aceptarme y apoyarme en todas las decisiones que he tomado, sin importar que sean o no de su agrado; por darme la seguridad de saber que puedo lograr cualquier cosa que me proponga, y porque todo lo que soy y seré en esta vida se los debo a ellos y a la maravillosa combinación que hacen como padres.

A mi hermanita sarita, que me enseña a ser mejor persona cada día aunque ella no se dé cuenta (jeje), por ser la mejor hermana que alguien pueda tener, y porque nuestra “hermanidad” no se acabe nunca.

A todas las personas que conocí durante mi vida universitaria en Ingeniería, que ahora forman parte de mi vida y de mis recuerdos. A mis panas de Ingeniería Eléctrica que aún aprecio mucho: Venadín, Manuel, Heyter, Aarón. A todos l@s amig@s que hice en Ingeniería y, principalmente, en la EIQ. Especialmente a Fabi, mi apoyo y mi compañera durante casi toda mi estadía en la Escuela, y que sin ella seguramente aún no habría terminado esta tesis (jaja). Y a todo el resto de las personas que se involucraron en mi vida a lo largo de este recorrido.

Por último, a la personita más especial que conocí estudiando Ingeniería Química: Kha. Gracias por estar para mí siempre; gracias por apoyarme, por soportarme, por conocerme como nadie me conoce, y por a pesar de todas las cosas, seguir amándome y queriendo estar a mi lado.

Ben

**Dresden F., Benjamín.**

**Franceschi G., Fabiana F.**

**MODELADO Y SIMULACIÓN DE INTERCAMBIADORES DE CALOR INDUSTRIALES PARA MEZCLAS MULTICOMPONENTES, A TRAVÉS DEL USO DEL LENGUAJE LABVIEW, CON LA FINALIDAD DE HACER ESTUDIOS DE EVALUACIÓN, OPERACIÓN Y CONTROL**

**Tutor Académico: Prof. Andrés Rosales. Tutor Industrial: Ing. Domingo Ramírez. Tesis. Caracas, U.C.V. Facultad de Ingeniería. Escuela de Ingeniería Química. Año 2011, 127 p.**

**Palabras Claves:** Modelado, Simulación, Intercambiadores de Calor, Multicomponentes, LabView.

**Resumen.** En la actualidad la programación se ha convertido en una herramienta fundamental para la creación de softwares que permitan evaluar el desempeño de los principales equipos industriales. Las operaciones de transferencia de calor están presentes en cualquier proceso a nivel industrial, así como en la enseñanza de la Ingeniería Química. Por las razones antes mencionadas, el objetivo principal de este trabajo es elaborar un programa en el lenguaje de programación LabView que permita, de manera rápida y sencilla, evaluar el desempeño de los intercambiadores de calor de doble tubo, carcasa y tubos, placas lisas y placas corrugadas tipo chevron. El presente trabajo inicia con la creación de una base de datos para la obtención de propiedades físico-químicas de hidrocarburos, alcoholes, entre otros. Posteriormente, se obtienen los modelos matemáticos que rigen el proceso de intercambio de calor en estado estacionario y dinámico. Finalmente se crea, en el lenguaje de programación LabView, los programas en estado estacionario y dinámico, para posteriormente ser validados con datos obtenidos de la literatura ingenieril y trabajos anteriores. En conclusión, el programa desarrollado permite la evaluación de los intercambiadores de calor, tanto en estado estacionario como en dinámico, facilitando así la enseñanza de la transferencia de calor enfocada al análisis e interpretación de resultados.

**ÍNDICE GENERAL**

ÍNDICE DE TABLAS ..... xi

ÍNDICE DE FIGURAS..... xii

LISTA DE SÍMBOLOS ..... xv

**CAPÍTULO I**

**INTRODUCCIÓN ..... 1**

**CAPÍTULO II**

**FUNDAMENTOS DE LA INVESTIGACIÓN ..... 3**

    II.1    PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA..... 3

    II.2    ANTECEDENTES ..... 5

    II.3    OBJETIVOS..... 7

        II.3.1    Objetivo General ..... 7

        II.3.2    Objetivos Específicos..... 7

**CAPÍTULO III**

**MARCO TEÓRICO ..... 9**

    III.1    INTERCAMBIADORES DE CALOR..... 9

        III.1.1    Tipos de intercambiadores de calor ..... 9

    III.2    MÉTODOS DE ANÁLISIS TÉRMICO PARA INTERCAMBIADORES  
DE CALOR EN ESTADO ESTACIONARIO ..... 13

        III.2.1    Método de la diferencia de temperatura media logarítmica ..... 13

        III.2.2    Método de eficiencia NUT ..... 16

    III.3    MÉTODOS DE ANÁLISIS TÉRMICO PARA INTERCAMBIADORES  
DE CALOR EN CONDICIONES DINÁMICAS..... 19

        III.3.1    Intercambiador de doble tubo..... 19

III.3.2	Intercambiadores de calor de cualquier tipo.....	20	
III.4	SOLUCIÓN DE ECUACIONES DIFERENCIALES PARCIALES.....	21	
III.5	MÉTODO DE EULER.....	22	
III.6	LENGUAJE DE PROGRAMACIÓN LABVIEW.....	23	
<b>CAPÍTULO IV</b>			
<b>MARCO METODOLÓGICO .....</b>			<b>24</b>
IV.1	ANÁLISIS DE GRADOS DE LIBERTAD .....	24	
IV.1.1	Estado estacionario.....	25	
IV.1.2	Condiciones dinámicas.....	26	
IV.2	OBTENCIÓN DE LAS PROPIEDADES FÍSICO-QUÍMICAS DE LOS COMPONENTES FIJADOS .....	28	
IV.2.1	Propiedades no dependientes de la temperatura.....	28	
IV.2.2	Propiedades dependientes de la temperatura.....	29	
IV.2.3	Creación de la base de datos.....	29	
IV.2.4	Reglas de Mezclado para flujo multicomponente.....	29	
IV.3	OBTENCIÓN DEL MODELO DE EVALUACIÓN DE INTERCAMBIADORES DE CALOR EN ESTADO ESTACIONARIO .....	30	
IV.4	OBTENCIÓN DEL MODELO DE EVALUACIÓN DE INTERCAMBIADORES DE CALOR EN ESTADO DINÁMICO .....	31	
IV.4.1	Intercambiador de doble tubo.....	31	
IV.4.2	Intercambiador de carcasa y tubos y placas .....	33	
IV.5	DESARROLLO DEL PROGRAMA EN ESTADO ESTACIONARIO Y DINÁMICO .....	34	
IV.6	VALIDACIÓN DEL PROGRAMA.....	36	

IV.7 ELABORACIÓN DEL MANUAL DE OPERACIÓN DEL PROGRAMA .....	36
 <b>CAPÍTULO V</b>	
<b>RESULTADOS Y ANÁLISIS DE RESULTADOS .....</b>	<b>37</b>
V.1 ANÁLISIS DE GRADOS DE LIBERTAD .....	37
V.2 BASE DE DATOS DE PROPIEDADES FÍSICO-QUÍMICAS .....	38
V.3 OBTENCIÓN DEL MODELO DE EVALUACIÓN EN ESTADO ESTACIONARIO .....	39
V.4 OBTENCIÓN DEL MODELO DE EVALUACIÓN EN CONDICIONES DINÁMICAS .....	39
V.5 DESARROLLO DEL PROGRAMA EN ESTADO ESTACIONARIO Y DINÁMICO .....	42
V.6 VALIDACIÓN DEL PROGRAMA .....	57
V.6.1 Validación del programa en estado estacionario .....	57
V.6.2 Validación del programa en condiciones dinámicas .....	65
V.7 CASOS A PRESIONES MAYORES A 10 ATM.....	73
V.8 ELABORACIÓN DEL MANUAL DEL PROGRAMA.....	74
<b>CONCLUSIONES.....</b>	<b>75</b>
<b>RECOMENDACIONES.....</b>	<b>77</b>
<b>REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....</b>	<b>79</b>
<b>APÉNDICES.....</b>	<b>81</b>
APÉNDICE 1: CORRELACIONES PARA LAS PROPIEDADES DEPENDIENTES DE LA TEMPERATURA .....	81
APÉNDICE 2: REGLAS DE MEZCLADO PARA LAS PROPIEDADES DEPENDIENTES DE LA TEMPERATURA .....	85

APÉNDICE 3: MODELOS MATEMÁTICOS EN ESTADO ESTACIONARIO.	87
APÉNDICE 4: EJEMPLO DE LA APLICACIÓN DEL MÉTODO DE DIFERENCIAS FINITAS PARA N=3.....	115
APÉNDICE 5: REPRESENTACIÓN ESQUEMÁTICA DEL CÓDIGO DEL PROGRAMA .....	117
APÉNDICE 6: INTERCAMBIADORES UTILIZADOS PARA LA VALIDACIÓN DEL PROGRAMA .....	120
APÉNDICE 7: TABLAS Y FIGURAS VARIAS .....	123
<b>ANEXOS</b>	
<b>Manual de Usuario.....</b>	<b>128</b>

**ÍNDICE DE TABLAS**

Tabla N° 1. Número de variables en el proceso.....	25
Tabla N° 2. Número de ecuaciones que relacionan las variables del proceso. ....	25
Tabla N° 3. Número de variables involucradas en el proceso. ....	27
Tabla N° 4. Número de ecuaciones que relacionan las variables involucradas en el proceso. ....	27
Tabla N° 5. Resultados de la validación con el problema 6.1. ....	58
Tabla N° 6. Resultados de la validación con el problema 7.4. ....	59
Tabla N° 7. Resultados de la simulación a través de Hysys para el problema 7.4. ....	60
Tabla N° 8. Resultados obtenidos de la simulación con Hysys. ....	61
Tabla N° 9. Resultados de la validación con el intercambiador 33-E-140. ....	63
Tabla N° 10. Resultados de la validación con el intercambiador 33-E-127. ....	64
Tabla N° 11. Eficiencia para el método NUT de acuerdo al tipo de flujo. ....	123
Tabla N° 12. Constantes de Kumar para un intercambiador sin cambio de fase y pérdidas de presión en un intercambiador de placas y armazón. ....	124

## ÍNDICE DE FIGURAS

Figura N° 1. Intercambiador de calor de doble tubo.....	10
Figura N° 2. Intercambiador de calor de carcasa y tubos de un paso por el tubo y uno por la carcasa.....	11
Figura N° 3. Intercambiador de placas y armazón con empacaduras. ....	12
Figura N° 4. Placas corrugadas tipo (a) washboard, (b) zigzag, (c) chevron o espina de pescado, (d) protuberancias y depresiones, (e) washboard con corrugaciones secundarias y (f) washboard oblicuas. ....	13
Figura N° 5. Representación de la variación de la temperatura con respecto a la longitud en un intercambiador en contracorriente o corrientes paralelas. ....	14
Figura N° 6. Sección de longitud $\Delta Z$ para el intercambiador de doble tubo. ....	19
Figura N° 7. Representación esquemática de la metodología a emplear. ....	24
Figura N° 8. Representación del sistema para intercambiadores de calor en condiciones dinámicas. ....	26
Figura N° 9. Base de datos para propiedades físico-químicas realizada en Microsoft Access. ....	38
Figura N° 10. Representación general del modelo matemático en estado estacionario en forma de diagrama de bloques.....	39
Figura N° 11. Pestaña inicial del programa “INICIO/Selección de componentes, estado y composición de la mezcla”. ....	42
Figura N° 12. Ventana de selección de componentes y composición. ....	43
Figura N° 13. Pestaña correspondiente a la simulación de intercambiadores de doble tubo.....	44
Figura N° 14. Ventana para la simulación dinámica a lazo abierto de intercambiadores de doble tubo. ....	45
Figura N° 15. Ventana para la simulación dinámica a lazo cerrado de intercambiadores de doble tubo. ....	46

Figura N° 16. Pestaña perteneciente a la simulación de intercambiadores de carcasa y tubos. .... 48

Figura N° 17. Ventana para la simulación dinámica a lazo abierto del intercambiador de carcasa y tubos..... 49

Figura N° 18. Ventana para la simulación dinámica a lazo cerrado de intercambiadores de carcasa y tubos. .... 51

Figura N° 19. Pestaña correspondiente al intercambiador de placas lisas en estado estacionario. .... 52

Figura N° 20. Pestaña correspondiente a la evaluación del intercambiador de placas corrugadas tipo chevron. .... 53

Figura N° 21. Pestaña correspondiente a la simulación dinámica del intercambiador de placas lisas a lazo abierto. .... 54

Figura N° 22. Pestaña correspondiente a la simulación dinámica del intercambiador de placas lisas a lazo cerrado. .... 55

Figura N° 23. Pestaña correspondiente a la simulación dinámica del intercambiador de placas lisas a lazo abierto. .... 56

Figura N° 24. Pestaña correspondiente a la simulación dinámica del intercambiador de placas corrugadas a lazo cerrado ..... 57

Figura N° 25. Representación gráfica de la variación de la temperatura de salida del fluido que circula por el ánulo ante un cambio en el flujo másico de entrada del tubo interno. .... 66

Figura N° 26. Representación gráfica de la variación de la temperatura de salida del fluido que circula por el tubo interno ante un cambio en el flujo másico de entrada al tubo interno. .... 67

Figura N° 27. Representación gráfica de la variación de la temperatura de salida del fluido que circula por la carcasa ante un cambio en el flujo másico de entrada a los tubos. .... 69

Figura N° 28. Representación gráfica de la variación de la temperatura de salida del fluido que circula por los ss ante una perturbación en el flujo másico de entrada a los tubos. .... 70

Figura N° 29. Respuesta de un controlador proporcional integral derivativo ante una perturbación.....	71
Figura N° 30. Respuesta de un controlador proporcional integral derivativo ante un cambio en el set point.....	72
Figura N° 31. Representación esquemática de la carpeta principal “Estacionario”, señalando sus sub-carpetas y sub-programas.....	118
Figura N° 32. Representación esquemática de las carpetas principales “Dinámico” y “Base de Datos”, señalando sus sub-carpetas y sub-programas. ....	119
Figura N° 33. Hoja de especificación del intercambiador 33E102 utilizado en la validación. ....	125
Figura N° 34. Hoja de especificación del intercambiador de placas 33-E-140 utilizado para la validación. ....	126
Figura N° 35. Hoja de especificación del intercambiador de placas 33-E-127 utilizado para la validación. ....	127

## LISTA DE SÍMBOLOS

Símbolo	Significado	Unidades
$a_a$	Área de flujo por la sección anular	$m^2$
$A_{ct}$	Área de la configuración de los tubos	$m^2$
$a_c$	Área de flujo por la carcasa	$m^2$
$a_f$	Área de flujo, intercambiador de placas	$m^2$
$a_t$	Área de flujo por los tubos, intercambiador de carcasa	$m^2$
$a_t'$	Área de flujo por tubo, intercambiador de carcasa y tubos	$m^2$
$a_{ti}$	Área de flujo, intercambiador doble tubo	$m^2$
$A_{tot}$	Área total de los tubos	$m^2$
$A_{TC}$	Área de transferencia de calor	$m^2$
$B$	Espaciado entre los deflectores	$m$
$bg$	Ancho de las placas	$m$
$bp$	Ancho del canal de las placas	$m$
$C_a$	Capacitancia térmica del fluido que circula por el ánulo	$W/K$
$C_c$	Capacitancia térmica del fluido frío (método NUT)	$W/K$
$C_h$	Capacitancia térmica del fluido caliente (método NUT)	$W/K$
$C_{hc}$	Constante dependiente del ángulo chevron	$adim$
$C_{min}$	Capacitancia térmica de menor valor entre los dos fluidos (método NUT)	$W/K$
$C_{pA}$	Calor específico a presión constante del fluido (modelo tanques)	$J/Kg^*K$
$C_{pa}$	Calor específico a presión constante del fluido que circula por el ánulo	$J/Kg^*K$
$C_{pB}$	Calor específico a presión constante del fluido (modelo tanques)	$J/Kg^*K$
$C_{pi}$	Calor específico a presión constante del componente $i$ de la mezcla	$J/Kg^*K$
$C_{pl}$	Calor específico a presión constante de la fase líquida	$J/Kg^*K$
$C_{pti}$	Calor específico a presión constante del fluido que circula por el tubo interno	$J/Kg^*K$
$C_{pv}$	Calor específico a presión constante de la fase vapor	$J/mol^*K$
$C_T$	Calor específico del material	$J/Kg^*K$
$C_{ti}$	Calor específico a presión constante del fluido que circula por el tubo interno	$J/Kg^*K$
$C_{vA}$	Calor específico a volumen constante del fluido (modelo tanques)	$J/Kg^*K$
$C_{va}$	Calor específico a volumen constante del fluido que circula por el ánulo	$J/Kg^*K$

$C_{VB}$	Calor específico a volumen constante del fluido (modelo tanques)	J/Kg*K
$C_{Vti}$	Calor específico a volumen constante del fluido que circula por el tubo interno	J/Kg*K
$D$	Diámetro interno del tubo	m
$D_{eq}$	Diámetro equivalente de la sección anular	m
$D_s$	Diámetro interno de la carcasa	m
$De'$	Diámetro equivalente para caída de presión, doble tubo	m
$D_1$	Diámetro externo del tubo interno	m
$D_2$	Diámetro interno del ánulo	m
$d_o$	Diámetro externo de los tubos, carcasa y tubo	m
$de$	Diámetro equivalente, placas	m
$d_i$	Diámetro interno de los tubos, carcasa y tubo	m
$E$	Rugosidad relativa	m
$e$	Espesor de la placa	m
$f$	Factor de fricción	adim
$f_1$	Factor de fricción a través del canal para el fluido caliente	adim
$G_a$	Velocidad másica del fluido que circula por el ánulo	Kg/m <sup>2</sup> *s
$G_{ti}$	Velocidad másica del fluido que circula por el tubo interno	Kg/m <sup>2</sup> *s
$h_o$	Coefficiente individual de transferencia de calor de la capa externa	W/m <sup>2</sup> *K
$h_{io}$	Coefficiente individual de transferencia de calor interno referido al área externa	W/m <sup>2</sup> *K
$h_i'$	Coefficiente individual de transferencia de calor interno sin incluir la corrección por temperatura de pared	W/m <sup>2</sup> *K
$h_{io}'$	Coefficiente individual de transferencia de calor referido al área externa sin corrección por temperatura de pared	W/m <sup>2</sup> *K
$h_o'$	Coefficiente individual de transferencia de calor de la capa externa sin corrección por temperatura de pared.	W/m <sup>2</sup> *K
$h_1'$	Coefficiente de transferencia de calor para el fluido caliente sin corrección por temperatura de pared.	W/m <sup>2</sup> *K
$h_2'$	Coefficiente individual de transferencia de calor para el fluido frío sin corrección por temperatura de pared.	W/m <sup>2</sup> *K
$h_1$	Coefficiente individual de transferencia de calor para el fluido caliente.	W/m <sup>2</sup> *K
$h_2$	Coefficiente individual de transferencia de calor para el fluido frío.	W/m <sup>2</sup> *K
$j_{h1}$	Parámetro de transferencia de calor	adim
$k$	Conductividad térmica del material	W/m*K
$k_a$	Conductividad térmica del fluido que circula por el ánulo	W/m*K
$k_i$	Conductividad térmica del componente i de la mezcla	W/m*K
$k_{p1}$	Conductividad térmica de la placa	W/m*K
$k_{ti}$	Conductividad térmica del fluido que circula por el tubo interno	W/m*K

$k_l$	Conductividad térmica del líquido	W/m*k
$k_v$	Conductividad térmica del vapor	W/m*k
$K_p$	Constantes que dependen del ángulo chevron	adim
$L$	Longitud del tubo, método de diferencias finitas	m
$L_p$	Longitud de la placa	m
$L_r$	Longitud del tubo	m
$N$	Número de incrementos, método de diferencias finitas	adim
$n_{df}$	Grados de libertad del proceso	adim
$n_{inc}$	Número de variables	adim
$n_{ind}$	Número de ecuaciones independientes	adim
$N_p$	Número de pasos por las placas	adim
$N_T$	Número de tubos	adim
$Nu_a$	Número de Nusselt para el fluido que circula por el ánulo	adim
$Nu_c$	Número de Nusselt para el fluido que circula por la carcasa	adim
$Nu_{ti}$	Número de Nusselt para el fluido que circula por el tubo interno	adim
$Nu_{ti}'$	Número de Nusselt para el fluido que circula por el tubo interno para tubos cortos	adim
$NUT$	Número de unidades de transferencia	adim
$P$	Presión del sistema	kPa
$PM$	Peso molecular del componente	g/mol
$Pr_a$	Número de Prandtl del fluido que circula por el ánulo	adim
$Pr_{ti}$	Número de Prandtl del fluido que circula por el tubo	adim
$pt$	Espaciado entre tubos	m
$P^v$	Presión de vapor	KPa
$q$	Calor transferido método NUT	W
$q_{max}$	Calor máximo método NUT	W
$Q$	Calor transferido	W
$R$	Constante universal de los gases	J/mol*K
$R_{d1}$	Factor de obstrucción del fluido caliente	$m^2 \cdot K/W$
$R_{d2}$	Factor de obstrucción del fluido frío	$m^2 \cdot K/W$
$Re_e$	Factor de obstrucción externo	$m^2 \cdot K/W$
$Re'$	Número de Reynolds para caída de presión	adim
$R_i$	Factor de ensuciamiento interno	$m^2 \cdot K/W$
$Re_a$	Número de Reynolds del lado del ánulo	adim
$Re_{ti}$	Número de Reynolds para el fluido que circula por el tubo interno	adim
$Re_l$	Número de Reynolds para el fluido caliente	adim
$T$	Temperatura	
$T_a$	Temperatura del fluido que circula por el ánulo	K
$T_A$	Temperatura de salida del tanque A	K
$T_{Ai}$	Temperatura de entrada del tanque A	K
$T_B$	Temperatura de salida del tanque B	K
$T_{Bi}$	Temperatura de entrada del tanque B	K
$T_{ec}$	Temperatura de entrada del fluido frío método NUT	K

$T_{eh}$	Temperatura de entrada del fluido caliente método NUT	K
$t_{prom}$	Temperatura promedio del fluido que circula por el tubo interno	K
$T_{prom}$	Temperatura promedio del fluido que circula por el ánulo	K
$T_r$	Temperatura reducida del componente	K
$T_{sc}$	Temperatura de salida del fluido frío método NUT	K
$T_{sh}$	Temperatura de salida del fluido caliente método NUT	K
$T_w$	Temperatura de la pared	K
$t_1$	Temperatura de entrada del fluido que circula por la sección interna	K
$T_1$	Temperatura de entrada del fluido que circula por la sección externa	K
$t_2$	Temperatura de salida del fluido que circula por la sección interna	K
$T_2$	Temperatura de salida del fluido que circula por la sección externa	K
$U_C$	Coefficiente de transferencia de calor limpio	$W/m^2 \cdot K$
$U_D$	Coefficiente global de transferencia de calor	$W/m^2 \cdot K$
$V_A$	Volumen del tanque A	$m^3$
$V_B$	Volumen del tanque B	$m^3$
$VC$	Número de variables controladas	adim
$VP$	Variabes de perturbación del sistema	adim
$V_t$	Velocidad en los tubos	m/s
$w_a$	Flujo másico del fluido que circula por el ánulo	Kg/s
$w_A$	Flujo másico del fluido que se encuentra en el tanque A	Kg/s
$w_B$	Flujo másico del fluido que se encuentra en el tanque B	Kg/s
$w_{ti}$	Flujo másico que circula por el tubo interno	Kg/s
$x_i$	Fracción molar del componente i en la mezcla	adim
$y$	Constante dependiente del ángulo chevron	adim
$z$	Constantes que dependen del ángulo chevron	adim
$\Delta T_{max}$	Diferencia de temperatura máxima (método NUT)	K
$\Delta T_{ml}$	Diferencia de temperatura media logarítmica	K
$\Delta P_a$	Caída de presión por el ánulo	Pa
$\Delta P_c$	Caída de presión por la coraza	Pa
$\Delta P_t$	Caída de presión por los tubos	Pa
$\Delta P_{ti}$	Caída de presión por el tubo interno	Pa
$\Delta P_{tu}$	Caída de presión por regreso de los tubos	Pa
$\Delta P_{pl}$	Caída de presión a través de la entrada de la placa	Pa
$\Delta P_1$	Caída de presión del fluido caliente	Pa
$\Delta Z$	Longitud del incremento, método de diferencias finitas	adim
$\varepsilon$	Eficiencia del intercambiador método NUT	adim
$\mu_a$	Viscosidad del fluido que circula por el ánulo	$Pa \cdot s$
$\mu_i$	Viscosidad del componente i de la mezcla	$Pa \cdot s$
$\mu_l$	Viscosidad del líquido	$Pa \cdot s$
$\mu_t$	Viscosidad del fluido que circula por el tubo interno	$Pa \cdot s$
$\mu_v$	Viscosidad del vapor	$Pa \cdot s$

$\mu_1$	Viscosidad del fluido caliente	Pa*s
$\Lambda$	Factor de engrosamiento	adim
$\rho_A$	Densidad del fluido en el tanque A	Kg/m <sup>3</sup>
$\rho_a$	Densidad del fluido que circula por el ánulo	Kg/m <sup>3</sup>
$\rho_i$	Densidad del fluido del componente i	Kg/m <sup>3</sup>
$\rho_B$	Densidad del fluido en el tanque B	Kg/m <sup>3</sup>
$\rho_l$	Densidad molar del líquido	Kg/m <sup>3</sup>
$\rho_T$	Densidad del material del tubo interno	Kmol/m <sup>3</sup>
$\rho_{ti}$	Densidad del fluido que circula por el tubo interno	Kg/m <sup>3</sup>
$\rho_v$	Densidad del vapor	Kg/m <sup>3</sup>
$\rho_1$	Densidad del fluido caliente	Kg/m <sup>3</sup>
$\varphi_a$	Factor de corrección de la viscosidad para el fluido que circula por el tubo interno	adim
$\varphi_{ti}$	Factor de corrección de la viscosidad del fluido que circula por el ánulo	adim
$\omega$	Factor acéntrico del componente	adim
$\overline{C_p}$	Calor específico a presión constante de la mezcla	J/Kg*K
$\bar{k}$	Conductividad térmica de la mezcla	W/m*K
$\bar{\mu}$	Viscosidad de la mezcla	Pa*s
$\bar{\rho}$	Densidad de la mezcla	Kg/m <sup>3</sup>

## **CAPÍTULO I**

### **INTRODUCCIÓN**

En todos los procesos industriales de la actualidad, existen operaciones de transferencia de calor en las cuales se utilizan los distintos tipos de intercambiadores de calor, como lo son, intercambiadores de carcasa y tubos, doble tubo y de placas. Adicionalmente en la enseñanza de la Ingeniería Química también se estudian las operaciones de transferencia de calor, así como el diseño y la evaluación de los distintos tipos de intercambiadores de calor. En la Escuela de Ingeniería Química de la Universidad Central de Venezuela se han realizado dos programas para el diseño y evaluación de intercambiadores de calor únicamente en estado estacionario.

En el presente Trabajo Especial de Grado se desea desarrollar los modelos matemáticos correspondientes a los intercambiadores de calor industriales más comunes en estado estacionario y en condiciones dinámicas, para posteriormente ser introducidos en el lenguaje de programación LabView, con la finalidad de hacer estudios de evaluación, operación y control. Todo esto con el objetivo de suministrarle a la Escuela de Ingeniería Química una herramienta aplicable en la asignatura Transferencia de calor, así como también el poseer un simulador para intercambiadores de calor sin necesidad de poseer licencia.

Para lograr los objetivos planteados se pretende realizar un análisis de grados de libertad al proceso de intercambio de calor, para así poder identificar las variables que se deben especificar, tanto en estado estacionario, como en dinámico. Posteriormente se debe realizar una revisión bibliográfica para ubicar correlaciones que permitan determinar propiedades físico-químicas de diversos componentes en fase líquida y vapor. Con esto se desea crear una base de datos que puede ser ampliada posteriormente sin ningún inconveniente para incorporar una mayor cantidad de componentes.

Luego se deben desarrollar los modelos matemáticos en condiciones estacionarias y dinámicas del proceso de transferencia de calor en los intercambiadores, para luego ser programados y por último que estos programas sean validados mediante datos pertenecientes a la bibliografía, hojas de especificación ubicadas en Trabajos Especiales de Grado anteriores y simuladores comerciales. Finalmente se debe elaborar un manual para el uso de los programas desarrollados.

El presente Trabajo Especial de Grado consta de un segundo capítulo denominado Fundamentos de la Investigación, en el cual se presenta el planteamiento del problema, los antecedentes y objetivos desarrollados. Seguidamente se encuentra el tercer capítulo llamado Marco Teórico, en el cual se puede encontrar las bases teóricas que fundamentan la investigación. El cuarto capítulo se denomina Marco Metodológico y se da una idea detallada de la metodología empleada para lograr los objetivos planteados.

Posteriormente se pueden encontrar los Resultados y Análisis de Resultados, en donde se presenta el análisis de grados de libertad, los aspectos generales de los modelos matemáticos obtenidos, el programa desarrollado, su interfaz y la validación del programa con respecto a datos reales. Seguidamente, se presentan los capítulos que contienen las Conclusiones, Recomendaciones y Bibliografía.

Por último se presenta la sección de Apéndices, en ella se encuentran una serie de tablas utilizadas para obtener los modelos matemáticos en estado estacionario, las correlaciones y reglas de mezclado utilizadas para la determinación de propiedades físico-químicas, los modelos matemáticos en estado estacionario para cada intercambiador de calor y los casos utilizados para la validación. Por último, en la sección de Anexos se presenta el manual de usuario.

## **CAPÍTULO II**

### **FUNDAMENTOS DE LA INVESTIGACIÓN**

En el presente capítulo se muestran los aspectos que dieron origen a la presente investigación, los trabajos previos o antecedentes, así como también los objetivos que se desean alcanzar en este trabajo.

#### **II.1 PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA**

Hoy en día, las operaciones de transferencia de calor son de gran importancia en cualquier proceso industrial, así como también en la enseñanza y en el aprendizaje de la Ingeniería Química. En la actualidad, gracias al avance de la tecnología, las operaciones industriales de transferencia de calor evalúan su desempeño mediante el uso de softwares avanzados y se llevan a cabo en su mayoría de forma automática, siendo supervisadas por sistemas de control.

El ingeniero químico debe ser el encargado de automatizar y optimizar dichas operaciones industriales, así como también de desarrollar modelos rigurosos que sirvan de base para la evaluación de su desempeño mediante la simulación y para la creación de sus sistemas de control. Una herramienta fundamental para lograr esto es la programación, la cual ha sido muy utilizada actualmente para la creación de simuladores y para la solución de numerosos problemas en la vida cotidiana.

En la Escuela de Ingeniería Química de la Universidad Central de Venezuela se han desarrollado una serie de programas en el área de intercambio de calor, sin embargo, en la actualidad no se dispone de ninguno de ellos. Así mismo, el enfoque dado a los programas anteriormente desarrollados fue el diseño de los intercambiadores de calor, restándole importancia a la evaluación de los mismos.

Se propone, entonces, la idea de adaptar modelos matemáticos existentes de diseño de intercambiadores de calor para generar modelos que permitan la evaluación tanto del desempeño como de la operación y control de los intercambiadores de calor más comunes en la industria. Para lograrlo, se pretende obtener dos tipos de modelos matemáticos. El primer tipo, se refiere a los modelos matemáticos en condiciones estacionarias para la evaluación del desempeño, y el segundo tipo, son los modelos matemáticos en condiciones dinámicas para la operación y control. La evaluación permite conocer si un intercambiador de calor específico es adecuado para un determinado proceso y a la vez predecir los valores de las distintas variables que intervienen en el proceso de intercambio de calor. Mediante la operación y control se pueden determinar los cambios de las variables del sistema con respecto al tiempo, que pueden ser generados por perturbaciones o cambios que se presenten dentro del proceso.

A partir de dichos modelos se desea desarrollar programas, utilizando como herramienta el lenguaje de programación LabView, el cual, a diferencia de otros lenguajes, permite la adquisición de datos externos y la automatización y control de equipos, además de poseer una interfaz amigable para relacionarse con los futuros usuarios; motivos por los que se selecciona para realizar este trabajo.

El desarrollo de estos programas permite evaluar un intercambiador de calor de forma rápida y sencilla, haciendo innecesario cualquier tipo de cálculo manual. Por otra parte, al poseer un programa en código abierto, el usuario puede evidenciar la ruta de cálculo detallada que se lleva a cabo para la obtención de resultados. Además, al ser un ejecutable de LabView, que puede utilizarse sin necesidad de poseer la licencia, este programa se torna de gran utilidad para el uso de empresas que requieran la evaluación de intercambiadores de calor existentes o a utilizar. Por último, se pretende despertar en el estudiante el interés por esta área de la carrera, para que aprenda a desarrollar programas y utilizar estos recursos para su formación como ingeniero.

## II.2 ANTECEDENTES

Kern en 1965 propone un método denominado método de la diferencia de temperatura media logarítmica para realizar el diseño de intercambiadores de carcasa y tubos y de doble tubo, así como las caídas de presión que se generan en el mismo. También propone la corrección de los coeficientes individuales de transferencia de calor a través del cálculo de la temperatura de pared. Este método es preciso y ha sido utilizado para el diseño de intercambiadores tanto en la industria como en la enseñanza de transferencia de calor. El método se basa la obtención del factor de obstrucción disponible, para luego ser comparado por el requerido por el proceso y así determinar si el intercambiador es adecuado o no para un proceso. Sin embargo, para obtener directamente las temperaturas de salida del intercambiador debe adaptarse el método y llevarse a cabo una serie de procesos iterativos.

Incropera y DeWitt en 1999 presentan un método para el análisis de intercambiadores de calor que se denomina método de eficiencia NUT, que se utiliza cuando sólo se conocen las temperaturas de entrada y el cual es útil cuando se tiene o se puede estimar el coeficiente global de transferencia de calor. Este método introduce el uso de un parámetro denominado eficiencia, que es la relación entre la transferencia real de calor y la transferencia de calor máxima posible para el intercambiador. La ventaja de este método es que permite determinar de manera directa las temperaturas de salida del intercambiador de calor.

Alarcón en el año 2000 en su Trabajo Especial de Grado elabora un programa computacional en ambiente Windows para el diseño de intercambiadores de calor de carcasa y tubos en estado estacionario, el cual se realiza en el lenguaje Visual Basic. El programa desarrollado utiliza el método de Bell Delaware y sólo permite diseñar intercambiadores de carcasa y tubos. Sus resultados presentan desviaciones muy notables con respecto a los valores esperados.

Abdalah en el año 2002 en su Trabajo Especial de Grado elabora un programa computacional en ambiente Windows para el diseño y evaluación de intercambiadores de calor en estado estacionario, parte II. El programa parte del trabajo realizado por Alarcón (2000) y se introduce el intercambiador de doble tubo y de placas lisas. Se propone el uso del método de Chester y Jensen para intercambiadores de placas lisas, que de manera similar al método propuesto por Kern, presenta una serie de cálculos para el diseño de intercambiadores de placas.

A pesar de que Abdalah (2002) desarrolla un programa que incluye la evaluación de intercambiadores de calor, en el Trabajo Especial de Grado no se presenta información del método aplicado. El enfoque del trabajo está orientado, principalmente, al diseño de intercambiadores de calor y la evaluación se nombra pero no se desarrolla detalladamente. Una limitante a considerar en los trabajos anteriores es que desarrollan los modelos, únicamente, en estado estacionario.

Bejan y Kraus en el año 2003 proponen un método para la evaluación de intercambiadores de calor de placas corrugadas tipo chevron o espina de pescado, en el cual se incluyen los efectos de estas corrugaciones sobre los principales parámetros del intercambiador. Se introduce el uso de parámetros como el ángulo chevron, el factor de engrosamiento, los cuales corrigen parámetros como el diámetro equivalente, el número de Nusselt y por tanto los coeficientes individuales y globales de transferencia de calor. También se presentan los cálculos correspondientes a la caída de presión a través de las placas.

### **II.3 OBJETIVOS**

Durante el desarrollo del presente Trabajo Especial de Grado se pretende cumplir con los siguientes objetivos.

#### **II.3.1 Objetivo General**

Modelar y simular los intercambiadores de calor más comunes en la industria para mezclas multicomponentes, a través del uso del lenguaje de programación LabView, con la finalidad de hacer estudios de evaluación, operación y control.

#### **II.3.2 Objetivos Específicos**

1. Realizar el análisis de los grados de libertad al proceso de transferencia de calor para intercambiadores de calor más comunes en condiciones estacionarias y dinámicas.
2. Realizar una base de datos para propiedades físico-químicas de diversas especies químicas, en particular hidrocarburos ligeros y alcoholes.
3. Adaptar los modelos matemáticos de intercambiadores de calor más comunes en condiciones estacionarias, previamente desarrollados, para evaluar el desempeño de este tipo de equipos.
4. Realizar los modelos matemáticos para intercambiadores de calor más comunes en condiciones dinámicas que permita evaluar la operación y control de este tipo de equipos.
5. Desarrollar un programa, en estado estacionario, a través del lenguaje de programación LabView, que utilice los modelos matemáticos adaptados para evaluar el desempeño de intercambiadores de calor más comunes.

6. Desarrollar un programa, en estado dinámico, a través del lenguaje de programación LabView, para los modelos matemáticos realizados en intercambiadores de calor más comunes.
7. Validar los resultados obtenidos en los programas desarrollados en LabView, mediante su comparación con resultados obtenidos a través de simuladores comerciales y/o datos reales.
8. Elaborar un manual de operación sobre el uso de los programas desarrollados.

## CAPÍTULO III

### MARCO TEÓRICO

A continuación se presentan en líneas generales las bases teóricas que fundamentan el presente Trabajo Especial de Grado

#### III.1 INTERCAMBIADORES DE CALOR

Un intercambiador de calor es un dispositivo que se utiliza para transferir energía térmica (entalpía) entre dos o más fluidos a diferentes temperaturas y en contacto térmico. Las aplicaciones típicas de intercambio de calor incluyen el calentamiento o enfriamiento de un fluido o corriente de interés y la evaporación o condensación de una corriente de fluidos multicomponentes o de un componente. En la mayoría de los intercambiadores de calor, la transferencia de calor entre los fluidos ocurre a través de paredes separadas e idealmente los mismos no se mezclan ni se fugan (Ramesh y Dusan, 2003).

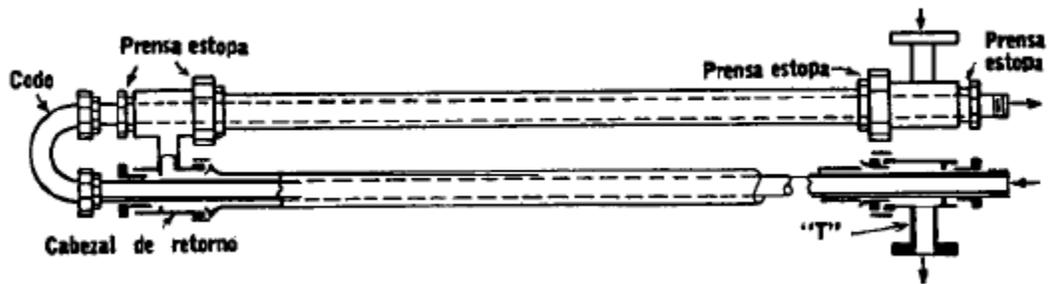
##### III.1.1 Tipos de intercambiadores de calor

Los intercambiadores de calor se pueden clasificar de muchas maneras diferentes, a continuación se presentan los intercambiadores de uso más común en la industria conocidos como intercambiadores de doble tubo, intercambiadores de carcasa y tubos e intercambiadores de placas.

##### **Intercambiador de calor de doble tubo**

Este intercambiador consiste en dos tubos concéntricos. Uno de los fluidos circula por el tubo interno y el otro fluye por el ánulo. El intercambiador de doble tubo es extremadamente útil, ya que se puede ensamblar en cualquier taller de plomería a partir de partes estándar, proporcionando superficies de transferencia de calor a bajo costo (Kern, 1997).

Las partes principales del intercambiador de doble tubo son dos juegos de tubos concéntricos, dos téns conectoras, un cabezal de retorno y un codo en U. Las téns tienen boquillas o conexiones roscadas que permiten la entrada y salida del fluido del anulo que cruza de una sección a otra a través del cabezal de retorno. La tubería interior se conecta mediante una conexión en U que esta generalmente expuesta y que no proporciona superficie de transferencia de calor. Cuando se arregla en dos pasos como se muestra en la Figura N°1 la unidad se llama horquilla (Kern, 1997).



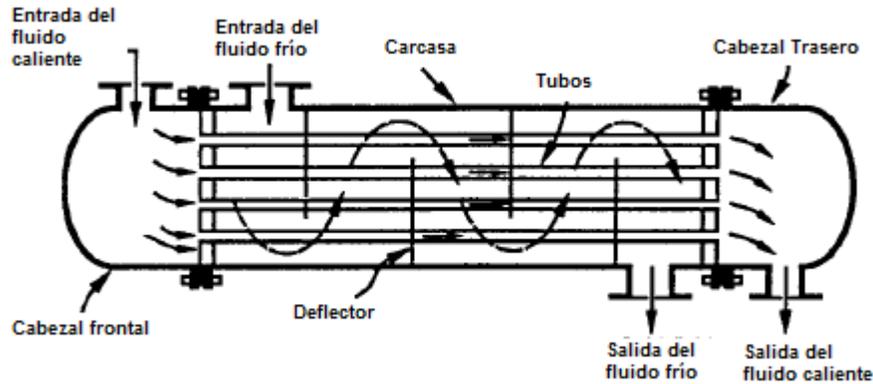
Fuente: (Kern, 1997)

Figura N° 1. Intercambiador de calor de doble tubo.

Los intercambiadores de doble tubo generalmente se utilizan para procesos de bajas capacidades, donde el área total de transferencia de calor requerida es menor a  $50\text{m}^2$ . En procesos en donde se requiera una mayor área de transferencia de calor se utiliza otro tipo de intercambiador de calor (Kern, 1997).

### **Intercambiador de calor de carcasa y tubo**

Este intercambiador está formado por un conjunto de tubos redondos montados en una carcasa cilíndrica con el eje de los tubos paralelo al de la carcasa. Uno de los fluidos circula por dentro de los tubos y el otro a lo largo de la carcasa. Las principales partes de este intercambiador se presentan en la Figura N°2.



Fuente: (Ramesh y Dusan, 2003).

Figura N° 2. Intercambiador de calor de carcasa y tubos de un paso por el tubo y uno por la carcasa.

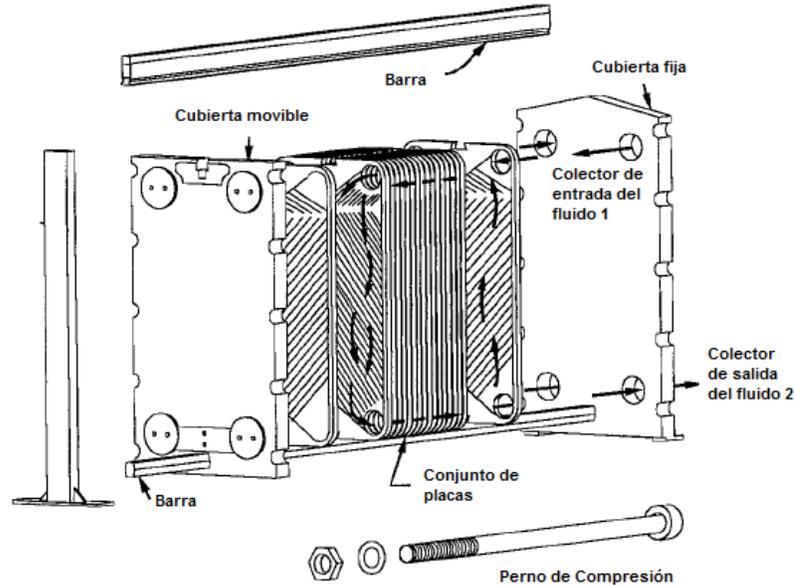
En el intercambiador de carcasa y tubos, los orificios de los tubos no pueden taladrarse muy cerca del otro, ya que una franja demasiado estrecha de metal entre los tubos adyacentes, debilita estructuralmente el cabezal de tubos o espejo. Los tubos se colocan en arreglos ya sea triangular o cuadrado, la ventaja del espaciado cuadrado es que los tubos son accesibles para limpieza externa (Kern, 1997).

Cuando el fluido que circula por la carcasa se mantiene en estado de turbulencia se logran coeficientes de transferencia de calor más altos. Para inducir la turbulencia, es costumbre usar deflectores que hacen que el fluido circule a través de la carcasa a ángulos rectos con el eje de los tubos, lo que causa una considerable turbulencia aún cuando por la carcasa circule una pequeña cantidad de fluido. La distancia de centro a centro entre los deflectores se llama espaciado de deflectores (Kern, 1997).

### **Intercambiador de placas**

Consiste en una serie de placas metálicas rectangulares selladas en los bordes por empacaduras y sostenidas por un armazón como se muestra en la Figura N°3. En el armazón, las placas se encuentran suspendidas por la barra superior y son guiadas por la barra inferior para asegurar su correcta alineación. El conjunto de placas está

sujeto por largos pernos que comprimen las empacaduras y forman un sello (Ramesh y Dusan, 2003).



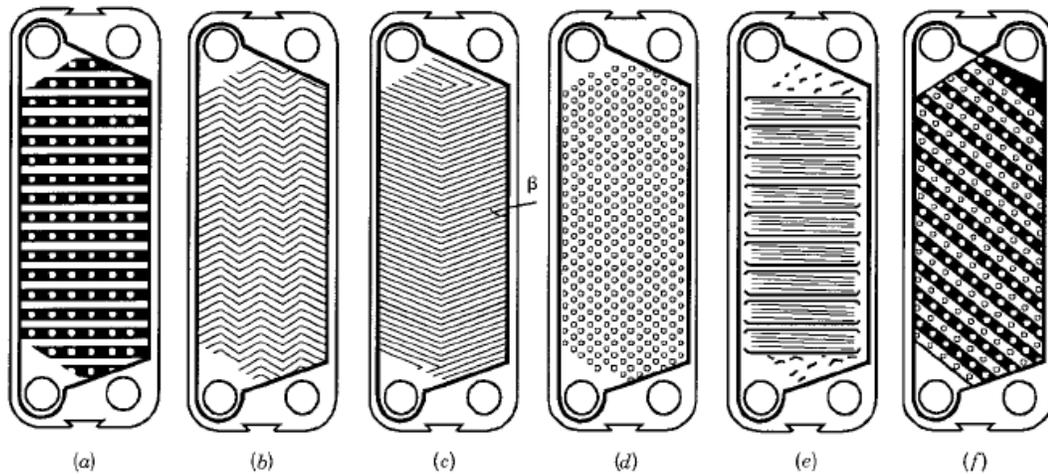
Fuente: (Ramesh y Dusan, 2003).

Figura N° 3. Intercambiador de placas y armazón con empacaduras.

Los intercambiadores de placas tienen la ventaja de ocupar poco espacio, las placas tienen alta resistencia a la corrosión, son fácilmente desmontables para su inspección y limpieza. Como desventajas se tiene que generan una alta caída de presión, pueden existir fugas debido a las empacaduras o sellos que tiene entre placas, el canal entre las placas por ser tan estrecho puede ser obstruido por contaminantes, la vida útil de las empacaduras a veces son limitadas y las fugas son difíciles de detectar (Ramesh y Dusan, 2003).

Frecuentemente a las placas se les coloca una serie de corrugaciones. La intención de colocarlas es causar turbulencia en el fluido que circula por las placas, los canales de flujo resultan estrechos y altamente interrumpidos, lo cual aumenta la transferencia de calor y disminuye la formación de incrustaciones al aumentar el esfuerzo cortante, produciendo un alto nivel de turbulencia. Las corrugaciones

también aumentan la rigidez de la placa y forman el espacio deseado entre placas. Las placas se denominan fuertes o suaves dependiendo de si generan alto o bajo nivel de turbulencia (Ramesh y Dusan, 2003). Los diferentes tipos de placas corrugadas se presentan en la Figura N°4.



Fuente: (Ramesh y Dusan, 2003).

Figura N° 4. Placas corrugadas tipo (a) washboard, (b) zigzag, (c) chevron o espina de pescado, (d) protuberancias y depresiones, (e) washboard con corrugaciones secundarias y (f) washboard oblicuas.

## III.2 MÉTODOS DE ANÁLISIS TÉRMICO PARA INTERCAMBIADORES DE CALOR EN ESTADO ESTACIONARIO

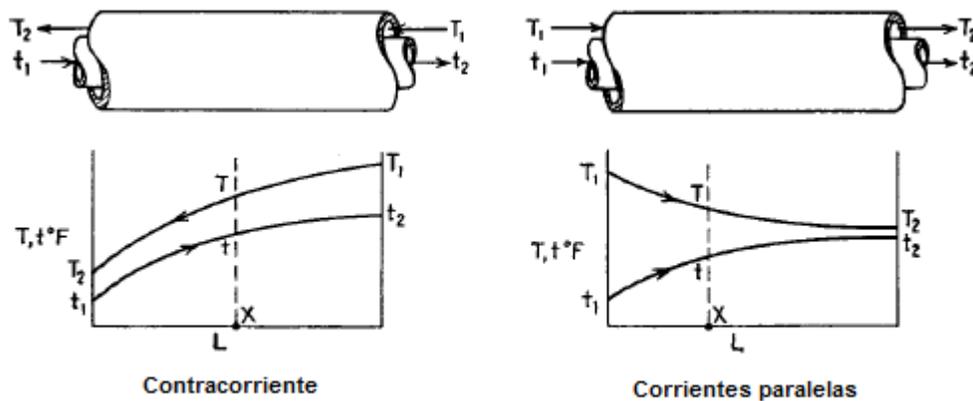
Existe un método muy importante para el diseño de intercambiadores de calor denominado método de la temperatura media logarítmica, el cual puede ser adaptado para evaluar cualquier intercambiador de calor. Para evaluación existe otro método denominado método de eficiencia NUT el cual permite evaluar directamente cualquier intercambiador de calor. Ambos métodos serán explicados a continuación.

### III.2.1 Método de la diferencia de temperatura media logarítmica

Este método es sumamente útil cuando se conocen todas las temperaturas de entrada y salida de los fluidos que intercambian calor. Cuando se realiza una evaluación de un intercambiador de calor se requiere conocer las temperaturas de

salida de los fluidos que intercambian calor, por tanto para utilizar este método se debe realizar un proceso iterativo para determinar las temperaturas requeridas.

Consideremos un intercambiador en contracorriente y en paralelo, generalmente ambos fluidos experimentan variaciones de temperatura que no son líneas rectas cuando las temperaturas se grafican en función de la longitud como se presenta en la Figura N°5.



Fuente: (Kern, 1997).

Figura N° 5. Representación de la variación de la temperatura con respecto a la longitud en un intercambiador en contracorriente o corrientes paralelas.

Aún cuando dos fluidos pueden transferir calor en un aparato de tubos concéntricos, ya sea en contracorriente o en flujo paralelo, la dirección relativa de los fluidos influye en el valor de la diferencia de temperatura. Cualquier trayectoria de flujos formada por dos fluidos debe identificarse con sus diferencias de temperatura. Para la derivación de la diferencia de temperatura entre dos fluidos en contracorriente se deben realizar las siguientes suposiciones (Kern, 1997):

1. El coeficiente global de transferencia de calor es constante en toda la trayectoria.
2. Las libras por hora de fluido que fluye son constantes, obedeciendo los requerimientos del estado estacionario.
3. El calor específico es constante sobre toda la trayectoria.

4. No hay cambios parciales de fase en el sistema.
5. Las pérdidas de calor son despreciables.

Entonces, aplicando la forma diferencial de la ecuación de estado estable, realizando un balance de energía e integrando se obtiene la llamada ecuación de diseño o ecuación de Fourier, la cual se presenta a continuación para intercambiadores con flujo en contracorriente (Kern, 1997):

$$Q = U_D * A_{TC} * \Delta T_{ml} \quad (1)$$

Donde:

$\Delta T_{ml}$ : diferencia de temperatura media logarítmica (K)

Q: calor transferido (W).

$A_{TC}$ : área de transferencia de calor ( $m^2$ ).

$U_D$ : coeficiente global de transferencia de calor ( $W/m^2.K$ ).

Donde la relación entre las temperaturas se denomina diferencia de temperatura media logarítmica y depende de la dirección de los fluidos en los intercambiadores de calor, la ecuación (2) para flujo en contracorriente y la ecuación (3) para flujo en paralelo (Kern, 1997).

$$\Delta T_{ml} = \frac{(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)}{\ln\left(\frac{(T_1 - t_2)}{(T_2 - t_1)}\right)} \quad (2)$$

$$\Delta T_{ml} = \frac{(T_1 - t_1) - (T_2 - t_2)}{\ln\left(\frac{(T_1 - t_1)}{(T_2 - t_2)}\right)} \quad (3)$$

Donde:

$T_1$ : temperatura de entrada del fluido que circula por la sección externa (K).

$T_2$ : temperatura de salida del fluido que circula por la sección externa (K).

$t_1$ : temperatura de entrada del fluido que circula por la sección interna (K).

$t_2$ : temperatura de salida del fluido que circula por la sección interna (K).

### III.2.2 Método de eficiencia NUT

El método NUT o número de unidades de transferencia consta en determinar un parámetro denominado eficiencia, el cual representa una medida del comportamiento del intercambiador de calor. La ventaja de este método es que permite determinar las temperaturas de salida del intercambiador directamente. Está definida, para un intercambiador de calor de cualquier tipo de flujo como la relación entre la velocidad de transferencia de calor del fluido caliente al frío y la máxima velocidad de transferencia de calor posible, termodinámicamente permitida (Ramesh y Dusan, 2003).

$$\varepsilon = \frac{q}{q_{max}} \quad (4)$$

Donde:

$\varepsilon$ : eficiencia del intercambiador (adim).

$q$ : calor transferido (W).

$q_{max}$ : calor máximo (W).

La velocidad máxima de transferencia de calor se obtiene asumiendo un intercambiador “perfecto” de longitud infinita en contracorriente. Se asume que no

existe conducción longitudinal a través de la pared y que no existen fugas de un fluido al otro. En este intercambiador de calor perfecto, la temperatura de salida del fluido con la menor capacidad calorífica alcanzará la temperatura de entrada del fluido de capacidad calorífica mayor. Entonces para este intercambiador el balance de energía para las dos corrientes es (Ramesh y Dusan, 2003):

$$q = C_h * (T_{eh} - T_{sh}) = C_c * (T_{ec} - T_{sc}) \quad (5)$$

Donde:

$C_h$  y  $C_c$ : Capacitancia térmica del fluido caliente y frío (W/K).

$T_{eh}$  y  $T_{sh}$ : temperatura de entrada y de salida del fluido caliente (K).

$T_{ec}$  y  $T_{sc}$ : temperatura de entrada y de salida del fluido frío (K).

Entonces si  $C_h < C_c$ ,  $(T_{eh} - T_{sh}) > (T_{ec} - T_{sc})$ , la diferencia de temperatura del lado del fluido caliente será mayor, y en un intercambiador infinito la temperatura del fluido caliente se irá acercando a la temperatura de entrada del fluido frío. Igualmente para el caso de que  $C_h > C_c$ , entonces el calor máximo será (Ramesh y Dusan, 2003):

$$q_{max} = C_{min} * \Delta T_{max} = C_{min} * (T_{eh} - T_{ec}) \quad (6)$$

Donde:

$C_{min}$ : capacitancia térmica menor entre los dos fluidos (W/K).

$\Delta T_{max}$ : diferencia de temperatura máxima (K).

El método NUT es útil para determinar las temperaturas de salida de los fluidos que circulan por el intercambiador de calor. Para esto se deben determinar dos

parámetros llamados NUT y  $C^*$ , los cuales se definen a continuación (Ramesh y Dusan, 2003):

$$NUT = \frac{U_D * A_{TC}}{C_{min}} \quad (7)$$

Donde:

NUT: número de unidades de transferencia (adim).

$$C^* = \frac{C_{min}}{C_{max}} \quad (8)$$

Donde:

$C^*$ : razón entre las capacitancias térmicas (adim).

$C_{max}$ : capacitancia térmica mayor entre los dos fluidos (W/K).

Luego de tener los dos parámetros definidos se debe utilizar la Tabla N°11 presentada en el APÉNDICE 7, esta tabla permite obtener la eficiencia de cualquier intercambiador de calor a partir de estos dos parámetros previamente calculados.

Para determinar las temperaturas de salida del intercambiador por este método se deben despejar de la ecuación de la eficiencia presentada a continuación (Ramesh y Dusan, 2003):

$$\varepsilon = \frac{q}{q_{max}} = \frac{C_h * (T_{eh} - T_{sh})}{C_{min} * (T_{eh} - T_{ec})} = \frac{C_c * (T_{ec} - T_{sc})}{C_{min} * (T_{eh} - T_{ec})} \quad (9)$$

Las temperaturas de salida de los fluidos frío y caliente serán entonces (Ramesh y Dusan, 2003):

$$T_{sc} = \frac{C_c * T_{ec} - \varepsilon * C_{min} * (T_{eh} - T_{ec})}{C_c} \quad (10)$$

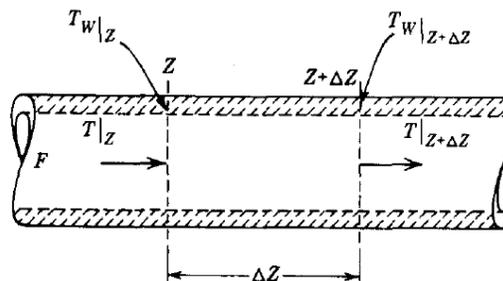
$$T_{sh} = \frac{C_h * T_{ec} - \varepsilon * C_{min} * (T_{he} - T_{ce})}{C_h} \quad (11)$$

### III.3 MÉTODOS DE ANÁLISIS TÉRMICO PARA INTERCAMBIADORES DE CALOR EN CONDICIONES DINÁMICAS

En el análisis térmico de intercambiadores de calor en condiciones dinámicas los balances de energía incluyen el término de acumulación, ya que las propiedades del sistema varían en función del tiempo.

#### III.3.1 Intercambiador de doble tubo

En un intercambiador de doble tubo en condiciones dinámicas las propiedades se distribuyen y el sistema no se puede dividir de manera conveniente en volúmenes de control con propiedades uniformes y, por tanto es un ejemplo de un modelo de parámetros distribuidos. Puesto que la temperatura varía continuamente con la distancia  $Z$ , se debe seleccionar como volumen de control una sección del tubo lo suficientemente corta, de manera que las propiedades se puedan suponer constantes dentro de sus límites (Smith y Corripio, 2008), el volumen de control se muestra en la Figura N°6.



Fuente: (Smith y Corripio, 2008).

Figura N° 6. Sección de longitud  $\Delta Z$  para el intercambiador de doble tubo.

Para el desarrollo de los balances de masa y energía se aprecia que el flujo de fluido que se procesa es constante de acuerdo con la posición, si se desprecia la acumulación de masa en el volumen de control; esto se puede hacer con toda seguridad, ya que el interés principal consiste en hacer el modelo de los efectos de transferencia de calor. También se puede despreciar la conducción de calor a lo largo de las paredes del tubo, en la dirección del flujo.

### **III.3.2 Intercambiadores de calor de cualquier tipo**

Actualmente, los simuladores comerciales modelan en condiciones dinámicas a los intercambiadores de calor como tanques de mezclado. Se realiza entonces es suponer que cada corriente del intercambiador de calor representa a un tanque de mezclado. Por tanto los balances de energía que rigen el modelo dinámico serán el balance correspondiente a un tanque A y un tanque B que representan las secciones de los diferentes tipos de intercambiadores de calor (Wolff, Mathisen y Skogestad, 1991).

El modelar una corriente (un lado del intercambiador de calor) como un tanque de mezclado es atractivo gracias a que los balances que resultan son bastante simples. Esta será una muy buena aproximación si se cumple al menos una de estas condiciones (Wolff et al., 1991):

- La corriente en cuestión debe tener una capacidad calorífica mucho más grande que la otra, de tal manera que los cambios de temperatura sean pequeños.
- La corriente es recirculada o agitada mecánicamente.
- La geometría del intercambiador permite un mezclado considerable.

### III.4 SOLUCIÓN DE ECUACIONES DIFERENCIALES PARCIALES

Una manera común de trabajar con las ecuaciones diferenciales parciales en la simulación de procesos es discretizar las variables de posición, de manera que cada ecuación diferencial parcial se convierta en varias ecuaciones diferenciales ordinarias. Este procedimiento se llama método de diferencias finitas. En el caso general de un tubo, el primer paso consiste en dividir la longitud del tubo en N incrementos de longitud  $\Delta Z$  donde (Smith y Corripio, 2008):

$$\Delta Z = \frac{L}{N} \quad (12)$$

Donde:

$\Delta Z$ : longitud del incremento (adim).

L: longitud del tubo (m).

N: número de incrementos (adim).

Los incrementos de longitud no necesariamente deben ser uniformes. Para realizar la discretización se tienen tres opciones para hacer la aproximación de la diferencia finita. En la ecuación (13) se presenta la diferencia finita hacia adelante, la ecuación (14) presenta la diferencia finita central y por último la ecuación (15) presenta la diferencia finita hacia atrás, todas de la derivada en el punto j (Smith y Corripio, 2008):

$$\left. \frac{\partial T}{\partial Z} \right|_j = \frac{T_{j+1} - T_j}{\Delta Z} \quad (13)$$

$$\left. \frac{\partial T}{\partial Z} \right|_j = \frac{T_{j+1} - T_{j-1}}{\Delta Z} \quad (14)$$

$$\left. \frac{\partial T}{\partial Z} \right|_j = \frac{T_j - T_{j-1}}{\Delta Z} \quad (15)$$

La aproximación por diferencia finita a aplicar se sustituye en cada ecuación diferencial parcial para obtener un conjunto de ecuaciones diferenciales ordinarias.

### III.5 MÉTODO DE EULER

El método numérico más sencillo para resolver ecuaciones diferenciales ordinarias es el método de Euler, el cual consiste en suponer que las funciones derivadas son constantes a lo largo de todo el intervalo de integración. El planteamiento de un programa para resolver un sistema de ecuaciones de la forma que se presenta en la ecuación (16) debe seguir los pasos presentados a continuación (Smith y Corripio, 2008):

- Se inicializan las variables:  $t=t_0$  y  $x_i = x_i(t_0)$  para  $i= 1,2,\dots,n$ .
- Para el sistema de ecuaciones presentado en la ecuación (16), con las ecuaciones del modelo se calculan todas las funciones derivadas  $f_i$ .

$$\frac{dx_i}{dt} = f_i(x_1, x_2, \dots, x_n, t) \text{ para } i = 1, 2, \dots, n. \quad (16)$$

- Los valores de las variables de estado se calculan después de un incremento de tiempo, para  $i= 1,2,\dots, n$ .

$$x_i|_{t+\Delta t} = x_i|_t + f_i * \Delta t \quad (17)$$

Donde:

$$t = t + \Delta t$$

- Si  $t$  es menor que  $t$  máxima se repite a partir del paso dos, de otro modo, se termina la corrida.

### **III.1 LENGUAJE DE PROGRAMACIÓN LABVIEW**

LabView es un entorno para desarrollo de programas, parecido al moderno C o BASIC. Sin embargo, LabView se diferencia de ellos en un aspecto importante. Otros sistemas de programación usan lenguajes basados en texto para crear líneas de código, mientras que LabView utiliza un lenguaje de programación gráfico, G, para crear programas en forma de diagramas de bloques. LabView posee amplias bibliotecas de funciones para cualquier tarea de programación. Incluye bibliotecas de adquisición de datos, control de instrumentos, análisis de datos, presentación y almacenamiento de datos. También incluye herramientas convencionales de desarrollo de programas (National Instruments, 1998).

## CAPÍTULO IV

### MARCO METODOLÓGICO

Para poder cumplir con el objetivo general y los objetivos específicos planteados se deberán seguir una serie de pasos, los cuales se presentan en la Figura N°7.

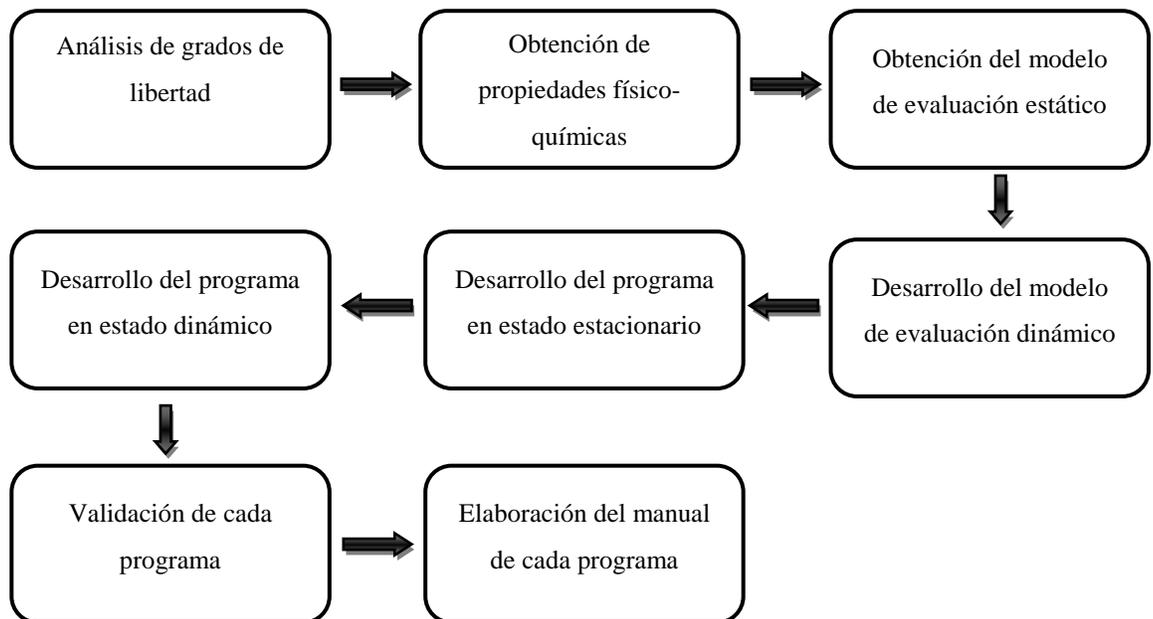


Figura N° 7. Representación esquemática de la metodología a emplear.

#### IV.1 ANÁLISIS DE GRADOS DE LIBERTAD

La selección de variables a especificar en un proceso puede disminuir considerablemente los obstáculos de cálculo que pueden presentarse, para esto en el presente trabajo se realizó un análisis de grados de libertad para el proceso de intercambio de calor tanto en estado estacionario como en dinámico.

### IV.1.1 Estado estacionario

Se determinó el número de variables involucradas en el sistema, para cada corriente se tienen como variables, temperatura, presión, flujo y tantas composiciones como componentes estén presentes en la corriente. El número de variables se presenta en la Tabla N°1

Tabla N° 1. Número de variables en el proceso.

Corriente de interés entrada	C+3
Corriente de interés salida	C+3
Corriente de servicio entrada	c+3
Corriente de servicio salida	c+3
Flujo de calor	1
TOTAL	$2(C+3)+2(c+3)= 2(C+c)+13$

Posteriormente se identificó el número de ecuaciones que intervienen en el proceso de transferencia de calor en un intercambiador de calor en estado estacionario. Las ecuaciones se presentan en la Tabla N°2.

Tabla N° 2. Número de ecuaciones que relacionan las variables del proceso.

Balace de masa por componente	C+c
Balace de energía	2
Balace de energía mecánica	2
Ecuación del NUT ( $U_D$ )	1
Restricciones de Fracción molar	4
TOTAL	$(C+c)+9$

Los grados de libertad se determinaron entonces a través de la siguiente ecuación:

$$n_{df} = n_{inc} - n_{ind} \quad (18)$$

Donde:

$n_{df}$ : grados de libertad del proceso (adim).

$n_{inc}$ : número de variables (adim).

$n_{ind}$ : número de ecuaciones independientes (adim).

#### IV.1.2 Condiciones dinámicas

Para realizar el análisis de grados de libertad al proceso de intercambio de calor en condiciones dinámicas se siguió el mismo procedimiento que el realizado en condiciones estacionarias. La Figura N°8 contiene las variables correspondientes al proceso en condiciones dinámicas.

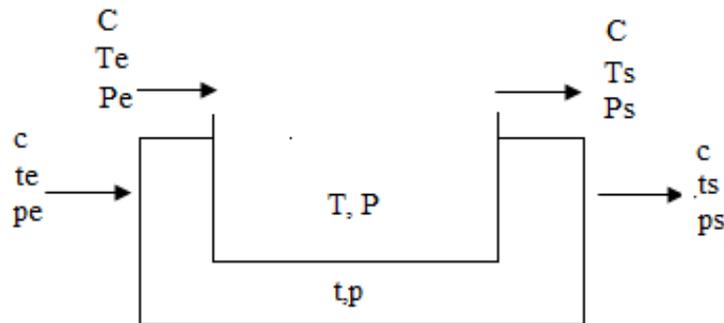


Figura N° 8. Representación del sistema para intercambiadores de calor en condiciones dinámicas.

Inicialmente se identificaron las variables involucradas en el proceso, se tiene para cada corriente, temperatura, presión, flujo y tantas composiciones como componentes estén presentes en la corriente. El número de variables se presenta en la Tabla N°3.

Tabla N° 3. Número de variables involucradas en el proceso.

Número de variables	
Corriente de entrada 1	$C+3$
Corriente de entrada 2	$C+3$
Corriente de salida 1	$c+3$
Corriente de salida 2	$c+3$
Volumen de control 1	$c+3$
Volumen de control 2	$c+3$
Flujo de Calor	1
TOTAL	$3(C+3)+3(c+3)= 3(C+c)+19$

Posteriormente se identificó el número de ecuaciones que intervienen en el proceso de transferencia de calor en un intercambiador de calor en condiciones dinámicas. Las ecuaciones se presentan en la Tabla N°4.

Tabla N° 4. Número de ecuaciones que relacionan las variables involucradas en el proceso.

Número de ecuaciones	
Balance de masa por componente	$C+c$
Balance de energía	2
Balance de energía mecánica	2
Ecuación de diseño	1
Restricciones de Fracción molar	6
$T=T_s$	1
$t=t_s$	1
$P=P_s$	1
$p=p_s$	1
$(C-1)=(C-1)_s$	$C-1$
$(c-1)=(c-1)_s$	$c-1$
TOTAL	$(C+c)+(C+c)+13$

Para el caso dinámico a lazo cerrado, se identificaron las perturbaciones al sistema. Se establece que las presiones de entrada son constantes. Entonces, las

perturbaciones son las temperaturas de entrada al intercambiador y el flujo másico de la corriente de interés. Se sabe que:

$$VC = n_{df} - VP \quad (19)$$

Donde:

VC: número de variables controladas (adim).

VP: variables de perturbación del sistema (adim).

## IV.2 OBTENCIÓN DE LAS PROPIEDADES FÍSICO-QUÍMICAS DE LOS COMPONENTES FIJADOS

Inicialmente se seleccionan los componentes a ser introducidos al programa, estos escogen debido a que son comúnmente utilizados tanto a nivel industrial como en la enseñanza de la transferencia de calor. Además de ser un criterio importante la disponibilidad de propiedades físico-químicas de los mismos. Los componentes que dispone el programa son:

- Hidrocarburos: metano, etano, propano, n-butano, n-pentano, n-hexano, n-heptano, n-octano, n-nonano y n-decano.
- Alcoholes: metanol, etanol, 1-propanol, 2-butanol, 1-pentanol, 2-pentanol, 1-hexanol, 2-hexanol, 1-heptanol, 1-octanol, 1-nonanol y 1-decanol.
- Varios: benceno, tolueno, anilina, aire y agua.

### IV.2.1 Propiedades no dependientes de la temperatura

Las propiedades no dependientes de la temperatura, como lo son el peso molecular, la temperatura y presión crítica y el factor acéntrico se obtuvieron a través de un documento de texto (.txt) suministrado por el profesor Domingo Ramírez. Este documento posee una lista de numerosos componentes con un gran número de propiedades.

### **IV.2.2 Propiedades dependientes de la temperatura**

Para estos componentes incorporados al programa se utilizó una serie de correlaciones para determinar sus propiedades físico-químicas dependientes de la temperatura como lo son la viscosidad, la densidad, el calor específico a presión constante y la conductividad térmica. La mayoría de estas correlaciones fueron obtenidas de software de simulación como lo son Pro II y Aspen Hysys. Además se utilizó la bibliografía ingenieril para obtener las que no pudieron ser encontradas en los mencionados softwares.

En el APÉNDICE 1, se presentan todas las correlaciones utilizadas para determinar las propiedades dependientes de la temperatura.

### **IV.2.3 Creación de la base de datos**

Para que el programa pueda utilizar estas propiedades físico-químicas se creó una base de datos en Microsoft Access. Para esto se elaboró una hoja de cálculo en Microsoft Excel, la cual fue exportada a Access a través de una herramienta de importación que posee Access.

### **V.2.4 Reglas de Mezclado para flujo multicomponente**

El programa desarrollado no solo permite evaluar procesos de intercambio de calor en los que los fluidos que intervienen en el mismo son componentes puros, sino que también permite evaluar procesos con mezclas.

Se utilizaron unas reglas de mezclado para determinar las propiedades físicas de las mezclas multicomponentes. En el APÉNDICE 2 se presentan todas las reglas de mezclado incorporadas al programa.

### **IV.3 OBTENCIÓN DEL MODELO DE EVALUACIÓN DE INTERCAMBIADORES DE CALOR EN ESTADO ESTACIONARIO**

En el caso de la evaluación de un intercambiador de calor, se desean conocer las temperaturas de salida de los fluidos que intercambian calor y las caídas de presión dentro de dicho intercambiador. Para la obtención de los modelos de evaluación de los intercambiadores de calor de doble tubo, carcasa y tubos y placas se adaptaron los modelos existentes para diseño.

Se decidió trabajar con el método NUT debido a que este es el método que en la actualidad se utiliza para evaluar intercambiadores de calor, además de que este nunca ha sido utilizado para desarrollar programas en la Escuela de Ingeniería Química. La ventaja del método NUT es que el mismo, sin necesidad de realizar ninguna suposición inicial, puede determinar las temperaturas de salida del intercambiador, eliminando así uno de los ciclos iterativos que deben ser aplicados para la determinación de las temperaturas de salida.

Este método NUT fue combinado con las correlaciones de Sieder y Tate y Hausen, las propuestas por Chester y Jensen (Abdalah, 2002) y las correlaciones propuestas para placas corrugadas en el Heat Transfer Handbook (Bejan y Kraus, 2003) para determinar el coeficiente individual de transferencia de calor. También se utilizó la metodología de Kern (1997) para la corrección de los coeficientes individuales por temperatura de pared. Todo esto para obtener un nuevo modelo de evaluación de intercambiadores de calor. Es importante destacar que el método desarrollado para intercambiadores de carcasa y tubos es aplicable solo para un corte de deflectores del 25%.

#### IV.4 OBTENCIÓN DEL MODELO DE EVALUACIÓN DE INTERCAMBIADORES DE CALOR EN ESTADO DINÁMICO

En el caso del modelo de evaluación de intercambiadores de calor en estado dinámico, se desarrollaron dos modelos distintos. Un modelo complejo para el intercambiador doble tubo y otro menos riguroso para el resto de los intercambiadores a evaluar.

En la sección dinámica se incorporó el modelo correspondiente al circuito de control de temperatura para cada uno de los intercambiadores. Éste contiene, en forma general, la ecuación de la válvula o equipo de control, el algoritmo del controlador y la ecuación del transmisor. Es importante mencionar que el circuito de control para un intercambiador de calor puede realizarse de una cantidad de maneras distintas, pero para este modelo se utilizó un sistema de control sencillo donde se controló únicamente la variable de interés del intercambiador, a partir de una variable manipulada, utilizando un solo tipo de controlador.

##### IV.4.1 Intercambiador de doble tubo

Para el desarrollo del modelo dinámico del intercambiador de doble tubo, se comenzó tomando como volumen de control una sección transversal del tubo interno del intercambiador doble tubo con una longitud lo suficientemente corta como para asumir que sus propiedades se mantienen constantes. A partir de ese volumen de control se obtiene el balance de energía para la sección de tubo interno. De igual manera se realiza para la sección anular y la pared. Los balances de energía de la sección transversal que se obtienen para el tubo interno con dirección de flujo en contracorriente son los siguientes:

$$\frac{\pi * D^2}{4} * \rho_{ti} * C v_{ti} * \frac{\partial T_t}{\partial t} = w_{ti} * C p_{ti} * \frac{\partial T_t}{\partial Z} + h_{io} * \pi * D * (T_w - T_t) \quad (20)$$

Donde:

D: diámetro interno del tubo (m).

$\rho_{ti}$ : densidad del fluido interno ( $\text{kg/m}^3$ ).

$C_{v_{ti}}$ : calor específico a volumen constante del fluido ( $\text{J/kg}^*\text{K}$ ).

$T_t$ : temperatura del fluido que circula por el tubo interno (K).

$w_{ti}$ : flujo másico que circula por el tubo interno ( $\text{kg/s}$ ).

$C_{p_{ti}}$ : calor específico a presión constante del fluido ( $\text{J/kg}^*\text{K}$ ).

$h_{io}$ : coeficiente de transferencia de calor interno referido al área externa ( $\text{W/m}^2^*\text{K}$ ).

$T_w$ : temperatura de la pared del tubo interno (K).

Para el ánulo:

$$\frac{\pi}{4} * (D_2 - D_1)^2 * \rho_a * C_{v_a} * \frac{\partial T_a}{\partial t} = w_a * C_{p_a} * \frac{\partial T_a}{\partial t} + h_o * \pi * D_1 * (T_w - T_a) \quad (21)$$

Donde:

$D_2$ : diámetro interno del ánulo (m).

$D_1$ : diámetro externo del tubo interno (m).

$\rho_a$ : densidad del fluido que circula por el ánulo ( $\text{kg/m}^3$ ).

$C_{v_a}$ : calor específico a volumen constante del fluido ( $\text{J/kg}^*\text{K}$ ).

$T_a$ : temperatura del fluido que circula por el ánulo (K).

$w_a$ : flujo másico que circula por el ánulo ( $\text{kg/s}$ ).

$C_{p_a}$ : calor específico a presión constante del fluido que circula por el ánulo ( $\text{J/kg}^*\text{K}$ ).

$h_o$ : coeficiente individual de transferencia de calor externo ( $W/m^2 \cdot K$ ).

Para la pared:

$$\begin{aligned} \frac{\pi}{4} * (D_1 - D)^2 * \rho_T * C_T * \frac{dT_w}{dt} \\ = h_o * \pi * D_1 * (T_a - T_w) - h_{io} * \pi * D * (T_w - T_t) \quad (22) \end{aligned}$$

Donde:

$\rho_T$ : densidad del material del tubo interno ( $kg/m^3$ ).

$C_T$ : calor específico del material ( $J/kg \cdot K$ ).

Una vez obtenidos los tres balances de energía para un segmento  $\Delta Z$  de longitud, se transformaron a balances de energía para cualquier posición. De esta manera se desarrollaron las ecuaciones diferenciales ordinarias que representan balances de energía por unidad de volumen en cualquier posición  $Z$  y en cualquier tiempo  $t$  del intercambiador. Estas ecuaciones rigen el modelo dinámico de un intercambiador doble tubo.

#### IV.4.2 Intercambiador de carcasa y tubos y placas

Para el desarrollo del modelo dinámico del resto de los intercambiadores se realizó la suposición de cada sección del intercambiador se modela como un tanque de mezclado ideal con chaqueta (Wolff, Mathisen y Skogestad, 1991). Este método es utilizado por simuladores comerciales como Aspen Plus y Hysys. Luyben (1999) prueba que dicho método es adecuado y sus resultados son confiables. Se supuso que el tanque A corresponde a una sección del intercambiador y el tanque B a la otra sección (fluido frío o caliente, sección de carcasa o tubos) y se desarrollaron entonces los balances de energía para ambos tanques y se obtuvo el modelo matemático en condiciones dinámicas para estos intercambiadores.

### **IV.5 DESARROLLO DEL PROGRAMA EN ESTADO ESTACIONARIO Y DINÁMICO**

Una vez obtenido el modelo matemático para cada intercambiador de calor en estado estacionario, se procedió a realizar la programación del mismo. Esto se desarrolló en el lenguaje de programación LabView. Para esto, se adaptaron los modelos obtenidos en un lenguaje que el programa es capaz de procesar.

Inicialmente, se procedió a establecer la comunicación entre la base de datos creada en Microsoft Access y el programa LabView, esto se realizó utilizando la herramienta denominada ODBC (Microsoft Database Connectivity) la cual tiene como objetivo hacer posible el acceso a cualquier dato desde cualquier aplicación. Luego, se desarrolló un código en el lenguaje de programación LabView que permite comunicar la base de datos con el programa para poder obtener las propiedades físicas.

Posteriormente se programaron todas y cada una de las ecuaciones que forman parte del modelo matemático correspondiente a cada intercambiador de calor. Luego las mismas fueron utilizadas como sub-programas o sub-módulos para crear el programa final. El programa fue desarrollado de forma modular, para facilitar su posterior entendimiento o modificación. Luego, se procedió a vincular dichos módulos en el programa definitivo con sus respectivos ciclos iterativos, para luego desarrollar la interfaz amigable con el usuario

Se decidió crear un programa principal que posee a su vez más de 70 sub-programas, por tanto, se creó un proyecto. Un proyecto es una herramienta de LabView que permite agrupar todos los programas que conforman el programa principal de manera ordenada y modificar cualquiera de ellos sin tener que actualizar el programa principal.

Adicionalmente se desarrolló una interfaz del usuario bastante amigable, explícita y fácil de usar. Todo esto se llevó a cabo haciendo uso de la gran variedad de herramientas que contiene LabView.

De manera análoga al desarrollo del programa para el estado estacionario, una vez obtenido el modelo dinámico para cada intercambiador, se procedió a la programación del mismo. Esto se realizó también en el lenguaje de programación LabView. El programa en estado dinámico contiene un modelo para el intercambiador doble tubo y otro modelo distinto para el resto de los intercambiadores.

Cabe destacar que se incorporó el programa en condiciones dinámicas y en estado estacionario en una misma interfaz, para que el usuario pueda realizar ambas simulaciones en un solo ambiente de trabajo.

Para la adaptación del modelo dinámico del resto de los intercambiadores se realizó un proceso más simple, ya que el modelo está formado por ecuaciones diferenciales ordinarias que solo dependen del tiempo.

Al programar los modelos matemáticos en condiciones dinámicas tanto para doble tubo, como para carcasa y tubos y placas se utilizó el método numérico de Euler para la resolución de las ecuaciones diferenciales ordinarias que forman el modelo.

Una vez aplicado el método numérico y seleccionado un intervalo de integración apropiado, se procedió al despliegue de los resultados obtenidos, los cuales se muestran en gráficas que representan el valor de la variable a reportar en función del tiempo. Las variables de importancia en este caso son las temperaturas de cada sección del intercambiador.

## IV.6 VALIDACIÓN DEL PROGRAMA

Para garantizar el buen funcionamiento del programa, tanto en estado estacionario como en dinámico, se procedió a validar los mismos con datos encontrados en la bibliografía especializada (Kern, 1997), en Trabajos Especiales de Grado anteriores que contienen hojas de especificación de intercambiadores de calor de distintos tipos, operativos en plantas de Venezuela (Abdalah, 2002) y por último simuladores comerciales como el Aspen Hysys. Todo esto se realizó con la finalidad de comparar los valores obtenidos por los programas desarrollados con valores reales reportados en dichas fuentes.

En líneas generales la validación se realizó en dos partes, una para el programa en estado estacionario y la otra para el programa en condiciones dinámicas. Es importante destacar que durante la ejecución del programa se realizaron pequeñas validaciones, por ejemplo cada sub-programa se validó por separado antes de ser anexado al programa, para garantizar su correcto funcionamiento.

Además, el módulo correspondiente a la obtención de propiedades físico-químicas, se validó por separado, obteniendo las propiedades de diversos componentes y mezclas y comparándolas con valores obtenidos en la bibliografía. Así se garantizó que las propiedades obtenidas a través de las correlaciones correspondan con las reales de los componentes o mezclas.

## IV.7 ELABORACIÓN DEL MANUAL DE OPERACIÓN DEL PROGRAMA

A pesar de que el programa desarrollado es de fácil manejo, como etapa final en el presente Trabajo Especial de Grado, se elaboró un manual básico de operación para el programa desarrollado, que sirve como guía para el entendimiento y la aplicación de los mismos. En líneas generales, el manual básico de operación contiene una descripción del ambiente de trabajo, así como también de las utilidades y funciones que posee el programa.

## CAPÍTULO V

### RESULTADOS Y ANÁLISIS DE RESULTADOS

El presente Trabajo Especial de Grado tiene como resultado principal el programa llamado INTER-EIQ 1.0, que permite evaluar intercambiadores de calor sin cambio de fase. A continuación se presentan los resultados obtenidos y sus respectivas discusiones.

#### V.1 ANÁLISIS DE GRADOS DE LIBERTAD

En estado estacionario, al restar el número de variables menos el número de ecuaciones aplicando la ecuación (18) se obtienen los grados de libertad:

$$2 * (C + c) + 13 - ((C + c) + 9) = (C + c) + 4 \quad (23)$$

Lo que quiere decir que para que el sistema tenga solución se deben especificar tantas variables como componentes tenga la corriente de interés y adicionalmente dos variables más (C+2) e igualmente para la corriente de servicio (c+2), estas variables son: flujos másicos, temperaturas y presiones de entrada y todas las composiciones menos una para cada sección. Se asume que la geometría del intercambiador es conocida.

En dinámico, Al restar el número de variables menos el número de ecuaciones se tienen los grados de libertad, de acuerdo a la ecuación (24):

$$3(C + c) + 19 - (C + c) + (C + c) + 13 = (C + c) + 6 \quad (24)$$

Se tiene que se deben especificar: temperaturas, presiones y flujos másicos de entrada, C-1 y c-1 composiciones y los volúmenes ocupados por el fluido en cada recipiente.

En el proceso de intercambio de calor en condiciones dinámicas se obtiene una sola variable controlada, la cual es la temperatura de salida de la corriente de interés.

Como para cada variable controlada existe una variable que debe ser manipulada entonces se tiene que la variable manipulada en este caso, para mantener la temperatura de salida de la corriente de interés en su set point, debe ser el flujo másico de la corriente de servicio.

## V.2 BASE DE DATOS DE PROPIEDADES FÍSICO-QUÍMICAS

El programa para obtener las propiedades físico-químicas utiliza una base de datos que contiene las propiedades no dependientes de la temperatura y los coeficientes de las correlaciones de las propiedades dependientes de la temperatura. La base de datos se obtiene a partir de una hoja de cálculo en Microsoft Excel, la cual se exporta a Microsoft Access y se presenta en la Figura N°9.

Component	PM	TC	PC	OMEGA	CPVA	CPVB	CPVC	CPVD	VLC1	VLC2
1-Decanol	158.285	700	22	0	3.48	0.2137	-0.000094	0	-80.656	6325.5
1-Heptanol	116.204	633	30	0.56	1.172	0.1619	-0.000082	0	-78.843	5957.3
1-Hexanol	102.177	610	40	0.56	1.149	0.1407	-0.000072	0	-43.289	4041.2
1-Nonanol	144.2572	668.9	25.66	0.62667	0.305978077960075	0.21077598370928	-1.14532416236167E-04	2.34292187150069E-08	-7.1348	2776.3
1-Octanol	130.231	58	34	0.53	1.474	0.1817	-0.000091	0	-50.674	4725.1
1-Pentanol	88.15	586	38	0.58	0.924	0.1205	-0.000063	0	-22.758	2916.9
1-Propanol	60.096	586	38	0.58	0.924	0.1205	-0.000063	0	-175.28	6104.4
2-Butanol	74.1228	536	41.4	0.576	1.374	0.1014	-0.000056	0	-106.38	7434.3
2-Hexanol	102.177	586.2	33.555	0.56546	1.14934398433344	0.140735858595444	-7.19084571040306E-05	1.2962243496006E-08	-124.44	8342.5
2-Pentanol	88.15	560.4	36.615	0.56247	0.548933229924	0.1276173309193	-7.41964556541E-05	1.694822713186E-08	-108.09	7518.2
Agua	18.015	647.3	217.6	0.344	7.701	0.00046	0.000003	0	-52.843	3703.6
Aire	28.9505	132.45	37.24	0.035	0.941462	0.0001364	0.00000108	0	-20.077	285.15
Anilina	93.129	699	52.4	0.382	9.677	0.1525	-0.000123	0	-171.87	9889.6
Benceno	78.114	562.1	48.3	0.212	-0.409322	0.077620168	-0.000026429087	0	-7.3703	1037.6
Etano	46.069	305.4	48.2	0.098	1.292	0.04254	-0.000017	0	-7.0046	276.38
Etanol	46.069	516.2	63	0.635	6.990266	0.039741987	-0.000011925974	0	7.875	781.98
Metano	16.043	190.6	45.4	0.008	4.598	0.01245	0.000003	0	-6.1572	178.15
Metanol	32.042	512.6	79.9	0.559	5.052	0.01694	0.000006	0	-25.317	1789.2
N-Butano	58.124	425.2	37.5	0.193	2.266	0.07913	-0.000026	0	-7.2471	534.82
N-Decano	142.286	617.6	20.8	0.49	-1.89	0.2295	-0.000126	0	-16.468	1533.5
N-Heptano	100.205	540.2	27	0.351	-1.229	0.1615	-0.000087	0	-24.451	1533.1
N-Hexano	86.178	507.4	29.3	0.296	-1.054	0.139	-0.000074	0	-20.715	1207.5
N-Nonano	128.259	594.6	22.8	0.444	0.751	0.1618	-0.000046	0	-21.149	1658
N-Octano	114.232	568.8	24.5	0.394	-1.456	0.1842	-0.0001	0	-20.463	1497.4
N-Pentano	72.151	469.6	33.3	0.251	-0.866	0.1164	-0.000062	0	-20.383	1050.4

Figura N° 9. Base de datos para propiedades físico-químicas realizada en Microsoft Access.

### V.3 OBTENCIÓN DEL MODELO DE EVALUACIÓN EN ESTADO ESTACIONARIO

El modelo de evaluación en estado estacionario en líneas generales contiene los cálculos presentados en la Figura N° 10.

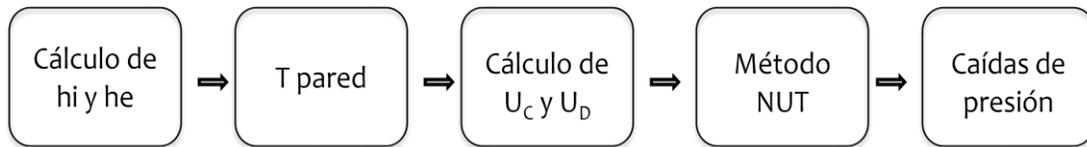


Figura N° 10. Representación general del modelo matemático en estado estacionario en forma de diagrama de bloques.

Debido a que el modelo presenta una gran cantidad de ecuaciones, este se presenta en su totalidad para cada intercambiador de calor en el APÉNDICE 3.

### V.4 OBTENCIÓN DEL MODELO DE EVALUACIÓN EN CONDICIONES DINÁMICAS

Para el intercambiador doble tubo el modelo está formado por las ecuaciones diferenciales ordinarias generadas al aplicar el método de diferencias finitas. En el caso de que el flujo sea en contracorriente:

Para el tubo interno:

$$\begin{aligned} \frac{\pi * D^2}{4} * \rho_{ti} * C_{v_{ti}} * \frac{dT_{tj}}{dt} \\ = w_{ti} * C_{p_{ti}} * \left[ \frac{T_{tj-1} - T_{tj}}{\Delta Z} \right] + h_{io} * \pi * D * (T_{wj} - T_{tj}) \end{aligned} \quad (25)$$

Para el ánulo:

$$\begin{aligned} \frac{\pi}{4} * (D_2 - D_1)^2 * \rho_a * C_{v_a} * \frac{dT_{aj}}{dt} \\ = w_a * C_{p_a} * \left[ \frac{T_{aj} - T_{aj-1}}{\Delta Z} \right] + h_e * \pi * D_1 * (T_{wj} - T_{aj}) \end{aligned} \quad (26)$$

Para la pared:

$$\begin{aligned} \frac{\pi}{4} * (D_1 - D)^2 * \rho_T * C_T * \frac{dT_{wj}}{dt} \\ = h_e * \pi * D_1 * (T_{aj} - T_{wj}) - h_{io} * \pi * D * (T_{wj} - T_{tj}) \end{aligned} \quad (27)$$

En el caso de paralelo:

Para el tubo interno:

$$\begin{aligned} \frac{\pi * D^2}{4} * \rho_{ti} * C_{v_{ti}} * \frac{dT_{tj}}{dt} \\ = w_{ti} * C_{p_{ti}} * \left[ \frac{T_{tj+1} - T_{tj}}{\Delta Z} \right] + h_{io} * \pi * D * (T_{wj} - T_{tj}) \end{aligned} \quad (28)$$

Las ecuaciones correspondientes al ánulo y a la pared no varían.

Para los intercambiadores de placas y carcasa y tubos se obtienen los balances de energía tanto en el tanque A como en el tanque B. Las ecuaciones del modelo se presentan a continuación:

Balance de energía en el tanque A:

$$dT_A = \frac{w_A * C_{p_A} * (T_{Ai} - T_A) + U_D * A_{TC} * (T_A - T_B)}{V_A * \rho_A * C_{v_A}} * dt \quad (29)$$

Donde:

$w_A$ : flujo másico (kg/s).

$C_{p_A}$ : capacidad calorífica del fluido a presión constante (J/kg\*K).

$T_{Ai}$ : temperatura de entrada del tanque A (K).

$T_A$ : temperatura de salida del tanque A (K).

$T_B$ : temperatura de salida del tanque B (K).

$V_A$ : volumen del tanque A (m<sup>3</sup>).

$\rho_A$ : densidad del fluido ( $\text{kg}/\text{m}^3$ ).

$C_{vA}$ : capacidad calorífica del fluido a volumen constante ( $\text{J}/\text{kg}\cdot\text{K}$ ).

Balace de energía en el tanque B:

$$dT_B = \frac{w_B * C_{pB} * (T_{Bi} - T_B) + U_D * A_{TC} * (T_B - T_A)}{V_B * \rho_B * C_{vB}} * dt \quad (30)$$

Como cada tanque se supone que representa a una sección del intercambiador se puede decir que el tanque A representa a la sección de la carcasa en un intercambiador de carcasa y tubos y a la sección del fluido frío para un intercambiador de placas lisas o corrugadas, por tanto el tanque B corresponde a la sección de los tubos de un intercambiador de carcasa y tubos y la sección de fluido caliente para un intercambiador de placas lisas o corrugadas.

Para el cálculo de la presión de salida en condiciones dinámicas se utiliza la ecuación presentada a continuación:

$$w = K * \sqrt{\Delta P} \quad (31)$$

Donde:

w: flujo másico ( $\text{kg}/\text{s}$ ).

K: constante proveniente del estado estacionario ( $\text{kg}/\text{s}\cdot\sqrt{\text{kPa}}$ ).

$\Delta P$ : caída de presión ( $\text{kPa}$ ).

La constante K se determina a través de la misma ecuación, obtenida del estado estacionario.

## V.5 DESARROLLO DEL PROGRAMA EN ESTADO ESTACIONARIO Y DINÁMICO

Cuando se hace inicio del programa se abre la interfaz del programa, en ella existen dos pestañas. La primera pestaña se denomina “INICIO/ Selección de componentes, estado y composición de la mezcla” y se presenta en la Figura N°11.

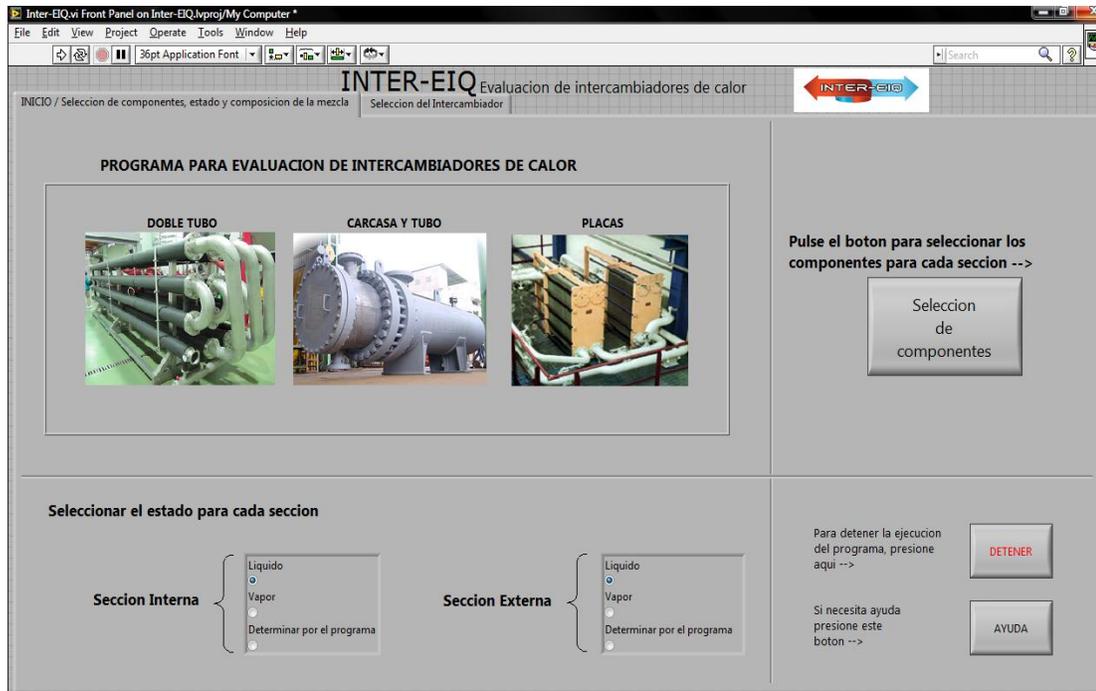


Figura N° 11. Pestaña inicial del programa “INICIO/Selección de componentes, estado y composición de la mezcla”.

En líneas generales, en esta pestaña se le da la bienvenida al usuario. Luego aparece la selección del estado de la mezcla o componente puro, se presentan dos cuadros. En el primero se selecciona el estado para la corriente correspondiente al tubo interno para el intercambiador doble tubo, tubos para el intercambiador de carcasa y tubos y fluido caliente para el intercambiador de placas. En el segundo se selecciona el estado para la corriente correspondiente al ánulo en el intercambiador de doble tubo, carcasa para el de carcasa y tubos y fluido frío para placas.

Posteriormente, en la esquina superior derecha se presenta el botón “Selección de Componentes”, el cual debe ser presionado para proceder a seleccionar los componentes correspondientes a cada sección dependiendo del tipo del intercambiador y también se selecciona la composición en la mezcla. Al presionar este botón se abre una ventana nueva, la cual se presenta en la Figura N°12.

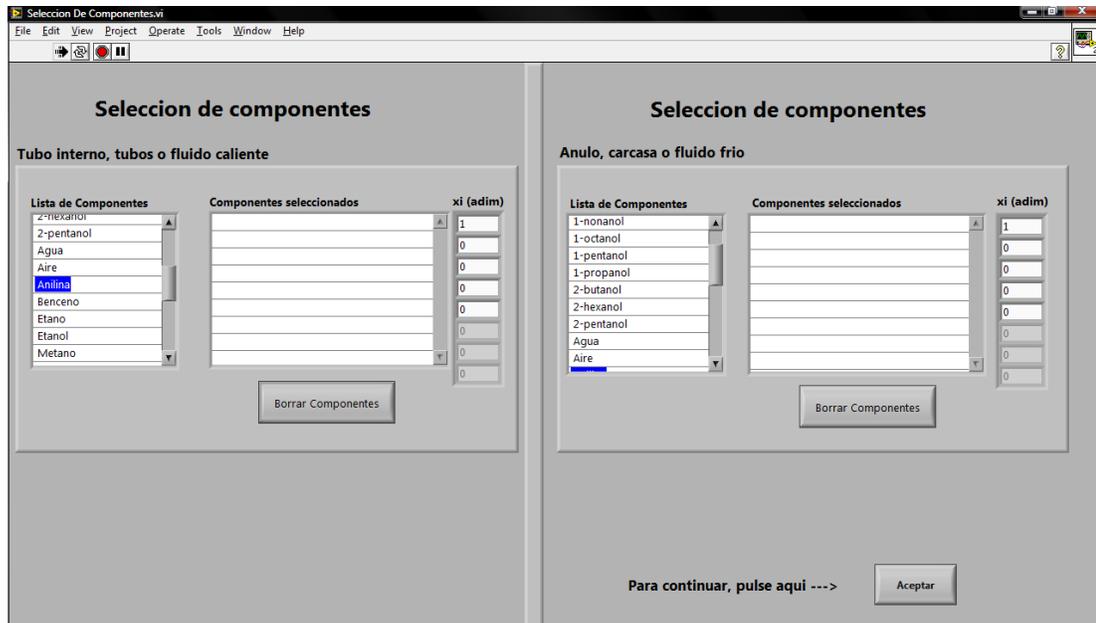


Figura N° 12. Ventana de selección de componentes y composición.

Los componentes se seleccionan haciendo doble click a los mismos sobre la Lista de Componentes. Luego de seleccionar los componentes y de introducir la composición se debe presionar el botón Aceptar.

Luego de salir de esta pestaña, se puede pasar a la siguiente denominada “Selección del intercambiador”. Esta pestaña a su vez contiene cuatro pestañas más, una para cada tipo de intercambiador.

En la Figura N°13 se presenta la pestaña correspondiente al intercambiador de doble tubo, en ella se deben llenar todos los datos de entrada que aparecen.

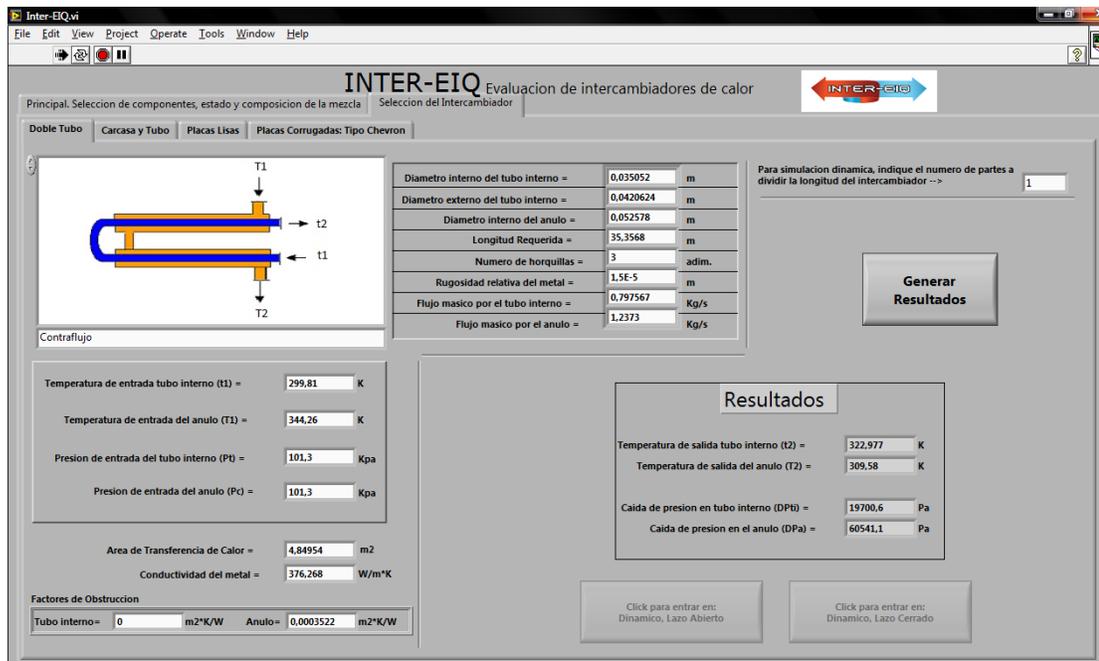


Figura N° 13. Pestaña correspondiente a la simulación de intercambiadores de doble tubo.

La pestaña correspondiente al intercambiador doble tubo, contiene una imagen que cambia de acuerdo al tipo de flujo en el intercambiador (paralelo o contraflujo). La pestaña contiene todos los datos de entrada, las temperaturas y presiones de entrada, los flujos másicos de entrada, geometría del intercambiador, área de transferencia de calor, factor de obstrucción, entre otros.

Del lado derecho se presenta el botón “Generar Resultados”, el cual no debe ser presionado hasta que sean llenados todos los valores de las variables de entrada que se piden. Al presionar el botón se generan los resultados y aparecen en el cuadro de Resultados.

Para la simulación dinámica, se debe indicar el número de partes en las cuales se realizará la división de la longitud del intercambiador de calor. Se recomienda no utilizar un número mayor a veinte debido a que el lazo puede volverse inestable.

En la pestaña aparecen dos botones llamados “Click para entrar en: Dinámico, Lazo Abierto” y “Click para entrar en: Dinámico, Lazo Cerrado”. Al presionar el botón para lazo abierto se abre la ventana que se presenta en la Figura N° 14.

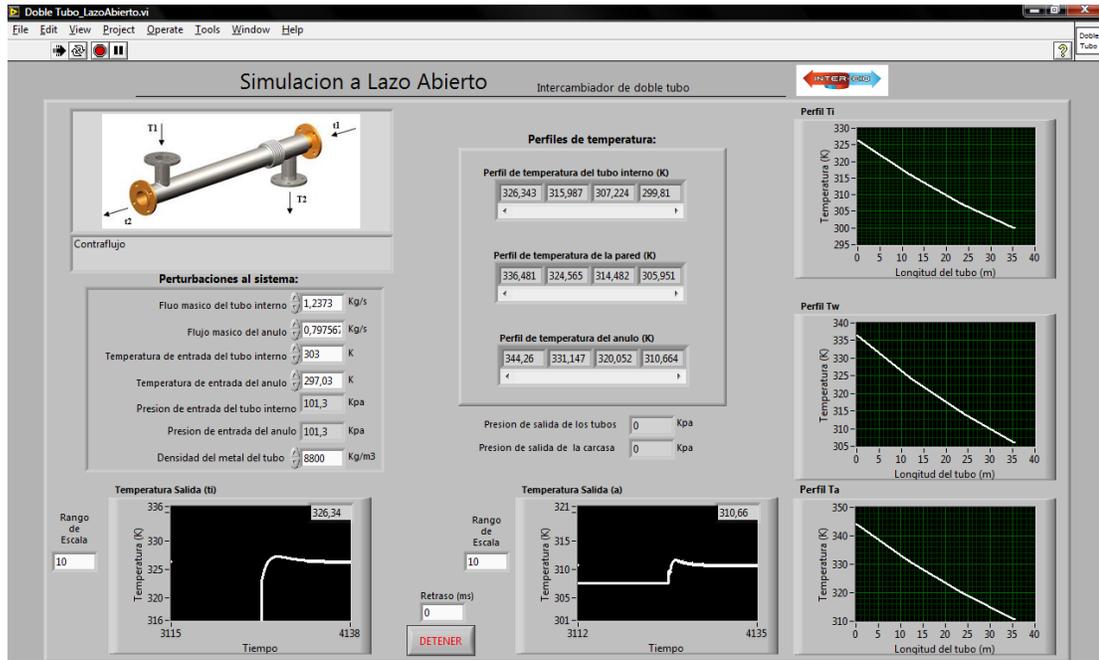


Figura N° 14. Ventana para la simulación dinámica a lazo abierto de intercambiadores de doble tubo.

Del lado derecho se presenta una imagen que cambiará de acuerdo al tipo de flujo (contraflujo o paralelo) seleccionado en el estado estacionado. Debajo de la imagen se presentan todas las perturbaciones del sistema. En cuanto a la densidad del material del tubo, el programa presenta un valor por defecto, que puede ser cambiado si el usuario lo conoce.

En la parte central se presenta el perfil de temperatura del tubo interno, del ánulo y de la pared. Los perfiles cambiarán su dimensión de acuerdo al número de divisiones seleccionadas para la longitud del tubo. La variación de estos perfiles con respecto a la longitud se presenta en los tres gráficos ubicados del lado derecho de la interfaz.

Debajo de los arreglos con los perfiles se presentan las presiones de salida del lado de los tubos y del ánulo. Por último se presentan los gráficos de la variación de las temperaturas de salidas con respecto al tiempo.

Si el usuario desea, puede modificar el retraso o tiempo que espera el programa para realizar cada iteración. Entonces, se pueden visualizar más rápido o más lento los cambios en las variables. Además los rangos de temperatura de los gráficos pueden ser variados por el usuario a su gusto y la escala del gráfico se auto ajusta de acuerdo a los valores de las variables de interés.

Al presionar el botón “Click para entrar en: Dinámico, Lazo Cerrado” se abre la ventana que se presenta en la Figura N° 15.

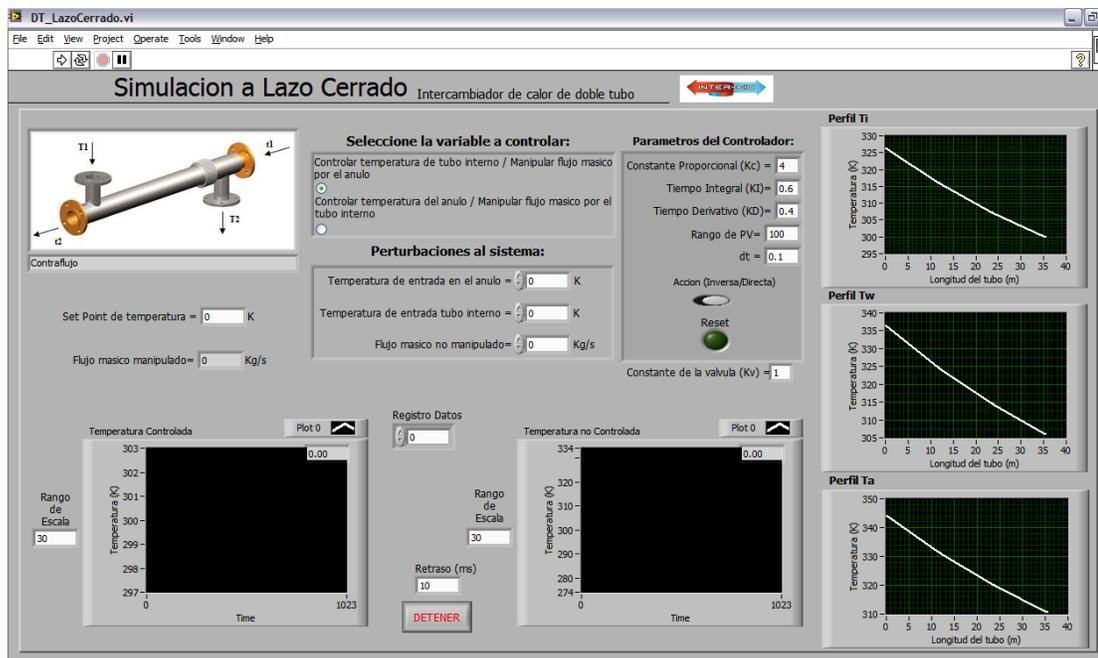


Figura N° 15. Ventana para la simulación dinámica a lazo cerrado de intercambiadores de doble tubo.

Del lado superior izquierdo se presenta la imagen del tipo de intercambiador que se está evaluando, la cual varía dependiendo del tipo de flujo seleccionado en el estado estacionario: paralelo o contracorriente. Debajo, se encuentra el set point de la temperatura controlada y el flujo másico manipulado. El programa posee unos límites

dentro de los cuales puede encontrarse la variable manipulada para impedir que el sistema alcance valores no deseados. El programa toma como valor máximo de flujo a manipular cinco veces el flujo másico promedio entre ambas corrientes.

En la parte central se debe seleccionar la variable que se desea controlar y la variable que se va a manipular para lograr el control. El usuario tiene dos opciones: controlar la temperatura de salida del tubo interno manipulando el flujo másico por el ánulo o controlar la temperatura de salida del ánulo manipulando el flujo másico por el tubo interno. Debajo se presentan las perturbaciones al sistema, el usuario puede variar cualquiera de ellas para estudiar sus efectos en la variable controlada. Del lado izquierdo se presentan los parámetros del controlador, el usuario puede utilizar un controlador proporcional, proporcional integral y proporcional integral derivativo.

Entre los dos gráficos correspondientes a las temperatura de salida se encuentra el cuadro de Registro de Datos, al hacer click derecho sobre él se puede seleccionar la opción exportar para tener los datos en Microsoft Excel de la variable controlada.

Se presentan, además, los gráficos de las temperaturas controlada y no controlada, los cuales, al igual que para lazo abierto poseen un rango de temperatura de los gráficos que puede ser variado por el usuario a su gusto y conveniencia. Además la escala del gráfico va variando automáticamente de acuerdo a las variaciones en las variables de interés.

Del lazo derecho de la pantalla se presentan tres gráficas colocadas en secuencia vertical. La gráfica superior representa el perfil de temperatura del tubo interno, la gráfica central representa el perfil de temperatura de la pared y la gráfica inferior representa el perfil de temperatura del ánulo. Las tres gráficas tienen como variable independiente la longitud del intercambiador de calor, de esta forma, logran representar el comportamiento de las temperaturas del intercambiador en cualquier punto de longitud del mismo y para un tiempo específico.

Por último, lazo cerrado también posee el parámetro denominado “Retraso”, el cual permite generar un atraso en la velocidad con la que se ejecuta el programa, para así poder presenciar mejor las condiciones de salida o los cambios a gusto del usuario. La segunda pestaña corresponde al intercambiador de carcasa y tubos, la cual es parecida a la de doble tubo explicada anteriormente. A continuación se presenta la Figura N°16 la cual presenta la pestaña perteneciente al intercambiador de carcasa y tubos.

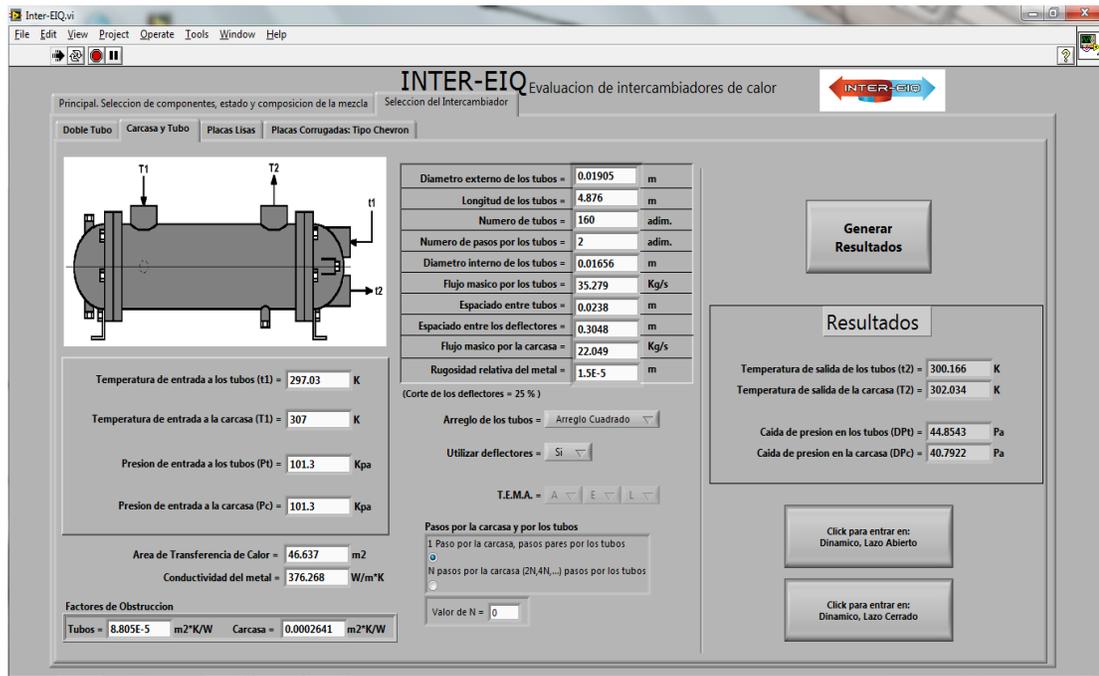


Figura N° 16. Pestaña perteneciente a la simulación de intercambiadores de carcasa y tubos.

Del lado derecho se presenta una imagen del intercambiador, luego aparecen todos los datos de entrada que deben ser llenados. En cuanto a los intercambiadores de carcasa y tubos se puede realizar la evaluación en el caso de que el intercambiador no tenga deflectores. En la parte central aparece la opción de seleccionar “utilizar deflectores”.

También puede seleccionarse si el intercambiador de calor de carcasa y tubos posee un arreglo triangular o cuadrado de los tubos, así como también, el número de pasos por la carcasa y por los tubos.

De igual manera se presenta el botón “Generar Resultados”, que luego de ser presionados, aparecen los resultados de la evaluación en el cuadro de Resultados. Existen dos botones para entrar a la simulación dinámica a lazo cerrado y lazo abierto.

Es importante destacar que para los intercambiadores de carcasa y tubos, placas lisas y corrugadas se desarrolla el mismo modelo matemático en condiciones dinámicas, basándose en la teoría del modelado del intercambiador como tanques en serie que intercambian calor (Wolff et al, 1991).

De tal manera, las ventanas pertenecientes a la simulación dinámica tanto a lazo abierto, como a lazo cerrado poseen el mismo código y la misma interfaz. La diferencia radica en que el programa debe tomar datos de la corrida estacionaria para poder realizar la simulación dinámica, lo que requiere poseer ventanas distintas para cada tipo de intercambiador de calor. En la Figura N°17 se presenta una imagen que contiene la ventana que aparece al entrar en la simulación a lazo abierto



Figura N° 17. Ventana para la simulación dinámica a lazo abierto del intercambiador de carcasa y tubos.

Del lado izquierdo se presenta una imagen del tipo de intercambiador de calor que se está evaluando. En la parte central aparecen las perturbaciones al sistema, el usuario puede elegir la variable que desee perturbar para estudiar los efectos de estas perturbaciones sobre el sistema. Pueden ser el flujo másico o temperatura de cualquiera de las entradas. También se presenta la presión de entrada de ambas secciones del intercambiador, para que posteriormente sea agregada como perturbación al sistema.

En esa ventana aparecen tres gráficos, uno para las presiones de salida, el cual representa los cambios en las presiones de salida ante las perturbaciones introducidas en el sistema. Los otros gráficos representan la variación de las temperaturas de salida con respecto al tiempo. Por medio de estos dos gráficos se pueden estudiar los efectos de las perturbaciones sobre las variables principales a lazo abierto, que en este caso son las temperaturas de salida.

El rango de temperatura de los gráficos y el de presión se colocan de manera que puedan ser variados por el usuario a su gusto y conveniencia y además la escala del gráfico va variando automáticamente de acuerdo al valor de las variables de interés.

También el usuario puede modificar el retraso, el cual se define como el tiempo en mili-segundos que espera el programa para correr cada iteración. Entonces, si el usuario desea ver los cambios en las variables más rápido o lento puede hacerlo modificando el retraso.

Si se desea estudiar los efectos de las perturbaciones en el sistema pero a lazo abierto, entonces debe darse click al botón “Click para entrar en: Dinámico Lazo Cerrado”, que aparece en la pestaña correspondiente al intercambiador de carcasa y tubos en el programa principal. Al darle click a este botón aparecerá una ventana con una interfaz distinta. En la Figura N°18 se presenta esta ventana.

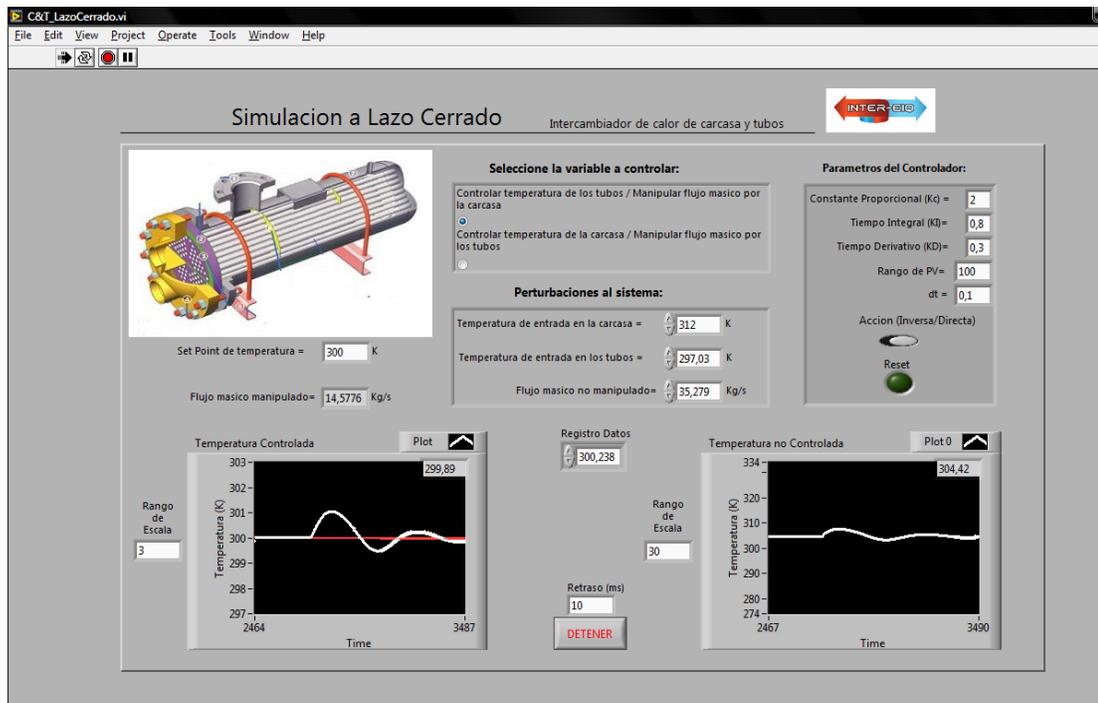


Figura N° 18. Ventana para la simulación dinámica a lazo cerrado de intercambiadores de carcasa y tubos.

De forma similar al intercambiador de calor de doble tubo, se presenta la simulación dinámica a lazo cerrado para el intercambiador de calor de carcasa y tubos. En la esquina superior izquierda se presenta, en este caso, la imagen de un intercambiador de calor genérico de carcasa y tubos. Análogamente a la ventana de la simulación dinámica del intercambiador de doble tubo, se encuentran: el set point de la temperatura controlada, el indicador del flujo másico manipulado, la opción de selección del tipo de control a realizar, las perturbaciones que presenta el sistema y que pueden ser modificadas, los parámetros del controlador, los gráficos de la temperatura controlada y la no controlada y el retraso de la ventana respectivo). La diferencia fundamental con la ventana del intercambiador doble tubo es que el intercambiador de carcasa y tubos no genera perfiles de temperatura a lo largo del mismo; exceptuando lo anterior su contenido es prácticamente el mismo.

La tercera pestaña de la “Selección del Intercambiador” corresponde al intercambiador de placas lisas. La Figura N°19 presenta la interfaz antes mencionada.

Principal. Selección de componentes, estado y composición de la mezcla Selección del Intercambiador

Doble Tubo Carcasa y Tubo Placas Lisas Placas Corrugadas: Tipo Chevron

Ancho del canal de las placas =	0,015	m
Ancho de placa =	1,003	m
Numero de pasos =	10	adim.
Flujo masico del fluido frio =	128	Kg/s
Flujo masico del fluido caliente =	119	Kg/s
Conductividad del metal =	14	W/m*K
Espesor de placa =	0,0006	m
Longitud de placa =	2,399	m

Generar Resultados

Temperatura de entrada para fluido caliente (T1) = 323 K

Temperatura de entrada para fluido frio (T1) = 304 K

Presion de entrada para fluido caliente (P\_fc) = 570 Kpa

Presion de entrada para fluido frio (P\_ff) = 380 Kpa

Area de Transferencia de Calor = 298,2 m2

Factores de Obstruccion

Fluido caliente = 0,00015 m2\*K/W Fluido frio = 0,00015 m2\*K/W

Resultados

Temperatura de salida para fluido caliente (T2) = 311,557 K

Temperatura de salida para fluido frio (T2) = 314,611 K

Caída de presión para fluido caliente (DPH) = 162845 Pa

Caída de presión para fluido frio (DPC) = 192307 Pa

Click para entrar en: Dinamico, Lazo Abierto

Click para entrar en: Dinamico, Lazo Cerrado

Figura N° 19. Pestaña correspondiente al intercambiador de placas lisas en estado estacionario.

La estructura de la pestaña es similar a las dos anteriores, se presenta la imagen del intercambiador a evaluar, todos los datos de entrada, las temperaturas y presiones de entrada, los flujos másicos de entrada, geometría del intercambiador, área de transferencia de calor, factor de obstrucción, entre otros. Todos estos campos deben ser llenados para poder presionar el botón “Generar Resultados”.

También aparecen los dos botones para la simulación dinámica y las ventanas que son abiertas son bastante similares a las de carcasa y tubos ya explicadas.

La cuarta y última pestaña de la “Selección del Intercambiador” corresponde al intercambiador de placas corrugadas tipo chevron. En la figura N°20 se presenta la pestaña antes mencionada.

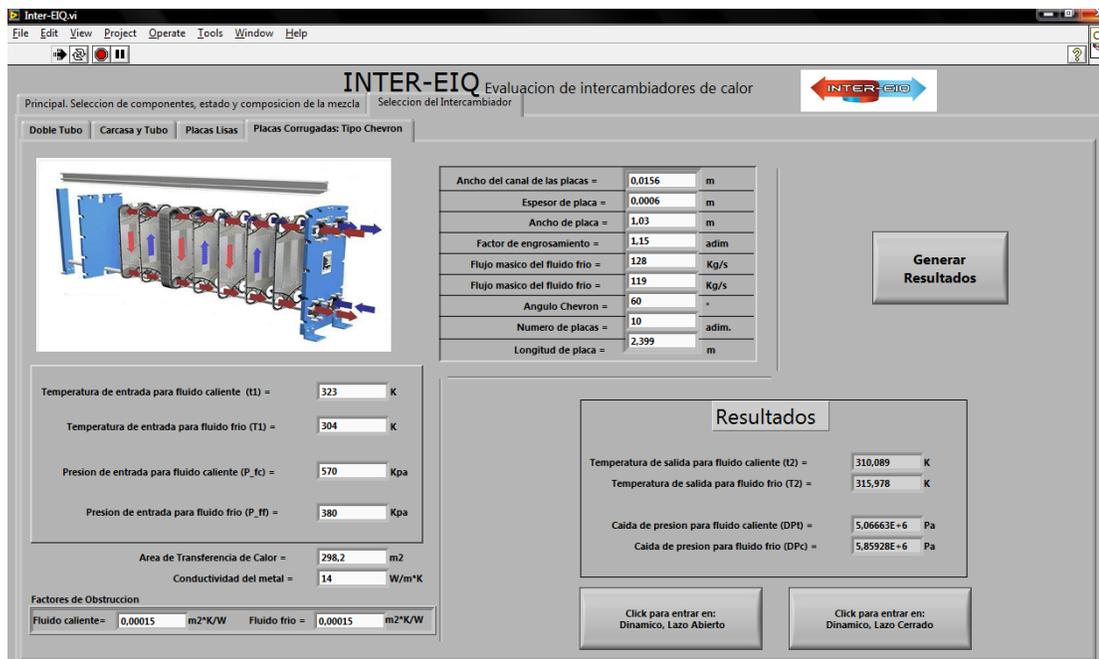


Figura N° 20. Pestaña correspondiente a la evaluación del intercambiador de placas corrugadas tipo chevron.

Esta pestaña es similar a la presentada para el intercambiador de placas lisas. Sin embargo, en los datos de entrada se añaden los efectos de las corrugaciones tipo chevron sobre los parámetros más importantes de la transferencia de calor. Estas corrugaciones son las más utilizadas a nivel industrial.

También aparecen los dos botones para la simulación dinámica y las ventanas que son abiertas son bastante similares a las de carcasa y tubos ya explicadas. En la Figura N°21 se presenta la imagen de la ventana para la simulación de un intercambiador de placas lisas a lazo abierto.

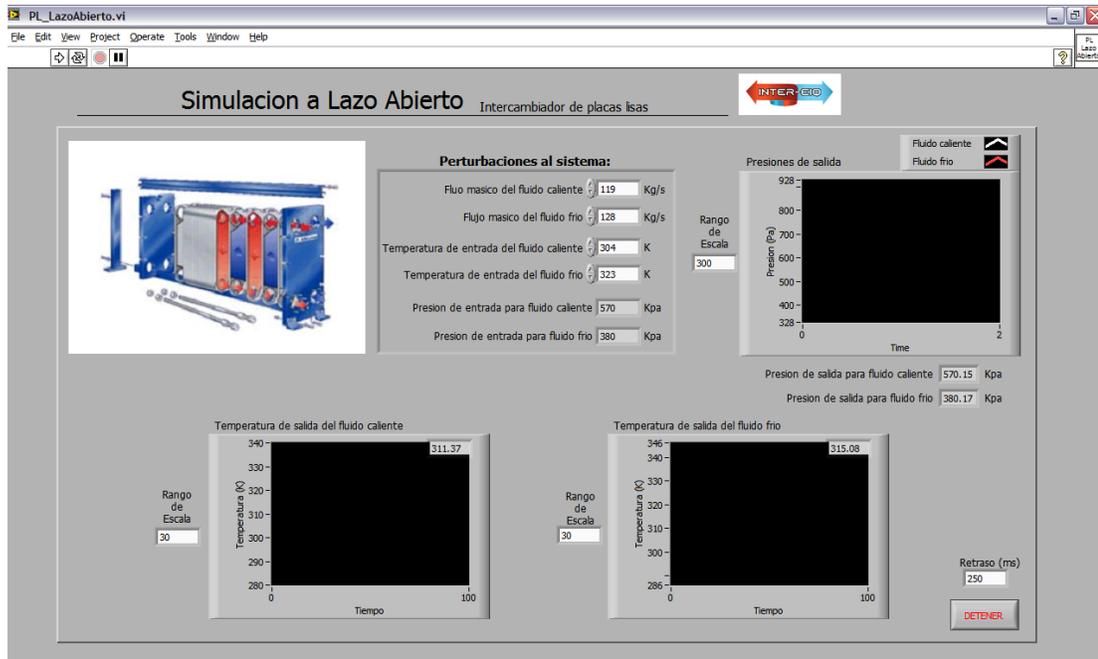


Figura N° 21. Pestaña correspondiente a la simulación dinámica del intercambiador de placas lisas a lazo abierto.

Esta ventana es similar a la presentada para carcasa y tubos, del lado izquierdo se presenta la imagen del intercambiador que está siendo evaluado. En la parte central aparecen las perturbaciones del sistema, el flujo másico o temperatura de ambos fluidos. Luego aparecen tres gráficos, uno para las presiones de salida y dos para representar la variación de la temperatura de salida con respecto al tiempo. Por medio de estos gráficos se pueden estudiar los efectos de las perturbaciones sobre las variables principales a lazo abierto.

De igual manera que para carcasa y tubos, se puede variar el rango de temperatura de los gráficos y la escala del gráfico va variando automáticamente de acuerdo a las variaciones en las variables de interés. También el usuario puede modificar el retraso.

Para estudiar las perturbaciones a lazo cerrado se debe presionar el botón “Click para entrar en: Dinámico Lazo Cerrado”. En la Figura N°22 se presenta la

ventana que se abre al presionar el botón “Click para entrar en: Dinámico Lazo Cerrado”.

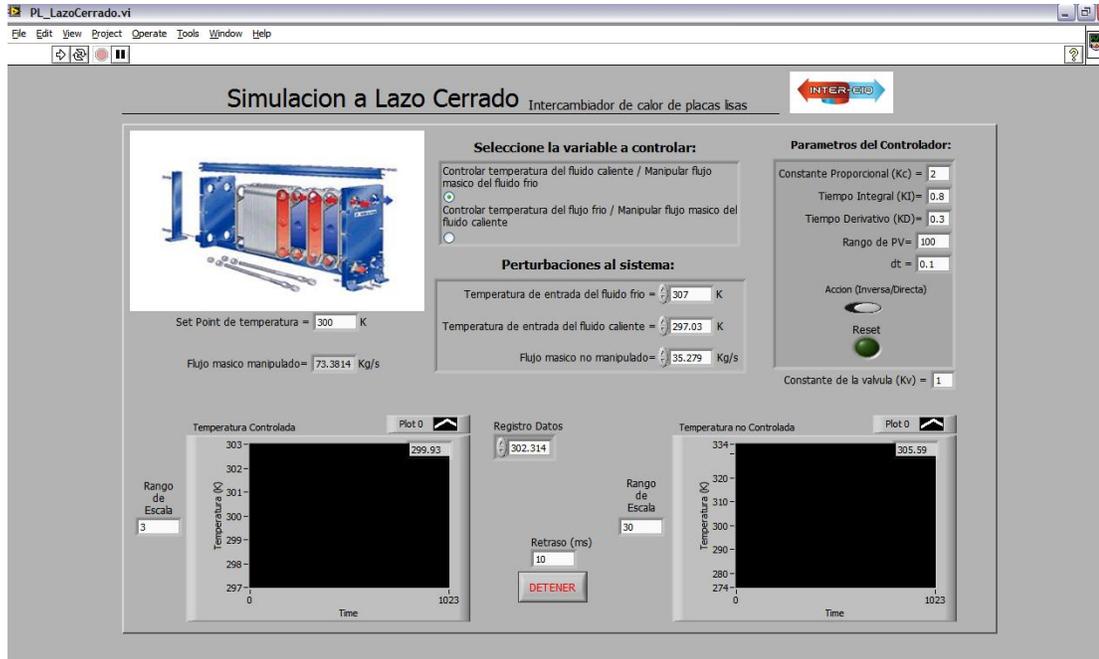


Figura N° 22. Pestaña correspondiente a la simulación dinámica del intercambiador de placas lisas a lazo cerrado.

Esta ventana es análoga a la presentada para el intercambiador de carcasa y tubos a lazo cerrado, la diferencia radica en las variables controladas y manipuladas. En este caso se tienen dos opciones: controlar la temperatura del fluido caliente, manipulando el flujo másico del fluido frío y por otro lado, controlar la temperatura del fluido frío, manipulando el flujo másico del fluido caliente. Por último, la Figura N°23 corresponde al intercambiador de placas lisas.

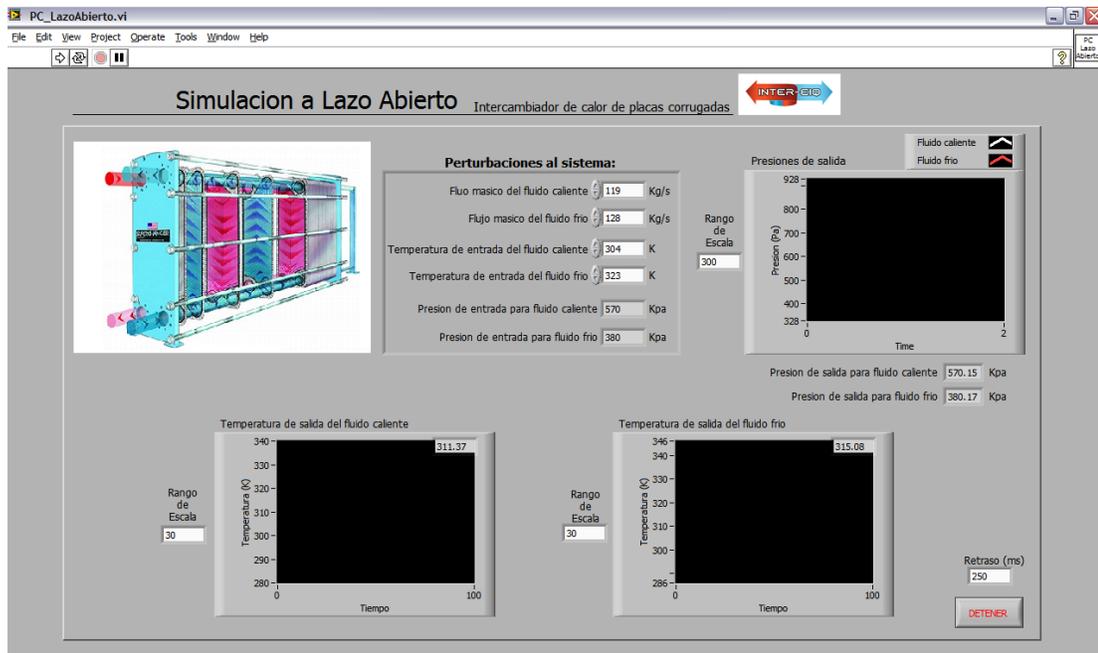


Figura N° 23. Pestaña correspondiente a la simulación dinámica del intercambiador de placas lisas a lazo abierto.

Esta ventana es análoga a la presentada para el intercambiador de placas lisas a lazo abierto. Posee las mismas variables de perturbación y las mismas funciones.

Aparecen en la ventana, las variables de perturbación del sistema: el flujo másico o temperatura de ambos fluidos, tres gráficos, uno para las presiones de salida y dos para representar la variación de la temperatura de salida con respecto al tiempo. Por medio de estos gráficos se pueden estudiar los efectos de las perturbaciones sobre las variables principales a lazo abierto.

En la Figura N°24 se presenta la ventana que se abre al presionar el botón “Click para entrar en: Dinámico Lazo Cerrado” para el intercambiador de placas corrugadas.

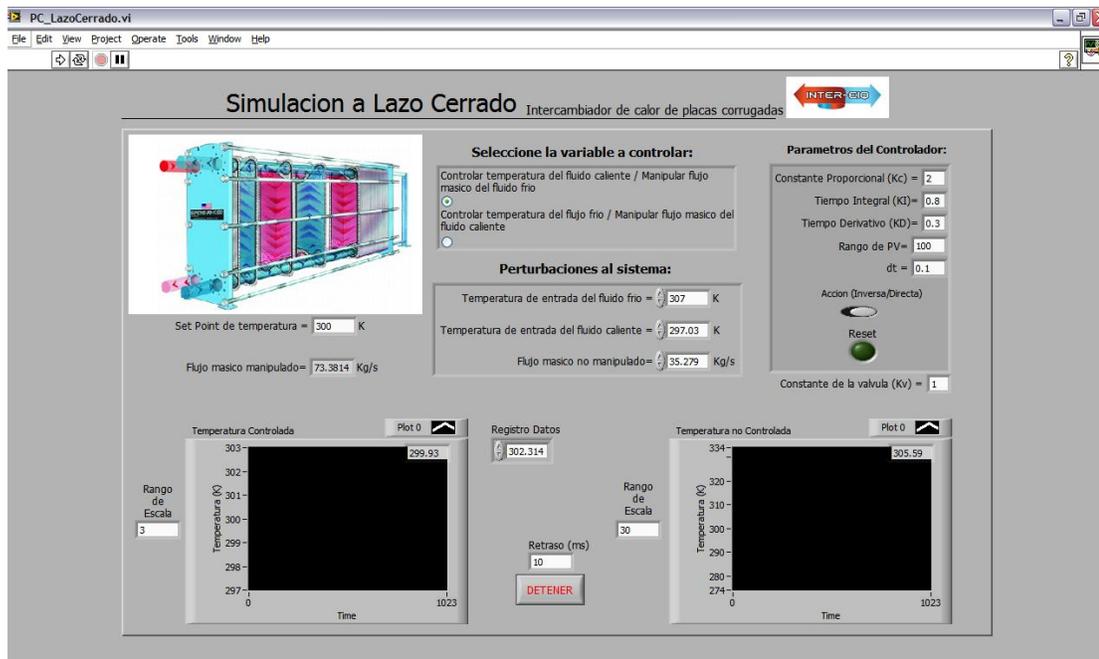


Figura N° 24. Pestaña correspondiente a la simulación dinámica del intercambiador de placas corrugadas a lazo cerrado

Esta ventana es análoga a la presentada para el intercambiador de placas lisas a lazo cerrado.

## V.6 VALIDACIÓN DEL PROGRAMA

En esta sección se presenta la validación del programa en estado estacionario y condiciones dinámicas.

### V.6.1 Validación del programa en estado estacionario

Para la validación se elaboran una serie de tablas que presentan los valores de las variables más importantes en la evaluación de los distintos tipos de intercambiadores de calor dados por las fuentes antes mencionadas y los obtenidos por el programa desarrollado, así como también se presenta el porcentaje de desviación que existe entre los dos valores antes mencionados.

### Intercambiadores de doble tubo

El primer problema seleccionado para la validación del intercambiador doble tubo es un problema que se encuentra en el libro de transferencia de calor de Kern (1997), se encuentra en la página 143 y es el ejercicio 6.1. En el APÉNDICE 6 se presenta el enunciado completo del problema descrito. A continuación se presenta la Tabla N°5 correspondiente al ejemplo:

Tabla N° 5. Resultados de la validación con el problema 6.1.

Variable	Unidades	Valor Programa	Valor Referencia	Desviación %
Temperatura de salida fluido tubo interno	K	323	322	<1
Temperatura de salida fluido ánulo	K	310	311	<1
Caída de Presión fluido tubo interno	kPa	21,32	22,1	4
Caída de presión fluido ánulo	kPa	66,34	63,4	5

Como se puede observar, los valores del porcentaje de desviación son en su mayoría menores o muy cercanos al 5%. Los valores de las temperaturas de salida, que son las variables de interés tienen una desviación menor al 1%, lo cual indica que el programa es bastante preciso para la evaluación de intercambiadores de doble tubo. Esta desviación se puede atribuir al hecho de suponer el material del intercambiador como acero comercial, a pesar de desconocer el utilizado por el Kern. Para el caso de las caídas de presión las desviaciones son menores al 5%, esto puede ser atribuido a que el programa utiliza unas correlaciones distintas para la obtención de las propiedades físicas a las utilizadas en el libro. Así mismo, la rugosidad relativa del material se supone como acero comercial, que si bien es el material más común que puede ser utilizado, se desconoce el material utilizado por el libro.

### Intercambiadores de carcasa y tubos

El primer problema seleccionado para validar el programa de carcasa y tubos se encuentra en el libro Kern de transferencia de calor. Es el problema 7.4 que se encuentra en la página 191. El problema completo se presenta en el APÉNDICE 6. A continuación se presenta la Tabla N°6 correspondiente al ejemplo:

Tabla N° 6. Resultados de la validación con el problema 7.4.

<b>Variable</b>	<b>Unidades</b>	<b>Valor Programa</b>	<b>Valor Referencia</b>	<b>Desviación %</b>
Temperatura de salida fluido carcasa	K	302	303	<1
Temperatura de salida fluido tubos	K	300	300	<1
Caída de Presión fluido carcasa	kPa	57,7	57,8	<1
Caída de presión fluido tubos	kPa	43,8	41,5	6

Los resultados obtenidos en la tabla N°6 reflejan que el método de evaluación empleado para la estimación de las temperaturas de salida del intercambiador es eficiente, ya que se observa que los porcentajes de desviación correspondientes a las mismas son menores al 1. Para el caso de las caídas de presión las desviaciones son menores al 5%, esto puede ser atribuido a que el programa utiliza unas correlaciones distintas para la obtención de las propiedades físicas a las utilizadas en el libro. Así mismo, la rugosidad relativa del material se supone como acero comercial, que si bien es el material más común que puede ser utilizado, se desconoce el material utilizado por el libro.

El intercambiador de carcasa y tubos del ejemplo 7.4 del Kern, también es evaluado por medio del simulador comercial Aspen Hysys, para así poder comparar las desviaciones existentes entre los valores reportados por el mismo y los obtenidos por nuestro programa. Es importante destacar que para realizar la simulación en Aspen Hysys se deben conocer: flujos másicos, composiciones, temperaturas y

presiones de las corrientes de entrada, número de pasos por la carcasa y por los tubos, número de tubos, espaciado entre tubos, diámetro interno y externo de los tubos y longitud de los tubos. A continuación se presenta la Tabla N°7 que contiene los resultados obtenidos a través de Hysys y los valores obtenidos a través del programa.

Tabla N° 7. Resultados de la simulación a través de Hysys para el problema 7.4.

<b>Variable</b>	<b>Unidades</b>	<b>Valor Programa</b>	<b>Desviación %</b>	<b>Valor Hysys</b>	<b>Desviación %</b>
Temperatura de salida carcasa	K	302	<1	303	<1
Temperatura de salida tubos	K	300	<1	300	<1
Caída de presión carcasa	kPa	57,7	<1	52,9	9
Caída de Presión tubos	kPa	43,8	6	36	13

En la Tabla N°7 se pueden observar las desviaciones que presenta el simulador comercial Hysys con respecto al valor de referencia (Kern, 1997). Es importante destacar que el simulador Hysys presenta mayores desviaciones que el programa desarrollado, esto se puede atribuir al hecho de que el simulador comercial Hysys no permite definir el material tanto de los tubos, como de la carcasa. Por lo tanto, se desconoce el material que Hysys tiene por defecto.

Para evaluar las limitaciones que presenta el programa, para fluidos que operan a presiones mayores a 1000 kPa (10 atm), se realiza el estudio de un intercambiador que opera con “Gas Combinado”, que se asume como Gas Natural y “Vapor HHPS” o vapor de alta presión. Las presiones de entrada a este intercambiador son 10780 kPa para el gas combinado y 9600 kPa para el vapor HHPS. Este intercambiador 33-E-102 se encuentra ubicado en la refinería Cardón (Abdalah, 2002). En el APÉNDICE 6 se presenta el enunciado del problema completo y en el APÉNDICE 7 su hoja de especificación.

Este problema no fue validado con la hoja de especificación presentada por Abdalah (2002), ya que la misma presenta una inconsistencia al tener como entrada de la carcasa “Vapor HPPS”. Al comprobar el estado de esa corriente en sus condiciones de presión y temperatura, se determina que la misma se encuentra en estado líquido. El estado de esta corriente se determina a través del programa desarrollado, Hysys y manualmente a través de la ecuación de Antoine y las tablas de vapor. Entonces se decide tomar el ejemplo de la hoja de especificación y validar el resultado del programa utilizando el simulador Hysys. Adicionalmente para realizar la simulación en ambos programas se supone que la composición del “gas combinado” es 95% metano, 0,5% etano.

En la Tabla N°8 presentada a continuación se encuentran los resultados de la simulación con Hysys y con el programa desarrollado. Así como también se presenta la desviación existente entre los valores obtenidos por el programa y los obtenidos en la simulación con Hysys.

Tabla N° 8. Resultados obtenidos de la simulación con Hysys.

<b>Variable</b>	<b>Unidades</b>	<b>Valor Programa</b>	<b>Valor Hysys</b>	<b>Desviación %</b>
Temperatura de salida carcasa	K	438	416	5
Temperatura de salida tubos	K	478	487	2

En la Tabla N°8 se puede observar que la desviación de las temperaturas de salida es menor al 5%. Sin embargo, la diferencia en Kelvin es de 20 grados. Por lo que se puede comprobar que la ausencia de modelos termodinámicos y correlaciones de propiedades físicas adecuadas para presiones mayores a 1000 kPa (10 atm) se traduce en una desviación en las condiciones de salida del intercambiador. Las caídas de presión no son comparadas, ya que al trabajar con gases a alta presión, se necesita realizar el balance de energía mecánica considerando fluidos compresibles (Mc Cabe,

2007). Las correlaciones utilizadas por el programa desarrollado son válidas para fluidos incompresibles.

### **Intercambiadores de placas**

Los intercambiadores de placas se evalúan por dos métodos distintos, el de Chester y Jensen para placas lisas (Abdalah, 2002) y propuesto por Bejan y Kraus para placas con corrugaciones tipo chevron (Bejan y Kraus, 2003). El primer ejemplo tomado para la validación de los intercambiadores de placas lisas y corrugadas es un intercambiador de placas ubicado en la refinería Cardón cuyo número es 33-E-140. Los detalles correspondientes a su hoja de especificación se encuentran en el APÉNDICE 6, así como la hoja de especificación utilizada se presenta en el APÉNDICE 7. Es importante destacar que se desconoce si el intercambiador de calor a evaluar es de placas lisas o corrugadas, ya que en la hoja de especificación no se presenta información acerca de la presencia de corrugaciones en el intercambiador.

Para ser validado el programa de placas corrugadas, el programa BJAC de Aspen presenta una serie de valores típicos del ángulo chevron y el ancho del canal de acuerdo a diferentes fabricantes. Estos fabricantes están divididos de acuerdo a las dimensiones de la placa. Entonces, con las dimensiones de la placa, se busca el fabricante de placas tipo chevron correspondiente y se obtienen entonces los valores de ángulo chevron y ancho del canal.

Se realiza la validación con ambos métodos y los resultados se presentan en la Tabla N°9 que se presenta a continuación:

Tabla N° 9. Resultados de la validación con el intercambiador 33-E-140.

<b>Placas lisas</b>				
<b>Variable</b>	<b>Unidades</b>	<b>Valor Programa</b>	<b>Valor Referencia</b>	<b>Desviación %</b>
Temperatura de salida fluido caliente	K	310	308	<1
Temperatura de salida fluido frío	K	316	318	<1
Caída de presión para el fluido caliente	kPa	27090	-	-
Caída de presión para el fluido frío	kPa	31815	-	-
<b>Placas corrugadas</b>				
<b>Variable</b>	<b>Unidades</b>	<b>Valor Programa</b>	<b>Valor Referencia</b>	<b>Desviación %</b>
Temperatura de salida fluido caliente	K	309	308	<1
Temperatura de salida fluido frío	K	317	318	<1
Caída de presión para el fluido caliente	kPa	292000	-	-
Caída de presión para el fluido frío	kPa	341000	-	-

En la Tabla N°9 se puede observar que las temperaturas de salida obtenidas para el intercambiador de placas lisas y el de placas corrugadas tipo chevron son muy similares. Lo que lleva a la conclusión de que ambos métodos son bastante aproximados en la estimación de las temperaturas de salida. Por esta razón, es bastante común realizar la evaluación de intercambiadores de calor de placas, asumiendo que los efectos de las corrugaciones en las mismas no son significativos como para ser tomados en cuenta en el modelo.

En el caso de las caídas de presión, a pesar de que no se posee un valor de referencia, se sabe que son erróneas, ya que la presión de salida del intercambiador es

mayor a la presión de entrada. Sin embargo, puede que los datos geométricos del intercambiador presentados en la hoja de operación sean erróneos, como ocurrió en la utilizada para el intercambiador de carcasa y tubo.

El segundo ejemplo tomado para la validación de los intercambiadores de placas lisas y corrugadas es una hoja de especificación o data sheet de un intercambiador de placas ubicado en la refinería Cardón cuyo número es 33-E-127. Es importante destacar que se desconoce si el intercambiador de calor a evaluar es de placas lisas o corrugadas. Se realiza la validación con ambos métodos y los resultados se presentan en la Tabla N°10 que se presenta a continuación:

Tabla N° 10. Resultados de la validación con el intercambiador 33-E-127.

<b>Placas lisas</b>				
<b>Variable</b>	<b>Unidades</b>	<b>Valor Programa</b>	<b>Valor Referencia</b>	<b>Desviación %</b>
Temperatura de salida fluido caliente	K	316	314	<1
Temperatura de salida fluido frío	K	310	313	<1
Caída de presión para el fluido caliente	kPa	1142	-	-
Caída de presión para el fluido frío	kPa	632	-	-
<b>Placas corrugadas</b>				
<b>Variable</b>	<b>Unidades</b>	<b>Valor Programa</b>	<b>Valor Referencia</b>	<b>Desviación %</b>
Temperatura de salida fluido caliente	K	314	314	<1
Temperatura de salida fluido frío	K	313	313	<1
Caída de presión para el fluido caliente	kPa	52955	-	-
Caída de presión para el fluido frío	kPa	27580	-	-

Con este ejemplo se corrobora lo discutido con el ejemplo anterior. Puede observarse que las correlaciones propuestas por Bejan y Kraus (2003) son bastante precisas para la determinación de las temperaturas de salida. Las caídas de presión de igual manera son erróneas, por tanto se recomienda revisar las correlaciones programadas para placas lisas y corrugadas. De igual manera, se recomienda ampliar la validación con otros problemas que sí posean valor de referencia.

A pesar de que la validación se realiza con éxito se presenta un problema durante la misma. Se cree que con las hojas de especificación presentadas por Abdalah (2002) se puede realizar la validación de los programas en estado estacionario, ya que Abdalah (2002) indica en su Trabajo Especial de Grado, que con las mismas, se realiza la validación de su programa desarrollado para la evaluación de intercambiadores en estado estacionario. Sin embargo, cuando se realiza la validación del programa con las hojas de especificación se observa que las mismas tienen ciertos datos en blanco, los cuales son necesarios como datos de entrada tanto para el programa desarrollado como para el desarrollado por Abdalah (2002).

Para cumplir con el objetivo propuesto, en el caso de los intercambiadores de carcasa y tubos, se toman algunos de los intercambiadores encontrados en las hojas de especificación, pero no se realiza la validación con los mismos, sino que se elabora la simulación en Hysys para tener resultados más confiables. En el caso de placas corrugadas, se utiliza el software de simulación BJAC de Aspen para obtener las especificaciones de las corrugaciones de la placa.

### **V.6.2 Validación del programa en condiciones dinámicas**

A continuación se presenta la comparación del programa desarrollado con el simulador Hysys, evaluando los intercambiadores de doble tubo a lazo abierto y los de carcasa y tubos a lazo abierto y lazo cerrado, para así poder validar los dos modelos desarrollados.

### Intercambiador de doble tubo

Se utiliza el ejemplo N°1 utilizado para la validación en estado estacionario. En este caso se realizan variaciones del flujo másico de entrada del tubo interno y se estudian los cambios en la temperatura de salida del fluido que circula por el ánulo y el tubo interno. El valor inicial del flujo másico de entrada del tubo interno es de 1,23 kg/s.

A continuación se presenta la Figura N° 25 que representa la variación de la temperatura de salida del fluido que circula por el ánulo con respecto a cambios en el flujo de entrada del tubo interno. Se reflejan tanto los valores reportados por Hysys, como por el programa desarrollado.

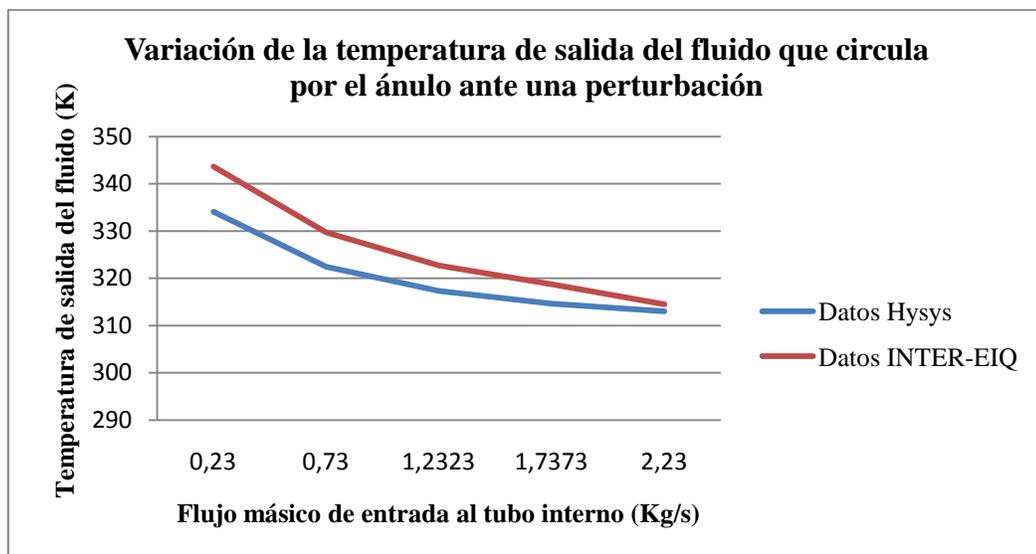


Figura N° 25. Representación gráfica de la variación de la temperatura de salida del fluido que circula por el ánulo ante un cambio en el flujo másico de entrada del tubo interno.

Se puede observar en la figura, que la temperatura de salida del fluido que circula por el ánulo posee una variación consistente con la presentada por el simulador comercial Hysys. Cuando el flujo másico de entrada al tubo interno aumenta, la capacitancia térmica de dicho fluido aumenta, lo que genera un incremento en la temperatura de salida de dicho fluido. Considerando que el fluido que circula por el tubo interno es el fluido frío, el cual tendrá una temperatura

promedio menor, la fuerza impulsora que relaciona las temperaturas promedio entre ambos fluidos a lo largo del intercambiador aumenta, lo que trae como consecuencia una mayor transferencia de calor entre ambos y para el caso del fluido caliente un mejor enfriamiento del mismo y, por lo tanto, una temperatura menor.

A continuación se presenta la Figura N° 26 que representa la variación de la temperatura de salida del fluido que circula por el tubo interno con respecto a cambios en el flujo de entrada del tubo interno. Se reflejan tanto los valores reportados por Hysys, como por el programa desarrollado.

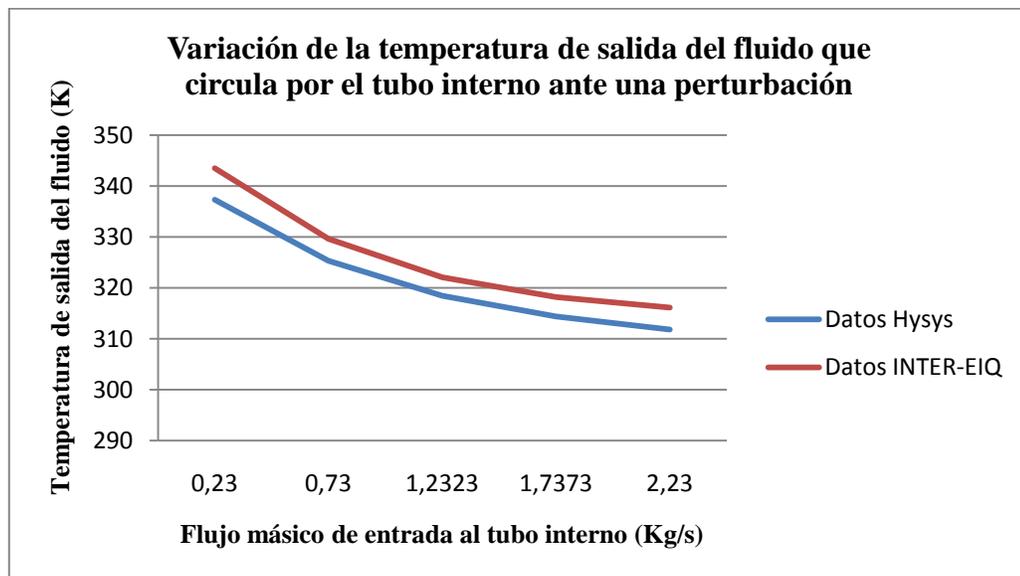


Figura N° 26. Representación gráfica de la variación de la temperatura de salida del fluido que circula por el tubo interno ante un cambio en el flujo másico de entrada al tubo interno.

Se puede observar en la figura, que la temperatura de salida del fluido que circula por el tubo interno posee una variación consistente con la presentada por el simulador comercial Hysys. De igual manera que el caso anterior, las variaciones en la temperatura de salida del tubo interno tienen un comportamiento lógico.

Sin embargo, en ambos gráficos se puede observar que existe una desviación entre los valores reportados por Hysys y por el programa desarrollado. Esto se puede atribuir a varias razones, la primera es el hecho de que el simulador comercial Hysys

no contiene la posibilidad de evaluar intercambiadores de doble tubo en estado estacionario. Por esta razón, se simula un intercambiador de carcasa y tubo y se le introduce el valor de  $U_D \cdot A_{TC}$  (Coeficiente de transferencia de calor por área de transferencia de calor) y no se especifica nada de la geometría del intercambiador para realizar la evaluación en estado estacionario y posteriormente pasarla a dinámico.

Además el simulador Hysys utiliza el modelo de tanques de mezclado (Wolff et al., 1991), y el programa desarrollado utiliza el modelo obtenido en el presente Trabajo Especial de Grado, en el que modela el intercambiador de doble tubo como secciones de tubería y se aplica el balance de energía a la sección anular, tubo interno y pared.

### **Intercambiador de carcasa y tubos a lazo abierto**

Inicialmente se realiza la validación a lazo abierto del intercambiador de carcasa y tubos. Esta es realizada comparando la respuesta a perturbaciones introducidas al sistema generada por el programa desarrollado y la obtenida a través del simulador comercial Hysys.

Es importante destacar que al validar el intercambiador de carcasa y tubos en condiciones dinámicas, indirectamente se está validando el intercambiador de placas lisas y corrugadas, ya que se utiliza el mismo modelo matemático para los tres intercambiadores (Wolff et al., 1991).

Para validar este intercambiador a lazo abierto, se utiliza el problema 7.4 del Kern. Primero se corre el programa para obtener los valores en estado estacionario, los cuales se presentaron anteriormente. Cuando se pasa a condiciones dinámicas, para las condiciones iniciales de flujo tanto de la carcasa como de los tubos se obtiene que la temperatura de salida del fluido que circula por la carcasa se estabiliza en condiciones dinámicas en 303 K, tanto para Hysys como para el programa desarrollado. Por otro lado, la temperatura del lado de los tubos llega a estado estable

para 299 K, mientras que Hysys lo hace para 300 K. Se puede concluir entonces, que los valores de las temperaturas de salida en condiciones dinámicas se desvían en un porcentaje muy pequeño de los valores en estado estacionario, tanto en Hysys como en el programa desarrollado.

En la Figura N°27 se presenta una gráfica que contiene el resultado de la variación de la temperatura de salida del fluido que circula por la carcasa, ante un cambio en el valor del flujo másico del lado de los tubos simulado tanto por Hysys, como por el programa desarrollado. El valor de flujo másico inicial es de 35,28 kg/s.

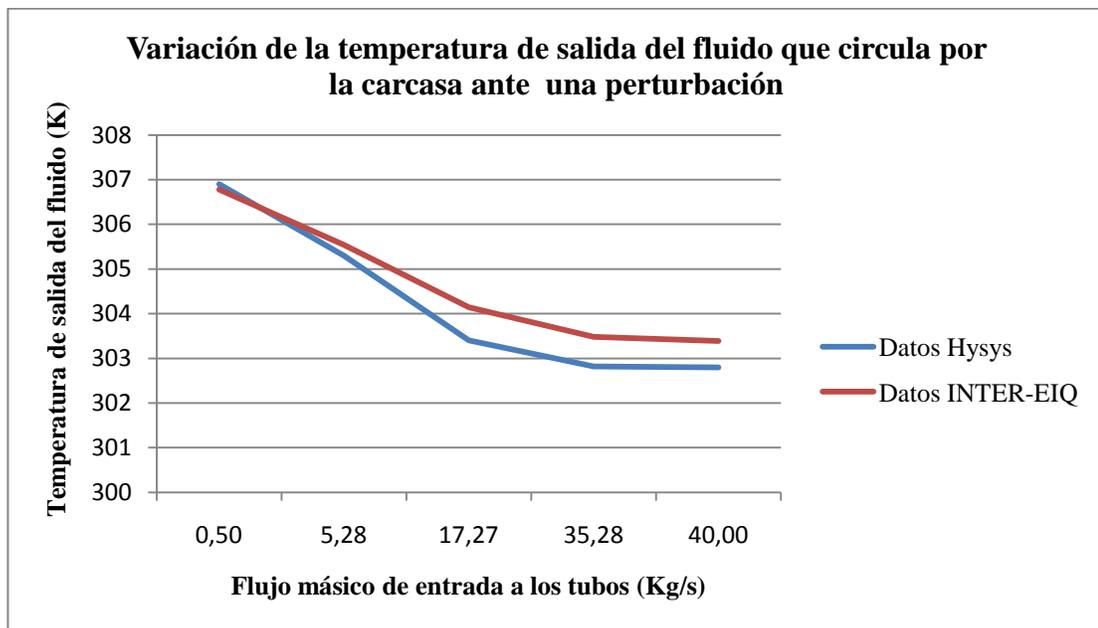


Figura N° 27. Representación gráfica de la variación de la temperatura de salida del fluido que circula por la carcasa ante un cambio en el flujo másico de entrada a los tubos.

Como puede observarse en la Figura N°27, tanto Hysys como el programa desarrollado presentan una tendencia similar de la variable estudiada ante la perturbación introducida al sistema. Se puede concluir que la respuesta de la temperatura de salida del fluido que circula por la carcasa generada por el programa desarrollado, ante la perturbación introducida, presenta un comportamiento correspondiente al obtenido por el simulador comercial Hysys.

En la Figura N°28 se presenta una gráfica que contiene el resultado de la variación de la temperatura de salida del fluido que circula por los tubos, ante un cambio en el valor del flujo másico del lado de los tubos simulado tanto por Hysys, como por el programa desarrollado.

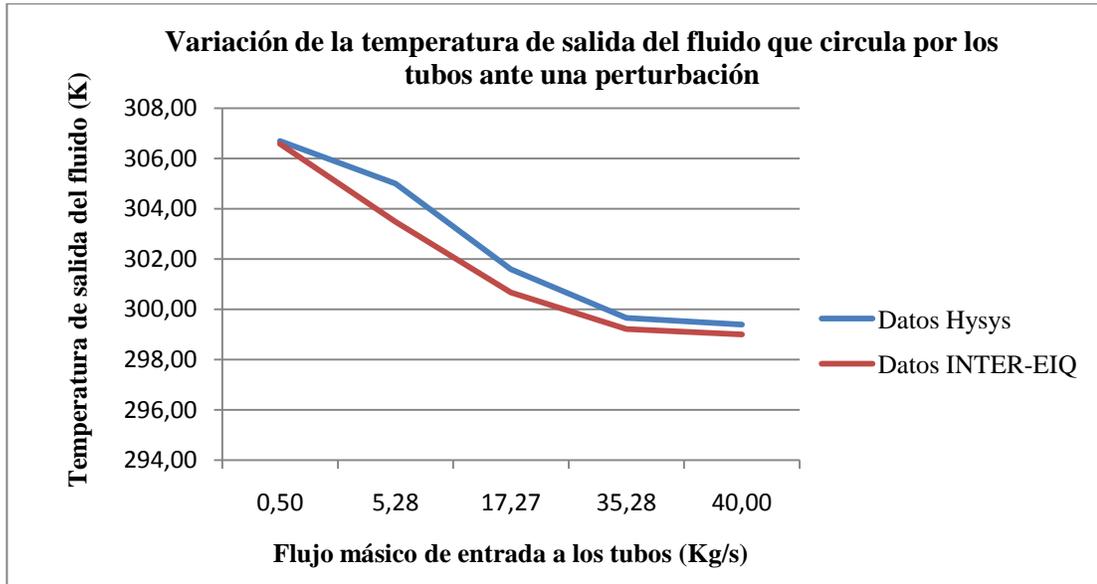


Figura N° 28. Representación gráfica de la variación de la temperatura de salida del fluido que circula por los ss ante una perturbación en el flujo másico de entrada a los tubos.

### Intercambiador de carcasa y tubos a lazo cerrado

Para validar la simulación dinámica a lazo cerrado del intercambiador de calor de carcasa y tubos se procede a analizar dos casos generados por el programa desarrollado para comprobar el funcionamiento del control que se le implementa al proceso. En la Figura N° 29 se presenta el primer caso generado.

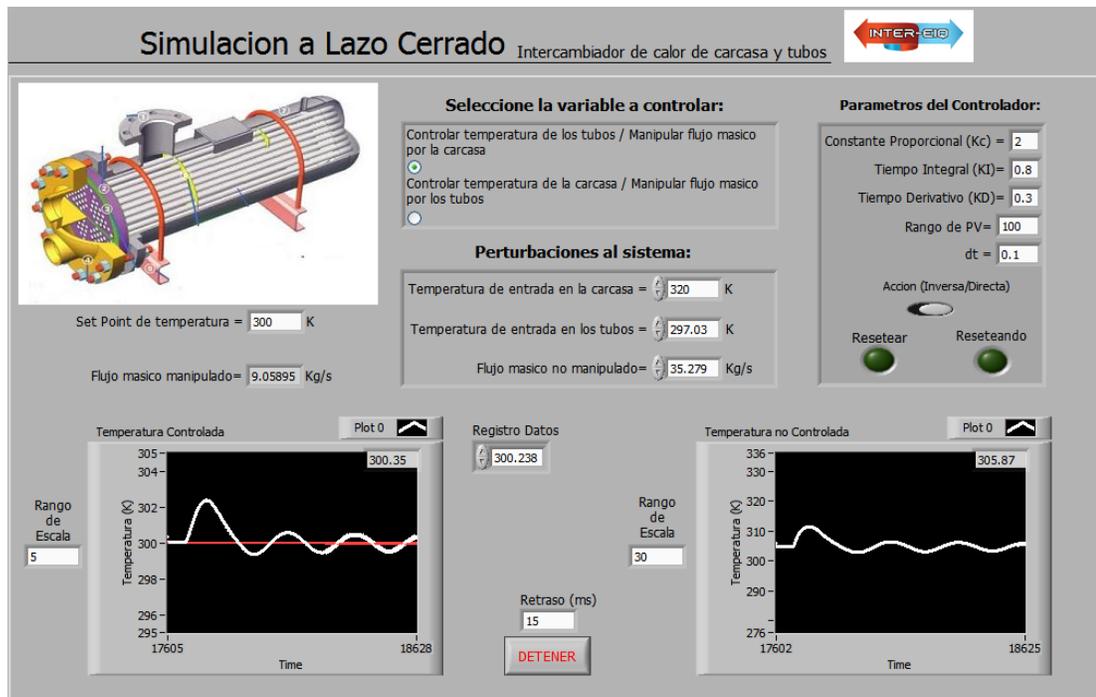


Figura N° 29. Respuesta de un controlador proporcional integral derivativo ante una perturbación.

Consiste en realizar una perturbación al sistema y evaluar su respuesta mediante un controlador PID. La perturbación introducida consiste en variar la temperatura de entrada en la carcasa de 307 K a 320K. Ante esta variación, el controlador responde para estabilizar nuevamente la temperatura controlada en su valor estacionario o de set point. La respuesta generada responde de manera similar a lo esperado en la literatura ingenieril para un controlador PID (Smith y Corripio, 2008). Sin embargo, se observa que la oscilación es mayor a la esperada por este tipo de controlador, lo que puede atribuirse al hecho de que los parámetros del controlador se determinan de manera manual o experimental (método de ensayo y error) y no por métodos especializados para ello, trayendo como consecuencia que el sistema no presente una respuesta completamente adecuada, a pesar de converger. A pesar de esta limitación, este primer caso nos permite validar la utilización del módulo de control ante cambios por perturbaciones.

A continuación se presenta la Figura N°30 que representa el segundo caso generado en el programa desarrollado.

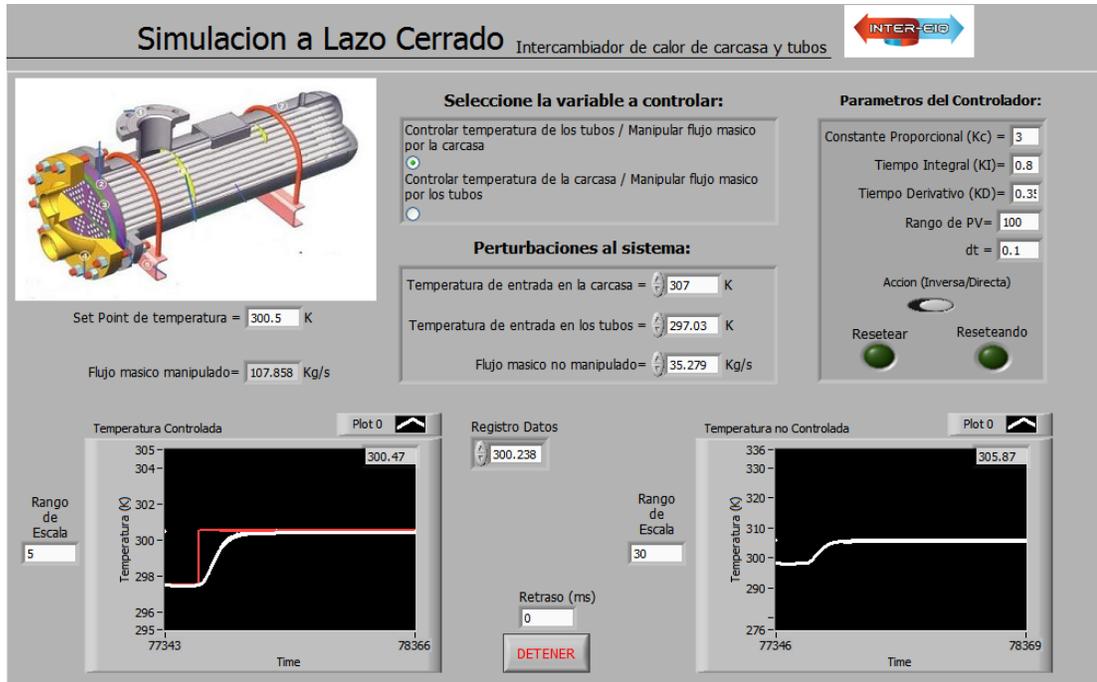


Figura N° 30. Respuesta de un controlador proporcional integral derivativo ante un cambio en el set point.

Consiste en variar el set point de la temperatura a controlar de 300.0 k a 300.5 k para generar una respuesta del sistema de control. En ese sentido, se puede observar que la respuesta obtenida se ajusta de manera correcta a lo esperado teóricamente en la literatura ingenieril (Smith y Corripio, 2008). De esta manera se valida el módulo de control del programa para cambios en el set point.

A través de la validación para el intercambiador de carcasa y tubos en condiciones dinámicas a lazo cerrado, se validan también los sub-programas creados para el modelo dinámico a lazo cerrado de los intercambiadores de doble tubo y placas, ya que los mismos poseen el mismo módulo de control.

### V.7 CASOS A PRESIONES MAYORES A 10 ATM

Dado a que, típicamente, los problemas de evaluación presentados en la bibliografía se encuentran a presión atmosférica (Kern, 1997), o a presiones menores 10 atm (Incropera, 1999) y, que generalmente estos procesos de transferencia de calor no ocurren a presiones elevadas como el caso evaluado, se toma la decisión de no incluir los modelos termodinámicos para la determinación de la entalpía de la mezcla. Sin embargo, se recomienda, en investigaciones futuras, que los modelos termodinámicos sean incluidos para fines comerciales.

Debido a que el modelo matemático desarrollado para intercambiadores de calor en estado estacionario incluye el método NUT, al incluir modelos termodinámicos se modifica la sección del modelo correspondiente al método NUT. Además, se deben modificar las correlaciones utilizadas para el cálculo de la viscosidad e incorporar otra que sea adecuada para manejar presiones mayores a 10 atm. Para el caso de la densidad, se debe cambiar la ecuación de estado de gases ideales por otra ecuación de estado real. Por último, se necesita realizar el balance de energía mecánica considerando fluidos compresibles para obtener las caídas de presión para el caso de gases (Mc Cabe, 2007).

El método NUT utiliza el parámetro denominado eficiencia, el cual utiliza el calor real transferido y el calor máximo transferido para determinar las temperaturas de salidas del intercambiador. En el modelo matemático obtenido para los intercambiadores en estado estacionario, el calor se obtiene a través de la ecuación (32):

$$q = w * C_p * \Delta T \quad (32)$$

Entonces para incluir modelos termodinámicos el calor pasa a ser:

$$q = w * \Delta H \quad (33)$$

La diferencia de entalpía se debe determinar, entonces, a través de modelos termodinámicos. Lo que se desea, en una ampliación futura, es incluir una gran cantidad de modelos tanto para la fase líquida como para vapor.

## **V.8 ELABORACIÓN DEL MANUAL DEL PROGRAMA**

Por último, se elabora el manual de usuario, en el cual se explica detalladamente la interfaz de usuario y cómo se debe utilizar el programa, con la finalidad de facilitarle al usuario el uso de esta herramienta. En este manual, también se explica detalladamente los pasos que el usuario debe seguir en su computadora para garantizar que la base de datos funcione de manera correcta. El manual de usuario del programa se encuentra en la sección de anexos.

## CONCLUSIONES

Una vez realizado este Trabajo Especial de Grado se pueden establecer las siguientes conclusiones:

- Se determinó que para el proceso de intercambio de calor en estado estacionario deben especificarse para cada corriente: presión, flujo másico, temperatura de entrada y todas las composiciones menos una.

- Se determinó que para el proceso de intercambio de calor en condiciones dinámicas a lazo cerrado se deben especificar para cada corriente: presión, temperatura, flujo másico de entrada y todas las composiciones menos una. Además, el volumen ocupado por el fluido en cada sección.

- Se desarrolló una base de datos para las propiedades físico-químicas de los componentes en Microsoft Access.

- Se obtuvo el modelo matemático de evaluación de los intercambiadores de doble tubo y carcasa y tubos, placas lisas y corrugadas.

- Se desarrolló un modelo matemático de evaluación riguroso para el intercambiador de calor de doble tubo en condiciones dinámicas.

- Se utilizó el modelo de tanques en serie para obtener el modelo matemático de evaluación en condiciones dinámicas de los intercambiadores de calor de carcasa y tubos, placas lisas y placas corrugadas tipo chevron.

- INTER-EIQ permite la evaluación estacionaria y dinámica de los intercambiadores de calor de doble tubo, carcasa y tubos, placas lisas y placas corrugadas.

- INTER-EIQ permite realizar la simulación dinámica a lazo abierto y a lazo cerrado de los intercambiadores de calor de doble tubo, carcasa y tubos, placas lisas y placas corrugadas.
  
- INTER-EIQ presenta desviaciones menores al 1% en la determinación de las temperaturas de salida en estado estacionario, con respecto a datos reales obtenidos y al simulador Hysys.
  
- El método de Chester y Jensen para intercambiadores de placas lisas, puede ser utilizado para evaluar intercambiadores que presenten corrugaciones arrojando resultados similares.
  
- INTER-EIQ presenta resultados erróneos en los valores de caídas de presión para intercambiadores de calor de placas lisas y corrugadas.
  
- El programa desarrollado presenta resultados similares al simulador comercial Hysys en la simulación dinámica de los intercambiadores de calor de doble tubo, carcasa y tubos, placas lisas y placas corrugadas.
  
- A través del programa desarrollado se puede estudiar la operación y control de los intercambiadores de calor de doble tubo, carcasa y tubos, placas lisas y placas corrugadas.

## RECOMENDACIONES

A continuación se presentan una serie de recomendaciones con la finalidad de mejorar o ampliar los resultados obtenidos mediante la ejecución de futuros proyectos.

- Se recomienda ampliar los sistemas de unidades con el que trabaja el programa, ya que el mismo está generado en Sistema Internacional.
- Incluirle al programa la posibilidad de evaluar intercambiadores de calor en los que ocurra cambio de fase.
- Ampliar el número de componentes de la base de datos desarrollada en Microsoft Access.
- Incluir un nuevo módulo en el programa que permita el cálculo del factor de obstrucción disponible de forma automática, suministrando como datos de entrada las temperaturas de salida del intercambiador.
- Incorporar al programa los cambios necesarios con la finalidad de poder evaluar intercambiadores de calor con condiciones de presión mayores a 10 atm.
- Incorporar en el modelo matemático en condiciones estacionarias la conducción de la pared en el cálculo de la temperatura de pared para cada sección, para evitar desviaciones asociadas con el uso de fluidos viscosos o con coeficientes individuales de transferencia de calor altos, cuando se utiliza un material cuya conductividad sea baja.
- Incorporar los cálculos necesarios para poder evaluar intercambiadores de carcasa y tubos con un corte de los deflectores distinto a 25%.

- Incorporar los cálculos correspondientes a las diferentes configuraciones TEMA, en cuanto al tipo de coraza se refiere, en el método NUT.
- Incorporar la presión de entrada como perturbación en la evaluación de intercambiadores en condiciones dinámicas.
- Agregar en el modelo dinámico los balances por componente no estacionario, para incluir los efectos de la acumulación en el modelo dinámico, de manera que la composición tenga efecto en el mismo.
- Incorporarle al controlador, en el modelado dinámico a lazo cerrado, la función de auto entonación, que consista en introducir los métodos de cálculo de las constantes del controlador de forma automática.
- Incorporar al programa la posibilidad de evaluar intercambiadores de calor tanto en serie como en paralelo.
- Ampliar la validación del programa, tanto en dinámico con estacionario, con la finalidad de identificar y corregir problemas que pudiera presentar el programa.
- Desarrollar una línea de investigación en la Escuela de Ingeniería Química acerca del modelado y simulación de procesos a través del uso de herramientas computacionales.

**REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS**

Abdalah B., Mickael (2002). “Diseño Computarizado de Intercambiadores de Calor bajo ambiente Windows (Parte II)”. Trabajo Especial de Grado. Universidad Central de Venezuela, Caracas.

Alarcón S., Gonzalo A. (2000). “Diseño Computarizado de Intercambiadores de Calor bajo ambiente Windows”. Trabajo especial de grado. Universidad Central de Venezuela, Caracas.

Bejan, A. y Kraus, A.D. (2003). “Heat Transfer Handbook”. New Jersey: John Wiley & Sons, Inc. 1427 p.

Cengel, Y.A. (2003). “Heat Transfer: A Practical Approach”, 2da ed. Reno: McGraw-Hill. 1006 p.

Elementary (2008). “Petrochemical Gronerth”. Consultado el 16 de Febrero de 2011, de: <http://petrochemical.gronerth.com>.

Henley, E.J y Seader, J.D. (2000). “Operaciones de Separación por etapas de equilibrio en Ingeniería Química”. México D.F: Editorial Reverté. 841 p.

Incropera, F.P. y DeWitt, D.P. (1999). “Fundamentos de Transferencia de Calor”. 4ta ed. México D.F: Prentice Hall. 912 p.

Kern, D.Q. (1997). “Procesos de Transferencia de calor”, 18va reimpresión. México D.F: Compañía Editorial Continental, S.A. 980 p.

Luyben, W.L. (1999). “Process Modeling, Simulation and Control for Chemical Engineers”. 2da ed. Singapur: McGraw Hill. 725 p.

Mc Cabe, W.L., Smith J.C. y Hamott P. (2007). “Operaciones Unitarias en Ingeniería Química”. 7ma ed. Madrid: McGraw Hill. 1189 p.

Perry, R. (1994). "Perry Manual del Ingeniero Químico", 6ta ed. México: McGraw-Hill. Tomo III.

Ramesh K, S. y Dusan P, S. (2003). "Fundamentals of Heat Exchanger Design". New Jersey: John Wiley & Sons, Inc. 972 p.

Smith, C.A. y Corripio, A.B. (2008). "Control Automático de Procesos: Teoría y práctica". México D.F: Limusa S.A. 717 p.

Smith, J.M., Van Ness, H.C y Abbott, M.M. (2007). "Introducción a la termodinámica en la Ingeniería Química", 7ma ed. México D.F: McGraw-Hill Interamericana. 816 p.

University of Trondheim. Chemical Engineering. (1991). "Dynamics and Controllability of Heat Exchanger Networks". Trondheim: Erik A. Wolff, Knut W. Mathisen y Sigurd Skogestad.

Welty J.R., Wicks C.E. y Wilson R.E. (2004). "Fundamentos de Transferencia de Momento, Calor y Masa". 2da ed. Mexico D.F : Limusa 887 p.

APÉNDICES

**APÉNDICE 1: CORRELACIONES PARA LAS PROPIEDADES  
DEPENDIENTES DE LA TEMPERATURA**

A continuación se presentan las correlaciones utilizadas por el programa para la determinación de las propiedades de los componentes puros o mezclas.

**Calor específico a presión constante**

En el caso del calor específico a presión constante del gas se utiliza la correlación presentada en la ecuación (34). Tanto la correlación como sus constantes fueron obtenidas del simulador Aspen Hysys:

$$Cp_v = Cp_vA + Cp_vB * T + Cp_vC * T^2 + Cp_vD * T^3 \quad (34)$$

Donde:

$Cp_v$ : calor específico a presión constante de la fase vapor (Cal/mol\*K).

$Cp_vA$ ,  $Cp_vB$ ,  $Cp_vC$  y  $Cp_vD$ : constantes que dependen del componente.

T: temperatura (K).

En el caso del calor específico a presión constante de los líquidos se utiliza la ecuación (35) (Perry, 1994):

$$Cp_l = \frac{Cp_v + R * 1000 * ((0,5 + 2,2 * \omega))}{PM} * \frac{R * 1000 * (3,67 + 11,64 * (1 - T_r) + 0,634 * (1 - T_r)^{-1})}{PM} \quad (35)$$

Donde:

$C_{p_l}$ : calor específico a presión constante de la fase líquida (J/kg\*K).

R: constante universal de los gases (J/mol\*K).

$T_r$ : temperatura reducida del componente (K).

$\omega$ : factor acéntrico del componente (adim).

PM: peso molecular del componente (g/mol).

### Viscosidad

Tanto para los líquidos como para los gases se utilizan correlaciones obtenidas del simulador Pro II. Para el caso del vapor se tiene la correlación (36):

$$\mu_v = \frac{V_v C1 * T^{V_v C2}}{1 + \frac{V_v C3}{T} + \frac{V_v C4}{T^2}} \quad (36)$$

Donde

$\mu_v$ : viscosidad del vapor (Pa.s).

$V_v C1$ ,  $V_v C2$ ,  $V_v C3$  y  $V_v C4$ : constantes que dependen del componente.

Para el caso del líquido se tiene la correlación (37):

$$\ln(\mu_l) = V_l C1 + \frac{V_l C2}{T} + V_l C3 * \ln(T) + V_l C4 * T^{V_l C5} \quad (37)$$

Donde:

$\mu_l$ : viscosidad del líquido (Pa\*s).

$V_l C1$ ,  $V_l C2$ ,  $V_l C3$  y  $V_l C4$ : constantes que dependen del componente.

### Conductividad Térmica

De igual manera que para la viscosidad se utilizan correlaciones del simulador Pro II. Para el vapor se utiliza la correlación (38):

$$k_v = \frac{k_v C1 * T^{k_v C2}}{1 + \frac{k_v C3}{T} + \frac{k_v C4}{T^2}} \quad (38)$$

Donde:

$k_v$ : conductividad térmica del líquido (W/m\*k).

$k_v C1$ ,  $k_v C2$ ,  $k_v C3$  y  $k_v C4$ : constantes que dependen del componente.

Para el caso del líquido se tiene la correlación (39):

$$k_l = k_l C1 + k_l C2 * T + k_l C3 * T^2 + k_l C4 * T^3 \quad (39)$$

Donde:

$k_l$ : conductividad térmica del líquido (W/m\*K).

$k_l C1$ ,  $k_l C2$ ,  $k_l C3$  y  $k_l C4$ : constantes que dependen del componente.

### Densidad

Para la densidad del vapor se utiliza la ecuación de estado de gases ideales:

$$\rho_v = \frac{PM * P}{8,314 * T} \quad (40)$$

Donde:

$\rho_v$ : densidad de vapor (kg/m<sup>3</sup>).

P: presión del sistema (kpa).

PM: peso molecular del componente (kg/kmol).

Para el caso del líquido se tiene una correlación obtenida a través del simulador Pro II, la cual se presenta en la ecuación (41):

$$\rho_l = \frac{D_l C1}{D_l C2^{(1 + (1 - \frac{T}{D_l C3})^{D_l C4})}} \quad (41)$$

Donde:

$\rho_l$ : densidad del líquido (Kmol/m<sup>3</sup>).

$D_l C1$ ,  $D_l C2$ ,  $D_l C3$  y  $D_l C4$ : constantes que dependen del componente.

Para el caso del agua se utiliza una correlación distinta, también obtenida de Pro II.

$$\rho_{agua} = AD_l C1 * (1 - T_r)^{0,35} + AD_l C2 * (1 - T_r)^{\frac{2}{3}} + AD_l C3 * (1 - T_r) + AD_l C4 * (1 - T_r)^{\frac{4}{3}} \quad (42)$$

Donde:

$\rho_{agua}$ : densidad del agua líquida (Kmol/m<sup>3</sup>).

$T_r$ : temperatura reducida del componente (K).

### Ecuación de Antoine

Se obtiene del software de simulación Hysys y se presenta a continuación:

$$\ln(P^v) = AA + \frac{AB}{T + AC} + AD * \ln(T) + AE * T^{AF} \quad (43)$$

Donde:

$P^v$ : presión de vapor (kPa).

AA, AB, AC, AD, AE Y AF: constantes de Antoine que dependen del componente.

## APÉNDICE 2: REGLAS DE MEZCLADO PARA LAS PROPIEDADES DEPENDIENTES DE LA TEMPERATURA

A continuación se presentan las reglas de mezclado utilizadas en el programa. La ecuación (44) presenta la regla de mezclado utilizada para la conductividad térmica de mezclas en estado líquido y gaseoso (Elementary, 2008):

$$\bar{k} = \sum k_i * x_i \quad (44)$$

Donde:

$\bar{k}$ : conductividad térmica de la mezcla (W/m\*K).

$x_i$ : fracción molar del componente i en la mezcla (adim).

$k_i$ : conductividad térmica del componente i de la mezcla (W/m\*K).

La ecuación (45) presenta la regla de mezclado utilizada para la viscosidad de mezclas en estado líquido y gaseoso (Elementary, 2008):

$$\bar{\mu} = \left( \sum x_i * (\mu_i)^{\frac{1}{3}} \right)^3 \quad (45)$$

Donde:

$\bar{\mu}$ : viscosidad de la mezcla (Pa\*s).

$\mu_i$ : viscosidad del componente i de la mezcla (Pa\*s).

La ecuación (46) presenta la regla de mezclado utilizada para el calor específico a presión constante de mezclas en estado líquido y gaseoso (Elementary, 2008):

$$\bar{c}_p = \sum c_{p_i} * x_i \quad (46)$$

Donde:

$\bar{C}_p$ : calor específico a presión constante de la mezcla (J/kg\*K).

$C_{p_i}$ : calor específico a presión constante del componente i de la mezcla (J/kg\*K).

Por último, la ecuación (47) presenta la regla de mezclado utilizada para la densidad de mezclas en estado líquido y gaseoso (Elementary, 2008):

$$\frac{1}{\bar{\rho}} = \sum \frac{x_i}{\rho_i} \quad (47)$$

Donde:

$\bar{\rho}$ : densidad de la mezcla (kg/m<sup>3</sup>).

$\rho_i$ : densidad del componente i de la mezcla (kg/m<sup>3</sup>).

### APÉNDICE 3: MODELOS MATEMÁTICOS EN ESTADO ESTACIONARIO

En esta sección de los apéndices se presentan los modelos matemáticos en estado estacionario correspondientes a los intercambiadores de calor de doble tubos, carcasa y tubos, placas lisas y placas corrugadas tipo chevron. Se presenta de forma ordenada todas las ecuaciones que forman parte de cada uno de los modelos.

#### Intercambiador doble tubo

Inicialmente se deben conocer para ambas corrientes del intercambiador:

- Flujos máxicos.
- Temperaturas de entrada al intercambiador.
- Área de transferencia de calor.
- Diámetros de las tuberías.
- Número de Horquillas.
- Longitud del tubo.

A continuación se presentan una serie de pasos que permiten la obtención de los parámetros más importantes de un intercambiador de calor de doble tubo:

1. Para el primer cálculo correspondiente al ciclo iterativo que debe realizarse, se supone la temperatura de entrada de ambas secciones, como la temperatura promedio para el cálculo de las propiedades físicas y posteriormente se corrigen estas propiedades.
2. A partir de este punto se realizan los cálculos para el lado del tubo interno.
  - Se calcula el área de flujo a través de la siguiente ecuación:

$$a_{ti} = \frac{\pi * D^2}{4} \quad (48)$$

Donde:

$a_{ti}$ : área de flujo ( $m^2$ ).

D: diámetro interno del tubo interno (m).

- Se obtiene la velocidad másica para el fluido que circula por el tubo interno a través de la ecuación (40).

$$G_{ti} = \frac{w_{ti}}{a_{ti}} \quad (49)$$

Donde:

$G_{ti}$ : velocidad másica del fluido que circula por el tubo interno ( $kg/m^2*s$ ).

$w_{ti}$ : flujo másico que circula por el tubo interno ( $kg/s$ ).

- Se determina el número de Reynolds para el fluido que circula por el tubo interno a través de la siguiente ecuación:

$$Re_{ti} = \frac{D * G_{ti}}{\mu_{ti}} \quad (50)$$

Donde:

$Re_{ti}$ : número de Reynolds para el fluido que circula por el tubo interno (adim).

$\mu_{ti}$ : viscosidad del fluido que circula por el tubo interno a la temperatura promedio ( $Pa*s$ ).

- Se calcula el número de Prandtl para el fluido que circula por el tubo interno a través de la siguiente ecuación:

$$Pr_{ti} = \frac{\mu_{ti} * Cp_{ti}}{k_{ti}} \quad (51)$$

Donde:

$Pr_{ti}$ : número de Prandtl del fluido que circula por el tubo interno (adim).

$Cp_{ti}$ : calor específico a presión constante del fluido que circula por el tubo interno a la temperatura promedio (J/kg\*K).

$k_{ti}$ : conductividad térmica del fluido que circula por el tubo interno a la temperatura promedio (W/m\*K).

- Se calcula el número de Nusselt para el fluido que circula por el tubo interno, el cual para régimen laminar y turbulento se obtiene por las correlaciones desarrolladas por Sieder y Tate y para régimen de transición se utiliza la ecuación desarrollada por Hausen. Inicialmente se supone el factor de corrección por viscosidad  $\left(\frac{\mu_{ti}}{\mu_w}\right)=1$ .

$$Nu_{ti} = 1,86 * \left(\frac{Re_{ti} * Pr_{ti} * D}{L_r}\right)^{\frac{1}{3}} * \left(\frac{\mu_{ti}}{\mu_w}\right)^{0,14} \quad (52) \quad Re < 2100$$

$$Nu_{ti} = 0,116 * \left(Re_{ti}^{\frac{2}{3}} - 125\right) * Pr_{ti}^{\frac{1}{3}} * \left[1 + \left(\frac{D}{L_r}\right)^{\frac{2}{3}}\right] * \left(\frac{\mu_{ti}}{\mu_w}\right)^{0,14} \quad (53)$$

$$10000 > Re > 2100$$

$$Nu_{ti} = 0,027 * Re_{ti}^{0,8} * Pr_{ti}^{\frac{1}{3}} * \left(\frac{\mu_{ti}}{\mu_w}\right)^{0,14} \quad (54) \quad Re > 10000$$

Donde:

$Nu_{ti}$ : número de Nusselt para el fluido que circula por el tubo interno (adim).

$L_r$ : longitud del tubo (m).

Es importante destacar que la ecuación (54) de Sieder y Tate es solo válida para  $L/D > 60$ , de ser menor entonces se debe realizar la corrección propuesta por Deissler (Welty, 2004):

$$\frac{Nu_{ti}'}{Nu_{ti}} = 1 + \left(\frac{D}{L}\right)^{0,7} \quad (55) \quad 2 < \frac{L}{D} < 20$$

$$\frac{Nu_{ti}'}{Nu_{ti}} = 1 + 6 * \left(\frac{D}{L}\right) \quad (56) \quad 20 < \frac{L}{D} < 60$$

Donde:

$Nu_{ti}'$ : número de Nusselt para el fluido que circula por el tubo interno para tubos cortos.

- Se obtiene el coeficiente individual de transferencia de calor interno a través de la siguiente ecuación:

$$h_i' = \frac{Nu_{ti} * k_{ti}}{D} \quad (57)$$

Donde:

$h_i'$ : coeficiente individual de transferencia de calor interno sin incluir la corrección por temperatura de pared ( $W/m^2 * K$ ).

- Se corrige el coeficiente obtenido anteriormente para tenerlo referido al área externa.

$$h_{io}' = h_i' * \frac{D}{D_1} \quad (58)$$

Donde:

$h_{io}$ : coeficiente de transferencia de calor interno referido al diámetro externo del tubo interno sin incluir la corrección por temperatura de pared ( $W/m^2 * K$ ).

$D_1$ : diámetro externo del tubo interno (m).

3. A partir de este punto se realizan los cálculos para el lado del ánulo.

- Se determina el área de flujo del ánulo a través de la siguiente ecuación:

$$a_a = \frac{\pi * (D_2^2 - D_1^2)}{4} \quad (59)$$

Donde:

$a_a$ : área de flujo por la sección anular ( $m^2$ ).

$D_2$ : diámetro interno del ánulo (m).

- Se obtiene el diámetro equivalente de la sección anular a través de la siguiente ecuación:

$$D_{eq} = \frac{D_2^2 - D_1^2}{D_1} \quad (60)$$

Donde:

$D_{eq}$ : diámetro equivalente de la sección anular (m).

- Se obtiene la velocidad másica del fluido que circula por el ánulo a través de la ecuación (49).
- Se obtiene el número de Reynolds para el fluido que circula por el ánulo a través de la ecuación (50), haciendo uso del diámetro equivalente.
- Se obtiene el número de Prandtl a través de la ecuación (51).
- Se obtiene el número de Nusselt a través de las ecuaciones (52), (53) o (54), dependiendo del valor del número de Reynolds, corrigiéndolo en el caso de ser un tubo corto. Inicialmente se supone el factor de corrección por

viscosidad  $\left(\frac{\mu_{ti}}{\mu_w}\right)=1$ . Posteriormente, este será corregido de ser necesario por las ecuaciones (55) o (56).

- Se calcula el coeficiente individual de transferencia de calor externo a través de la siguiente ecuación:

$$h_o' = \frac{Nu_a * k_a}{D_{eq}} \quad (61)$$

Donde:

$h_o'$ : coeficiente individual de transferencia de calor externo sin incluir la corrección por temperatura de pared ( $W/m^2 * K$ ).

4. El siguiente paso consiste en corregir los coeficientes individuales de transferencia de calor mediante el cálculo de la temperatura de pared, la cual no fue incluida en los cálculos anteriores. A partir de este punto se explicará el ciclo iterativo a seguir para corregir los valores de temperatura de salida del intercambiador:
  - Se determina la temperatura de pared a partir de la siguiente ecuación:

$$\frac{\frac{|T_{prom} - T_w|}{1}}{h_{io}' * \pi * D * L_R} = \frac{\frac{|T_w - t_{prom}|}{1}}{h_o' * \pi * D_1 * L_R} \quad (62)$$

Donde:

$T_w$ : temperatura de pared (K).

$T_{promc}$ : temperatura promedio del fluido caliente (K).

$T_{promf}$ : temperatura promedio del fluido frío (K).

Es importante destacar que cuando se manejan fluidos viscosos o con coeficientes individuales de transferencia de calor altos se debe incorporar en el modelo

matemático en condiciones estacionarias la conducción de la pared en el cálculo de la temperatura de pared, para evitar desviaciones asociadas. Además también se debe incluir cuando se utilizan materiales con conductividad baja. Un ejemplo de su uso puede ser un intercambiador de agua y aceite o un intercambiador cuyo material de construcción sea cobre.

- Se determina el factor de corrección de la viscosidad tanto para el fluido que circula por el tubo interno:

$$\phi_{ti} = \frac{\mu_{ti}}{\mu_w} \quad (63)$$

Donde:

$\phi_{ti}$ : factor de corrección de la viscosidad para el tubo interno (adim).

$\mu_{wti}$ : viscosidad del fluido a la temperatura de pared (Pa\*s).

- Se determina el factor de corrección para el fluido que circula por el ánulo:

$$\phi_a = \frac{\mu_a}{\mu_w} \quad (64)$$

Donde:

$\phi_a$ : factor de corrección de la viscosidad para ánulo (adim).

- Se corrigen los coeficientes individuales de transferencia de calor multiplicándolos por el factor de corrección por viscosidad como se presenta a continuación. Para el tubo interno:

$$h_{io} = h_{io}' * \phi_{ti}^{0,14} \quad (65)$$

Donde:

$h_{io}$ : coeficiente individual de transferencia de calor interno (W/m<sup>2</sup>\*K).

- Para el ánulo se corrige a través de la siguiente ecuación:

$$h_o = h_o' * \phi_a^{0,14} \quad (66)$$

Donde:

$h_o$ : coeficiente individual de transferencia de calor externo ( $W/m^2 \cdot K$ ).

Con estos nuevos coeficientes se vuelve a determinar la temperatura de pared a través de la ecuación (62). Si esta temperatura difiere de la calculada anteriormente de acuerdo a una tolerancia de 0,01 entonces se procede a realizar el siguiente paso, de lo contrario la nueva temperatura de pared será la determinada anteriormente y se realiza todo el paso 4 hasta cumplir la tolerancia fijada.

5. Se determina el coeficiente global de transferencia de calor limpio:

$$\frac{1}{U_c} = \frac{1}{h_{io}} + \frac{D_1 * \ln\left(\frac{D_1}{D}\right)}{2 * k} + \frac{1}{h_o} \quad (67)$$

Donde:

$U_c$ : coeficiente de transferencia de calor limpio ( $W/m^2 \cdot K$ ).

$k$ : conductividad térmica del material ( $W/m \cdot K$ ).

6. Se obtiene el coeficiente global de transferencia de calor:

$$\frac{1}{U_D} = \frac{1}{U_c} + R_i + R_e \quad (68)$$

Donde:

$U_D$ : coeficiente global de transferencia de calor ( $W/m^2 \cdot K$ ).

$R_i$ : factor de obstrucción interno ( $m^2 K/W$ ).

$R_e$ : factor de obstrucción externo ( $m^2 K/W$ ).

El factor de obstrucción debe ser un dato de entrada o valor conocido al momento de realizar la evaluación.

7. A continuación se presenta el método utilizado para determinar las temperaturas de salida del intercambiador de doble tubo denominado método NUT (Ramesh y Dusan, 2003):

- Se determinan las capacitancias térmicas de ambos fluidos a partir de las siguientes ecuaciones:

$$C_a = C_{pa} * m_a \quad (69)$$

$$C_{ti} = C_{pti} * m_{ti} \quad (70)$$

Donde:

$C_a$ : capacitancia térmica del fluido que circula por el ánulo (W/K).

$C_{ti}$ : capacitancia térmica del fluido que circula por el tubo interno (W/K).

- Entonces se denominará  $C_h$  a la capacitancia térmica que corresponda al fluido caliente y  $C_c$  a la que corresponda al fluido frío.
- Luego se debe determinar cuál de las dos capacitancias térmicas es la de mayor y menor valor para definir  $C_{min}$  y  $C_{max}$ .
- Se determina el parámetro NUT a través de la ecuación (7) haciendo uso del coeficiente global de transferencia de calor obtenido a través de la ecuación (68).
- Se determina el parámetro  $C^*$  a través de la ecuación (8).

- Con estos parámetros se debe utilizar la Tabla N°11 ubicada en el APÉNDICE 7, en la página 140 para determinar la eficiencia del intercambiador.
  - Luego de obtenida la eficiencia se determinan las temperaturas de salida del intercambiador a partir de las ecuaciones (10) y (11).
  - A partir de las temperaturas de salida se debe realizar un proceso iterativo. Si el valor obtenido en el paso anterior cumple con la tolerancia fijada con respecto a la temperatura supuesta o anterior se cierra el ciclo iterativo. De no cumplirse las temperaturas de salida determinadas en el paso anterior serán la nueva semilla del proceso y deben realizarse todos los pasos a partir del 2.
8. Se determinan las caídas de presión para el intercambiador de doble tubo a partir de los siguientes pasos (Kern, 1997):
- Se obtiene el factor de fricción a partir de las siguientes ecuaciones que dependen del numero de Reynolds:

$$f_D = \frac{64}{Re_{ti}} \quad (71) \quad Re < 2100$$

$$f_D = \frac{0,25}{\left[ \log \left( \frac{1}{3,7 * \left( \frac{D}{E} \right)} + \frac{5,74}{Re_{ti}^{0,9}} \right) \right]^2} \quad (72) \quad Re \geq 4000$$

Donde:

E: rugosidad relativa (m).

Es importante destacar que no se poseen correlaciones para el factor de fricción para Reynolds entre 2100 y 4000. Sin embargo, se realiza el cálculo asumiendo flujo turbulento para obtener una aproximación.

- Se calcula la caída de presión para el lado del tubo interno a través de la siguiente ecuación:

$$\Delta P_{ti} = f_D * \left(\frac{L_R}{D}\right) * \left(\frac{G_{ti}^2}{2 * \rho_{ti}}\right) \quad (73)$$

Donde:

$\rho_{ti}$ : densidad del fluido que circula por el tubo interno ( $\text{kg/m}^3$ ).

$\Delta P_{ti}$ : caída de presión por el tubo interno (Pa).

- Se obtiene el diámetro equivalente para la caída de presión:

$$De' = D_2 - D_1 \quad (74)$$

Donde:

$De'$ : diámetro equivalente para caída de presión (m).

- Se determina el número de Reynolds para la caída de presión:

$$Re' = \frac{De' * G_a}{\mu_a} \quad (75)$$

Donde:

$Re'$ : número de Reynolds para caída de presión (adim).

- Se obtiene el factor de fricción para el número de Reynolds para la caída de presión a través de las ecuaciones (71) o (72).
- Se calcula la caída de presión para el lado del ánulo a través de la siguiente ecuación:

$$\Delta P_a = \left[ nh + f_D * \left( \frac{L_R}{De'} \right) \right] * \frac{G_a^2}{2 * \rho_a} \quad (76)$$

Donde:

$\Delta P_a$ : caída de presión por el ánulo (Pa).

### **Intercambiador de carcasa y tubos**

Inicialmente debe conocerse para ambos fluidos:

- Flujos máxicos.
- Temperaturas de entrada al intercambiador.
- Área de transferencia de calor.
- Factores de obstrucción.

Además se debe conocer:

- Número de pasos.
- Número de tubos.
- Arreglo de los tubos.
- Espaciado entre los deflectores.
- Longitud de los tubos.
- Diámetro externo de los tubos.
- Diámetro interno de los tubos.

A continuación se presentan una serie de cálculos que permiten la obtención de los parámetros más importantes de un intercambiador de calor de carcasa y tubos:

1. Para el primer cálculo correspondiente al ciclo iterativo que debe realizarse, se supone la temperatura de entrada de ambas secciones, como la temperatura

promedio para el cálculo de las propiedades físicas y posteriormente se corrigen estas propiedades.

2. A partir de este punto se realizan los cálculos para el lado de la carcasa:

- Se obtiene el área de la configuración de los tubos:

Si es un arreglo triangular:

$$A_{ct} = \frac{1}{2} * pt^2 * \text{sen} (60^\circ) \quad (77)$$

Para arreglo cuadrado:

$$A_{ct} = pt^2 \quad (78)$$

Donde:

$A_{ct}$ : área de la configuración de los tubos ( $m^2$ ).

$pt$ : espaciado entre tubos (m).

- Se determina el área total de los tubos:

Para arreglos triangulares:

$$A_{tot} = 2 * N_T * A_{ct} \quad (79)$$

Para arreglos cuadrados:

$$A_{tot} = N_T * A_{ct} \quad (80)$$

Donde:

$A_{tot}$ : área total de los tubos ( $m^2$ ).

$N_T$ : número de tubos (adim).

- Se calcula el diámetro mínimo de la carcasa:

$$D_s = \sqrt{\frac{4 * A_{tot}}{\pi}} + 2 * d_0 \quad (81)$$

Donde:

$D_s$ : diámetro mínimo de la carcasa (m).

$d_0$ : diámetro externo de los tubos (m).

- Área de flujo por la carcasa:

$$a_c = D_s * \left(\frac{pt - d_0}{pt}\right) * B \quad (82)$$

Donde:

$a_c$ : área de flujo por la carcasa (m<sup>2</sup>).

$B$ : espaciado entre los deflectores (m).

- Se determina la velocidad másica del fluido que circula por la carcasa a través de la ecuación (49).
- Se determina el diámetro equivalente, el cual depende si el arreglo es triangular o cuadrado.

Para arreglo triangular:

$$De = \frac{4 * \left(\frac{1}{2} * pt^2 * 0,87 - \frac{\pi * d_0^2}{8}\right)}{\frac{1}{2} * \pi * d_0} \quad (83)$$

Para arreglo cuadrado:

$$De = \frac{4 * \left( pt - \pi * \frac{d_0^2}{4} \right)}{\pi * d_0} \quad (84)$$

- Se obtiene el número de Reynolds para el fluido que circula por la carcasa a través de la ecuación (50).
- Se obtiene el número de Prandtl para el fluido que circula por la carcasa a través de la ecuación (51).
- Se calcula el número de Nusselt a partir de la siguiente ecuación:

$$Nu_c = 0,36 * Re_c^{0,55} * Pr_c^{\frac{1}{3}} \quad (85)$$

Donde:

$Nu_c$ : número de Nusselt para el fluido que circula por la carcasa (adim).

- Se obtiene el coeficiente individual de transferencia de calor externo a través de la ecuación (61).

3. A partir de este punto se realizan los cálculos del lado de los tubos:

- Área de flujo por tubo a través de la siguiente ecuación:

$$a'_t = \frac{\pi * d_0^2}{4} \quad (86)$$

Donde:

$a'_t$ : área de flujo por tubo ( $m^2$ ).

- Se obtiene el área de flujo total:

$$a_t = \frac{N_T * a_t'}{n} \quad (87)$$

Donde:

$a_t$ : área de flujo por los tubos ( $m^2$ ).

$n$ : número de pasos por los tubos (adim).

- Se obtiene la velocidad másica del fluido que circula por los tubos a través de la ecuación (49).
  - Se calcula el número de Reynolds para el lado de los tubos a través de la ecuación (50).
  - Se obtiene el número de Prandtl para el fluido que circula por los tubos a través de la ecuación (51).
  - Se determina el número de Nusselt a través de las ecuaciones (52), (53) o (54), igualmente asumiendo el factor de corrección por viscosidad igual a uno. También se debe corregir para tubos cortos, dado que sea el caso, por las ecuaciones (55) o (56).
  - Se calcula el coeficiente individual de transferencia de calor interno a través de la ecuación (57) y se corrige a través de la ecuación (58).
4. Se repite el paso 4 descrito para intercambiadores de doble tubo para realizar la corrección de las temperaturas de salida por las temperaturas de pared y se determinan los coeficientes limpio y global de transferencia de calor.

5. El método NUT se aplica de la misma manera que para el intercambiador doble tubo, la diferencia radica en la formula a usar para determinar la eficiencia que se encuentra en la Tabla N°11 en el APÉNDICE 7.

6. Se determinan las caídas de presión del intercambiador de carcasa y tubo (Kern, 1997):

- Se determina el número de cruces por el intercambiador:

$$N_c = \frac{L}{B_c} \quad (88)$$

- Se determina la caída de presión por el lado de la coraza a partir de la siguiente ecuación:

$$\Delta P_c = f_{Dc} * \left( \frac{D_s * (N_c + 1)}{De} \right) * \left( \frac{G_c^2}{2 * \rho_c} \right) \quad (89)$$

Donde:

$\Delta P_c$ : caída de presión por la coraza (Pa).

- Se calcula la caída de presión por los tubos:

Inicialmente se determina la caída de presión en los tubos por efectos de fricción:

$$\Delta P_t = f_{Dt} * \left( \frac{L * n}{d_i} \right) * \left( \frac{G_c^2}{2 * \rho_c} \right) \quad (90)$$

Donde:

$\Delta P_t$ : caída de presión en los tubos por efectos de fricción (Pa).

Luego se determina la caída de presión por el regreso en los tubos y posteriormente la caída de presión total en los tubos será la suma de las dos anteriores.

$$\Delta P_r = 4 * n * \frac{V_t^2 * \rho_t}{2} \quad (91)$$

$\Delta P_r$ : caída de presión por regreso en los tubos (Pa).

$V_t$ : velocidad en los tubos (m/s).

En el caso de que el intercambiador de carcasa y tubos no posea deflectores se debe seguir la siguiente ruta de cálculo (Kern, 1997):

1. Para el primer cálculo correspondiente al ciclo iterativo que debe realizarse, se supone la temperatura de entrada de ambas secciones, como la temperatura promedio para el cálculo de las propiedades físicas y posteriormente se corrigen estas propiedades.
2. Se obtiene el área de la configuración de los tubos por las ecuaciones (77) o (78) y el área total de los tubos por las ecuaciones (79) o (80), dependiendo si el arreglo es triangular o cuadrado. Se determina el diámetro mínimo de la carcasa por la ecuación (81).
3. Se determina el área de flujo por la carcasa, asumiendo que el flujo en la carcasa se comporta como un intercambiador de doble tubo.

$$a_c = \frac{\pi * D_s^2}{4} - \frac{N_T * \pi * d_i^2}{4} \quad (92)$$

4. Se determina el diámetro equivalente de la carcasa, asumiendo que se comporta como una sección anular a través de la siguiente ecuación:

$$De = \frac{4 * a_c}{N_T * \pi * d_i^2} \quad (93)$$

5. Se determina la velocidad másica por la ecuación (49), el número de Reynolds (50), el número de Prandtl (51), el número de Nusselt (52), (53) o (54) dependiendo del Reynolds. Por último el coeficiente individual de transferencia de calor externo (55).
6. Todos los cálculos del lado de los tubos se realizan al igual que como si tuvieran deflectores.
7. Se determina la caída de presión para el lado de la carcasa como se presenta a continuación:

- Se determina el diámetro equivalente para la caída de presión:

$$De' = \frac{4 * a_c}{N_T * \pi * d_i^2 * \pi * D_s^2} \quad (94)$$

- Se calcula el número de Reynolds para la caída de presión:

$$Re' = \frac{G_c * De'}{\mu_c} \quad (95)$$

- Se obtiene el factor de fricción a través de la siguiente ecuación:

$$f_D = 1,756 * Re_c^{-0,192} \quad (96)$$

- Se determina la caída de presión por el lado de la carcasa a través de la carcasa:

$$\Delta P_c = \left[ N + f_D * \left( \frac{L}{De'} \right) \right] * \frac{G_c^2}{2 * \rho_c} \quad (97)$$

### Intercambiador de Placas lisas

Inicialmente se deben conocer para ambas corrientes del intercambiador:

- Flujos máxicos.
- Temperaturas de entrada al intercambiador.
- Área de transferencia de calor.
- Ancho del canal entre las placas.
- Ancho de las placas.
- Número de pasos por las placas.
- Longitud de la placa.
- Espesor de la placa.

A continuación se presentan una serie de cálculos que permiten la obtención de los parámetros más importantes de un intercambiador de calor de placas lisas (Abdalah, 2002):

1. Inicialmente se suponen las temperaturas de salida del intercambiador.
2. Se obtiene el diámetro equivalente:

$$de = 2 * bp \quad (98)$$

Donde:

$bp$ : ancho del canal de las placas (m).

3. Se calcula el área de flujo:

$$a_f = bp * bg \quad (99)$$

Donde:

$a_f$ : área de flujo (m<sup>2</sup>).

$bg$ : ancho de las placas (m).

4. A partir de este punto de realizan los cálculos para el fluido caliente.

- Se obtiene la velocidad másica del fluido caliente a través de la ecuación (49).
- Se obtiene el número de Reynolds para el fluido caliente a través de la siguiente ecuación:

$$Re_1 = \frac{de * \left(\frac{G_1}{n_p}\right)}{\mu_1} \quad (100)$$

Donde:

$Re_1$ : número de Reynolds para el fluido caliente (adim).

$\mu_1$ : viscosidad del fluido caliente (Pa\*s).

$N_p$ : número de pasos por las placas (adim).

Para el caso de flujos en serie  $n_p$  es igual a 1, en caso de flujos en lazo  $n_p$  dependerá del número de placas.

- Se obtiene el número de Prandtl para el fluido caliente a partir de la ecuación (51).
- Se calcula el coeficiente individual de transferencia de calor para el fluido caliente:

$$h_1' = 0,2536 * \frac{k_1}{de} * Re_1^{0,65} * Pr_1^{0,4} \quad (101)$$

Donde:

$h_1'$ : coeficiente de transferencia de calor para el fluido caliente sin corregir por temperatura de pared (W/m<sup>2</sup>\*K).

5. Se debe repetir todo el punto 4 para determinar los parámetros del fluido frío.

6. Se realiza la corrección por temperatura de pared de igual manera que en el punto 4 del intercambiador de doble tubo, pero utilizando la siguiente ecuación:

$$\frac{|T_{prom} - T_w|}{\frac{1}{h_1' * a_f}} = \frac{|T_w - t_{prom}|}{\frac{1}{h_2' * a_f}} \quad (102)$$

Donde:

$T_w$ : temperatura de pared (K).

$T_{prom}$ : temperatura promedio del fluido que circula por el ánulo (K).

7. Se calcula el coeficiente global limpio:

$$\frac{1}{U_c} = \frac{1}{h_1} + \frac{e}{k} + \frac{1}{h_2} \quad (103)$$

Donde:

$U_c$ : coeficiente de transferencia de calor limpio ( $W/m^2 * K$ ).

$e$ : espesor de la placa (m).

$h_{2c}$ : coeficiente de transferencia de calor para el fluido frío corregido ( $W/m^2 * K$ ).

8. Se obtiene el coeficiente global de transferencia de calor a través de la ecuación (68).

9. El método NUT se aplica de la misma manera que para el intercambiador doble tubo, la diferencia radica en la formula a usar para determinar la eficiencia que se encuentra en la Tabla N°11 en el APÉNDICE 7.

10. Se determinan las caídas de presión del intercambiador de placas lisas (Abdalah, 2002):

- Se determina el factor de fricción para el fluido caliente a partir de la siguiente ecuación:

$$f_1 = 2,5 * \left( \frac{G_1 * de}{\mu_1} \right)^{-0,3} \quad (104)$$

Donde:

f: factor de fricción (adim).

- Se determina la caída de presión para el fluido caliente:

$$\Delta P_1 = \frac{2 * f_1 * G_1^2 * Lp}{de * \rho_1} \quad (105)$$

Donde:

$\Delta P_1$ : caída de presión del fluido caliente (Pa).

$Lp$ : longitud de la placa (m).

$\rho_1$ : densidad del fluido caliente ( $\text{kg/m}^3$ ).

- Se repiten los últimos dos pasos para determinar la caída de presión del fluido frío.

### **Placas corrugadas tipo chevron**

Para la evaluación de un intercambiador de placas lisas deben conocerse:

- Flujos máxicos.
- Temperaturas de entrada al intercambiador.
- Área de transferencia de calor.
- Factores de obstrucción.
- Ancho del canal de la placa.

- Espesor de la placa.
- Factor de engrosamiento ( $\Lambda$ ).
- Ángulo Chevron.
- Longitud de la placa.
- Número de pasos por las placas.

A continuación se presentan una serie de cálculos que permiten la obtención de los parámetros más importantes de un intercambiador de calor de placas corrugadas tipo chevron (Bejan y Krauss, 2003):

1. Inicialmente se suponen las temperaturas de salida del intercambiador.
2. Se calcula el área de flujo:

$$a_f = bp * bg \quad (106)$$

Donde:

$a_f$ : área de flujo ( $m^2$ ).

$bg$ : ancho de las placas (m).

3. Se obtiene el diámetro equivalente:

$$de = \frac{4 * bp * bg}{2 * (bp + \Lambda * bg)} \quad (107)$$

Donde:

$de$ : diámetro equivalente (m).

$\Lambda$ : factor de engrosamiento (adim).

4. A partir de este punto se realizan los cálculos para el fluido caliente.
  - Se obtiene la velocidad másica del fluido caliente a través de la ecuación (49).

- Se obtiene el número de Reynolds para el fluido caliente a través de la ecuación (50).
- Se obtiene el parámetro de transferencia de calor  $j_h$  para el fluido caliente:

$$j_{h1} = C_{hc} * Re_1^y \quad (108)$$

Donde:

$j_{h1}$ : parámetro de transferencia de calor (adim).

$C_{hc}$ ,  $y$ : constantes dependientes del ángulo chevron (adim).

Los valores de las constantes  $Ch$  e  $y$  se obtienen de la tabla N°12 ubicada en el APÉNDICE 7.

- Se determina el número de Prandtl a través de la ecuación (51).
- Se calcula el coeficiente individual de transferencia de calor para el fluido caliente:

$$h_1' = \frac{j_h * k_1 * Pr_1^{\frac{1}{3}}}{de} \quad (109)$$

5. Se debe repetir el punto 5 para determinar los parámetros del fluido frío.
6. Se realiza la corrección por temperatura de pared de igual manera que en el punto 4 del intercambiador de doble tubo, pero utilizando la siguiente ecuación:

$$\frac{|T_{prom} - T_w|}{\frac{1}{h_1' * a_f}} = \frac{|T_w - t_{prom}|}{\frac{1}{h_2' * a_f}} \quad (110)$$

Donde:

$T_w$ : temperatura de pared (K).

$T_{prom}$ : temperatura promedio del fluido que circula por el ánulo (K).

- Se determinan los factores de corrección a través de las ecuaciones (63) y (64) corrigen los coeficientes individuales de transferencia de calor multiplicándolos por el factor de corrección por viscosidad como se presenta a continuación. Para el tubo interno:

$$h_{io} = h_{io}' * \phi_{ti}^{0,17} \quad (111)$$

Donde:

$h_{io}$ : coeficiente individual de transferencia de calor interno ( $W/m^2*K$ ).

- Para el ánulo se corrige a través de la siguiente ecuación:

$$h_o = h_o' * \phi_a^{0,17} \quad (112)$$

7. Se obtiene el coeficiente global de transferencia de calor:

$$U_D = \frac{1}{\frac{1}{h_1} + \frac{1}{h_2} + R_{d1} + R_{d2} + \frac{\varepsilon}{kp_1}} \quad (113)$$

Donde:

$R_{d1}$ : factor de ensuciamiento del fluido caliente ( $m^2*K/W$ ).

$R_{d2}$ : factor de ensuciamiento del fluido frío ( $m^2*K/W$ ).

$kp_1$ : conductividad térmica de la placa ( $W/m*K$ ).

$h_2$ : coeficiente de transferencia de calor para el fluido frío. ( $W/m^2 \cdot K$ ).

8. El método NUT se aplica de la misma manera que para el intercambiador doble tubo, la diferencia radica en la formula a usar para determinar la eficiencia que se encuentra en la tabla N°11 en el APÉNDICE 7.
9. En este paso se determinan las caídas de presión para el intercambiador de placas corrugadas tipo chevron (Bejan y Krauss, 2003):

- Factor de fricción para el fluido caliente:

$$f_1 = \frac{K_p}{Re_1^z} \quad (114)$$

Donde:

$f_1$ : factor de fricción a través del canal para el fluido caliente (adim).

$K_p, z$ : constantes que dependen del ángulo chevron (adim).

Los parámetros  $K_p$  y  $z$  se obtienen de la tabla N°12 ubicada en el APÉNDICE 7.

- Se obtiene la caída de presión a través de la entrada del fluido caliente:

$$\Delta P_{p1} = \frac{1,3 * N_p * G_1^2}{2 * \rho_1} \quad (115)$$

Donde:

$N_p$ : número de pasos por las placas.

$\Delta P_p$ : caída de presión a través de la entrada de la placa (Pa).

- Se obtiene la caída de presión para el fluido caliente:

$$\Delta P_1 = \frac{4 * f_1 * N_p * L_p * G_1^2}{2 * \rho_1 * de * \phi_1^{0,17}} + \Delta P_{p1} \quad (116)$$

Donde:

$\Delta P_1$ : caída de presión para el fluido caliente (Pa)

Se repite el paso 9 para calcular la caída de presión del fluido frío.

**APÉNDICE 4: EJEMPLO DE LA APLICACIÓN DEL MÉTODO DE DIFERENCIAS FINITAS PARA N=3.**

A continuación se presenta un ejemplo de la discretización de las ecuaciones utilizando un N=3 para contraflujo.

Para el tubo interno, desde j=1 hasta j=N se tienen las siguientes ecuaciones:

$$\begin{aligned} \frac{\pi * D^2}{4} * \rho_{ti} * C v_{ti} * \frac{dT_{t1}}{dt} \\ = w_{ti} * C p_{ti} * \left[ \frac{T_{t1} - T_0}{\Delta Z} \right] + h_{io} * \pi * D * (T_{w1} - T_{t1}) \quad (117) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \frac{\pi * D^2}{4} * \rho_{ti} * C v_{ti} * \frac{dT_{t2}}{dt} \\ = w_{ti} * C p_{ti} * \left[ \frac{T_{t2} - T_1}{\Delta Z} \right] + h_{io} * \pi * D * (T_{w2} - T_{t2}) \quad (118) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \frac{\pi * D^2}{4} * \rho_{ti} * C v_{ti} * \frac{dT_{t3}}{dt} \\ = w_{ti} * C p_{ti} * \left[ \frac{T_{t3} - T_2}{\Delta Z} \right] + h_{io} * \pi * D * (T_{w3} - T_{t3}) \quad (119) \end{aligned}$$

Para el anulo, desde j=1 hasta j=N se tienen las siguientes ecuaciones:

$$\begin{aligned} \frac{\pi}{4} * (D_2 - D_1)^2 * \rho_a * C v_a * \frac{dT_{a1}}{dt} \\ = w_a * C p_a * \left[ \frac{T_{a1} - T_{a0}}{\Delta Z} \right] + h_e * \pi * D_1 * (T_{a1} - T_{w1}) \quad (120) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \frac{\pi}{4} * (D_2 - D_1)^2 * \rho_a * C v_a * \frac{dT_{a2}}{dt} \\ = w_a * C p_a * \left[ \frac{T_{a2} - T_{a1}}{\Delta Z} \right] + h_e * \pi * D_1 * (T_{a2} - T_{w2}) \quad (121) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \frac{\pi}{4} * (D_2 - D_1)^2 * \rho_a * C v_a * \frac{dT_{a3}}{dt} \\ = w_a * C p_a * \left[ \frac{T_{a3} - T_{a2}}{\Delta Z} \right] + h_e * \pi * D_1 * (T_{a3} - T_{w j 3}) \end{aligned} \quad (122)$$

Para la pared, desde  $j=1$  hasta  $j=N$  se tienen las siguientes ecuaciones:

$$\begin{aligned} \frac{\pi}{4} * (D_1 - D)^2 * \rho_T * C_T * \frac{dT_{w1}}{dt} \\ = h_e * \pi * D_1 * (T_{a1} - T_{w1}) - h_{io} * \pi * D * (T_{w1} - T_{t1}) \end{aligned} \quad (123)$$

$$\begin{aligned} \frac{\pi}{4} * (D_1 - D)^2 * \rho_T * C_T * \frac{dT_{w2}}{dt} \\ = h_e * \pi * D_1 * (T_{a2} - T_{w2}) - h_{io} * \pi * D * (T_{w2} - T_{t2}) \end{aligned} \quad (124)$$

$$\begin{aligned} \frac{\pi}{4} * (D_1 - D)^2 * \rho_T * C_T * \frac{dT_{w1}}{dt} \\ = h_e * \pi * D_1 * (T_{a1} - T_{w1}) + h_{io} * \pi * D * (T_{w1} - T_{t1}) \end{aligned} \quad (125)$$

$$\begin{aligned} \frac{\pi}{4} * (D_1 - D)^2 * \rho_T * C_T * \frac{dT_{w3}}{dt} \\ = h_e * \pi * D_1 * (T_{a3} - T_{w3}) + h_{io} * \pi * D * (T_{w3} - T_{t3}) \end{aligned} \quad (126)$$

## **APÉNDICE 5: REPRESENTACIÓN ESQUEMÁTICA DEL CÓDIGO DEL PROGRAMA**

El diagrama de bloques o código correspondiente al programa principal se desarrolla en una estructura denominada “Event Structure” o estructura de eventos. El programa consta de trece eventos y cada uno de ellos está asociado a un botón. La ventaja de trabajar con estructuras de eventos es que el código que se encuentra en el evento se ejecuta cuando se presiona el botón asociado al mismo.

Es importante destacar que para la mayor organización del programa se utiliza una herramienta denominada “Variable Global”. Las variables globales son un tipo especial de sub-programa o sub VI, que únicamente dispone de Panel Frontal, en el cual se define el tipo de datos de la variable y el nombre de identificación, imprescindible para después podernos referir a ella en cualquier parte del código. Esto permite eliminar conexiones entre sub-programas, lo que hace el programa más ordenado.

En líneas generales el programa principal está dividido en tres grandes carpetas principales denominadas: estacionario, dinámico y base de datos. Todos los sub-programas que se encuentran en la carpeta estacionario se presentan en la Figura N°31. Las carpetas se incluyen solo para la mayor organización de los sub-programas o sub-vi y se pueden observar al abrir el proyecto de LabView creado. En la Figura N°31 las carpetas se encuentran en cuadros negros y en negritas y los sub-programas en cuadros azules.

Es importante mencionar que los sub-programas no poseen en la figura sus nombres originales, sino un sobrenombre que permita inferir el uso del sub-programa, esto por motivos de espacio. Lo que se desea con esta representación esquemática es visualizar la cantidad de sub-programas que el programa principal utiliza y como están vinculados entre ellos.

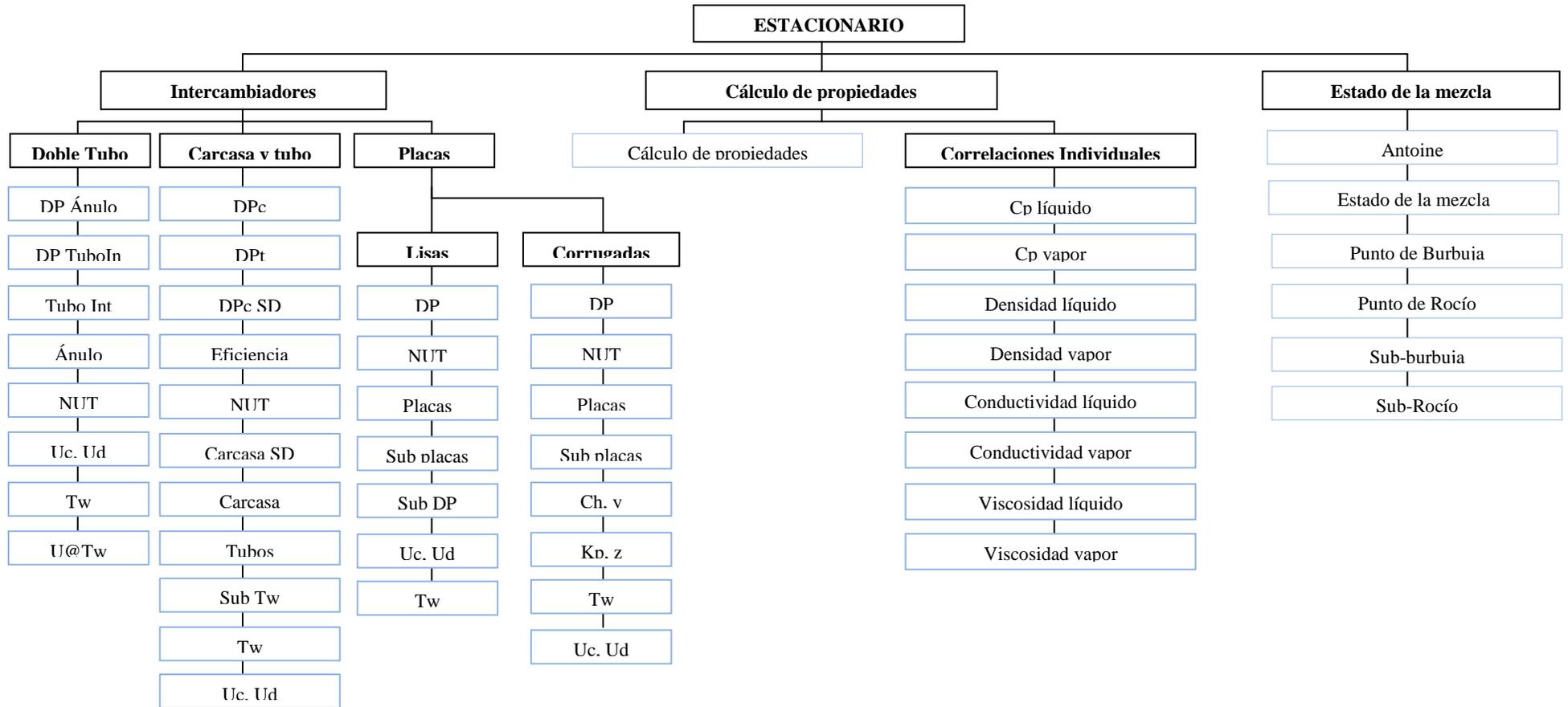


Figura N° 31. Representación esquemática de la carpeta principal “Estacionario”, señalando sus sub-carpetas y sub-programas.

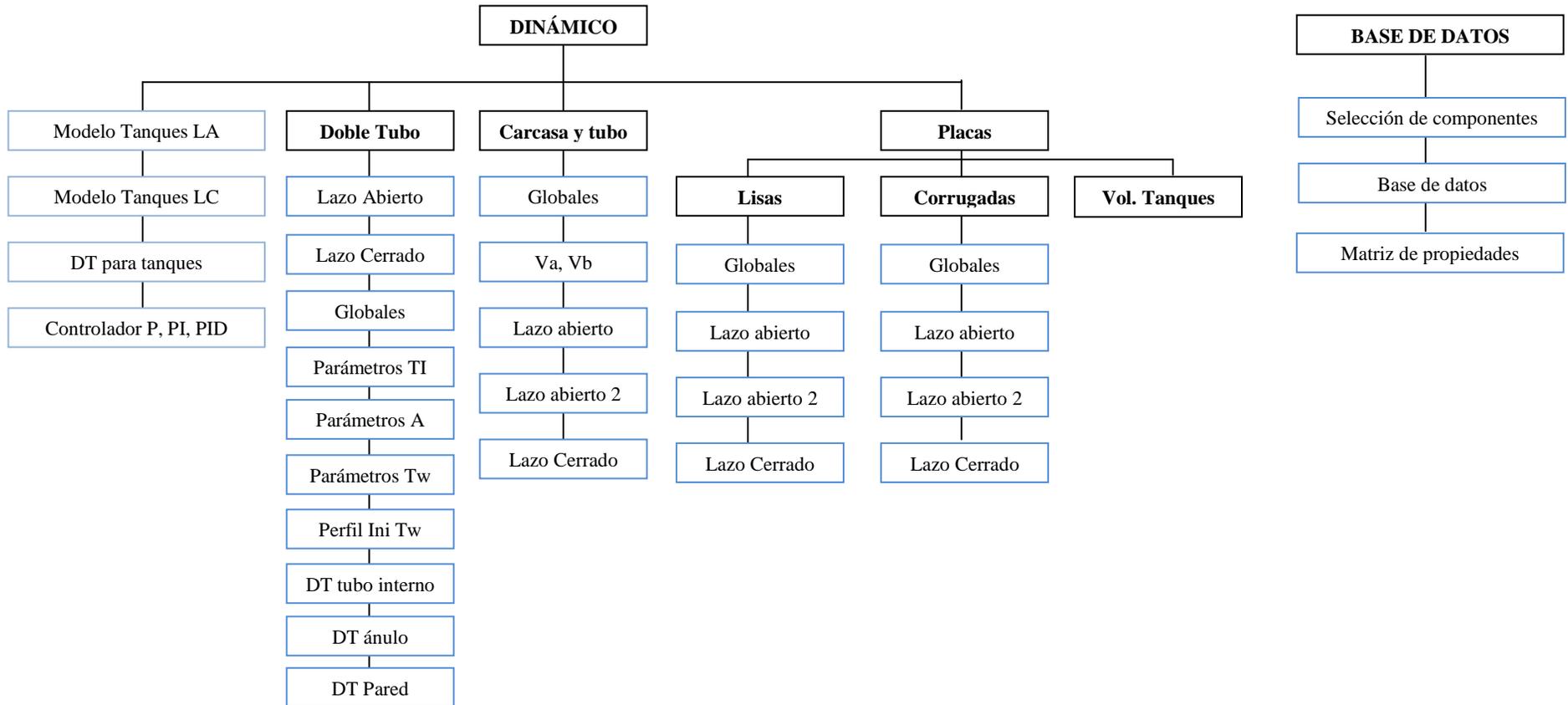


Figura N° 32. Representación esquemática de las carpetas principales “Dinámico” y “Base de Datos”, señalando sus sub-carpetas y sub-programas.

## **APÉNDICE 6: INTERCAMBIADORES UTILIZADOS PARA LA VALIDACIÓN DEL PROGRAMA**

A continuación se presentan los problemas, ejemplos, hojas de especificación y simulaciones realizadas en Hysys para validar el programa desarrollado.

### **Validación en estado estacionario**

En esta sección se presentan los ejemplos, problemas y hojas de especificación utilizadas para validar el programa en estado estacionario para los cuatro (4) tipos de intercambiadores que el programa permite evaluar.

#### **Intercambiador doble tubo**

Problema 6.1 Kern: Los datos de entrada tomados de este problema para el programa son los siguientes: un intercambiador de doble tubo para benceno-tolueno, se deben calentar 1,2373 kg/s de benceno frío de 299,8K a 322K utilizando 0,7976 kg/s de tolueno caliente que se enfría de 344,3K a 310,9K. El área de transferencia de calor es 4,85 m<sup>2</sup> y la longitud requerida es de 35,356 m. Los factores de obstrucción para ambos fluidos es 0,00036 K\*m<sup>2</sup>/W. El benceno circula por el tubo interno y el tolueno por el ánulo. Los diámetros son interno del tubo interno 0,0035m, externo del tubo interno 0,042m y ánulo 0,052m. El intercambiador posee 3 horquillas. (Kern, 1997).

#### **Intercambiador de carcasa y tubos**

Problema 7.4 Kern: Los datos de entrada tomados de este problema para el programa son los siguientes: un intercambiador de carcasa y tubos para agua destilada-agua cruda, 22,049 kg/s de agua destilada entran al intercambiador a 307K y salen a 302,59K. El calor debe ser transferido a 35,279 kg/s de agua cruda proveniente de una fuente de suministro a 297,03K a 299,18K. El área de transferencia de calor es 46,64 m<sup>2</sup> y la longitud de los tubos es de 4,876 m. El factor de obstrucción para el agua cruda y agua destilada es 0,00008 y 0,0002641 K\*m/W

respectivamente. El agua cruda circula por los tubos y el agua destilada por la carcasa. Los diámetros son interno de los tubos 0,01656 m, externo de los tubos 0,01905m. El espaciado entre tubos es de 0,0238m y consta de 160 tubos. El espaciado entre deflectores es 0,3048m y es de un paso por la coraza y dos pasos por los tubos (Kern, 1997).

Hoja de especificación (Abdalah, 2002): Se tiene un intercambiador de carcasa y tubos de gas combinado y vapor de alta presión. 9,180 kg/s de gas combinado a 10780 kPa, entran al intercambiador por el lado de la carcasa a 359,15 K y se calienta hasta 404,15 K utilizando 26,45 kg/s de vapor de alta presión que entra a 498,15 K y sale a 478,15 K. El factor de obstrucción para el lado de la carcasa es de 0,00025 m<sup>2</sup>\*K/W. El área de transferencia de calor es 50,7 m<sup>2</sup>. El diámetro externo de los tubos es 0,038m y el interno 0,029 m, la longitud de los tubos es 2,314 m y el espaciado entre tubos 0,04763 m. El intercambiador consta de 95 tubos. El espaciado entre deflectores es de 0,25 m.

### **Intercambiador de placas**

Problema 1: Este intercambiador tiene como función enfriar 119 kg/s de una corriente de vapor de agua condensado utilizando agua de mar. El agua entra al proceso a 323K y sale a 308K y se enfría con 128 kg/s de agua de mar que entra a 304K y sale a 318K. La presión del condensado 570 kPa y la del agua de mar 380 kPa. El área de transferencia de calor del intercambiador es de 298,2m<sup>2</sup>. Las dimensiones de la placa son: ancho 1,303m, largo 2,399m, espesor 0,0006m. El factor de obstrucción es de 0,00015 m<sup>2</sup>\*K/W para cada lado, el fluido solo pasa una vez por las placas (Abdalah, 2002). El ángulo chevron y el ancho del canal de placa fueron obtenidos de Hysys de acuerdo al fabricante APV, el tipo de placa SR6AA. El ángulo chevron es de 50° y el ancho del canal es 0,004m.

Problema N°2: Este intercambiador tiene como función enfriar el agua que proviene de una chaqueta de enfriamiento. 19,16 kg/s de agua caliente entra al proceso a 320,1K y sale a 314K y se enfría con 13,06 kg/s de agua de mar que entra a

304,06K y sale a 131,30 K. La presión del agua de mar 340 kPa. El área de transferencia de calor del intercambiador es de  $17\text{m}^2$ . Las dimensiones de la placa son: ancho 0,47m, largo 1,1m, espesor 0,0005m. El factor de obstrucción es de  $0,00015\text{ m}^2\cdot\text{K}/\text{W}$  para cada lado. Ambos fluidos pasan por las placas 36 veces. El ángulo chevron es de 32,5 y el ancho de canal de placa es de 0,0049m (Abdalah, 2002).



Tabla N° 12. Constantes de Kumar para un intercambiador sin cambio de fase y pérdidas de presión en un intercambiador de placas y armazón.

Fuente: (Bejan y Krauss, 2003).

Ángulo Chevron	Número de Reynolds	$C_h$	$y$	Número de Reynolds	$K_p$	$z$
$\leq 30$	$\leq 10$	0.718	0.349	$< 10$	50.000	1.000
	$> 10$	0.348	0.663	10–100	19.400	0.589
				$> 100$	2.990	0.183
45	$< 10$	0.718	0.349	$< 15$	47.000	1.000
	10–100	0.400	0.598	15–300	18.290	0.652
	$> 100$	0.300	0.663	$> 300$	1.441	0.206
50	$< 20$	0.630	0.333	$< 20$	34.000	1.000
	20–300	0.291	0.591	20–300	11.250	0.631
	$> 300$	0.130	0.732	$> 300$	0.772	0.161
60	$< 20$	0.562	0.326	$< 40$	24.000	1.000
	20–400	0.306	0.529	40–400	3.240	0.457
	$> 400$	0.108	0.703	$> 400$	0.760	0.215
$\geq 65$	$< 20$	0.562	0.326	$< 50$	24.000	1.000
	20–500	0.331	0.503	50–500	2.800	0.451
	$> 500$	0.087	0.718	$> 500$	0.639	0.213

Figura N° 33. Hoja de especificación del intercambiador 33E102 utilizado en la validación.

HEAT EXCHANGER SPECIFICATION SHEET											
Req'n No.: 21810-E-001 H/A											
Tag No.: 33E102											
1	Customer: MARAVEN S.A.										
2	Project Location: CARDON, VENEZUELA										
3	Plant: MDT-2										
4	Service of Unit: COMBINED GAS / HHPS VAPOR EXCHANGER										
5	Manufacturer: <i>Hughes Anderson</i>										
6	Size: 838 x 2134 mm x mm; Type: DEU (4) Posn: HORIZONTAL Connected in 1 Parallel 1 Series										
7	Surf./Unit ( Eff ): 50.7 m <sup>2</sup> ; Shells/Unit: 1 ; Surf./Shell ( Eff ): 50.7										
8	PERFORMANCE OF ONE UNIT										
9	Fluid Allocation				Shell Side			Tube Side			
10	Fluid Name				COMBINED GAS			HHPS VAPOR			
11	Fluid Quantity, Total				9.180			26.450			
12					IN		OUT		IN		OUT
13	Vapor				9.180		9.180		26.450		25.020
14	Liquid										1.430
15	Steam										
16	Water										
17	Noncondensable										
18	Temperature				86.0		131.0		225.0		205.0
19	Molecular Weight, Vapor				4.65		4.65		8.54		
20	Molecular Weight, Noncondensable										
21					LIQ.		VAP.		LIQ.		VAP.
22	Density				16.200		14.400		19.105		673.600
23	Viscosity				cP		0.012		0.023		0.201
24	Specific Heat				kJ/kg-°C		6.964		7.021		4.760
25	Thermal Conductivity				W/m-°C		0.165		0.178		0.189
26	Latent Heat				kJ/kg @ °C						
27	Inlet Pressure				bara		107.80				96.00
28	Velocity				m/s						
29	Press. Drop Allow / Calc.				bar		0.30 / 0.30				0.33 / 0.33
30	Fouling Resistance				m <sup>2</sup> -°C/W		0.00017				0.00025
31	Heat Exchanged:				2842.00		kW		MTD ( Wtd):		104.66 °C
32	Transfer Rate, Service:				535.6		Clean:		1066.7		W/m <sup>2</sup> -°C
33	CONSTRUCTION OF ONE SHELL										
34	Design / Test Press.				Shell Side			Tube Side			
35	Design Temperature (Min/Max)				120.0 + F.V. / 1.5XMAWP NEW & COLD			120.0 + F.V. / 1.5XMAWP NEW & COLD			
36	No. Passes per Shell				1			2			
37	Corrosion Allowance				3.0			3.0			
38	Connections				Inlet		Outlet		Intermediate		
39	Size & Ratings				IN. 1 10 1500 # (7)RF SR		IN. 1 10 1500 # (7)RF SR		IN. 1 16 1500 # (7)RF SR		IN. 1 16 1500 # (7)RF SR
40	Insulation Thickness				75			90			
41	Tubes				No. U/S 95 ; OD: 38.10 mm ; Thk (Min): 3.251 mm ; Length: 2.134 m ; Pitch: 47.63 mm 90°			STR			
42	Type: BARE SEAMLESS				Material: SA-213 Gr.T11 (2)(9)						
43	Shell: SA-516 Gr.60 (13) ; ID: 838.200 mm				Shell Cover: SA-516 Gr.60 (13) (Integ)						
44	Channel or Bonnet: SA-182-F11 (2)				Channel Cover: SA-182-F11 (2)						
45	Tubesheet - Stationary: SA-182-F11 (2)				Tubesheet - Floating:						
46	Floating Head Cover:				Impingement Protection: YES - DEFLECTOR BEYOND BEND						
47	Baffles Cross: SA-516 Gr.60 (13) ; type: HOR. SEG. ; % Cut (Diam): 20.00; Spacing: c/c 250.8; inlet (10)				Long:						
48	Supports - Tube: U-Bend: SUP'T AT TIP OF BEND				Type:						
49	Bypass Seal Arr./Type: ; No. Prs.: 1 ; Tube - Tubesheet Joint: STRENGTH WELDED				Expansion Joint: Type:						
50	RhoV <sup>2</sup> - Inlet Nozzle: 2412 ; Bundle Entrance: ; Bundle Exit: kg/m-s <sup>2</sup>				Gaskets Shellside: SS SPIRAL WOUND			Tubeside: SS SPIRAL WOUND			
51	Floating Head:				Code Requirements: ASME SECTION VIII DIV. 1 & STAMPED (13)			TEMA Class: R			
52	Weight - Each Shell: 14100				Filled with Water: 15810			Bundle: 2950 kg			
53	REMARKS: (1)PAGE 2: HEAT RELEASE.(2)PAGE 3,4,5,6 ARE ADDITIONAL MATERIAL REQ'D.(3)DESIGN TUBESHT & TUBES FOR MAX. DIFF. PRESS. 70 BAR.(4)CHANNEL: "D" TYPE W/RETAINER RING.(5)TUBESHT & SHELL FLANGE : BOLT THRU CONNECTION.(6)ONE PARTIAL SUP'T: BAFF. SPACING NEXT TO TUBESHT.(7)INTERFRALLY REINF. RADIOGRAPHABLE FORGINGS FOR NOZZLES REQ'D. NO PAD ALLOWED.(8)TUBE/BAFFLE CLEARANCE: CLOSE FIT.(9) USE 2 1/4 Cr-1 Mo, IF MORE ECONOMIC.(10)SHELL INLET: BEYOND U-BEND.(11)H <sub>2</sub> S ON BOTH SIDES.(12)THIS UNIT IS HAZARDOUS SERVICE.(13) SEE TECHNICAL NOTE IN MRD. (14)PARTIAL PRESSURE OF H <sub>2</sub> : S.S.=98 BARA, T.S.=80 BARA.										
54	REVISED NOTE # 12				JOB NUMBER			21810			
55	REISSUED REVISED HIC ADMITS.				DRAWING NO.			DS-E-33E102 R.N.F.E.F.I.L.O			
56	ISSUED FOR QUOTE				BY			APP			
57	DATE: 20-AUG-97				REVISION			SHEET 2 OF 2			

Form 1586 (4/92)

Figura N° 34. Hoja de especificación del intercambiador de placas 33-E-140 utilizado para la validación.

PLATE HEAT EXCHANGER			
1	Customer	MARAVEN	Exchanger Mfr. APV
2	Project Location	CARDON VENEZUELA	Requisition No. 21810-E-123
3	Plant	REFINERY EXPANSION PROJECT PARK B	Item No. 1 UNIT: HDT-2
4	Service of Unit	CLOSED COOLING WATER EXCH	Exchanger No. 33-E-140 A/B
5	Type	No. of Exch.	Connected In
6	Total Surface	298.2 m <sup>2</sup>	Surface Per Exch. 298.2 m <sup>2</sup>
PERFORMANCE OF ONE UNIT			
7		HOT SIDE	COLD SIDE
8	Fluid Circulated	COOLING WATER (CONDENSATE)	COOLING WATER/SEA WATER
9	Total Fluid Entering	Kg/s 119	128
10	Vapor	Kg/s	
11	Liquid (WATER)	Kg/s 119	128
12	Steam	Kg/s	
13	Non-Condensables	Kg/s	
14	Fluid Vaporized or Condensed	Kg/s	
15	Steam Condensed	Kg/s	
16	Specific Heat	KJ/kg °C	
17	Gravity	SpGr at 60 °F	
18	Thermal Conductivity	W/m °C	
19	Viscosity	cP	
20	Latent Heat-Vapors	KJ/kg	
21	Temperature In	°C 50	31
22	Temperature Out	°C 35	45
23	Operating Pressure	BAR 5.7	3.8
24	Pressure Drop, Allow/Calc	BAR 0.7/0.6	0.7/0.7
25	Number of Passes	1	1
26	Heat Exchanged	7501 kW	M.T.D. 4.2 °C
27	Transfer Rate	5967.6 W/m <sup>2</sup> °C	Percent Over Surface 10
CONSTRUCTION			
28	Design Pressure	BAR 7.0	5.5
29	Test Pressure	BAR CODE	CODE
30	Design Temperature	°C 100	50
31	Connections	In/Out 10 1 10"	12 1 12"
32	Rating	150# RF	150# RF
33	Auxiliary		
34	Material - Gaskets	NITRILE	NITRILE
35	Material - Nozzles	C.S.	TITANIUM
36	Material - Plates	TITANIUM	NO OF PLATES 169 Thickness 0.6 mm
37	Material - Covers: Carbon Steel		Bolts & Bars: Stainless Steel
38	Code Requirements: ASME VIII, Div. 1 Stamp (Yes) (No)		Specification
39	Dimensions:		
40	Weight: Dry	5697 Kg	Full of Water Kg
41	Remarks	(1) THREE EXCHANGERS ARE REQUIRED FOR FULL SCOPE. TWO EXCHANGERS (ONE OPERATING AND ONE SPARE) ARE REQUIRED FOR PRESENT SCOPE OF WORK AND ONE WILL BE INSTALLED IN THE FUTURE.	
42		(2) FOWLING HOT SIDE = 0.00025 m <sup>2</sup> °C/W, COLD SIDE = 0.00035 m <sup>2</sup> °C/W AS RELATED TO A SHELL & TUBE	
43			
44			
45			
46			
	REV.	ISSUED FOR PURCHASE	M/J
	0	ISSUED FOR QUOTATION	TB M/J
		JOB NO. 21810	DATA SHEET. RCN
			233735
			REV. 1

(3) FRAME SIZE IS 1993 mm W x 2945 mm H x 2399 mm L  
 (4) UNIT HAS ADDITIONAL FUTURE CAPACITY FOR 146 MORE PLATES. SHT. 2 OF 2

Figura N° 35. Hoja de especificación del intercambiador de placas 33-E-127 utilizado para la validación.

**PLATE & FRAME HEAT EXCHANGER DATA SHEET**

Req'n. <b>21810-K-002</b>	
Tag No.: <b>33-E-127A/B</b>	
Customer: <b>Maraven</b>	
Project Location: <b>Cardon, Venezuela</b>	Exchanger Mfr.: <b>ALFA LAVAL</b>
Plant: <b>Refinery Expansion Project</b>	Item No.:
Service of Unit: <b>JACKET WATER COOLER</b>	
Type: <b>MIOBFG</b>	No. of Exch.: <b>TWO</b> Connected In: <b>PARALLEL</b>
Total Service: <b>m<sup>2</sup></b>	Surface Per Exchanger: <b>17</b> m <sup>2</sup>

**PERFORMANCE OF ONE UNIT**

	HOT SIDE				COLD SIDE			
	COOLANT (FRESH WATER)		SEA WATER					
Fluid Name								
Fluid Quantity, Total	<b>19.16</b> kg/s				<b>13.06</b> kg/s			
	IN		OUT		IN		OUT	
Vapor								
Liquid								
Steam	<b>19.16</b>		<b>19.16</b>		<b>13.06</b>		<b>13.06</b>	
Water								
Non-Condensables								
Temperature	<b>47.1</b> °C		<b>41.0</b> °C		<b>31.0</b> °C		<b>40.3</b> °C	
Molecular Weight, Vapor								
Molecular Weight, Noncondensable								
	LIQ.	VAP.	LIQ.	VAP.	LIQ.	VAP.	LIQ.	VAP.
Density	<b>988</b>		<b>990</b>		<b>1015</b>		<b>1018</b>	
Viscosity	<b>0.57</b> cP		<b>0.64</b> cP		<b>0.83</b> cP		<b>0.69</b> cP	
Specific Heat	<b>4.174</b> kJ/kg·°C		<b>4.176</b> kJ/kg·°C		<b>4.021</b> kJ/kg·°C		<b>4.031</b> kJ/kg·°C	
Thermal Conductivity	<b>0.639</b> W/m·°C		<b>0.632</b> W/m·°C		<b>0.61</b> W/m·°C		<b>0.624</b> W/m·°C	
Latent Heat								
Inlet Pressure (gage)								
Pressure Drop, Allow/Calc	<b>100</b> kPa		<b>97.5</b> kPa		<b>100</b> kPa		<b>44.8</b> kPa	
Number of Passes	<b>30</b>		<b>30</b>		<b>30</b>		<b>30</b>	
Channel Types								
Plate/Port Velocity	<b>1</b> m/s		<b>1</b> m/s		<b>1</b> m/s		<b>1</b> m/s	
Heat Exchanged:	<b>490</b> kW				<b>1</b> kW			
Transfer Rate:	<b>7149/3450</b> W/m <sup>2</sup> ·°C				<b>8.3</b> °C			
					MTD:		Percent Over Surface: <b>107</b>	

**CONSTRUCTION**

Design/MAMP/Test Pressure (gage)	<b>10</b> bar	<b>1</b> bar	<b>15</b> bar	<b>10</b> bar	<b>1</b> bar	<b>15</b> bar
Design Temperature	<b>99</b> °C		<b>99</b> °C		<b>99</b> °C	
Connections Size & Rating, IN/OUT	<b>4" 150# RF</b>		<b>4" 150# RF</b>		<b>4" 150# RF</b>	
Corrosion Allowance						
Material - Gaskets	<b>NITRILE</b>		<b>NITRILE</b>		<b>NITRILE</b>	
Material - Nozzles	<b>TITANIUM</b>		<b>TITANIUM</b>		<b>TITANIUM</b>	
Material - Plates:	<b>TITANIUM</b>		<b>TITANIUM</b>		<b>TITANIUM</b>	
Material - Covers:	<b>P 510 GR 60</b>		<b>P 510 GR 60</b>		<b>P 510 GR 60</b>	
Carry & Guide Bars:	<b>ZINC COATED C.S.</b>		<b>ZINC COATED C.S.</b>		<b>ZINC COATED C.S.</b>	
Code Requirements:	<b>ASME VIII, Div. 1 Stamp (Yes/No)</b>		<b>ASME VIII, Div. 1 Stamp (Yes/No)</b>		<b>ASME VIII, Div. 1 Stamp (Yes/No)</b>	
Dimensions:	<b>470 x 1110 x 981 mm (W x L x H)</b>		<b>470 x 1110 x 981 mm (W x L x H)</b>		<b>470 x 1110 x 981 mm (W x L x H)</b>	
Weight - Dry:	<b>320</b> kg		<b>320</b> kg		<b>320</b> kg	
Max. Particle Size to Pass Plate:						
Gasket Type:						
Flow Direction:						
REMARKS:	<b>FOULING FACTOR: HOT SIDE 0.0015 m<sup>2</sup>·°C/W</b>					
	<b>COLD SIDE 0.0015 m<sup>2</sup>·°C/W</b>					

	NO.	DATE	REVISION	BY	CHK	APP	JOB NO.	DRWG. NO.	REV
	3	04/11/93	ISSUE FOR PURCHASE				21810	REN-225872	4
	0	22-JUL-93	ISSUED FOR QUOTATION						

Form 9078 (3/93) SHEET 2 OF 2

## **ANEXOS**

### **Manual de Usuario**



---

## Manual del usuario



# CONTENIDO

## Capítulo 1

<b>Introducción</b> .....	<b>1</b>
¿Qué es INTER-EIQ? .....	1
¿Cómo fue creado INTER-EIQ? .....	1
¿Qué tipos de intercambiador de calor pueden ser evaluados a través de INTER-EIQ? .....	2

## Capítulo 2

<b>Conexión entre INTER-EIQ y la base de datos Access</b> .....	<b>3</b>
¿Qué es una base de datos? .....	3
¿Qué debo hacer para que el programa funcione con la base de datos? .....	5

## Capítulo 3

<b>Uso de INTER-EIQ</b> .....	<b>10</b>
¿Cómo abrir el programa? .....	10
¿Cómo evaluar un intercambiador de doble tubo en estado estacionario? .....	10
¿Cómo evaluar un intercambiador de carcasa y tubo en estado estacionario? .....	17
¿Cómo evaluar un intercambiador de placas lisas en estado estacionario? .....	19
¿Cómo evaluar un intercambiador de placas corrugadas en estado estacionario? ..	20
¿Cómo evaluar un intercambiador de doble tubo en condiciones dinámicas a lazo abierto? .....	22
¿Cómo evaluar un intercambiador de doble tubo en condiciones dinámicas a lazo cerrado? .....	24
¿Cómo evaluar un intercambiador de carcasa y tubo en condiciones dinámicas a lazo abierto? .....	25

¿Cómo evaluar un intercambiador de carcasa y tubo en condiciones dinámicas a lazo cerrado?.....	25
¿Cómo evaluar un intercambiador de placas lisas en condiciones dinámicas a lazo abierto? .....	27
¿Cómo evaluar un intercambiador de placas lisas en condiciones dinámicas a lazo cerrado?.....	28
¿Cómo evaluar un intercambiador de placas corrugadas en condiciones dinámicas a lazo abierto?.....	30
¿Cómo evaluar un intercambiador de placas corrugadas en condiciones dinámicas a lazo cerrado?.....	31
¿Puedo cambiar el rango de la escala de los gráficos? .....	33
¿Qué puedo hacer si los cambios en las variables de salida se presentan muy rápido o muy lentamente?.....	33
<b>Capítulo 4</b>	
<b>Ampliación de la base de datos.....</b>	<b>34</b>
¿Se puede ampliar la base de datos creada en Microsoft Access? .....	34
¿Qué debo hacer para ampliar esta base de datos?.....	34
<b>Capítulo 5</b>	
<b>Apéndices.....</b>	<b>36</b>
Lista de símbolos .....	36

## **Capítulo 1**

### **Introducción**

#### **¿Qué es INTER-EIQ?**

INTER-EIQ es un programa que permite realizar la evaluación de intercambiadores de calor industriales con la finalidad de que el usuario pueda realizar estudios de evaluación, operación y control. El programa fue desarrollado para evaluar corrientes de componentes puros o mezclas. Para realizar la evaluación de un intercambiador de calor el usuario debe conocer las variables de entrada al intercambiador, así como la geometría del mismo y permite conocer las temperaturas de salida y las caídas de presión generadas en el mismo. Por medio de la simulación dinámica se puede evaluar cómo se comportan las variables más importantes en el proceso, tanto a lazo cerrado como abierto.

#### **¿Cómo fue creado INTER-EIQ?**

INTER-EIQ fue creado haciendo uso de la programación gráfica. Para esto, se utilizó el lenguaje de programación LabView. El simulador puede comunicarse con una base de datos creada en Microsoft Access, para poder calcular propiedades físico-químicas de componentes puros o mezclas. El programa fue desarrollado haciendo uso de los modelos matemáticos, tanto en estado estacionario como dinámico, que rigen la evaluación de los intercambiadores de calor.

Adicionalmente, la interfaz del programa fue creada de manera que el usuario pueda entender sin problema los pasos que se deben seguir para realizar la simulación.

**¿Qué tipos de intercambiador de calor pueden ser evaluados a través de INTER-EIQ?**

INTER-EIQ permite evaluar intercambiadores de calor de doble tubo o tubos concéntricos, intercambiadores de carcasa y tubos, placas lisas y placas corrugadas tipo chevron, tanto en estado estacionario como en dinámico.

## **Capítulo 2**

### **Conexión entre INTER-EIQ y la base de datos Access**

#### **¿Qué es una base de datos?**

Una base de datos en líneas generales, es un conjunto de información estructurada y organizada independientemente de su utilización. Puede considerarse como un almacén, que nos permite guardar grandes cantidades de información de forma organizada, para que posteriormente pueda ser utilizada y encontrada fácilmente.

En términos computacionales, una base de datos es un sistema formado por un conjunto de datos, que permiten el acceso directo a ellos y un conjunto de programas que manipulen ese conjunto de datos. Cada base de datos se compone de una o más tablas que guarda un conjunto de datos. Cada tabla tiene una o más filas y columnas.

#### **Base de datos que utiliza el INTER-EIQ**

INTER-EIQ para la obtención de las propiedades físico-químicas de los compuestos o mezclas, utiliza una base de datos que contiene, para cada componente que maneja el programa, las propiedades dependientes y no dependientes de la temperatura.

Las no dependientes de la temperatura son almacenadas en la base de datos como su propio valor, por otro lado, las no dependientes de la temperatura, son obtenidas por el programa a través de una serie de correlaciones. Por lo tanto, en la base de datos se encuentran todas las constantes que forman parte de las correlaciones dependientes de la temperatura para cada propiedad.

## Base de datos de propiedades físico-químicas

Herramientas de tabla BDTEG : Base de datos (Formato de archivo de Access 2002 - 2003) - Microsoft Access

Inicio Crear Datos externos Herramientas de base de datos Acrobat Hoja de datos

Ver Cortar Copiar Copiar formato Fuente Texto enriquecido Actualizar todo Guardar Revisión ortográfica Eliminar Más Registros Ordenar y filtrar Buscar

Advertencia de seguridad Se ha deshabilitado parte del contenido de la base de datos Opciones...

Panel de exploración

Component	PM	TC	PC	OMEGA	CPVA	CPVB	CPVC	CPVD	VLC1	VLC2
1-Decanol	158.285	700	22	0	3.48	0.2137	-0.000094	0	-80.656	6325.5
1-Heptanol	116.204	633	30	0.56	1.172	0.1619	-0.000082	0	-78.843	5957.3
1-Hexanol	102.177	610	40	0.56	1.149	0.1407	-0.000072	0	-43.289	4041.2
1-Nonanol	144.2572	668.9	25.66	0.62667	0.305978077960075	0.21077598370928	-1.14532416236167E-04	2.34292187150069E-08	-7.1348	2776.3
1-Octanol	130.231	58	34	0.53	1.474	0.1817	-0.000091	0	-50.674	4725.1
1-Pentanol	88.15	586	38	0.58	0.924	0.1205	-0.000063	0	-22.758	2916.9
1-Propanol	60.096	586	38	0.58	0.924	0.1205	-0.000063	0	-175.28	6104.4
2-Butanol	74.1228	536	41.4	0.576	1.374	0.1014	-0.000056	0	-106.38	7434.3
2-Hexanol	102.177	586.2	33.555	0.56546	1.14934398433344	0.140735858595444	-7.19084571040306E-05	1.2962243496006E-08	-124.44	8342.5
2-Pentanol	88.15	560.4	36.615	0.56247	0.548933229924	0.1276173309193	-7.41964556541E-05	1.694822713186E-08	-108.09	7518.2
Agua	18.015	647.3	217.6	0.344	7.701	0.00046	0.000003	0	-52.843	3703.6
Aire	28.9505	132.45	37.24	0.035	0.941462	0.0001364	0.00000108	0	-20.077	285.15
Anilina	93.129	699	52.4	0.382	9.677	0.1525	-0.000123	0	-171.87	9889.6
Benceno	78.114	562.1	48.3	0.212	-0.409322	0.077620168	-0.000026429087	0	-7.3703	1037.6
Etano	46.069	305.4	48.2	0.098	1.292	0.04254	-0.000017	0	-7.0046	276.38
Etolol	46.069	516.2	63	0.635	6.990266	0.039741987	-0.000011925974	0	7.875	781.98
Metano	16.043	190.6	45.4	0.008	4.598	0.01245	0.000003	0	-6.1572	178.15
Metanol	32.042	512.6	79.9	0.559	5.052	0.01694	0.000006	0	-25.317	1789.2
N-Butano	58.124	425.2	37.5	0.193	2.266	0.07913	-0.000026	0	-7.2471	534.82
N-Decano	142.286	617.6	20.8	0.49	-1.89	0.2295	-0.000126	0	-16.468	1533.5
N-Heptano	100.205	540.2	27	0.351	-1.229	0.1615	-0.000087	0	-24.451	1533.1
N-Hexano	86.178	507.4	29.3	0.296	-1.054	0.139	-0.000074	0	-20.715	1207.5
N-Nonano	128.259	594.6	22.8	0.444	0.751	0.1618	-0.000046	0	-21.149	1658
N-Octano	114.232	568.8	24.5	0.394	-1.456	0.1842	-0.0001	0	-20.463	1497.4
N-Pentano	72.151	469.6	33.3	0.251	-0.866	0.1164	-0.000062	0	-20.383	1050.4

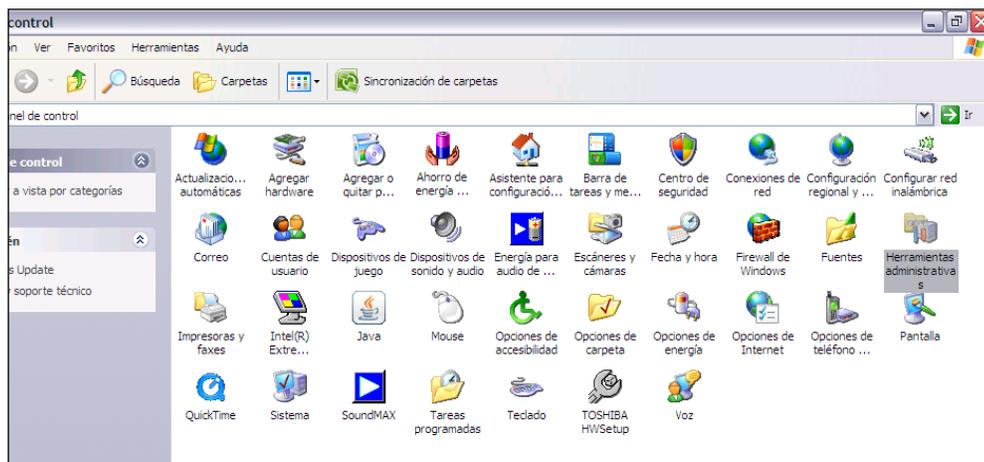
Registro: 1 de 27 Sin filtro Buscar Bloq Num

## ¿Qué debo hacer para que el programa funcione con la base de datos?

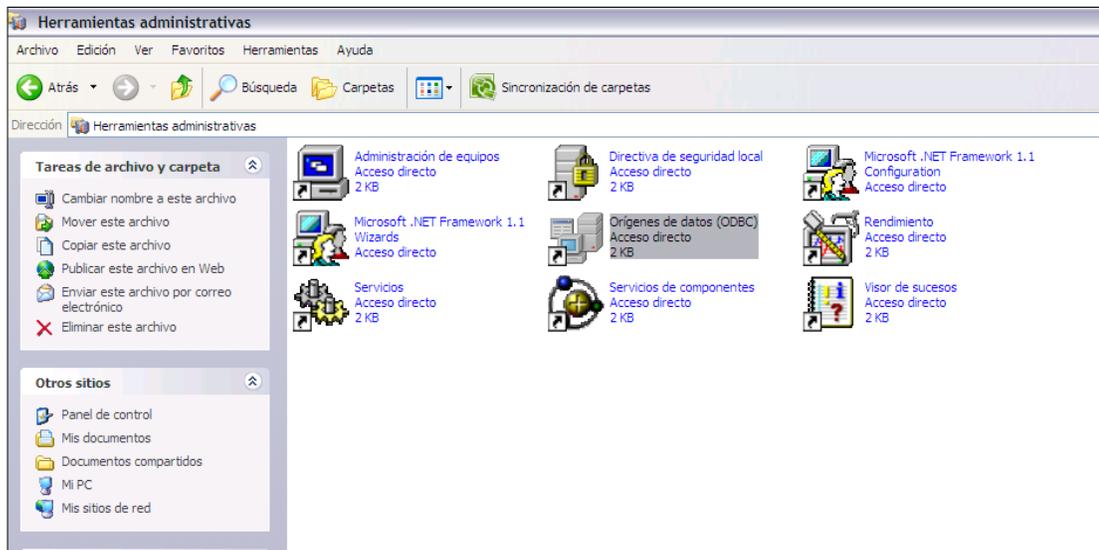
Antes de utilizar el programa en cualquier computadora debe habilitarse la comunicación entre la base de datos y el programa. Adicionalmente de poseer el archivo de LabView que contiene el programa principal, en el CD existen otros archivos que deben utilizarse para que el programa pueda leer la base de datos.

Por lo tanto, deben seguirse una serie de pasos para que el programa sea capaz de reconocer la base de datos que contiene las propiedades físico-químicas de los componentes. A continuación se presentan los pasos para usuarios de Windows XP:

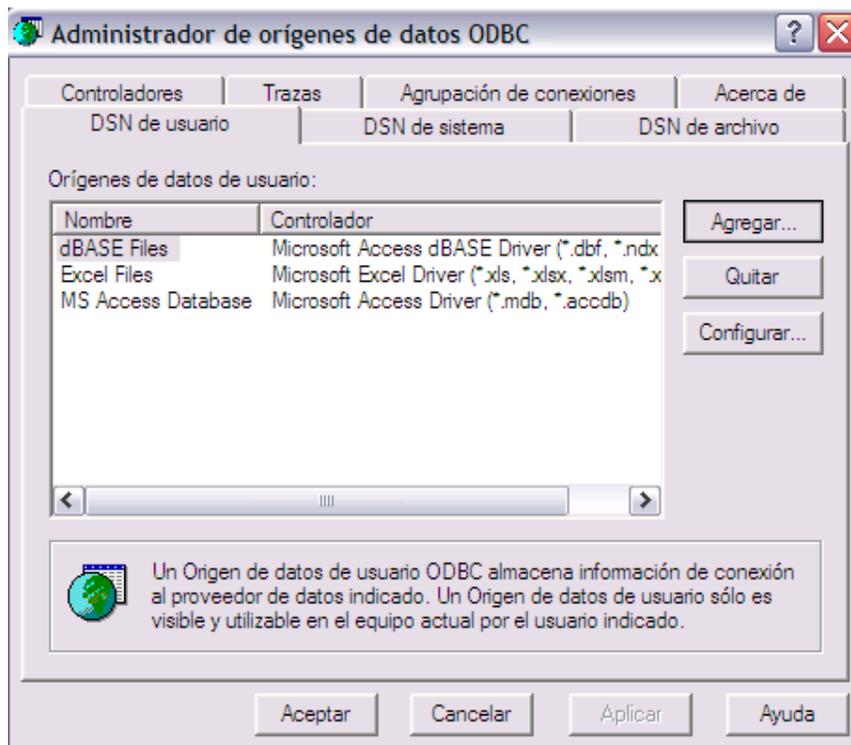
1. Crear una carpeta en cualquier directorio de la computadora, que sea de fácil acceso.
2. Deben copiarse todos los archivos que corresponden al programa desde el CD que lo contiene a la carpeta recientemente creada en la computadora.
3. Ahora procederemos a crear un usuario en ODBC (Open Database Connectivity) en Windows, este usuario va a ser relacionado con la base de datos existente en el CD denominada “BDTEG.mdb” de la siguiente manera:
  - Seleccionar Inicio/ Panel de Control (Control Panel)/ Herramientas Administrativas (Administrative Tools):



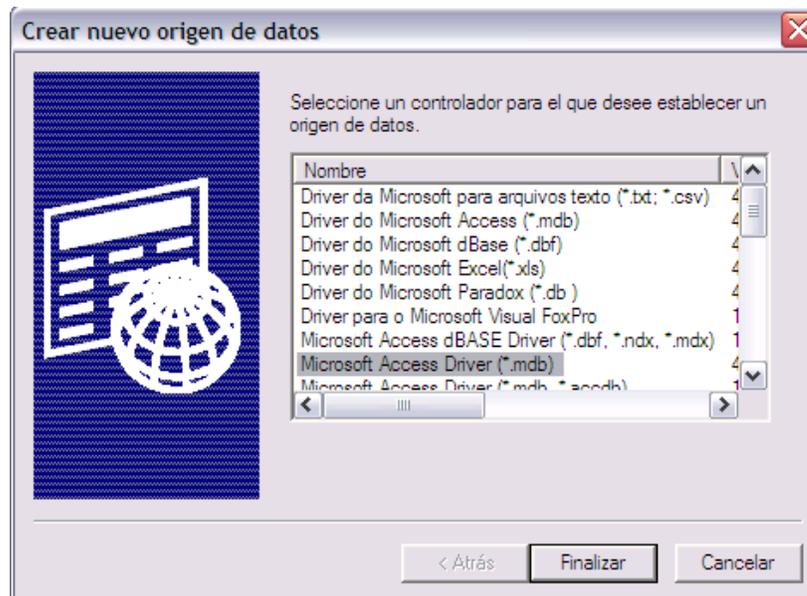
- Luego seleccionar Orígenes de datos (ODBC) (Data Sources (ODBC)).



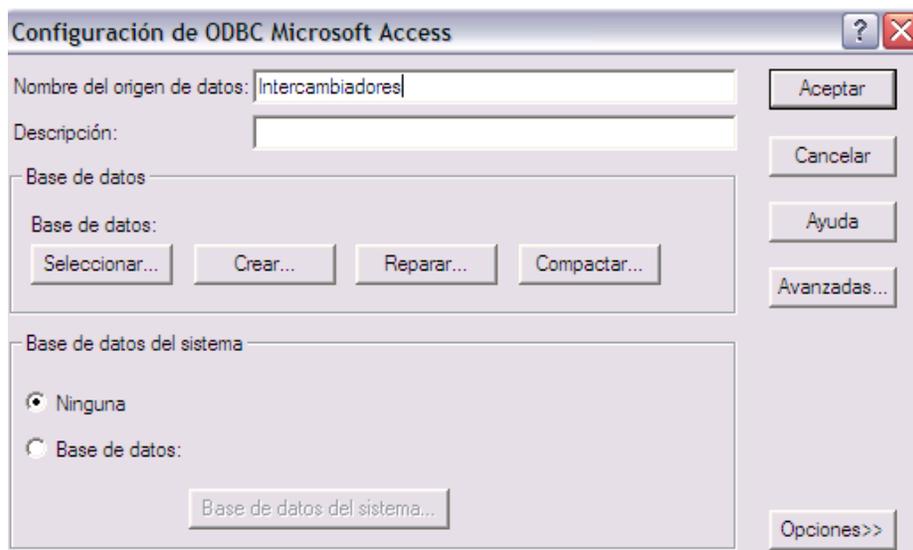
- Se abrirá una ventana como la que se presenta a continuación:



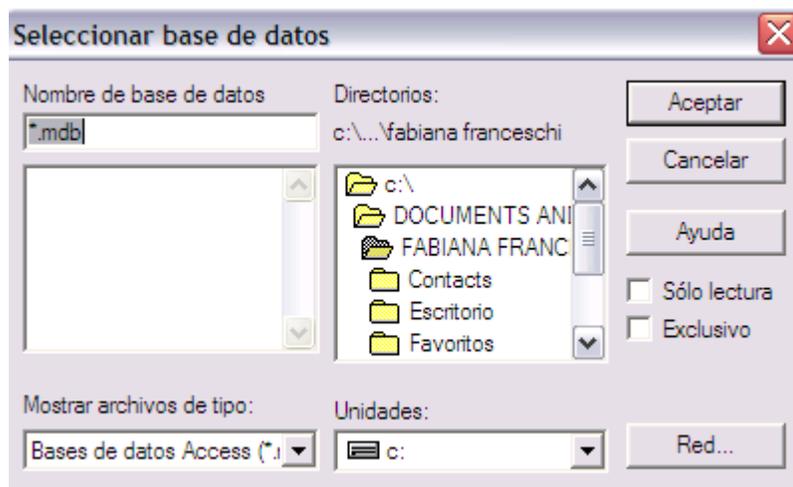
- Presionar el botón “Agregar” en la pestaña perteneciente a DSN de Usuario (User DSN) y aparecerá una ventana como la que se presenta a continuación:



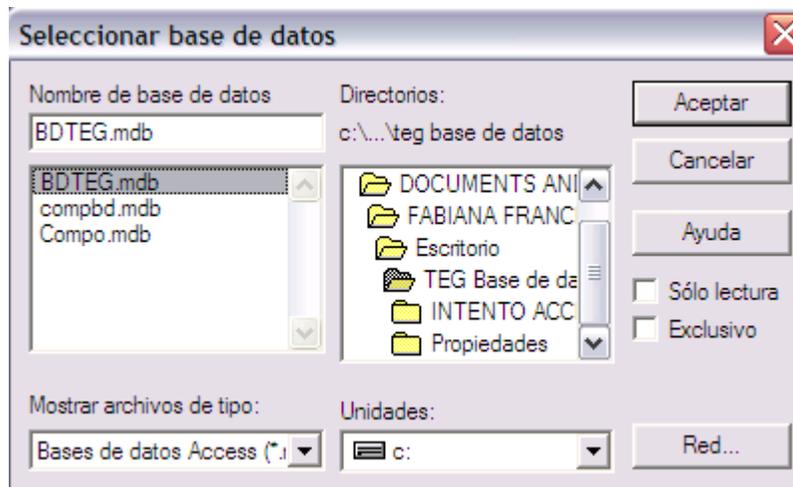
- Darle doble click a “Microsoft Access Driver (\*.mdb), se abrirá una ventana como esta:



- Colocar en donde dice “Nombre del origen de datos” la palabra “Intercambiadores” y luego darle click al botón “seleccionar”, aparecerá una ventana como la que se presenta a continuación:



- Luego en donde aparece la palabra “Directorios” se debe buscar la ubicación en donde se creó la carpeta, en ella se debe buscar el archivo denominado “BDTEG.mdb” y cuando aparezca debajo de “Nombre de la base de datos” el archivo .mdb, como se presenta a continuación, entonces presionar el botón de Aceptar.



Para usuarios de Windows Vista / Windows7 se debe ubicar el ODBC de 32 bits y se realiza de la siguiente manera:

- Se debe ubicar el archivo odbcad32 en la siguiente dirección:  
c:\windows\syswow64\odbcad32.exe, abrirlo y continuar con los pasos anteriores.

## Capítulo 3

### Uso de INTER-EIQ

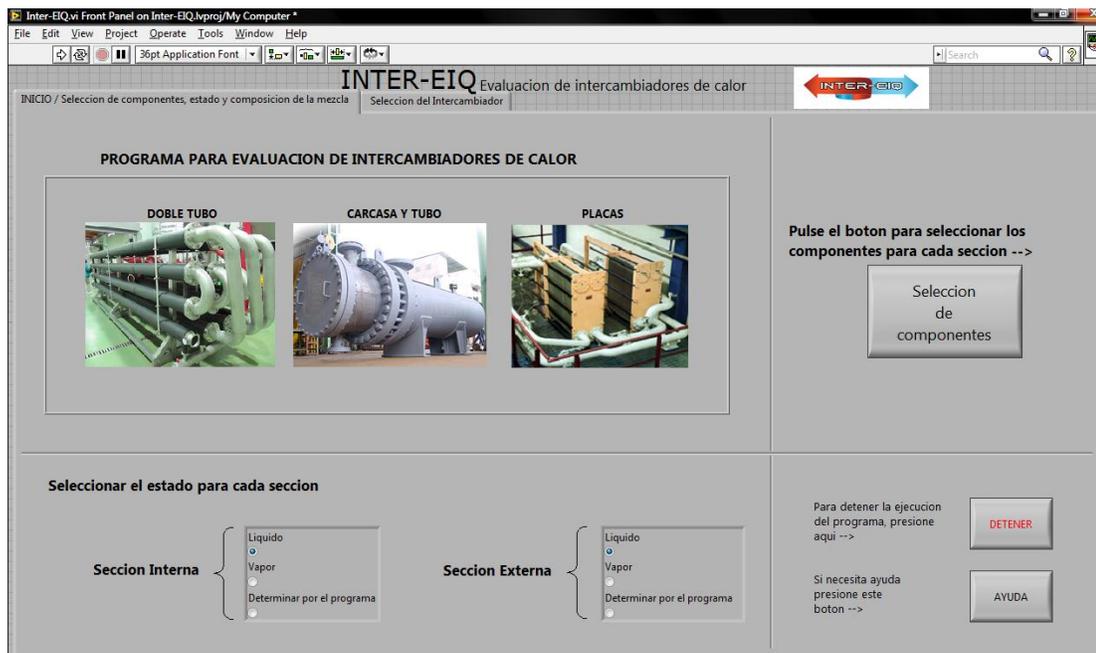
#### ¿Cómo abrir el programa?

Para iniciar el programa sólo debe abrirse el archivo de LabView llamado INTER-EIQ.vi.

#### ¿Cómo evaluar un intercambiador de doble tubo en estado estacionario?

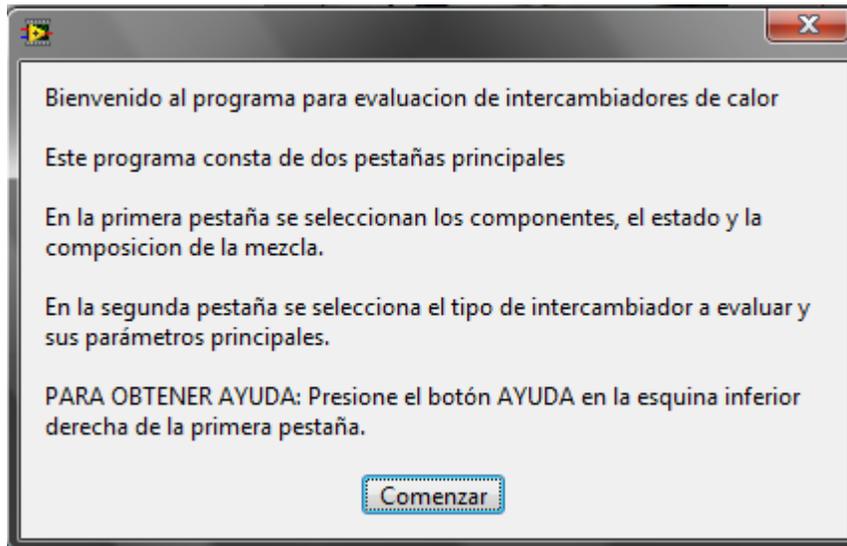
#### Pasos Iniciales

Al abrir el programa aparece una pestaña como la que se presenta en la imagen a continuación:

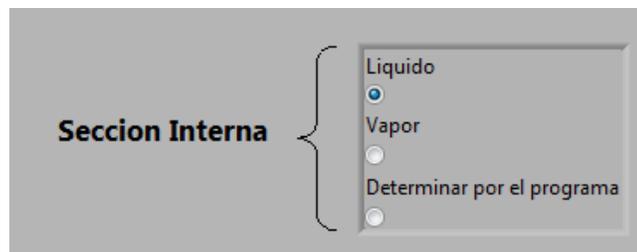


Inicialmente se debe correr el programa pulsando la flecha blanca que aparece en el menú de LabView . Para pausar el programa debe presionarse el botón  y para detenerlo una vez que ya se haya corrido se presiona el botón .

Al darle a la flecha para correr el programa, aparece un mensaje como el que se presenta a continuación, el cual, en líneas generales explica los tips para el buen funcionamiento del programa



Luego se debe seleccionar el estado de cada sección del intercambiador, esto se realiza en la parte inferior de la pestaña principal. Allí se pueden encontrar dos cuadros como los que se presentan en la imagen a continuación:

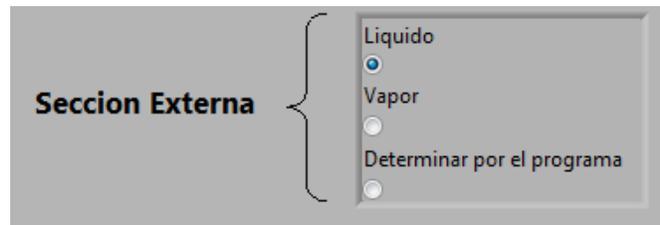


En este cuadro se selecciona el estado de la corriente que circula por:

- El tubo interno en el caso de los intercambiadores de doble tubo.

- Los tubos en el caso de los intercambiadores de carcasa y tubos.
- El fluido caliente en el caso del intercambiador de placas lisas o corrugadas.

Del lado derecho de ese cuadro, se encuentra otro como el que se presenta a continuación:

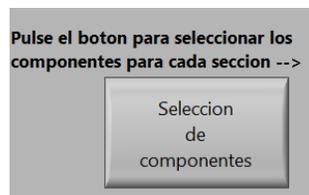


En este cuadro se selecciona el estado de la corriente que circula por:

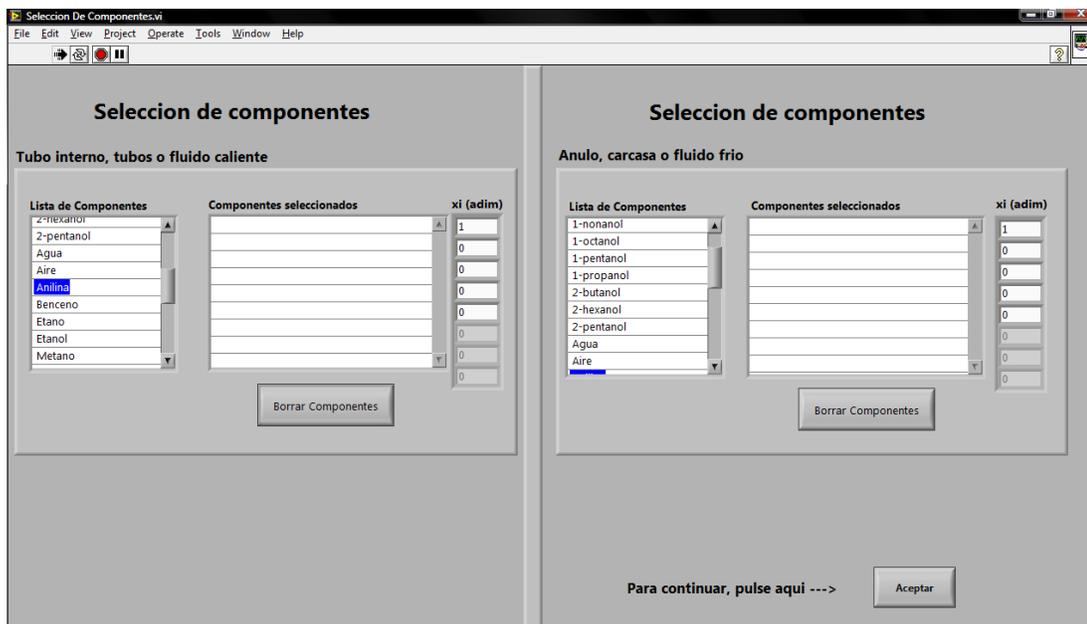
- El ánulo en el caso de los intercambiadores de doble tubo.
- La carcasa en el caso de los intercambiadores de carcasa y tubos.
- El fluido frío en el caso del intercambiador de placas lisas o corrugadas.

El usuario, si conoce el estado de las corrientes lo selecciona en los cuadros presentados anteriormente, por otro lado, si los desconoce debe seleccionar la opción “Determinar por el programa” y el programa se encargará de calcular el estado de la corriente.

Posteriormente se debe pasar a la selección de componentes, esto se realiza pulsando el botón que se encuentra del lado derecho de la pestaña:



Al presionar este botón se abre una ventana que permite seleccionar, tanto los componentes que circulan por cada sección del intercambiador, como la composición de los componentes en la mezcla.



Del lado derecho se deben seleccionar los componentes que circulan por el tubo interno, tubos o fluido caliente. Esto se realiza dándole doble click a los componentes que se encuentran en la lista de componentes. Luego de darle doble click el componente aparece en la lista de componentes seleccionados.

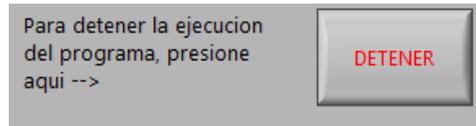
De igual manera se realiza del lado derecho para los componentes que circulan por el ánulo, carcasa o fluido frío. También se debe seleccionar la composición de la mezcla. Luego de seleccionar los componentes y llenar la composición se puede salir de la ventana.

**NOTA: SI NO SELECCIONA LOS COMPONENTES O LAS COMPOSICIONES Y SALE DE LA VENTANA EL PROGRAMA NO FUNCIONARÁ CORRECTAMENTE.**

Si está seguro de haber llenado todos los campos pertenecientes a esta ventana presione el botón "Aceptar". Al presionar este botón el programa recordará los componentes que usted seleccionó y las composiciones.

Al cerrarse esa ventana, vuelve a aparecer la pestaña inicial. En este punto usted ya ha llenado todos los datos de entrada que deben ser completados en esta

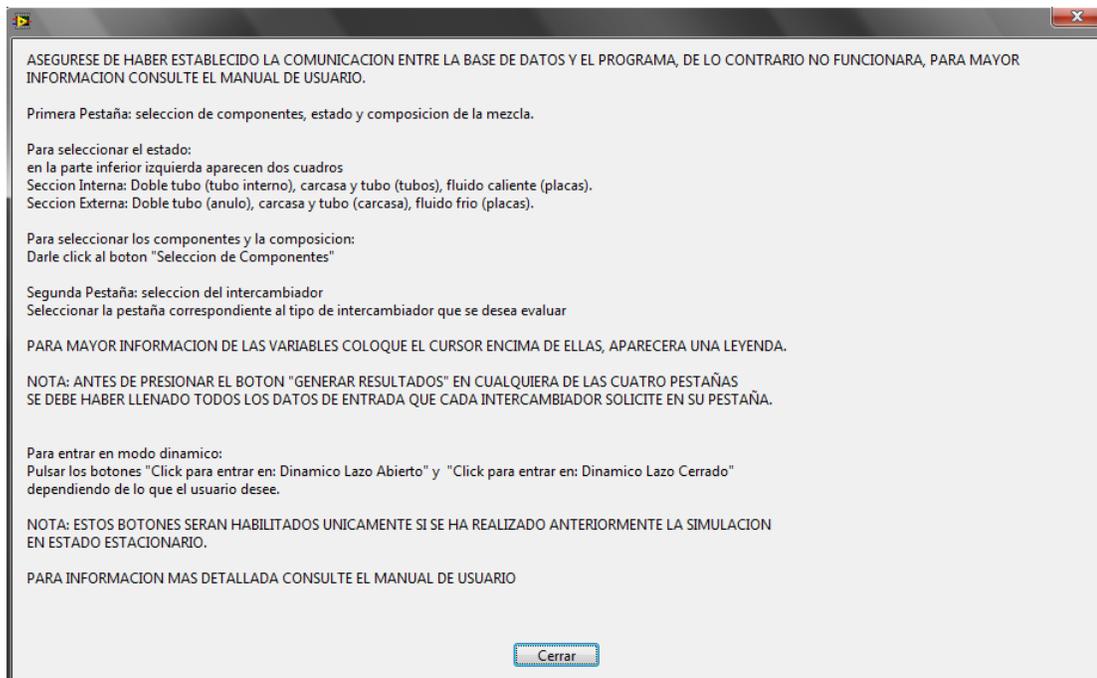
pestaña. En la parte inferior derecha se presentan dos botones que pueden ser presionados si se desea. El primer botón es el de “DETENER”, usted puede presionar este botón en cualquier momento para detener el programa.



El segundo botón es el de “AYUDA”, usted puede presionar este botón en cualquier momento de la evaluación mientras que el programa esté corriendo.

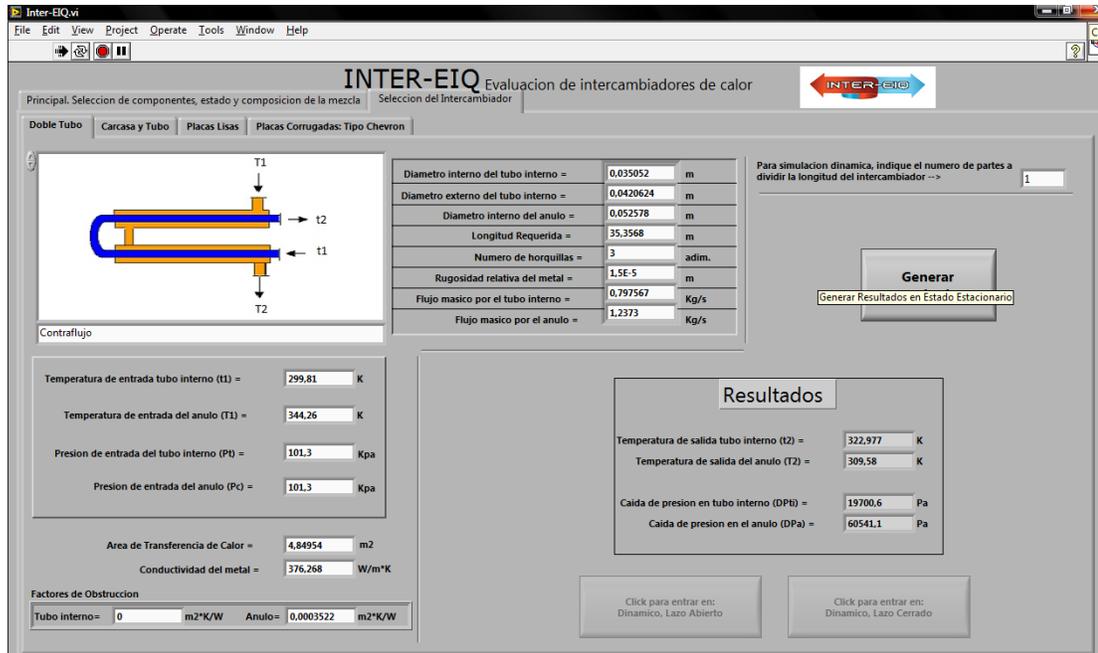


Al presionar este botón se abre una ventana que contiene una serie de notas que pueden servir de guía para el uso del programa.



## Introducción de datos de entrada para el intercambiador de doble tubo

Luego de haber introducido todos los datos anteriores puede pasarse a la segunda pestaña llamada “Selección del Intercambiador”. Esta pestaña consta de cuatro pestañas más. Para el intercambiador de doble tubo se selecciona la pestaña “Doble Tubo”.



INTER-EIQ Evaluación de intercambiadores de calor

Principal. Selección de componentes, estado y composición de la mezcla Selección del Intercambiador

Doble Tubo Carcasa y Tubo Placas Lisas Placas Corrugadas: Tipo Chevron

Contraflujo

Diametro interno del tubo interno =	0.035052	m
Diametro externo del tubo interno =	0.0420624	m
Diametro interno del anulo =	0.052578	m
Longitud Requerida =	35.3568	m
Numero de horquillas =	3	adim.
Rugosidad relativa del metal =	1.5E-5	m
Flujo masico por el tubo interno =	0.797567	Kg/s
Flujo masico por el anulo =	1.2373	Kg/s

Para simulación dinamica, indique el numero de partes a dividir la longitud del intercambiador --> 1

**Generar**  
Generar Resultados en Estado Estacionario

**Resultados**

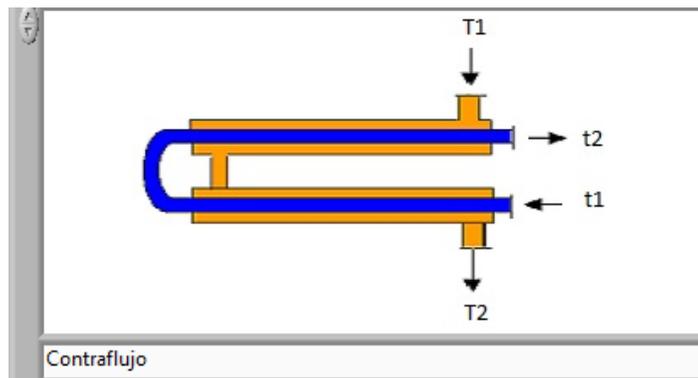
Temperatura de salida tubo interno (t2) =	322.977	K
Temperatura de salida del anulo (T2) =	309.58	K
Caida de presion en tubo interno (DPI) =	19700.6	Pa
Caida de presion en el anulo (DPA) =	60541.1	Pa

Click para entrar en: Dinamico, Lazo Abierto

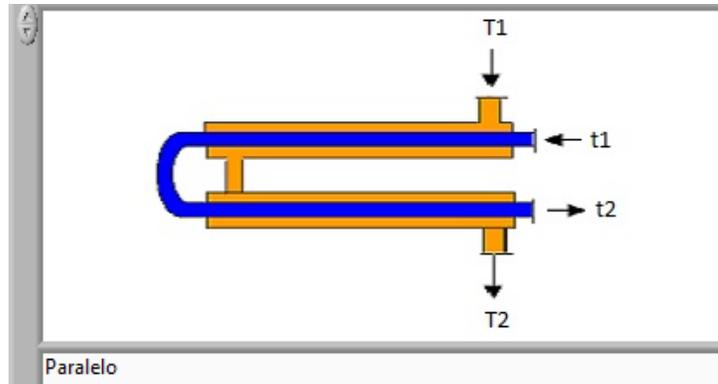
Click para entrar en: Dinamico, Lazo Cerrado

Temperatura de entrada tubo interno (t1) = 299.81 K  
Temperatura de entrada del anulo (T1) = 344.26 K  
Presion de entrada del tubo interno (PI) = 101.3 Kpa  
Presion de entrada del anulo (Pi) = 101.3 Kpa  
Area de Transferencia de Calor = 4.84954 m2  
Conductividad del metal = 376.268 W/m\*K  
Factores de Obstruccion  
Tubo interno = 0 m2\*K/W Anulo = 0.0003522 m2\*K/W

Inicialmente se puede observar una imagen del intercambiador doble tubo, en la cual se identifican las temperaturas de entrada y salida del intercambiador. Esta imagen corresponde a la selección del tipo de flujo, bien sea contracorriente o paralelo.



Al darle click a la flecha que aparece en la esquina superior izquierda de esta imagen se puede cambiar el flujo a paralelo.



Luego de haber seleccionado el tipo de flujo se procede a introducir los datos de entrada principales que son las temperaturas y presiones de entrada. Al lado del nombre de la variable se encuentra la nomenclatura usada en el programa y del lado izquierdo del espacio donde se introduce el valor de la variable se presentan las unidades en las cuales deben ser introducidos los datos.

Luego de ser completado este cuadro, se procede a introducir el área de transferencia de calor, la conductividad de la pared y los factores de obstrucción.

Posteriormente en la parte central se deben llenar los flujos másicos y los parámetros geométricos del intercambiador: diámetro interno y externo del tubo interno, diámetro interno del ánulo, longitud requerida, número de horquillas y rugosidad del material.

Del lado izquierdo de la pestaña se presenta el botón “Generar Resultados”, el cual debe ser presionado para obtener los resultados de la evaluación en estado estacionario del intercambiador.

**NOTA: ESTE BOTÓN NO DEBE SER PRESIONADO HASTA QUE NO HAYAN SIDO LLENADOS TODOS LOS DATOS DE ENTRADA QUE SE PRESENTAN EN LA PESTAÑA ANTERIORMENTE DESCRITA.**

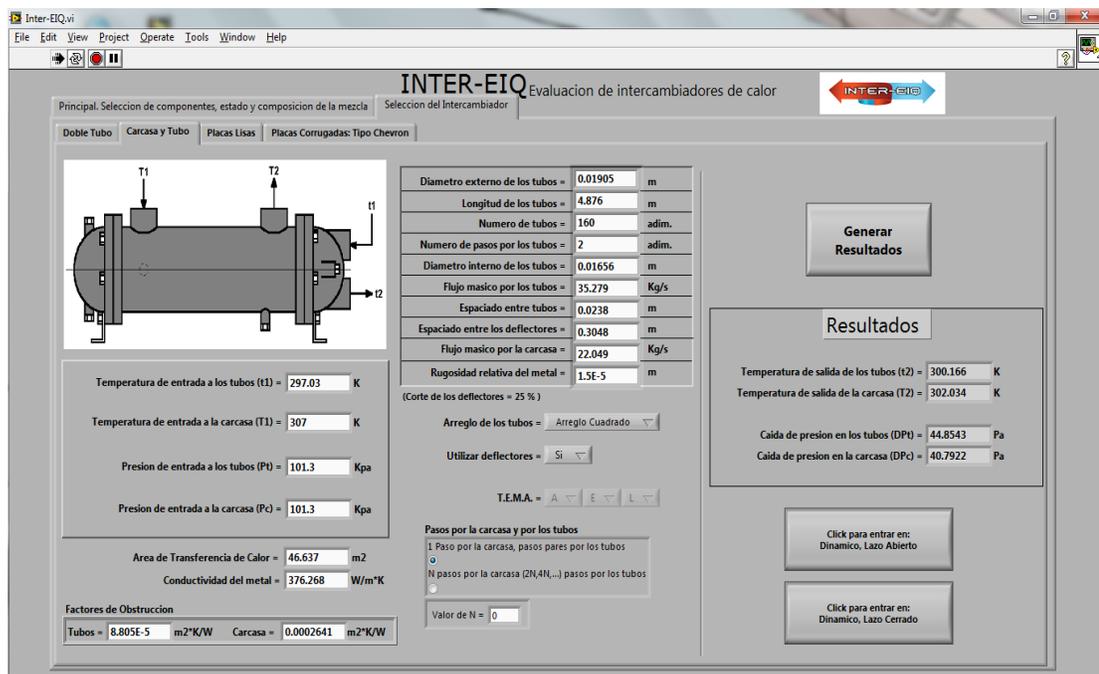
Al presionar el botón se llena el cuadro perteneciente a resultados y la evaluación del intercambiador doble tubo en estado estacionario ha sido completada.

### ¿Cómo evaluar un intercambiador de carcasa y tubos en estado estacionario?

Para evaluar un intercambiador de carcasa y tubos en estado estacionario, inicialmente se deben realizar todos los llamados “Pasos Iniciales” descritos en la sección anterior.

### Introducción de datos de entrada para el intercambiador de doble tubo

Luego de haber introducido todos los datos anteriores puede pasarse a la segunda pestaña llamada “Selección del Intercambiador”. Esta pestaña consta de cuatro pestañas más. Para el intercambiador de carcasa y tubos se selecciona la pestaña “Carcasa y Tubos”. Esta pestaña funciona de manera similar a la presentada para los intercambiadores de doble tubo.



Inicialmente se puede observar una imagen del intercambiador carcasa y tubos, en la cual se identifican las temperaturas de entrada y salida del

intercambiador. Luego, se procede a introducir los datos de entrada principales que son las temperaturas y presiones de entrada. Al lado del nombre de la variable se encuentra la nomenclatura usada en el programa y del lado izquierdo del espacio donde se introduce el valor de la variable se presentan las unidades en las cuales deben ser introducidos los datos.

Luego de ser completado este cuadro, se procede a introducir el área de transferencia de calor, la conductividad de la pared y los factores de obstrucción.

Posteriormente en la parte central se deben llenar los flujos másicos y los parámetros geométricos del intercambiador: diámetro externo e interno de los tubos, longitud de los tubos, número de tubos, número de pasos por los tubos, espaciado entre los tubos, espaciado de los deflectores y rugosidad relativa.

Se debe seleccionar el arreglo de los tubos, si es triangular o cuadrado. Si el intercambiador a evaluar posee o no deflectores y el número de pasos por la carcasa y por los tubos.

Del lado izquierdo de la pestaña se presenta el botón “Generar Resultados”, el cual debe ser presionado para obtener los resultados de la evaluación en estado estacionario del intercambiador.

**NOTA: ESTE BOTÓN NO DEBE SER PRESIONADO HASTA QUE NO HAYAN SIDO LLENADOS TODOS LOS DATOS DE ENTRADA QUE SE PRESENTAN EN LA PESTAÑA ANTERIORMENTE DESCRITA.**

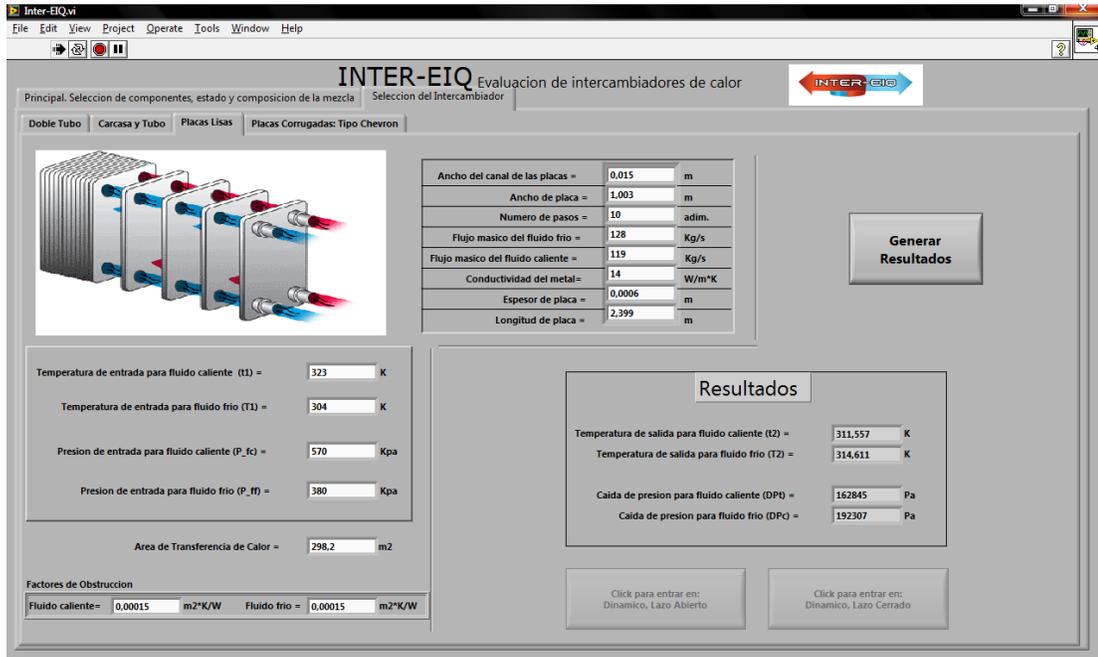
Al presionar el botón se llena el cuadro perteneciente a resultados y la evaluación del intercambiador de carcasa y tubos en estado estacionario ha sido completada.

## ¿Cómo evaluar un intercambiador de placas lisas en estado estacionario?

Para evaluar un intercambiador de placas lisas en estado estacionario, inicialmente se deben realizar todos los llamados “Pasos Iniciales” descritos en la sección “¿Cómo evaluar un intercambiador de doble tubo en estado estacionario?”.

### Introducción de datos de entrada para el intercambiador de placas lisas

Luego de haber introducido todos los datos anteriores puede pasarse a la segunda pestaña llamada “Selección del Intercambiador”. Esta pestaña consta de cuatro pestañas más. Para el intercambiador de placas lisas se selecciona la pestaña “Placas Lisas”.



Principal. Selección de componentes, estado y composición de la mezcla Selección del Intercambiador

Doble Tubo Carcasa y Tubo **Placas Lisas** Placas Corrugadas: Tipo Chevron

Ancho del canal de las placas =	0,015	m
Ancho de placa =	1,003	m
Numero de pasos =	10	adim.
Flujo masico del fluido frio =	128	Kg/s
Flujo masico del fluido caliente =	119	Kg/s
Conductividad del metal =	14	W/m*K
Espesor de placa =	0,0006	m
Longitud de placa =	2,399	m

**Generar Resultados**

**Resultados**

Temperatura de salida para fluido caliente (T2) =	311,557	K
Temperatura de salida para fluido frío (T2) =	314,611	K
Caída de presión para fluido caliente (DPD) =	162845	Pa
Caída de presión para fluido frío (DPC) =	192307	Pa

Temperatura de entrada para fluido caliente (T1) = 323 K  
Temperatura de entrada para fluido frío (T1) = 304 K  
Presión de entrada para fluido caliente (P\_fc) = 570 Kpa  
Presión de entrada para fluido frío (P\_ff) = 380 Kpa  
Área de Transferencia de Calor = 298,2 m2

Factores de Obstrucción  
Fluido caliente = 0,00015 m2\*K/W Fluido frío = 0,00015 m2\*K/W

Click para entrar en: Dinamico, Lazo Abierto / Click para entrar en: Dinamico, Lazo Cerrado

Inicialmente se puede observar una imagen del intercambiador de placas lisas. Luego, se procede a introducir los datos de entrada principales que son las temperaturas y presiones de entrada. Al lado del nombre de la variable se encuentra la nomenclatura usada en el programa y del lado izquierdo del espacio donde se introduce el valor de la variable se presentan las unidades en las cuales deben ser introducidos los datos.

Luego de ser completado este cuadro, se procede a introducir el área de transferencia de calor y los factores de obstrucción.

Posteriormente en la parte central se deben llenar los flujos másicos y los parámetros geométricos del intercambiador: ancho del canal de la placa, ancho de la placa, número de pasos por las placas, espesor de la placa, longitud de la placa y conductividad del material.

Del lado izquierdo de la pestaña se presenta el botón “Generar Resultados”, el cual debe ser presionado para obtener los resultados de la evaluación en estado estacionario del intercambiador.

**NOTA: ESTE BOTÓN NO DEBE SER PRESIONADO HASTA QUE NO HAYAN SIDO LLENADOS TODOS LOS DATOS DE ENTRADA QUE SE PRESENTAN EN LA PESTAÑA ANTERIORMENTE DESCRITA.**

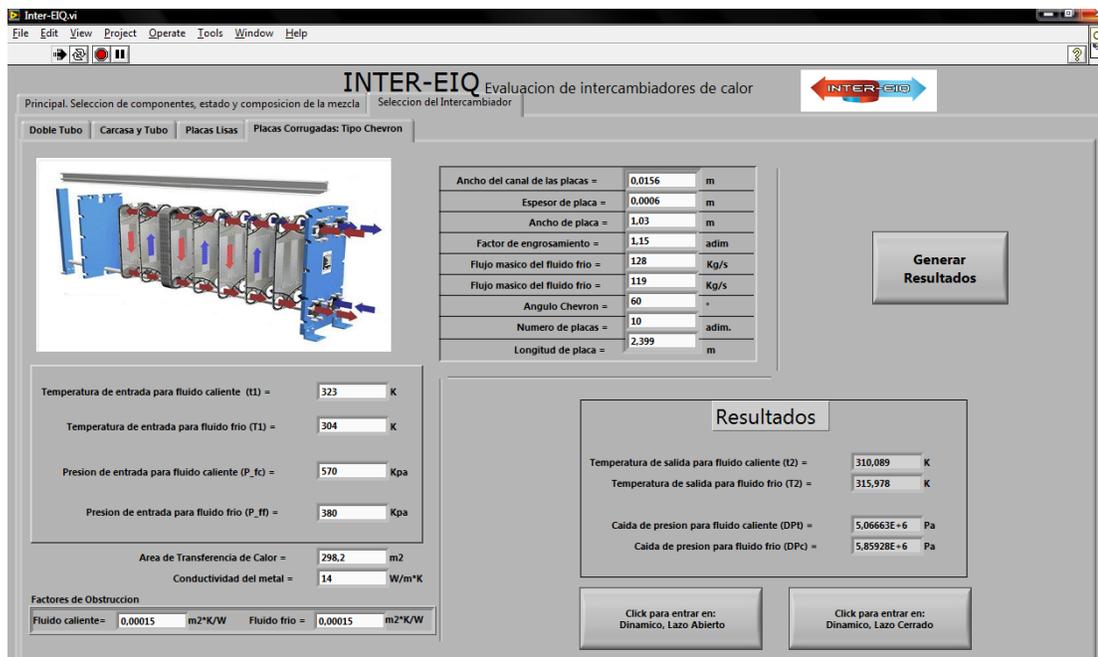
Al presionar el botón se llena el cuadro perteneciente a resultados y la evaluación del intercambiador de placas lisas en estado estacionario ha sido completada.

### **¿Cómo evaluar un intercambiador de placas corrugadas en estado estacionario?**

Para evaluar un intercambiador de placas corrugadas en estado estacionario, inicialmente se deben realizar todos los llamados “Pasos Iniciales” descritos en la sección “¿Cómo evaluar un intercambiador de doble tubo en estado estacionario?”.

### **Introducción de datos de entrada para el intercambiador de placas lisas**

Luego de haber introducido todos los datos anteriores puede pasarse a la segunda pestaña llamada “Selección del Intercambiador”. Esta pestaña consta de cuatro pestañas más. Para el intercambiador de placas corrugadas se selecciona la pestaña “Placas Corrugadas”. Esta pestaña es similar a la descrita para el intercambiador de placas lisas.



Inicialmente se puede observar una imagen del intercambiador de placas corrugadas. Luego, se procede a introducir los datos de entrada principales que son las temperaturas y presiones de entrada. Al lado del nombre de la variable se encuentra la nomenclatura usada en el programa y del lado izquierdo del espacio donde se introduce el valor de la variable se presentan las unidades en las cuales deben ser introducidos los datos.

Luego de ser completado este cuadro, se procede a introducir el área de transferencia de calor, la conductividad térmica del material y los factores de obstrucción.

Posteriormente en la parte central se deben llenar los flujos másicos y los parámetros geométricos del intercambiador: ancho del canal de placa, espesor de la placa, ancho de la placa, factor de engrosamiento, ángulo chevron, número de placas y longitud de las placas.

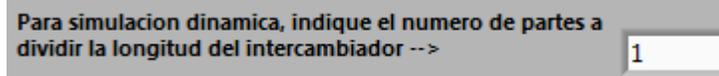
Del lado izquierdo de la pestaña se presenta el botón “Generar Resultados”, el cual debe ser presionado para obtener los resultados de la evaluación en estado estacionario del intercambiador.

**NOTA: ESTE BOTÓN NO DEBE SER PRESIONADO HASTA QUE NO HAYAN SIDO LLENADOS TODOS LOS DATOS DE ENTRADA QUE SE PRESENTAN EN LA PESTAÑA ANTERIORMENTE DESCRITA.**

Al presionar el botón se llena el cuadro perteneciente a resultados y la evaluación del intercambiador de placas corrugadas en estado estacionario ha sido completada.

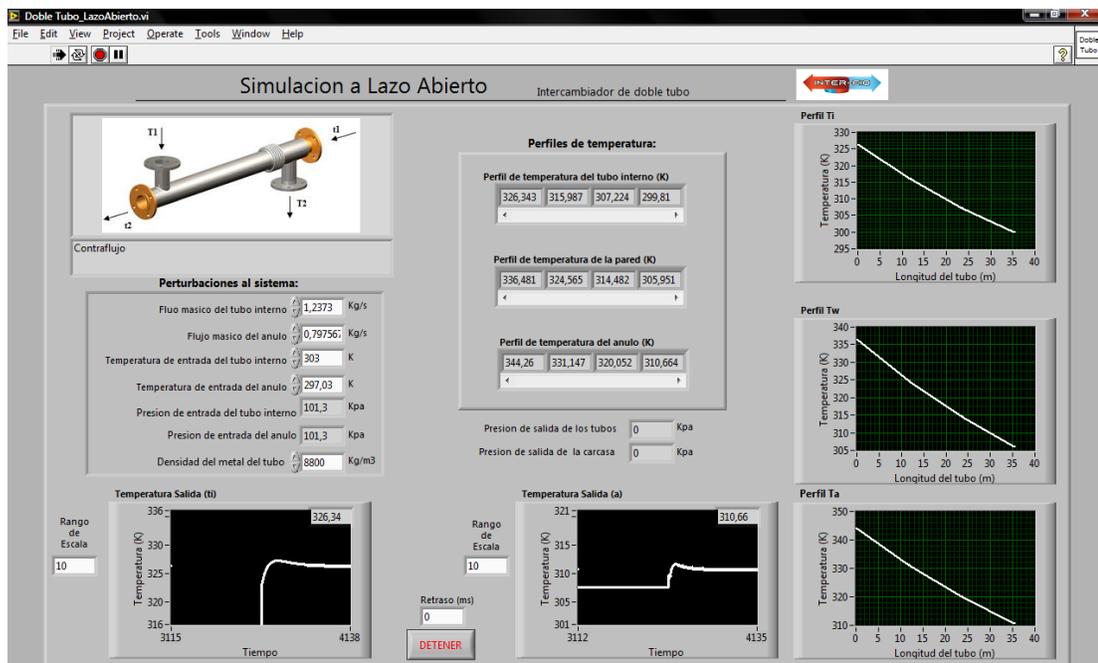
### **¿Cómo evaluar un intercambiador de doble tubo en condiciones dinámicas a lazo abierto?**

Para evaluar un intercambiador de doble tubo en condiciones dinámicas a lazo abierto inicialmente debe ser evaluado en estado estacionario (Ver sección: ¿Cómo evaluar un intercambiador de doble tubo en estado estacionario?). Además se debe completar el campo “Para simulación dinámica, indique el número de partes a dividir la longitud del intercambiador”. Se recomienda no utilizar un valor mayor a 20, debido a que el lazo puede volverse inestable.



Para simulacion dinamica, indique el numero de partes a dividir la longitud del intercambiador -->

Luego de haber sido evaluado el intercambiador en estado estacionario se debe presionar el botón llamado “Click para entrar en: Dinámico Lazo Abierto” ubicado en la pestaña perteneciente al intercambiador de doble tubo en el programa principal. Al darle click a este botón se abrirá una ventana como la que se presenta a continuación:



Para realizar entonces la evaluación en condiciones dinámicas a lazo abierto, se pueden realizar variaciones en las variables de perturbación del sistema, que se presentan en el cuadro “Perturbaciones del sistema”. El En cuanto a la densidad del material del tubo, el programa presenta un valor por defecto, que puede ser cambiado si el usuario lo conoce.

En la parte central se presenta el perfil de temperatura del tubo interno, del ánulo y de la pared. Los perfiles cambiarán su dimensión de acuerdo al número de divisiones seleccionadas para la longitud del tubo. La variación de estos perfiles con respecto a la longitud se presenta en los tres gráficos ubicados del lado derecho de la interfaz.

Debajo de los arreglos con los perfiles se presentan las presiones de salida del lado de los tubos y del ánulo. Por último se presentan los gráficos de la variación de las temperaturas de salidas con respecto al tiempo.

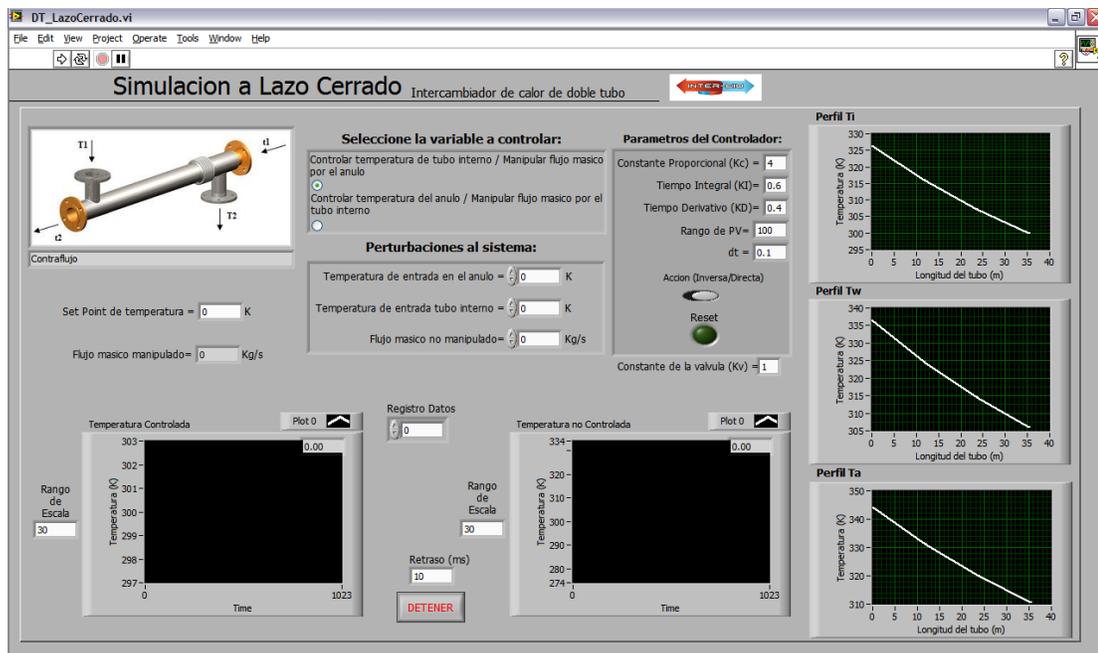
Si el usuario desea, puede modificar el retraso o tiempo que espera el programa para realizar cada iteración. Entonces, se pueden visualizar más rápido o

más lento los cambios en las variables. Además los rangos de temperatura de los gráficos pueden ser variados por el usuario a su gusto y la escala del gráfico se auto ajusta de acuerdo a los valores de las variables de interés.

### ¿Cómo evaluar un intercambiador de doble tubo en condiciones dinámicas a lazo cerrado?

Para evaluar un intercambiador de doble tubo en condiciones dinámicas a lazo abierto inicialmente debe ser evaluado en estado estacionario (Ver sección: ¿Cómo evaluar un intercambiador de doble tubo en estado estacionario?)

Luego de haber sido evaluado el intercambiador en estado estacionario se debe presionar el botón llamado “Click para entrar en: Dinámico Lazo Cerrado” ubicado en la pestaña perteneciente al intercambiador de doble tubo en el programa principal. Al darle click a este botón se abrirá una ventana como la que se presenta a continuación:



### **¿Cómo evaluar un intercambiador de carcasa y tubos en condiciones dinámicas a lazo abierto?**

Para evaluar un intercambiador de carcasa y tubos en condiciones dinámicas a lazo abierto inicialmente debe ser evaluado en estado estacionario (Ver sección: ¿Cómo evaluar un intercambiador de carcasa y tubos en estado estacionario?)

Luego de haber sido evaluado el intercambiador en estado estacionario se debe presionar el botón llamado “Click para entrar en: Dinámico Lazo Abierto” ubicado en la pestaña perteneciente al intercambiador de carcasa y tubo en el programa principal. Al darle click a este botón se abrirá una ventana como la que se presenta a continuación:

Esta ventana permite estudiar el efecto de las perturbaciones en el sistema sobre las variables de interés. Entonces si se desea por ejemplo estudiar el cambio en las temperaturas de salida del intercambiador, cuando se varía el flujo másico de los tubos, simplemente se debe modificar su valor en el cuadro de perturbaciones al sistema y observar los gráficos de temperatura y presión presentados en la ventana. De igual manera si se desea introducir una perturbación distinta al sistema.

### **¿Cómo evaluar un intercambiador de carcasa y tubos en condiciones dinámicas a lazo cerrado?**

Para evaluar un intercambiador de carcasa y tubos en condiciones dinámicas a lazo cerrado inicialmente debe ser evaluado en estado estacionario (Ver sección: ¿Cómo evaluar un intercambiador de carcasa y tubos en estado estacionario?)

Luego de haber sido evaluado el intercambiador en estado estacionario se debe presionar el botón llamado “Click para entrar en: Dinámico Lazo Cerrado” ubicado en la pestaña perteneciente al intercambiador de carcasa y tubos en el

programa principal. Al darle click a este botón se abrirá una ventana como la que se presenta a continuación:



Primero se debe seleccionar la variable a controlar, el usuario tiene dos opciones:

- Controlar la temperatura de salida de los tubos, manipulando el flujo de entrada de la carcasa.
- Controlar la temperatura de salida de la carcasa, manipulando el flujo de entrada de los tubos.

Posteriormente se debe seleccionar los parámetros del controlador y de la válvula, puede utilizarse un controlador proporcional, proporcional integral o proporcional integral derivativo.

Si bien la entonación de los parámetros del controlador es manual, al lazo cerrado se le coloca una re inicialización o reseteo de los parámetros de acumulación dentro del controlador cada vez que el usuario, de forma manual, manipule alguno de los parámetros del controlador. De igual manera si se desea re inicializar estos

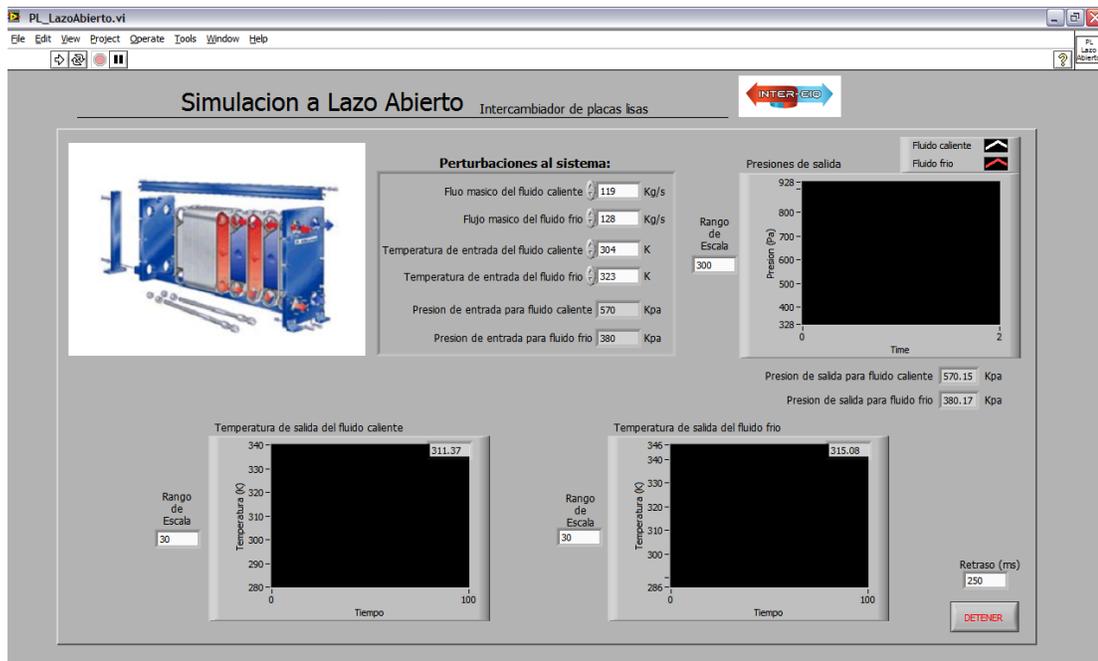
parámetros en cualquier momento se puede presionar el botón “Reset” que se encuentra en los parámetros del controlador.

Por último se debe introducir el set point de la variable controlada. Entonces, se puede estudiar los efectos de las perturbaciones sobre la variable controlada y la no controlada modificando los valores de las variables de perturbación en el cuadro de perturbaciones al sistema.

### **¿Cómo evaluar un intercambiador de placas lisas en condiciones dinámicas a lazo abierto?**

Para evaluar un intercambiador de placas lisas en condiciones dinámicas a lazo abierto inicialmente debe ser evaluado en estado estacionario (Ver sección: ¿Cómo evaluar un intercambiador de placas lisas en estado estacionario?)

Luego de haber sido evaluado el intercambiador en estado estacionario se debe presionar el botón llamado “Click para entrar en: Dinámico Lazo Abierto” ubicado en la pestaña perteneciente al intercambiador de placas lisas en el programa principal. Al darle click a este botón se abrirá una ventana como la que se presenta a continuación:

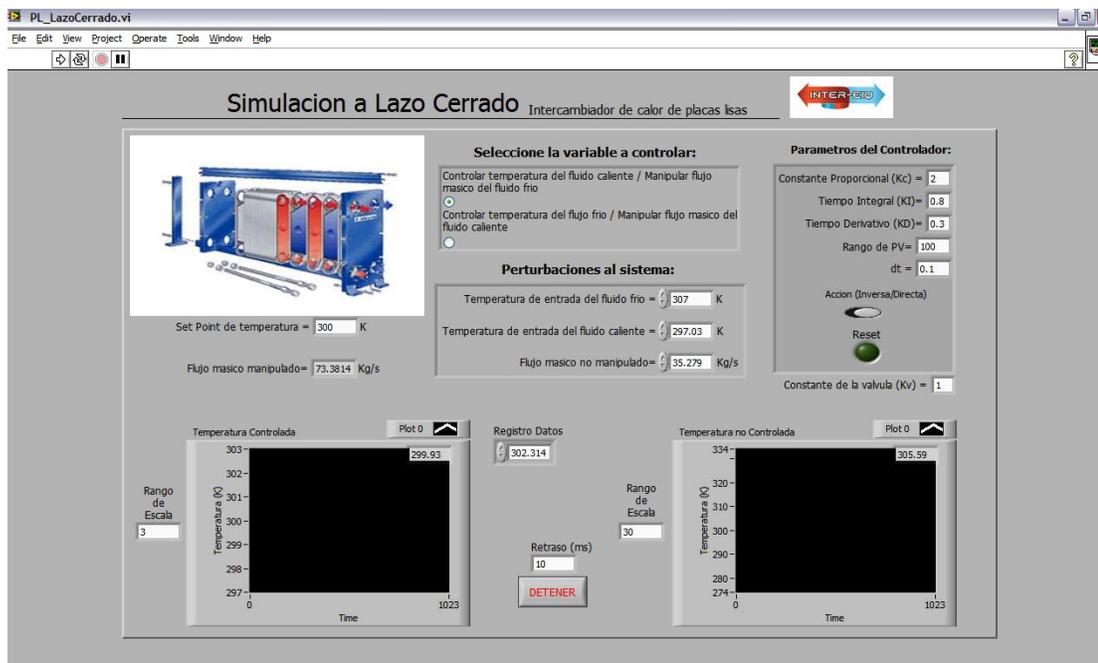


Esta ventana permite estudiar el efecto de las perturbaciones en el sistema sobre las variables de interés. Entonces si se desea por ejemplo estudiar el cambio en las temperaturas de salida del intercambiador, cuando se varía el flujo másico del fluido frío, simplemente se debe modificar su valor en el cuadro de perturbaciones al sistema y observar los gráficos de temperatura y presión presentados en la ventana. De igual manera si se desea introducir una perturbación distinta al sistema.

### ¿Cómo evaluar un intercambiador de placas lisas en condiciones dinámicas a lazo cerrado?

Para evaluar un intercambiador de placas lisas en condiciones dinámicas a lazo cerrado inicialmente debe ser evaluado en estado estacionario (Ver sección: ¿Cómo evaluar un intercambiador de carcasa y tubos en estado estacionario?)

Luego de haber sido evaluado el intercambiador en estado estacionario se debe presionar el botón llamado “Click para entrar en: Dinámico Lazo Cerrado” ubicado en la pestaña perteneciente al intercambiador de placas lisas en el programa principal. Al darle click a este botón se abrirá una ventana como la que se presenta a continuación:



Primero se debe seleccionar la variable a controlar, el usuario tiene dos opciones:

- Controlar la temperatura de salida del fluido caliente, manipulando el flujo de entrada del fluido frío.
- Controlar la temperatura de salida del fluido frío, manipulando el flujo de entrada del fluido caliente.

Posteriormente se debe seleccionar los parámetros del controlador y de la válvula, puede utilizarse un controlador proporcional, proporcional integral o proporcional integral derivativo.

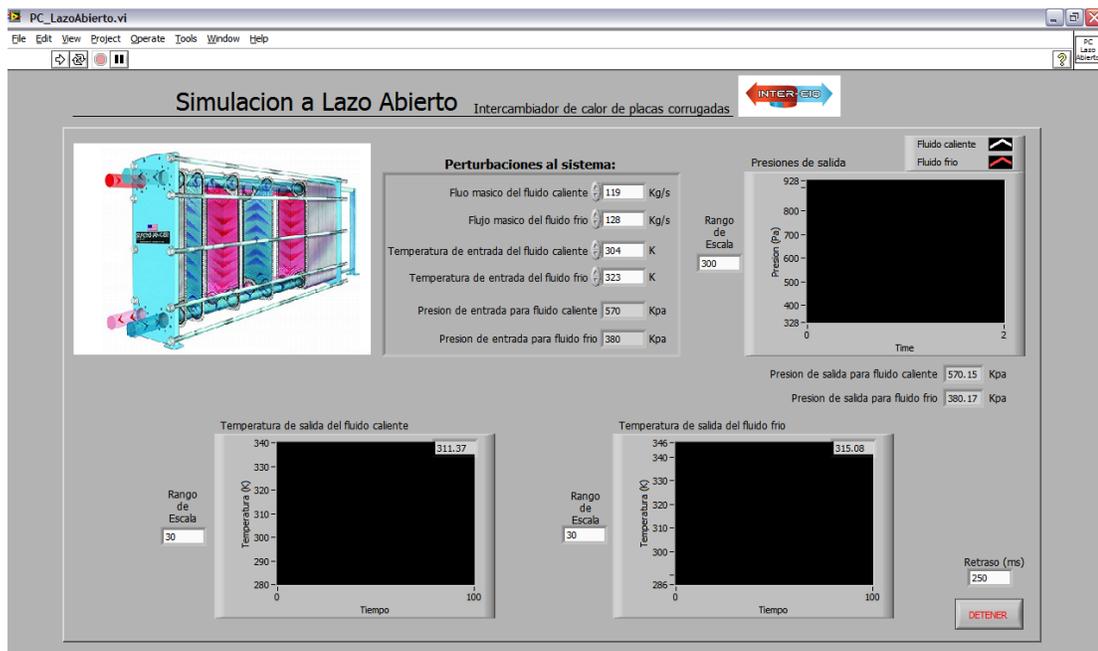
Si bien la entonación de los parámetros del controlador es manual, al lazo cerrado se le coloca una re inicialización o reseteo de los parámetros de acumulación dentro del controlador cada vez que el usuario, de forma manual, manipule alguno de los parámetros del controlador. De igual manera si se desea re inicializar estos parámetros en cualquier momento se puede presionar el botón “Reset” que se encuentra en los parámetros del controlador.

Por último se debe introducir el set point de la variable controlada. Entonces, se puede estudiar los efectos de las perturbaciones sobre la variable controlada y la no controlada modificando los valores de las variables de perturbación en el cuadro de perturbaciones al sistema.

### ¿Cómo evaluar un intercambiador de placas corrugadas en condiciones dinámicas a lazo abierto?

Para evaluar un intercambiador de placas corrugadas en condiciones dinámicas a lazo abierto inicialmente debe ser evaluado en estado estacionario (Ver sección: ¿Cómo evaluar un intercambiador de placas corrugadas en estado estacionario?)

Luego de haber sido evaluado el intercambiador en estado estacionario se debe presionar el botón llamado “Click para entrar en: Dinámico Lazo Abierto” ubicado en la pestaña perteneciente al intercambiador de placas corrugadas en el programa principal. Al darle click a este botón se abrirá una ventana como la que se presenta a continuación:

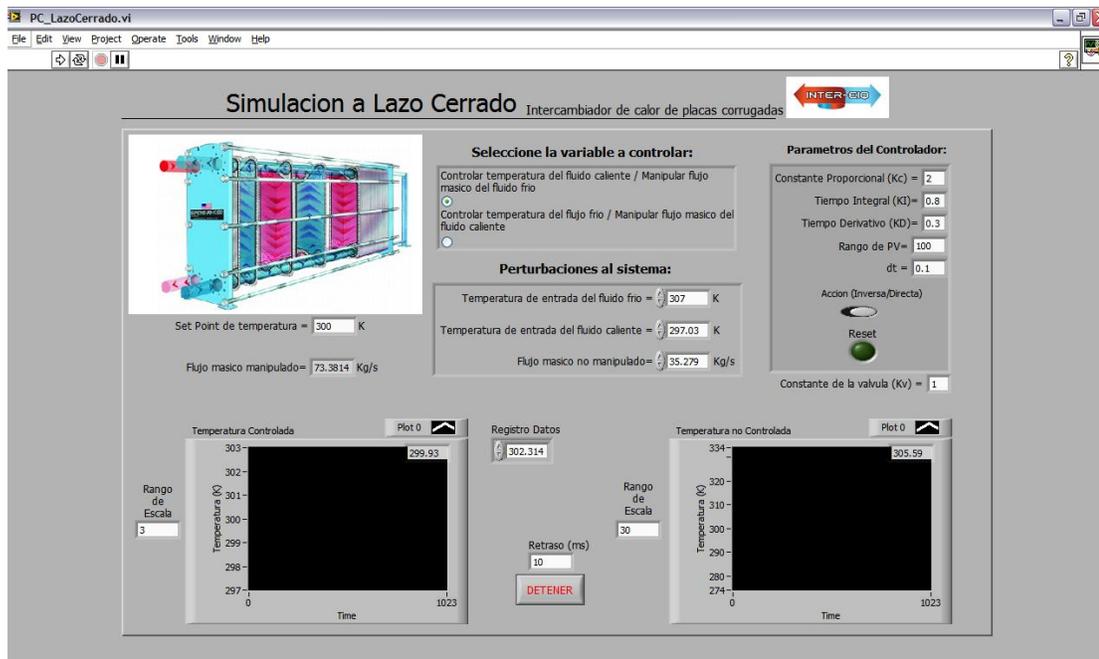


Esta ventana permite estudiar el efecto de las perturbaciones en el sistema sobre las variables de interés. Entonces si se desea por ejemplo estudiar el cambio en las temperaturas de salida del intercambiador, cuando se varía el flujo másico del fluido frío, simplemente se debe modificar su valor en el cuadro de perturbaciones al sistema y observar los gráficos de temperatura y presión presentados en la ventana. De igual manera si se desea introducir una perturbación distinta al sistema.

### **¿Cómo evaluar un intercambiador de placas corrugadas en condiciones dinámicas a lazo cerrado?**

Para evaluar un intercambiador de placas corrugadas en condiciones dinámicas a lazo cerrado inicialmente debe ser evaluado en estado estacionario (Ver sección: ¿Cómo evaluar un intercambiador de placas corrugadas en estado estacionario?)

Luego de haber sido evaluado el intercambiador en estado estacionario se debe presionar el botón llamado “Click para entrar en: Dinámico Lazo Cerrado” ubicado en la pestaña perteneciente al intercambiador de placas corrugadas en el programa principal. Al darle click a este botón se abrirá una ventana como la que se presenta a continuación:



Primero se debe seleccionar la variable a controlar, el usuario tiene dos opciones:

- Controlar la temperatura de salida del fluido caliente, manipulando el flujo de entrada del fluido frío.
- Controlar la temperatura de salida del fluido frío, manipulando el flujo de entrada del fluido caliente.

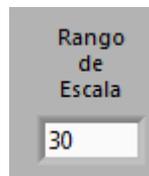
Posteriormente se debe seleccionar los parámetros del controlador y de la válvula, puede utilizarse un controlador proporcional, proporcional integral o proporcional integral derivativo.

Si bien la entonación de los parámetros del controlador es manual, al lazo cerrado se le coloca una re inicialización o reseteo de los parámetros de acumulación dentro del controlador cada vez que el usuario, de forma manual, manipule alguno de los parámetros del controlador. De igual manera si se desea re inicializar estos parámetros en cualquier momento se puede presionar el botón “Reset” que se encuentra en los parámetros del controlador.

Por último se debe introducir el set point de la variable controlada. Entonces, se puede estudiar los efectos de las perturbaciones sobre la variable controlada y la no controlada modificando los valores de las variables de perturbación en el cuadro de perturbaciones al sistema.

### **¿Puedo cambiar el rango de la escala de los gráficos?**

Sí, simplemente se debe colocar el número que se desee en el cuadro denominado Rango de Escala.



A screenshot of a control panel element. It consists of a grey rectangular box with the text "Rango de Escala" centered at the top. Below the text is a white rectangular input field containing the number "30".

### **¿Qué puedo hacer si los cambios en las variables de salida se presentan muy rápido o muy lentamente?**

Para poder presenciar mejor las condiciones de salida el usuario puede modificar el parámetro denominado retraso, generando un atraso en la velocidad con la que se ejecuta el programa.



A screenshot of a control panel element. It consists of a grey rectangular box with the text "Retraso (ms)" centered at the top. Below the text is a white rectangular input field containing the number "0".

Este retraso esta en milisegundos.

## **Capítulo 4**

### **Ampliación de la base de datos**

#### **¿Se puede ampliar la base de datos creada en Microsoft Access?**

Si, se puede ampliar la base de datos creada para incorporarle más componentes al programa.

#### **¿Qué debo hacer para ampliar esta base de datos?**

En el CD donde se encuentra el programa se encuentra un archivo de Microsoft Access llamado BDTEG, este archivo contiene la base de datos creada para el programa. Usted puede ampliar esta base de datos haciendo uso de un archivo también llamado BDTEG pero de Microsoft Excel, modificando ese documento o modificándola directamente en Access.

#### **Si desea agregar componentes a la base de datos haciendo uso de Excel o Access.**

Inicialmente se debe realizar una búsqueda en los simuladores Pro II y Aspen Hysys para ubicar las constantes de las correlaciones dependientes de la temperatura para los componentes deseados. Luego, se debe buscar en los simuladores mencionados o en la bibliografía ingenieril las propiedades no dependientes de la temperatura. Luego de tener todos los parámetros, se posee a llenar la tabla en Microsoft Excel. Si la tabla es llenada en Excel esta debe ser importada a Access. Esto debe hacerse de la siguiente manera: iniciar Microsoft Access, en el lado derecho aparece la opción de crear base de datos en blanco.

Esta base de datos debe ser creada con el mismo nombre que la base de datos anterior para que el programa pueda comunicarse con la misma sin inconvenientes. Luego de nombrada la base de datos, en la opción de Access llamada Datos Externos seleccionar la opción Excel. Se abrirá una ventana en la cual Access te pide que se busque en la computadora el archivo de Excel que se va a importar y darle a aceptar.

Ahora debe procederse a seleccionar las características de importación en Access. En la segunda pestaña se debe seleccionar la opción “Primera fila contiene encabezados de columna”. Luego debe procederse a llenar los campos de la base de datos, estos deben ser los mismos nombres que tenía la base de datos anterior (nombre, peso molecular, temperatura crítica, etc.). El nombre de la tabla en este momento es “Hoja 1: Tabla”, este nombre debe ser cambiado a Tablita. Entonces, ya está lista la base de datos Access con los componentes agregados.

Por otro lado, si prefiere trabajar en Access lo que debe hacerse es modificar la base de datos original BDTEG directamente en Access, tal cual como si fuera una hoja de Excel.